

Dietmar Findeisen
Siegfried Helduser

Ölhydraulik

Handbuch der hydraulischen Antriebe
und Steuerungen

6. Auflage

VDI

 Springer Vieweg

Ölhydraulik

Dietmar Findeisen • Siegfried Helduser

Ölhydraulik

Handbuch der hydraulischen Antriebe
und Steuerungen

6., neu bearbeitete Auflage

Dietmar Findeisen
Berlin
Deutschland

Siegfried Helduser
Krefeld
Deutschland

Die 1. und 2. Aufl. erschienen im Schweizer Verlagshaus AG, Zürich

ISBN 978-3-642-54908-3

ISBN 978-3-642-54909-0 (eBook)

DOI 10.1007/978-3-642-54909-0

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Springer Vieweg

© Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1978, 1992, 2006, 2015

Das Werk einschließlich aller seiner Teile ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung, die nicht ausdrücklich vom Urheberrechtsgesetz zugelassen ist, bedarf der vorherigen Zustimmung des Verlags. Das gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Bearbeitungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen und die Einspeicherung und Verarbeitung in elektronischen Systemen.

Die Wiedergabe von Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenbezeichnungen usw. in diesem Werk berechtigt auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, dass solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und daher von jedermann benutzt werden dürften.

Gedruckt auf säurefreiem und chlorfrei gebleichtem Papier

Springer Vieweg ist eine Marke von Springer DE. Springer DE ist Teil der Fachverlagsgruppe Springer Science+Business Media
www.springer-vieweg.de

Vorwort zur 6. Auflage

Hydraulische Antriebe leisten einen wichtigen Beitrag zur Automatisierung und konstruktiven Vereinfachung von Maschinen und Anlagen. Sie haben einige prinzipbedingte Vorteile, die diesen Erfolg begründen: Die hohe Energiedichte ermöglicht eine sehr kompakte Bauweise mit geringen bewegten Massen; die Komponenten eines hydraulischen Systems lassen sich freizügig in einer Maschine anordnen, und ihr hoher technischer Entwicklungsstand ermöglicht eine gute Steuer- und Regelbarkeit von Antriebssystemen mit exzellentem Zeitverhalten. Hinzu kommt, dass hydraulische Antriebe Linearbewegungen effizient und direkt, ohne Zwischenschaltung von Gewindetrieben erzeugen können. Dies hat der Hydraulik ein breites Anwendungsgebiet im stationären Maschinenbau, in fahrenden Arbeitsmaschinen, in Kraftfahrzeugen sowie in der Luft- und Raumfahrt gesichert.

Das Buch „Ölhydraulik“ soll einen möglichst umfassenden Überblick über moderne Komponenten und Systeme der hydraulischen Antriebs-, Steuerungs- und Regelungstechnik vermitteln. Es ist konzipiert für Entwicklungsingenieure und Konstrukteure in der Praxis sowie Studierende des Maschinenbaus und der Mechatronik an Universitäten und Fachhochschulen. Daher kann es auch als Leitfaden für Lehrveranstaltungen dienen sowie für Studierende und Berufstätige zum Selbststudium, zur Weiterbildung oder als Nachschlagewerk. Eine anschauliche und anwendungsorientierte Darstellung der fachlichen Zusammenhänge erleichtert den Zugang zu diesem interessanten und hochaktuellen Fachgebiet, ohne auf die notwendigen physikalischen und mathematischen Grundlagen zu verzichten. Sie sind für den Ingenieur unerlässlich.

Bereits seit der Erstauflage im Jahre 1962 wird Wert darauf gelegt, durch Hervorhebungen wesentlicher Begriffe und Zusammenhänge den Leser beim Auffinden und Einarbeiten in spezifische Themengebiete zu unterstützen. So steht am Anfang jedes Kapitels eine kurze Zusammenfassung. Außerdem erleichtern „Hinweise für die Praxis“ die Umsetzung der technisch-physikalischen Zusammenhänge. Die enge Verbindung von Wissensvermittlung und praktischer Anwendung bietet die Möglichkeit zu einer intensiven, erfolversprechenden Auseinandersetzung mit den Inhalten.

Als Einstieg in die Ölhydraulik dient eine kurze Einordnung der hydrostatischen Leistungsübertragung in die Getriebesystematik. Verallgemeinerte Beurteilungskriterien erleichtern eine vergleichende Bewertung von Leistungsübertragern und Bewegungs-

erzeugern unterschiedlicher Energieart. Das Kap. 2 widmet sich den Grundlagen der Strömungsmechanik und den Druckflüssigkeiten. Besonders biologisch schnell abbaubare Druckflüssigkeiten stehen zunehmend im Blickpunkt.

Die Kap. 3 und 4 behandeln die zentralen hydraulischen Komponenten zur Energieumformung (Pumpen, Motoren, Zylinder) und zur Energiesteuerung (Ventile, Ventilmontagesysteme). Erhöhte Forderungen nach Geräuscharmheit, günstiger Wirkungsgradcharakteristik und Ressourceneffizienz haben zu konstruktiven Weiterentwicklungen bei den Verdrängereinheiten beigetragen, wie geräuschreduzierte Pumpen, drehzahlvariable Pumpenantriebe und kompakte, leistungsfähige Hydromotoren in Schrägscheibenbauweise, die eine räumliche Integration in die Radachse mobiler Arbeitsmaschinen ermöglichen. Hinzu kommen Stetigventile mit integrierter digitaler Regelelektronik und serieller Datenübertragung sowie modular integrierten Linearachsen. Im Kap. 5 werden Geräte zur Übertragung, Speicherung und Aufbereitung der Druckflüssigkeit vorgestellt. Sie sind für den zuverlässigen Betrieb eines jeden hydraulischen Systems notwendig.

In der Behandlung der systemtechnischen Aspekte gesteuerter und geregelter Antriebe (Kap. 6) sowie der Entwicklung von Komponenten und Systemen mithilfe der numerischen Simulation (Kap. 7) unterscheidet sich die Neuauflage von den vorangegangenen Auflagen. Elektrohydraulische Komponenten und Systeme sind mechatronische Produkte. Die Anwendung der mechatronischen Entwicklungsmethodik und die Einbeziehung virtueller Prototypen in den Entwicklungsprozess haben zu zahlreichen Verbesserungen und Neuerungen geführt. Neu hinzugekommen ist auch das Kap. 8 über Funktionale Sicherheit elektrohydraulischer Systeme. Die Methodik der neuen Europäischen Sicherheitsnorm und die Regeln bei der Auslegung einer Sicherheitsfunktion sind am Beispiel eines elektrohydraulischen Vorschubantriebs einer Werkzeugmaschine erläutert. Die Kap. 6 bis 8 wurden von Herrn Professor Dr.-Ing. Siegfried Helduser neu bearbeitet, der in der vorliegenden 6. Aufl. als Koautor mitwirkt. Zum Abschluss werden im Kap. 9 hydrostatische Antriebe nach branchentypischer Aufgabenstellung anhand ausgeführter Beispiele aus der Stationär- und Mobilhydraulik vorgestellt.

Die Autoren danken den Mitarbeitern des Fachgebietes Konstruktion von Maschinensystemen am Institut für Konstruktion, Mikro- und Medizintechnik (Prof. Dr.-Ing. H. J. Meyer) der TU Berlin sowie den Kollegen des Instituts für Fluidtechnik der TU Dresden (Prof. Dr.-Ing. J. Weber) für die wertvollen fachlichen Anregungen und die tatkräftige Unterstützung bei der Textverarbeitung und Bilderstellung. Henning Jürgen Meyer verfasste den Abschnitt über die Hydraulik in Kraftfahrzeugen. Den im Text genannten Firmen und Forschungseinrichtungen danken wir für die Bereitstellung von Informationsmaterial und Bildern. Dem Springer-Verlag gilt unser Dank für die angenehme Zusammenarbeit und die gute, bewährte Qualität der Ausstattung des Buches.

Nicht zuletzt gilt unser Dank auch unseren Familien und persönlichen Freunden, die mit großem Verständnis für den erforderlichen zeitlichen Aufwand und mit praktischer Unterstützung zur Entstehung des Buches beigetragen haben.

Wir hoffen sehr, dass dieses Buch den Technikern und Ingenieuren der Fluidtechnik eine gute Hilfe beim Erarbeiten grundlegender Zusammenhänge ist und auch als Nachschlagewerk gute Dienste leistet.

Berlin und Krefeld, Januar 2014

Dietmar Findeisen
Siegfried Helduser

Zusammenstellung der wichtigsten Formelzeichen

Formelzeichen ^a	Bedeutung	Dimension ^b	Übliche gesetzliche Einheit ^c
A	Strömungsquerschnitt, wirksame Fläche, Wärmeaustauschfläche	L^2	$\text{cm}^2 = 10^{-4}\text{m}^2$
A_D	Drosselquerschnitt		
A_1	Kolbenfläche		
A_2	Kolbenringfläche		
ΔA	Kolbenstangenfläche		
a, a_a	Beschleunigung	LT^{-2}	m/s^2
a_b	Verzögerung	LT^{-2}	m/s^2
C_h	Hydraulische Kapazität	$M^{-1}L^4T^2$	$\text{cm}^5/\text{N} = 10^{-10}\text{m}^5/\text{N}$
c	Federkonstante, Federsteife	MT^{-2}	N/m
c_h	Hydraulische Federsteife		$\text{N/mm} = 10^3 \text{N/m}$
$c_{h,T}$	Hydraulische Drehsteife	ML^2T^{-2}	Nm
C	Kolbengeschwindigkeit	LT^{-1}	m/s
c_E	Vorlaufgeschwindigkeit des Kolbens im Eilgang		
c_R	Rücklaufgeschwindigkeit des Kolbens		
c_V	Vorlaufgeschwindigkeit des Kolbens		
c_a	Schallgeschwindigkeit	LT^{-1}	m/s
c_p	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	$L^2T^{-2}\Theta^{-1}$	$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

Formelzeichen ^a	Bedeutung	Dimension ^b	Übliche gesetzliche Einheit ^c
c_v	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen	$L^2T^{-2}\Theta^{-1}$	J/(kg · K)
$D, \dot{\gamma}$	Geschwindigkeitsgefälle, Schergeschwindigkeit	T^{-1}	s^{-1}
D, ϑ	Systemdämpfung, Dämpfungsgrad	1	
D	Innerer Durchmesser der Rohrleitung	L	mm = 10^{-3} m
d	Durchmesser (der Drosselöffnung)	L	mm
d_i, d	Rohr-Innendurchmesser		
d_a	Rohr-Außendurchmesser		
d_h	Hydraulischer Durchmesser		
d_1, D	Zylinderbohrung		
d_2, d	Kolbenstangendurchmesser		
E	Elastizitätsmodul	$ML^{-1}T^2$	$N/mm^2 = 10^6$ N/m ²
E, W	Energie	ML^2T^{-2}	J = Nm
e	relative Volumenänderung, Volumendilatation	1	%
F	Amplitudenverhältnis	1	
	Übertragungsmaß	1	dB
F	Kraft	MLT^{-2}	N = kg · m/s ²
F_0, F_A	Anlaufkraft		
F_e, F_{\max}	Effektive Kolbenkraft, Nutzkraft		
F_G, G	Gewichtskraft		
F_i	Aktive Kolbenkraft		
F_L	Lastkraft		
F_R	Reibungskraft, Zylinderreibungskraft		
f	Frequenz, Periodenfrequenz	T^{-1}	Hz = s^{-1}
f_0	Kennfrequenz des gedämpften, Eigenfrequenz des ungedämpften Schwingers	T^{-1}	Hz = s^{-1}

Formelzeichen ^a	Bedeutung	Dimension ^b	Übliche gesetzliche Einheit ^c
$f_{-3\text{ dB}}$	Eckfrequenz		
f_{-90°	Phasenkritische Frequenz		
g, g_{loc} g_n	Örtliche Fallbeschleunigung = 9,80665 m/s ² Normfallbeschleunigung	LT ⁻²	m/s ²
H	Energiehöhe, gewichtskraftbezogene Energie	L	J/N = m
H	Hysterese (Übertragungskenngröße Stetigventile)	1	%
h	Geodätische Höhe	L	m
h	Spalthöhe	L	$\mu\text{m} = 10^{-6}\text{ m}$
I_e	Elektrische Stromstärke	I	A
	Als Eingangsgröße u		$\text{mA} = 10^{-3}\text{ A}$
J	Trägheitsmoment, Massenmoment 2. Grades	ML ²	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
\bar{K}	Mittlerer isentropischer Kompressionsmodul	ML ⁻¹ T ⁻²	$\text{bar} = 10^4\text{ Pa}$
$K_V, K_p,$	Übertragungsfaktor, Steilheit	1	%
k	Äquivalente Rohrrauheit	L	$\text{mm} = 10^{-3}\text{ m}$
k	Wärmedurchgangskoeffizient	MT ⁻³ Θ	W/(m ² · K)
L	Rohrlänge	L	m
l	Spaltlänge	L	mm
L_h	Hydraulische Induktivität	ML ⁻⁴	N/(m ⁵ · s ²)
L_p	Schalldruckpegel	1	dB
L_W	Schalleistungspegel	1	dB
L_{WA}	A-bewerteter Schalleistungspegel		
m	Masse	M	kg
n	Drehzahl, Umdrehungsfrequenz	T ⁻¹	s ⁻¹ , min ⁻¹ = (1/60)s
P	Leistung	ML ² T ⁻³	W = J/s, kW = 10 ³ W

Formelzeichen ^a	Bedeutung	Dimension ^b	Übliche gesetzliche Einheit ^c
P_h	Hydraulische Leistung		
P_i	Theoretische Leistung		
P_m^P, P_m	Pumpen- oder Antriebsleistung ^d		
P_m^M, P_m	Motor- oder Abtriebsleistung ^d		
P_s	Verlustleistung		
P_{St}	(elektrische) Steuerleistung		mW = 10^{-3} W
p	Druck	$ML^{-1}T^{-2}$	bar = 10^5 Pa
p_A	Arbeitsdruck ^e		
p_{abs}	absoluter Druck, Absolutdruck		
p_{amb}	(absoluter) Atmosphärendruck		
p_n	= 1,01325 bar Normdruck		
p_b	Einstelldruck		
p_{calc}	Berechnungsdruck ^e		
p_e	Überdruck, atmosphärische Druckdifferenz		
$p_{e,zul}$	Zulässiger Betriebsüberdruck		
p_{rat}	Bemessungsdruck, Auslegungsdruck ^e		
p, p_{stat}, p_{st}	Statischer Druck		
p_k, p_{kin}	Kinetischer Druck, Staudruck		
p_t, p_{tot}	Gesamtdruck, Totaldruck		
Δp	Nutzbare Betriebsdruckdifferenz		
$\Delta p^P, \Delta p$	Druckdifferenz der Pumpe (Förderdruck) ^d		
$\Delta p^M, \Delta p$	Druckdifferenz des Motors (Druckabfall) ^d		
Δp_R	Reibungsdruck (Druckverlust in geraden Rohrleitungen)		
$\Delta p_V \Sigma \Delta p_s$	Verwirbelungsverlust (Druckverlust in Einbauteilen oder Formstücken) (gesamter) Druckverlust		

Formelzeichen ^a	Bedeutung	Dimension ^b	Übliche gesetzliche Einheit ^c
q_V, \dot{V}	Volumenstrom	L^3T^{-1}	l/min = $(10^{-4}/6)$ m ³ /s
q_{Vc}	Schleppstrom (infolge bewegter Wand)		
q_{Vd}	Leckstrom (infolge Druckdifferenz)		
q_{Vi}, \dot{V}_i	Theoretischer Volumenstrom		
q_{Ve}, \dot{V}_e	Effektiver Volumenstrom		
q_{Ve}^P, q_{Ve}	Förderstrom der Pumpe ^d		
q_{Ve}^M, q_{Ve}	Schluckstrom des Motors ^d		
q_{Vs}, \dot{V}_s	Volumetrischer Verlust, Leckvolumenstrom		
Q	Wärme, Wärmemenge	MLT^{-2}	J
Re	Reynolds-Zahl	1	
Re^*, Re_{crit}	Kritische Reynolds-Zahl		
S	Kolbenhub	L	mm = 10^{-3} m
S	Umkehrspanne (Übertragungskenngröße Stetigventile)	1	%
s	Weg längs Strömungsrichtung, Stellweg	L	mm
s_b	Betätigungshub		
T, Θ	Thermodynamische Temperatur	Θ	K
T_n	= 273,15 K Normtemperatur		
$\Delta T, \Delta J$	Temperaturdifferenz		
T	Periodendauer, Schwingungsdauer, Dauer einer Umdrehung, Ersatz-Zeitkonstante	T	s
T_g	Ausgleichszeit		
T_U	Verzugszeit		
t	Zeit, Zeitspanne, Dauer	T	s
$t_A; t_{A, n}$	Anlaufzeit; Normalanlaufzeit		ms = 10^{-3} s
t_U	Umlaufzeit		min

Formelzeichen ^a	Bedeutung	Dimension ^b	Übliche gesetzliche Einheit ^c
T	Drehmoment	ML^2T^{-2}	Nm
T_e	Effektives Drehmoment		
T_e^M, T_e	Motor- oder Abtriebsdrehmoment ^d		kNm = 10^3 Nm
T_e^P, T_e	Pumpen- oder Antriebsdrehmoment ^d		
T_i	Theoretisches Drehmoment		
T_s	Drehmomentverlust		
T_0, T_A	Anzugs- oder Startmoment		
T_L	Lastmoment		
U_e	Elektrische Spannung	$L^2MT^{-3}I$	V
	Als Eingangsgröße u		mV = 10^{-3} V
V	Volumen	L^3	$l = 10^{-3}$ m ³
V_0	Anfangsvolumen		l
V_f	Flüssigkeitsvolumen		l
V_{ga}	Gasvolumen		l
V_g	Geometrisches Verdrängungsvolumen		cm ³ = 10^{-6} m ³
V_i	Theoretisches Verdrängungsvolumen		l
\dot{V}_{ges}	Aufgenommener Volumenstrom	L^3T^{-1}	cm ³ /s = 10^{-6} m ³ /s
\dot{V}_{St}	Steuervolumenstrom (hydraulische Kenngröße Stetigventile)		
v	Geschwindigkeit	LT^{-1}	m/s
$v(y), v(r)$	Örtliche Strömungsgeschwindigkeit		
\bar{v}, \bar{v}	Mittlere Strömungsgeschwindigkeit (Flächenmittelwert)		
v_K	Festkörper-, Wandgeschwindigkeit		
v	Momentanverdrängung	L^3	m ³ /rad
w	Energiedichte, volumenbezogene Energie	$ML^{-1}T^{-2}$	J/m ³ = N/m ²
x_A	Aufgabengröße als Ausgangsgröße v		
Y	spezifische Energie, massenbezogene Energie	L^2T^{-2}	J/kg = m ² /s ²

Formelzeichen ^a	Bedeutung	Dimension ^b	Übliche gesetzliche Einheit ^c
Y	Wandabstand	L	m
Z_e	Signalbereich	$L^2MT^{-3}I$	V
z	Zahl der Verdrängerelemente Kolbenzahl	1	
α	Löslichkeitskoeffizient für Luft (Bunsen-Koeffizient)	1	%
α	Schwenkwinkel	1	$1^\circ = (\pi/180)$ rad
α_1, α_2	Wärmeübergangskoeffizient	$MT^{-3}\Theta^{-1}$	W/(m ² · K)
α_a	Winkelbeschleunigung	T^{-2}	s ⁻²
α_b	Winkelverzögerung	T^{-2}	s ⁻²
α_k	Kontraktionszahl an Blenden	1	
α_D	Durchflusszahl an blendenförmigen Querschnitten	1	
α_0	Anlaufwinkelbeschleunigung	T^{-2}	s ⁻²
β, ε	Ablenkwinkel, Strömungswinkel	1	1°
δ	Schichtdicke, Grenzschichtdicke	L	$\mu\text{m} = 10^{-6}$ m
$\delta q_v, \delta T$	Ungleichförmigkeitsgrad des Volumenstroms, des Drehmoments	1	%
ε	Einstellung	1	
ε	Relative Längenänderung	1	%
ε_l	Längsdehnung		
ε_q	Querdehnung		
ζ	Druckverlustzahl	1	
η	Wirkungsgrad	1	%
η_v	Volumetrischer Wirkungsgrad		
η_{hm}	Hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad		
η_t	Gesamtwirkungsgrad		
η_t^T	Anlagenwirkungsgrad		

Formelzeichen ^a	Bedeutung	Dimension ^b	Übliche gesetzliche Einheit ^c
η_L	(Hydraulischer) Leitungswirkungsgrad		
η_V	Ventilwirkungsgrad		
η	Dynamische Viskosität	$ML^{-1}T^{-1}$	$mPa \cdot s = 10^{-3} Pa \cdot s$
ϑ	Relative Volumenminderung	1	%
ϑ, t	Celsius-Temperatur	Θ	$^{\circ}C$
ϑ_f	Flüssigkeitstemperatur		
$\Delta\vartheta_{st}$	Endtemperaturerhöhung		
κ	Isentropenexponent	1	
λ	Rohrwiderstandszahl	1	
λ	Wärmeleitfähigkeit	$MLT^{-3}\Theta^{-1}$	$W/(m \cdot K)$
ν	kinematische Viskosität	L^2T^{-1}	$mm^2/s = 10^{-6} m^2/s$
ρ	Dichte	ML^{-3}	$g/ml = 10^3 kg/m^3$
μ, f	Reibungszahl	1	
μ, ν	Poisson-Zahl	1	
σ	Normalspannung (Zug- oder Druckspannung)	$ML^{-1}T^{-2}$	$N/mm^2 = 10^6 N/m^2$
τ	Schub- oder Scherspannung	$ML^{-1}T^{-2}$	N/mm^2
τ_w	Wandschubspannung		
τ, T	Erwärmungszeitkonstante	T	s
φ	Drehwinkel, Schwenkwinkel	1	1°
φ	Phasenverschiebungswinkel	1	1°
φ	Flächenverhältnis zwischen Zylinderbohrung und Kolbenstange	1	
Φ_{th}	Wärmestrom	ML^2T^{-3}	W
$\chi_T, \tilde{\alpha}$	Isothermische Kompressibilität	$M^{-1}LT^2$	Pa^{-1}
ω	Winkelgeschwindigkeit	T^{-1}	rad/s

Formelzeichen ^a	Bedeutung	Dimension ^b	Übliche gesetzliche Einheit ^c
ω_0	Kennkreisfrequenz des gedämpften, Eigenkreisfrequenz des ungedämpften Schwingers	T^{-1}	s^{-1}

Fußnoten zur Tabelle

^a Formelzeichen für physikalische Größen sind im Wesentlichen nach DIN 1304 Teil 1 (Allgemeine Formelzeichen) und Teil 5 (Formelzeichen für die Strömungsmechanik) sowie nach DIN ISO 4391 (Fluidtechnik-Hydraulik; Pumpen, Motoren und Kompaktgetriebe; Kenngrößen Begriffe, Formelzeichen) verwendet. Ferner finden weitere Normen NATG (Normenausschuss Technische Grundlagen) Verwendung, insbesondere DIN EN ISO 80000 Teil 8, DIN 1311 Teil 1 und Teil 2, DIN 1314, DIN 1341, DIN 1343, DIN EN 764 und DIN EN 1333, DIN 5483 Teil 1 und Teil 2, DIN 5485, DIN 1345, DIN EN 12723, DIN 24564 Teil 1, DIN 40200 und Normen bestimmter TC/Technisches Komitee bei ISO) insbesondere ISO 4409, ISO 4392 Teil 1 und Teil 2, ISO 80000 Teil 1. Sämtliche Formelzeichen sind direkt bei ihrem Vorkommen erklärt, in den meisten Fällen ist auch die Quelle angegeben, sofern es sich nicht gerade um DIN 1304 oder DIN ISO 4391 handelt

^b Die Dimension dim Z einer physikalischen Größe Z kann ausgedrückt werden als ein Potenzprodukt, gebildet aus den Basisdimensionen L, M, T, I, Θ , N und J, denen die Basisgrößen des SI (Länge l , Masse m , Zeit t , elektrische Stromstärke I , thermodynamische Temperatur T , Stoffmenge n und Lichtstärke I_v) zugeordnet sind; nach DIN 1313: $\dim Z = L^\alpha M^\beta T^\gamma I^\delta \Theta^\epsilon N^\zeta J^\eta$ mit den Dimensionsexponenten α bis η . Bei Größen der Dimension 1 sind alle Dimensionsexponenten null (Dimensionsprodukt = 1) Das Gleichsetzen von Einheit und Dimension ist in jedem Falle falsch. Mit Hilfe von Dimensionen lassen sich qualitative Aussagen, mittels Einheiten zusätzlich quantitative Aussagen machen. Größen (Verhältnisse) der Dimension 1 haben ein Verhältnis aus Zählereinheit und Nennereinheit gleicher Dimension. Nur wenn Zähler- und Nennereinheit ebenfalls einander gleich sind, liegt das besondere Einheitenverhältnis 1 vor. Größen dieses Einheitenverhältnisses können allein durch ihren Zahlenwert angegeben werden

^c Rechtsgrundlage für die Angabe physikalischer Größen in gesetzlichen Einheiten ist das Gesetz über Einheiten im Messwesen (BGBl. I (1969), S. 709–721, und (1985), S. 408) sowie die Ausführungsverordnung (BGBl. I (1970), S. 981–991, und (1985), S. 2272, mit Änderungsverordnung (22.3.1991)). Abgeleitete SI-Einheiten sind kohärente, d. h. mit dem Zahlenfaktor eins gebildete Produkte, Quotienten oder Potenzprodukte von SI-Basiseinheiten (m, kg, s, A, K, mol und cd). Es sind für zahlreiche abgeleitete SI-Einheiten und Einheiten außerhalb des SI besondere Namen und Einheitenzeichen eingeführt worden. Durch die Verwendung der „SI-Vorsätze“ für ausgewählte dezimale Teile und Vielfache von Einheiten erhält man häufig zweckmäßigere Einheiten, die jedoch keine SI-Einheiten sind, sondern weitere gesetzliche Einheiten, sofern diese in der genannten Ausführungsverordnung des Gesetzes über Einheiten (Einheitenverordnung) enthalten sind. Die Einheitenverordnung verweist auf DIN 1301 Teil 1 und Teil 2, aus der bestimmte, in der Fluidtechnik übliche Einheiten im Buch verwendet werden

^d Zur Unterscheidung der Kenngrößen nach Art des Geräts sind folgende hoch gesetzten Zeichen genormt (DIN ISO 4391): P Pumpe, M Motor, T Kompaktgetriebe; bzw. üblich: L Leitung, T Anlage Zur Unterscheidung der Kenngrößen nach Lage am Gerät sind folgende Indices genormt (DIN ISO 4391): 1 Einlass oder Eingang, 2 Auslass oder Ausgang, 0 Neutral

^e Mit (p_A) wird der vom Planer oder Besteller vorgesehene Bemessungsdruck (p_{rat}) der Anlage benannt (DIN 1304 Teil 1, DIN 40200). Mit gleichem Formelzeichen (p_A) wird auch der sich auf

die Betriebsbedingungen des Mediums beziehende Arbeitsdruck bezeichnet (DIN EN 764 und DIN EN 1333, ISO 5598). Bemessungsdruck (p_{rat}) oder auch Arbeitsdruck (p_{A}) liegen unterhalb des vom Hersteller anzugebenden Berechnungsdrucks (PR) bzw. (p_{calc}), der ein Maß für den sich auf das innen- oder außen druckbeanspruchte Bauteil beziehenden zulässigen Betriebsüberdruck (PB) bzw. ($p_{\text{e,zul}}$) sein kann. Letzterer lässt sich mit dem Nenndruck (PN) bzw. dessen Zahlenwert gleich lautend oder über Tabellenwerte verknüpfen (ISO 2944 Teil 1)

Anmerkung. *Schreibweise physikalischer Gleichungen*

Da Größengleichungen unabhängig von der Wahl der Einheiten gelten, sind die im Buch enthaltenen Gleichungen grundsätzlich in dieser, nach DIN 1313 bevorzugt anzuwendenden Schreibweise abgefasst.

Mit zunehmendem Rechnereinsatz für Auslegungs- und Optimierungsprogramme ist es jedoch zweckmäßig, sich auf bestimmte (gesetzliche) Einheiten für die Fluidtechnik festzulegen und nur die Zahlenwerte anhand von Zahlenwertgleichungen zu berechnen. Zwar ist die Zahlenwertgleichung als solche zu kennzeichnen, indem die Variablen der Zahlenwerte durch Einschließen der Formelzeichen in geschweifte Klammern dargestellt werden. Wenn jedes Missverständnis ausgeschlossen ist, dürfen nach DIN 1313 die geschweiften Klammern jedoch auch weggelassen werden.

Beim Übergang auf andere Einheiten geht man von der speziellen Art einer Größengleichung aus, die sowohl Formelzeichen als auch Produkte aus Zahlenwert und Einheit enthält. Will man den Zahlenwert $\{G\}_a$ einer Größe G , die in Einheit $[G]_a$ angegeben ist, in den Zahlenwert $\{G\}_b$ mit der Einheit $[G]_b$ umrechnen, gilt

$$G = \{G\}_b [G]_b = \{G\}_a [G]_a.$$

Beispiel: Gegeben sei die mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Rohr als Größengleichung, allgemein dargestellt als Produkt Zahlenwert mal SI-Einheit. Dabei bedeuten die Formelzeichen der beliebigen Größen (Δp_R), d , η , l Zahlenwerte – unter Weglassung der geschweiften Klammern – bezüglich der SI-Einheiten

$$v = \{v\}[v] = \frac{\Delta p_R d^2}{32\eta l} \frac{\text{Pa} \cdot \text{m}^2}{\text{Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}} = \frac{\Delta p_R d^2}{32\eta l} \frac{\text{m}}{\text{s}}.$$

v kann in eine Gleichung aus beliebigen Größen mit Zahlenwerten bezüglich der üblichen gesetzlichen Einheiten für die Fluidtechnik umgerechnet werden:

a. durch Einsetzen der Einheitengleichungen

$$\begin{aligned} \text{bar} &= 10^5 \text{ Pa}; \text{ mPa} \cdot \text{s} = 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}; \text{ mm} = 10^{-3} \text{ m} \\ v &= \frac{\Delta p_R d^2}{32\eta l} \frac{\text{bar mm}^2}{\text{mPa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}} = \frac{\Delta p_R d^2}{32\eta l} \frac{10^5 \text{ Pa} \cdot 10^{-6} \text{ m}^2}{10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}} \\ &= 3,125 \frac{\Delta p_R d^2}{\eta l} \frac{\text{m}}{\text{s}}; \end{aligned}$$

b. durch Erweitern mit den Einheitenverhältnissen

$$\begin{aligned} \frac{10^5 \text{ Pa}}{\text{bar}} &= 1; \frac{\text{mPa} \cdot \text{s}}{10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 1; \frac{10^{-6} \text{ m}^2}{\text{mm}^2} = 1 \\ v &= \frac{\Delta p_R d^2}{32 \eta l} \frac{\text{bar} \cdot \text{mm}^2}{\text{mPa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}} \frac{10^5 \text{ Pa}}{\text{bar}} \frac{\text{mPa} \cdot \text{s}}{10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}} \frac{10^{-6} \text{ m}^2}{\text{mm}^2} \\ &= 3,125 \frac{\Delta p_R d^2}{\eta l} \frac{\text{m}}{\text{s}}. \end{aligned}$$

Aus dem Ergebnis der Umrechnung nach a) oder b) folgt die Schreibweise Zahlenwertgleichung, die stets die zusätzliche Angabe der Einheiten erforderlich macht, für die die Zahlenwerte gelten:

$$v = 3,125 \Delta p_R d^2 / (\eta l)$$

mit v in m/s, (Δp_R) in bar, d in mm, η in mPa · s, l in m.

Inhaltsverzeichnis

1 Hydrostatische Leistungsübertragung	1
1.1 Einordnung in die Getriebesystematik: <i>Druckmittelglied, Druckmittelgetriebe, hydrostatisches Getriebe</i>	2
1.2 Hydrokreislauf als Energiepfad: <i>Wirkschema hydraulischer Schaltplan</i> ...	5
1.3 Energieumsatz längs des Energiepfads: <i>Dreiteilung des hydrostatischen Getriebes</i>	6
1.4 Verallgemeinerte Getriebekennwerte: <i>Kraftdichte, Arbeitsvolumen, Wirkungsgrad</i>	8
Literatur	10
2 Druckflüssigkeit	13
2.1 Grundlagen der Hydromechanik	14
2.1.1 Gesetze der Hydrostatik: <i>Pascalsches Gesetz, Kompressibilität, Schallgeschwindigkeit</i>	14
2.1.2 Gesetze der Hydrodynamik idealer Flüssigkeiten: <i>Kontinuitätsgleichung, Bernoullische Gleichung</i>	29
2.1.3 Gesetze der Hydrodynamik realer (newtonscher) Flüssigkeiten bei Innenströmung in Rohren: <i>Strömungsformen, Druckverluste</i>	34
2.1.4 Durchflussgesetze bei Innenströmung in Funktionsspalten: <i>Parallel-, Ringspalt</i>	61
2.1.5 Durchflussgesetze bei Innenströmung in Einbauteilen: <i>Drossel, Blende</i>	72
2.2 Physikalische Eigenschaften der Druckflüssigkeit	77
2.2.1 Dichte	77
2.2.2 Viskosität	79
2.2.3 Luftabscheidevermögen	84
2.2.4 Verdampfungsdruck	88

2.3	Technische Druckflüssigkeiten: <i>Stoffarten, Viskositätsklassen</i>	91
2.3.1	Druckflüssigkeiten auf Basis Mineralöl (H). <i>Hydrauliköle</i>	92
2.3.2	ISO-Viskositätsklassifikation der Druckflüssigkeiten	93
2.3.3	Schwerentflammbare Druckflüssigkeiten (HF). <i>Hydraulikflüssigkeiten</i>	94
2.3.4	Umweltverträgliche Druckflüssigkeiten (HE): <i>Biofluide</i>	97
2.4	Physikalische Kennwerte der Druckflüssigkeiten: <i>Mindestanforderungen</i>	102
2.4.1	Richtungskonstante und Viskositätsindex	103
2.4.2	Korrosionsschutzverhalten	104
2.4.3	Alterungsbeständigkeit	104
2.4.4	Verhalten gegen Dichtungswerkstoffe	105
2.4.5	Verschleißschutzverhalten	105
2.5	Verschmutzung von Druckflüssigkeiten. <i>Kontamination</i>	105
2.5.1	Feststoffverschmutzung	106
2.5.2	Gas in Öl (Luft in Öl)	108
2.5.3	Wasser in Öl	109
	Literatur	110
3	Verdrängermaschinen	115
3.1	Hydropumpen	116
3.1.1	Pumpenkenngrößen	116
3.1.2	Pumpenkennlinien	143
3.1.3	Methodische Pumpenauswahl nach Konstruktionskatalog: <i>Nieder-/Hochdruckpumpen</i>	147
3.1.4	Pumpenbauarten nach Verdrängerprinzipien: <i>Dreh-/Hubkolbenmaschinen</i>	157
3.1.5	Zahnradpumpe: <i>Außen-/Innenzahnrad-, Zahnringpumpe</i>	161
3.1.6	Flügelzellenpumpe: <i>einhubig/doppelhubig</i>	174
3.1.7	Sperrflügelpumpe: <i>doppelhubig</i>	179
3.1.8	Schraubpumpe: <i>Zwei-/Dreispindelpumpe</i>	181
3.1.9	Axialkolbenpumpe: <i>Taumel-/Schrägscheiben-, Schrägachsenbauart</i>	183
3.1.10	Radialkolbensystem: <i>außen/innen beaufschlagt</i>	200
3.1.11	Reihenkolbenpumpe	210
3.1.12	Pulsation des Förderstroms: <i>Ungleichförmigkeitsgrad</i>	211
3.1.13	Hydroanlage als Geräuschquelle. <i>Lärmschutzmaßnahmen</i>	215
3.1.14	Hydraulikbehälter: <i>Volumen, Wärmehaushalt, Ausstattung</i>	233
3.1.15	Antriebsaggregate: <i>Klein-, Standard-, Sonderaggregat</i>	247
3.1.16	Drehzahlvariable Pumpenantriebe. <i>Hybridantriebe</i>	250

3.2	Hydromotoren	258
3.2.1	Motorkenngrößen	260
3.2.2	Motorkennlinien	265
3.2.3	Anlauf- und Langsamlaufverhalten: <i>Ungleichförmigkeitsgrad</i>	268
3.2.4	Dynamisches Verhalten: <i>dynamische Kenngrößen</i> , <i>Schwingungskennwerte</i>	276
3.2.5	Methodische Motorenauswahl nach Konstruktionskatalog: <i>Schnell-/Langsamläufer</i>	289
3.2.6	Motorbauarten nach Verdrängerprinzipien: <i>Dreh-/Hubkolbenmaschinen</i>	295
3.2.7	Zahnringmotor: <i>raumfeste/umlaufende Läuferachse</i>	296
3.2.8	Flügelzellenmotor: <i>mehrhubig</i>	299
3.2.9	Rollflügelmotor: <i>Hydrotriebemotor</i>	301
3.2.10	Axialkolbenmotor: <i>Taumel-/Schrägscheiben-, Schrägachsen-,</i> <i>Hydrotriebemotor, Hydroachse</i>	303
3.2.11	Radialkolbenmotor: <i>innen/außen abgestützt, Hydrotriebemotor,</i> <i>Radmotor</i>	328
3.3	Hydraulische Schwenkmotoren	348
3.3.1	Motorkenngrößen	350
3.3.2	Dynamisches Verhalten: <i>Bewegungsphasen, dynamische</i> <i>Kenngrößen, Bremsphase</i>	353
3.3.3	Methodische Schwenkmotorenauswahl nach Konstruktionskatalog: <i>Schwenkwinkel/Abtriebsmoment</i>	358
3.3.4	Schwenkmotorbauarten nach Verdrängerprinzipien: <i>Dreh-/Schubkolbenmaschinen mit Umlenkmechanismus</i>	360
3.3.5	Drehflügelschwenkmotor: <i>Zwei-/Vierkammervariante</i>	360
3.3.6	Kolbenschwenkmotor: <i>Zahnstangen-, Kurvenrollen-,</i> <i>Steilgewindemotor</i>	367
3.3.7	Dreh-Hub-Zylinder: <i>Kurvenrollen, Steilgewindezylinder</i>	373
3.4	Hydrozylinder	374
3.4.1	Zylinderkenngrößen	375
3.4.2	Dynamisches Verhalten: <i>Bewegungsphasen, dynamische</i> <i>Kenngrößen, Bremsphase</i>	383
3.4.3	Methodische Zylinderauswahl nach Konstruktionskatalog: <i>Bewegungs-/Kraftzylinder</i>	397
3.4.4	Zylinderbauarten: <i>Einfach-/Zweifach-Schubkolbenmaschinen</i>	401
3.4.5	Tauchkolben-Zylinder: <i>Plungerkolben</i>	402

3.4.6	Einfachwirkender Zylinder: <i>Scheibenkolben</i>	403
3.4.7	Doppeltwirkender Zylinder: <i>Differenzial-/Gleichlaufzylinder</i> ..	403
3.4.8	Teleskopzylinder: <i>einfach-/doppeltwirkend</i>	413
3.4.9	Elektrohydraulische Linearantriebe: <i>Hydraulische Achsen, Servozylinder</i>	416
3.4.10	Elastische Berührungsdichtungen. <i>Hydraulikdichtungen</i>	429
Literatur		438
4	Ventile	459
4.1	Wegeventile	460
4.1.1	Nichtdrosselnde Wegeventile: <i>Schieber-/Sitzventile</i>	463
4.1.2	Drosselnde Wegeventile: <i>Fühlerventile</i>	482
4.1.3	2-Wege-Einbauventile: <i>Gesteuerte Einzelwiderstände</i>	483
4.2	Druckventile	489
4.2.1	Druckbegrenzungsventile	490
4.2.2	Druckreduzierventile: <i>Folgeventile</i>	492
4.3	Stromventile	494
4.3.1	Drosselventile	495
4.3.2	Stromregelventile: <i>2-Wege-/3-Wege-Stromregelventile</i>	497
4.3.3	Stromteiler: <i>Stromteilerventil, Mehrfachstromteiler</i>	507
4.4	Sperrventile: <i>Rückschlagventile</i>	509
4.4.1	Rückschlagventile	510
4.4.2	Entsperrbare Rückschlagventile	512
4.5	Hydraulische Stetigventile: <i>elektrisch stetig ansteuerbare Ventile</i>	513
4.5.1	Stetigwegeventile: <i>elektrische Eingangs-, hydraulische Vorsteuerstufe, Kantengeometrie, Rückführungssysteme</i>	514
4.5.2	Proportional-Wegeventile: <i>einstufige, zweistufige, schnelle (Regel-) Ventile</i>	527
4.5.3	Servoventile: <i>zweistufige, dreistufige Ventile</i>	558
4.5.4	Stetigdruckventile	575
4.5.5	Stetigstromventile	581
4.6	Ventilmontagesysteme	582
4.6.1	Rohrmontage und Montagewand	584
4.6.2	Verkettungssysteme	585
4.6.3	Blockbauweise	598
Literatur		608
5	Zubehör	615
5.1	Leitungen und Leitungsanschlüsse: <i>Energieübertragung</i>	616
5.1.1	Rohrleitungen	616
5.1.2	Rohrverschraubungen	620

5.1.3	Schlauchleitungen	633
5.1.4	Trennbare Leitungsanschlüsse: <i>Hydraulikkupplungen</i>	644
5.2	Hydrospeicher: <i>Energiespeicherung</i>	647
5.2.1	Aufgaben	647
5.2.2	Bauarten und Wirkungsweise	649
5.2.3	Kenngößen und Auslegung	658
5.2.4	Dynamische Eigenschaften und Kennwerte	672
5.2.5	Varianten zur Erhöhung der Energiekapazität	675
5.2.6	Zentrale Druckflüssigkeitsversorgung: <i>Zentralhydraulik</i>	676
5.3	Hydraulikfilter: <i>Flüssigkeitsaufbereitung</i>	681
5.3.1	Arten der Feststoffverschmutzung	682
5.3.2	Reinheitsforderungen an die Flüssigkeit: <i>ISO-Reinheitsklassen</i> ...	684
5.3.3	Anforderungen an die Filter: <i>Filterkenngrößen</i>	688
5.3.4	Filterkonzept	694
5.4	Wärmetauscher: <i>Flüssigkeitsaufbereitung</i>	704
5.4.1	Luftgekühlte Ölkühler	704
5.4.2	Wassergekühlte Ölkühler	706
	Literatur	712
6	Elektrohydraulische Antriebssysteme	717
6.1	Entwicklung mechatronischer Systeme	717
6.1.1	Grundstruktur	719
6.1.2	Aktorprinzipien	724
6.1.3	Mechatronische Entwicklungsmethodik	728
6.2	Systemtechnische Grundlagen elektrohydraulischer Antriebe	733
6.3	Stationäre Übertragungseigenschaften gesteuerter Antriebe	737
6.3.1	Ventilsteuerungen mit aufgeprägtem Systemdruck	737
6.3.2	Ventilsteuerungen mit aufgeprägtem Volumenstrom	746
6.3.3	Verdrängersteuerungen	750
6.4	Elektrohydraulische Lageregelkreise	760
6.4.1	Einführung in die mathematische Beschreibung	760
6.4.2	Modell der Regelstrecke, Kenngrößen	766
6.4.3	Statisches und dynamisches Verhalten von Lageregelungen	774
6.5	Strategien zur Verbesserung des Übertragungsverhaltens	783
6.5.1	Einteilung der Maßnahmen	783
6.5.2	Regler mit Zeitverhalten bei einschleifigen Lageregelkreisen	783
6.5.3	Unterlagerung von Hilfsregelgrößen	785
6.5.4	Zustandsregelung	789
6.5.5	Nichtlineare Regelungsstrategien	792
6.6	Dezentrale Steuerungssysteme mit digitalem Feldbus	795
	Literatur	802

7	Simulation elektrohydraulischer Komponenten und Systeme	807
7.1	Simulation im Entwicklungsprozess mechatronischer Systeme	807
7.2	Nichtlineare Dynamiksimulation mit konzentrierten Parametern	814
7.2.1	Anforderungen an multidisziplinäre Modellbildung und Simulationsoftware	814
7.2.2	Beispiele für multi-domain Simulationswerkzeuge	824
7.2.3	Simulationsbeispiele	834
7.3	Numerische Strömungsberechnung (CFD)	853
7.3.1	CFD in der Hydraulik	853
7.3.2	Diskretisierung des Strömungsgebiets	854
7.3.3	Turbulenzmodellierung	856
7.3.4	Modellierung von Kavitation	859
7.3.5	Anwendungsbeispiele	860
7.3.6	Rechnergestützte Simulation von Tribosystemen	866
7.4	Numerische Optimierung fluidtechnischer Systeme	869
7.4.1	Formalisierung der Systembeschreibung	869
7.4.2	Parameterbasierte Optimierungsverfahren	873
7.4.3	Optimierung am Beispiel eines Tauchspulenreglers	875
	Literatur	880
8	Sicherheit von Maschinen mit hydraulischem Antriebssystem	885
8.1	Gesetzliche Rahmenbedingungen und Normen	885
8.2	Verfahren zur Risikominderung und sicherheitstechnischer Entwurfsprozess	889
8.3	Funktionale Sicherheit bei mechatronischen Systemen	892
8.3.1	Zuverlässigkeit ($MTTF_d$)	894
8.3.2	Kategorie (Grundtypen)	896
8.3.3	Diagnose Deckungsgrad (DC)	896
8.3.4	Fehler gemeinsamer Ursache (CCF)	898
8.4	Entwurf einer Sicherheitsfunktion am Beispiel einer Drehmaschine	898
8.5	Integrierte Sicherheit, neue Sicherheitskonzeptionen	908
	Literatur	911
9	Hydraulische Antriebe und Steuerungen im Maschinen- und Fahrzeugbau	913
9.1	Anwendungsbeispiele im stationären Maschinenbau	913
9.1.1	Aufbereitungs- und Entsorgungstechnik: <i>Rohrmühle, Schredder, Innenknetter</i>	914
9.1.2	Hütten- und Walzwerke	917
9.1.3	Spanende Werkzeugmaschinen	920
9.1.4	Umformende Werkzeugmaschinen	924
9.1.5	Prüfstände und Simulatoren	932

9.2	Anwendungsbeispiele in mobilen Arbeitsmaschinen	941
9.2.1	Hydrostatischer Fährantrieb	941
9.2.2	Hydraulik in der Arbeitsausrüstung	948
9.2.3	Fahrzeug-Management-System	954
9.2.4	Bagger und Radlader	956
9.2.5	Hebezeuge und Fahrzeugkrane	960
9.2.6	Landmaschinen	964
9.3	Montage- und Handhabungseinrichtungen	970
9.4	Hydraulik in Kraftfahrzeugen	978
9.4.1	Automatgetriebe	978
9.4.2	Fahrassistenzsysteme und Stoßdämpfer	979
	Literatur	986
	Sachverzeichnis	997

Zusammenfassung

Einführend wird die *hydraulische Leistungsübertragung* dargelegt und nach *hydrodynamischer* und *hydrostatischer Art* unterschieden. Vertiefend wird die hydraulische Leistungsübertragung auf ihre Zweckbestimmung hin betrachtet, die sich vornehmlich auf getriebetechnische Aufgaben zurückführen lässt. Der Wirkzusammenhang zwischen geläufiger mechanischer und behandelter hydraulischer Leistungsübertragung erschließt sich, indem der Bezug zur *Getriebetechnik* aus den Wirkprinzipien stromgebundener Energieübertragung systematisch hergeleitet wird. Erfolgt die Übertragung durch die spezifische Druckenergie, also hydrostatisch, findet sich die kraftleitende Entsprechung in der „flüssigkeitsgefüllten Rohrleitung“. Diese leitet nur Druckkräfte und ordnet sich in die Getriebesystematik als *Druckmittelglied* ein. Wird letzteres zum *Druckmittelgetriebe*, des weiteren zum *hydrostatischen Antrieb* vervollständigt, lassen sich vielfältige Übersetzungs- und Bewegungsaufgaben im Sinne eines *Zwischengetriebes* ausführen. So kann der hydrostatische Antrieb als stufenloser Drehmomentwandler oder als ungleichmäßig übersetzender Bewegungsumformer eingesetzt werden. Darüberhinaus weist das flüssige Druckmittel prinzipbedingte Vorzüge auf wie „hohe Kraftdichte“ und „freizügige Anordnung“ der Getriebeteile. Kombiniert man den hieraus folgenden kleinen Bauraum und die aufgelöste Bauweise mit der hohen Flexibilität eines *gesteuerten Antriebs*, ergeben sich für mobile wie stationäre Anwendungen Antriebslösungen von hoher technisch-wirtschaftlicher Wertigkeit. Der *hydraulische Schaltplan* dient zugleich als Wirkschema des Energiepfads, längs dessen die Gliederung des hydrostatischen Antriebs erfolgt. Die Dreiteilung in die Getriebeteile generatorisch, konduktiv und motorisch verdeutlicht den Wirkzusammenhang des Energieübertragers und erleichtert den Vergleich zu anderen Getriebearten.

1.1 Einordnung in die Getriebesystematik: *Druckmittelglied, Druckmittelgetriebe, hydrostatisches Getriebe*

Die *Ölhydraulik* ist der Zweig der neuzeitlichen Fluidtechnik, der *flüssige Druckmedien* – herkömmlich Mineralöl – benutzt, um Leistung zu übertragen und Bewegungen zu erzeugen.

In Hydraulikanlagen wird Energie durch eine unter Druck stehende Flüssigkeit innerhalb eines Kreislaufs geleitet, gesteuert oder geregelt, wie DIN ISO 1219 Teil 1 definiert.

Die entsprechende Leistung wird durch Verschiebearbeit übertragen, indem man Effekte und Gesetzmäßigkeiten der Hydrostatik nutzt, d. h. solche der Fluidmechanik vorwiegend an gleichförmig bewegten Flüssigkeiten. Hierbei ist die spezifische Druckenergie, nicht die spezifische Geschwindigkeitsenergie, s. Abschn. 2.1.2.2, die vorherrschende stromgebundene Energieform. Man spricht daher von *hydrostatischer Leistungsübertragung*, die von der hydrodynamischen zu unterscheiden ist.

Die hydraulische Leistungsübertragung gehorcht im Grundsatz der Theorie der *Getriebetechnik*.

Hydraulische Getriebe (Flüssigkeitsgetriebe) unterscheiden sich von mechanischen Moment-Drehzahl-Wandlern prinzipbedingt durch einen größeren Übersetzungsbereich und ein geringeres leistungsbezogenes Gewicht. Wegen des zweimaligen Wechsels der Energieform ist ihr Wirkungsgrad allerdings niedriger als der mechanischer Getriebe.

Bindet man die hydrostatischen Antriebe in die *Getriebesystematik* ein (VDI 2127), erhält man eine Verständigungsbrücke zwischen Konstrukteur, Hydrauliker und Getriebe-techniker.

Für die Auswahl geeigneter Getriebebauformen sind Getriebeatlanten gebräuchlich, deren Ordnungsprinzipien auf kennzeichnenden Merkmalen der Bauform oder des Bewegungsgesetzes beruhen. So lassen sich anhand von Kurventafeln mehrere Getriebe-kennwerte gleichzeitig erfassen und günstige Lösungsbereiche einfach auffinden [1, 2]. Dem Vorteil solcher Lösungssammlungen, geringere Vorkenntnisse bei der Lösungssuche vorauszusetzen, steht der Nachteil einer zeitaufwändigen Lösungsermittlung durch den Konstrukteur gegenüber [3]. Dem begegnen getriebetechnische Konstruktionskataloge durch einen an der Konstruktionsmethodik orientierten Aufbau (VDI 2222, Bl. 2), der das Suchen, Bewerten und Auswählen von Lösungen erheblich erleichtert (VDI 2727, Bl. 1).

Die Vollständigkeit der in diesen Katalogen angebotenen Lösungsvarianten, etwa für die Erzeugung einer bestimmten Bewegungsform, beschränkt sich allerdings auf Mechanismen und Getriebe, z. B. auf mehrgliedrige Gelenkgetriebe, Kombinationen aus Gelenk- und Rädergetrieben sowie Kurvengetriebe. So verschafft die systematisch aufgebaute Getriebebauform-Sammlung für das Erzeugen hin- und hergehender Schubbewegungen (VDI 2727, Bl. 2) einen Überblick lediglich über „mechanische Huberzeuger“, obgleich die angegebenen Zugriffsmerkmale nicht minder auf „fluidtechnische Huberzeuger“ zutreffen. Es sind daher hier *Konstruktionskataloge für „hydraulische Drehwinkel- und Huberzeuger“* aufgestellt worden, Abschn. 3.3.3 bzw. 3.4.3. Die Kataloge erleichtern für die geforderten Antriebsfunktionen „Wechselsinnig Drehen oder Schieben“ die Schwenkmotor-

bzw. Zylinderauswahl durch methodisches Vorgehen und zeigen als Ergänzung zu getriebetechnischen Konstruktionskatalogen Parallelen zwischen den Disziplinen auf.

Getriebesystematik Ein Getriebe (kinematische Kette) besteht aus wenigstens drei durch Elementepaare (Gelenke) miteinander beweglich verbundenen Gliedern, wovon eines mit einem ruhenden Bezugssystem (Gestell) verbunden ist. Die Getriebeart „Gelenkgetriebe“, etwa die Kurbelschwinge, leitet sich aus der kinematischen Kette mit vier Drehgelenken her. Kraft und Bewegung werden vom umlaufenden Antriebsglied Kurbel in das Getriebe eingeleitet, über das Übertragungsglied „Koppel“ geleitet, schließlich nach Umformung durch das Abtriebsglied „Schwinge“ an die Arbeitsmaschine abgegeben.

Das *Übertragungsglied* ist weder An- noch Abtriebsglied, sondern leitet mechanische Energie. Dieses Zwischenglied eignet sich zur Eingliederung von Flüssigkeitsgetrieben in die Getriebesystematik, wenn man auch die hydraulische Energieform zur Übertragung zulässt.

Die in mechanischen Getrieben gelenkig verbundenen Glieder sind feste Körper, die man in der Regel als starr ansieht. Um eine Drehbewegung zwischen parallelen Wellen mit größerem Achsabstand zu übertragen, greift man auf biegeschlaffe oder -weiche Körper als Zugmittel zurück. Ketten und Riemen sind Übertragungsglieder, die nur Zugkräfte F_{trc} übertragen und daher Zugmittelglieder genannt werden. Wenigstens ein Zugmittelglied mit mindestens zwei form- oder reibschlüssigen Elementepaaren (Zugmittelgelenken), Kette um Rad bzw. Riemen auf Scheibe, ergeben ein Zugmittelgetriebe.

Die Drehbewegung kann auch durch aneinander grenzende Schubglieder (Stahl lamellen), die Längsbewegung durch wälzgeführte Zentrallamelle oder durch Druckflüssigkeit übertragen werden. Allen Druckmitteln ist gemeinsam, dass sie als vielgliedriger Starrkörper, als elastischer Verformungskörper oder als annähernd volumenbeständiger, fließfähiger Stoff nur Druckkräfte F_{pre} leiten. Hierzu ist das Druckmittel durch allseitig stützende Umhüllung zu führen. Die Umhüllung, z. B. Stahlband, Stahlschlauch oder Stahlrohr, formt das Übertragungsglied zum **Druckmittelglied** (VDI 2127), Abb. 1.1.

Das *Endlos-Druckmittelglied* „Schubgliederband“ läuft zwischen zwei Keilscheiben in einer Ebene und überträgt die Energie stetig für eine kontinuierliche Abtriebsbewegung über mittlere Achsabstände. Geführt zwischen Scheiben veränderbaren Durchmessers (Kegelscheiben) wird dieses Zwischenglied in Drehzahlwandlern (Ganzmetall-Umschlingungsgetrieben) für Kraftfahrzeuge, also in CVT-(Continuously Variable Transmission-) Getrieben eingesetzt [4], Abb. 1.1a.

Das *nicht-rückkehrende Druckmittelglied* „Druckbetätigung“ verbindet durch wälzgeführte Zentrallamelle zwei Endarmaturen, ist auf Grund flexibler Innenteile räumlich verlegbar und überträgt Energie unstetig durch lineare Stellbewegung über mittlere Entfernungen. Angeschlossen an Geber- und Nehmerelement (Hebel, Pedal) dient das Zwischenglied zur mechanischen Fernbetätigung in Land- und Baumaschinen [5], Abb. 1.1b.

Das *biegeumformbare Druckmittelglied* „Flüssigkeit in Rohrleitung“ verbindet durch das im abgedichteten Raum geführte Flüssigkeitsvolumen die Verdrängerzellen von Pumpe

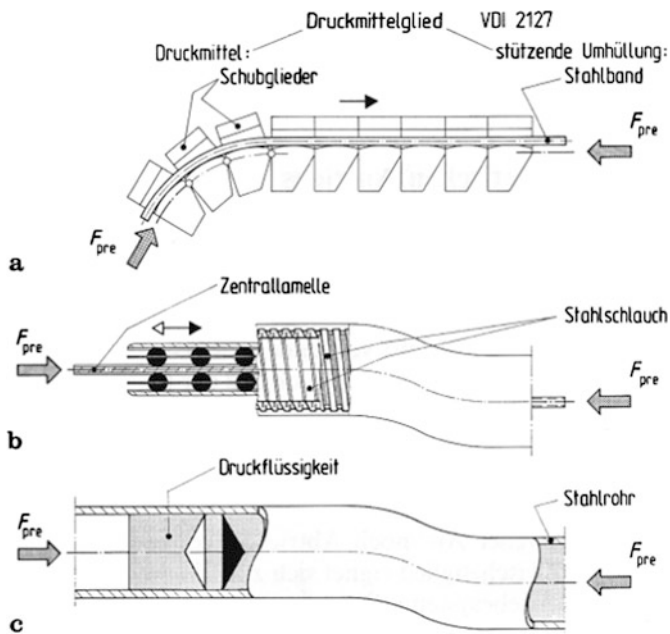


Abb. 1.1 Druckmittelglieder, ausgeführte Lösungen. **a** Keilscheiben umschlingendes Van-Doorne-Schubgliederband [4]. **b** Wälzgeführte Druck-Zug-Betätigung (Zug-Druckmittelglied), Bauart Flexball, Vofa [5]. **c** Fluid „Druckflüssigkeit“ in Rohrleitung

und Motor, ist auf Grund leichter Umlenkbarkeit von Fluiden durch Biegen von Rohren räumlich verlegbar und überträgt Energie unzeitig durch einen geleiteten Flüssigkeitsstrom über mittlere Entfernungen, Abb. 1.1c.

Gegeneinander bewegliches Druckmittelglied und Verdrängerzelle berühren sich im *kraftschlüssigen (offenen) Elementepaar* „Verdrängerelement (Kolben) in Druckflüssigkeit“ unter statischem Druck. Die Berührung von festem und flüssigem Element wird durch äußere Kolbenkraft gesichert, das sich flächenförmig berührende Elementepaar überträgt die Gelenkkraft normal zur wirksamen Fläche (Kolbenfläche) nur in einer Richtung (Druckkraft) nach dem hydrostatischen Gesetz von *Pascal*. Wenigstens eine Leitung mit mindestens zwei unter statischem Druck beaufschlagten Kolben ergeben ein **Druckmittelgetriebe** (VDI 2127). Es dient mit ungleichen Wirkflächen als Kraftwandler, Abb. 1.2a.

Auf Grund der Verzweigarkeit von Fluiden lässt sich das aus dem Druckmittelglied austretende Flüssigkeitsvolumen auf mehrere kraftschlüssige Elementepaare verteilen bzw. beim Einlauf vereinigen, indem man eine endliche Zahl an Verdrängerelementen radial oder axial um eine Achse anordnet. Man gelangt damit zur Verdrängermaschine mit phasenversetzt parallelen Verdrängerzellen. Das Zusammenschalten von Verdrängerpumpe und Verdrängermotor lässt über einen rückkehrenden Flüssigkeitsstrom stetige Energieübertragung für kontinuierliche Abtriebsbewegung zu. Bei Flüssigkeitsstromumlauf

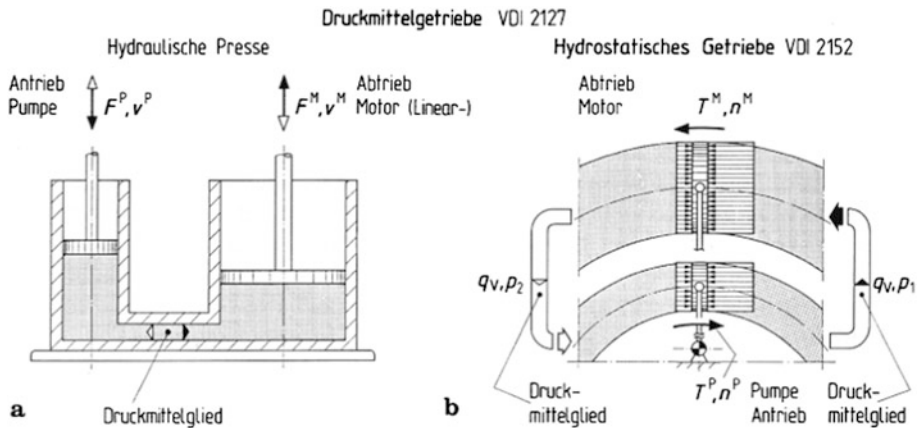


Abb. 1.2 Energieübertragung nach dem Verdrängerprinzip durch: **a** Druckmittelgetriebe für diskontinuierliche (wechselsinnige) Bewegung. **b** Hydrostatisches Getriebe für kontinuierliche (gleichsinnige) Bewegung

über ein zweites Druckmittelglied ergibt sich das im geschlossenen Kreislauf arbeitende **hydrostatische Getriebe** (VDI 2152). Es dient mit ungleichen Verdrängerräumen als Drehmomentwandler, Abb. 1.2b. Auf Grund der Dosierbarkeit von Fluiden führt die stetige Hubverstellung auf ein veränderbares Verdrängungsvolumen für stufenlose Übersetzungsänderung (Verdrängersteuerung).

Von Druckkraft leitenden festen Körpern unterscheidet sich die Druckflüssigkeit durch die Vielfalt kinematisch umsetzbarer Eigenschaften. Auf Grund der beliebigen Umlenkbarkeit, Übertragbarkeit über mittlere Entfernungen, Verzweigbarkeit und Dosierbarkeit von Fluiden ist der hydrostatische Antrieb eine höchst vielseitige getriebetechnische Variante. So können flüssigkeitsgebundene Energieströme nicht nur gleichmäßig übertragen, geteilt oder stufenlos gewandelt werden, z. B. im hydraulischen Fern-, Verteil- und Verstellgetriebe, sondern ebenso Bewegungen umgeformt werden, z. B. als hydraulischer Drehwinkel- und Huberzeuger [6, 7].

1.2 Hydrokreislauf als Energiepfad: *Wirkschema hydraulischer Schaltplan*

Die Darstellung des Wirkungsablaufs in hydraulischen Anlagen erfolgt geräteorientiert mittels grafischer Symbole für sämtliche Geräte und deren Verbindungen (DIN ISO 1219 Teil 1). Diese werden zu Schaltplänen verwendet (DIN ISO 1219 Teil 2), die Hydraulikkreisläufe für alle Steuerungs- und Bewegungsabläufe erkennen lassen [8–10]. Schaltpläne sind übersichtlich und mit einfacher Leitungsführung anzulegen,

indem man die Gesamtsteuerung in einzelne, nebeneinander anzuordnende Steuerketten aufteilt. Ordnet man anhand des schematisierten Schaltplans eines hydrostatischen Antriebs [11], Abb. 1.3, die Geräte in Richtung des Energiestromes an, ergeben sich Funktionsblöcke für mechanisch-hydraulische Energieumformung, Energieübertragung und -aufbereitung sowie hydraulisch-mechanische Energieumformung. Den als Baugruppen strichpunktiert umgrenzten Funktionsblöcken entspricht weitgehend die Geräteanordnung „Antriebsaggregat, Steuergeräte, Verbraucher“ der im Schaltplan darzustellenden Steuerkette.

Getriebe werden zwischen Energiequelle und Lastprozess eingeschaltet und haben die Aufgabe, die in Vorzugsarbeitspunkten zu betreibende Energiequelle optimal an den Lastprozess anzupassen. Diese Gesamtfunktion ist von hoher Komplexität und lässt sich mit einer großen Zahl von Getriebelösungen erfüllen.

Kutzbach [12] arbeitete der Aufstellung vergleichender Maschinentheorien grundlegend vor, indem er Analogiebeziehungen zur Leistungsverzweigung in mechanischen Systemen herleitete.

Cannon [13] sowie *Shearer, Murphy* und *Richardson* [14] untersuchten die vergleichende Bewertung des dynamischen Verhaltens von Maschinen.

Schlösser [15–18] stellte Analogien zwischen Antrieben unterschiedlicher Energiearten auf. Betrachtet man die Maschinen als Systeme, in denen Energie sowie begleitend Informationen transformiert und transportiert werden, lassen sich die Maschinen auf die 4 *Komponenten* Energiequelle, Getriebe, Lastprozess, Steuerung und Regelung zurückführen. Für den Antrieb einer Maschine bestehen folgende *Forderungen an das Zwischengetriebe*:

- Verwirklichung optimaler Lastprozesse,
 - Verwirklichung des Betriebs von Energiequellen in Vorzugsarbeitspunkten,
 - Nutzung der von Energiespeichern gebotenen Vorzüge,
 - Erhöhung der Steuer- und Regelbarkeit,
 - Verwirklichung hoher Wirtschaftlichkeit
- und *Wünsche konstruktiver Art* von ggf. hoher Bedeutung:
- möglicher Einbau im kleinsten Raum,
 - mögliche räumliche Versetzung der Energiequelle und Last gegeneinander.

1.3 Energieumsatz längs des Energiepfads: *Dreiteilung des hydrostatischen Getriebes*

Die *Dreiteilung der Energieübertrager* nach *Schlösser* [15] gliedert Getriebe längs des Energiepfads in einen generatorischen (antreibenden), einen konduktiven (übertragenden) und einen motorischen (abtreibenden) Getriebeteil. Die Einteilung der Getriebe erfolgt nach

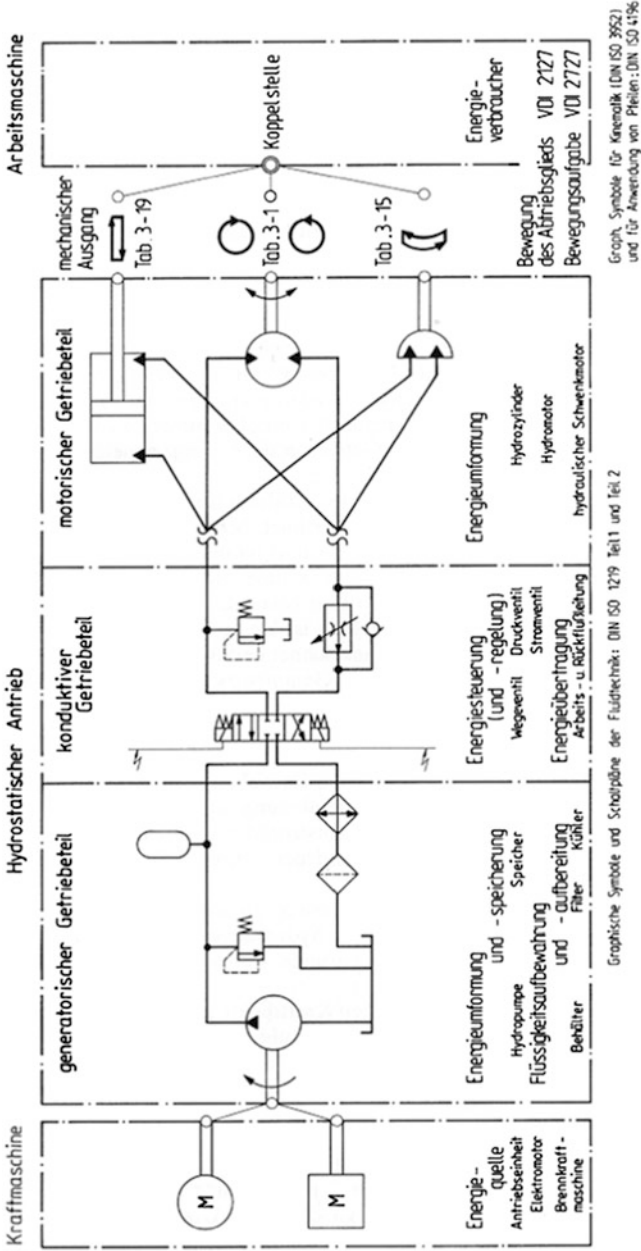


Abb. 1.3 Energieflusskette eines hydrostatischen Antriebs (offener Hydrokreis) [8–11] mit Funktionsblöcken (Getriebeteilen) und unterschiedlichen Bewegungsformen am mechanischen Ausgang (Koppelstelle zur Arbeitsmaschine)

den 3 *Ordnungsparametern*: Art des Energieträgers, Zeitabhängigkeit der Durchgangsgröße (Geschwindigkeit, elektrischer Strom, hydraulischer Durchfluss) im konduktiven Getriebeteil, Form der An- und Abtriebsbewegung (An- und Abtriebsfunktion, VDI 2727 Bl. 1).

Nach diesem Schema der Antriebe lassen sich *fluidtechnische Energieübertrager (Fluidgetriebe)* wie folgt einordnen.

Der hydrostatische Antrieb befindet sich zwischen Kraftmaschine (Energiequelle) und Arbeitsmaschine und gliedert sich nach Funktions- und Baueinheiten in 3 Getriebeteile. Dem generatorischen Getriebeteil obliegt die Hauptfunktion der Umformung von mechanischer in hydraulische Energie. Hiermit verbinden sich häufig Nebenfunktionen wie Energiespeicherung sowie Flüssigkeitsaufbewahrung und -aufbereitung. Zugeordnete Geräte (Komponenten) sind Pumpe bzw. Speicher sowie Behälter, Filter und Kühler. Der konduktive Getriebeteil nimmt die Hauptfunktion der Energieübertragung durch Leitungen, vielfach auch die der Energiesteuerung und -regelung durch Ventile wahr. Die Rückformung von hydraulischer in mechanische Energie findet im motorischen Getriebeteil statt. Diese Hauptfunktion wird je nach der gestellten Bewegungsaufgabe wahlweise durch die Komponenten Zylinder, Motor oder Schwenkmotor erfüllt. Hydrostatische Antriebe sind funktionsbedingt Gleichstromgetriebe mit flüssigem Energieträger (H) und verwirklichen die Energieübertragung „rotierend ein und aus“ (R – R) oder „rotierend ein, translatorisch aus“ (R – T) (gleichsinnig Drehen in gleich- bzw. wechselsinnig Drehen oder in wechselsinnig Schieben, VDI 2727 Bl. 1).

1.4 Verallgemeinerte Getriebekennwerte: *Kraftdichte, Arbeitsvolumen, Wirkungsgrad*

Um Getriebe ähnlicher Struktur und Funktion vergleichend bewerten zu können, wurden Getriebekennwerte definiert und in einer Kennwertesammlung zusammengestellt (VDI 2725 Bl. 1) und 2). Letztere erleichtert es dem Konstrukteur, bei Entwurf und Entwicklung mechanischer Getriebe die Bewegungsaufgabe zu formulieren und alternative Getriebelösungen zu beurteilen.

Schlösser [15–18] bezieht nichtmechanische Antriebe in den Vergleich ein und stellt für Gleichstromgetriebe die *Vergleichsparameter* Kraftdichte, Arbeitsvolumen sowie die Teilwirkungsgrade Winkelgeschwindigkeits- und Drehmoment-Wirkungsgrad auf. Die Vergleichsparameter sind als energieartunabhängige, verallgemeinerte Getriebekennwerte zu betrachten, die dem Anlageplaner die gezielte Auswahl von Getrieben nach bestgeeigneter Art der Energieübertragung erleichtern.

Hydrostatische Antriebe sind durch hohe Kraftdichte (Kraftflächendichte, DIN 5485) und kleines Arbeitsvolumen (effektives Volumen) gekennzeichnet, heben sich folglich durch kleines leistungsbezogenes (zutreffender: drehmomentbezogenes) Bauvolumen heraus (kompakte Bauweise). Der Energieträger Flüssigkeit verursacht volumetrischen

Verlust, folglich eine Differenz der Abtriebsdrehzahl zwischen unbelastetem und belastetem Getriebe (Schlupfdrehzahl), d. h., der Winkelgeschwindigkeits-Wirkungsgrad ist kleiner eins. Hydrostatische Antriebe sind damit als kraftschlüssiges Getriebe gekennzeichnet und den nichtschlupffreien Getrieben zuzurechnen. Der hieraus folgende niedrigere Gesamtwirkungsgrad ist im Vergleich zum schlupffreien Formschlussgetriebe als nachteiliges Merkmal zu betrachten. Dem steht der Vorzug gegenüber, stetige Steuer- und Regelsignale in die Energieübertragung einleiten zu können. Hydrostatische Antriebe lassen sich mittels einfacher Verstellung des Arbeitsvolumens im generatorischen und/oder motorischen Getriebeteil verlustarm steuern (Primär-, Sekundär-, Verbundsteuerung). Stetige Signaleinleitung ist darüber hinaus im konduktiven Getriebeteil mittels schnell reagierender Hauptstromdrosselung möglich, wenn eine Minderung des Drehmoment-Wirkungsgrads infolge Ventildruckverlusts in Kauf genommen werden kann.

Die Eigenschaft, sowohl verlustarme Verdrängersteuerung als auch hochdynamische Widerstandssteuerung verwirklichen zu können, weist den hydrostatischen Antrieben unter den stufenlos verstellbaren Getrieben (*continuously variable transmission, CVT*) einen wesentlichen Platz zu.

Schouten [19] untersucht den Zusammenhang zwischen Kraftdichte und Lebensdauer, um eine vergleichende Lebensdauertheorie der Getriebe zu formulieren. Es wird der Einfluss variabler Konstruktionsparameter auf die hohe örtliche Kraftdichte in Kontraformkontakten dargestellt, die insbesondere an Elementpaarungen mechanischer Verstellgetriebe auftreten. Die elasto-hydrodynamische Schmiermitteldruckverteilung im Wälzkontakt wird durch Messung nachgewiesen.

Findeisen [20] legt den prinzipbedingten Vorzug des Fluidgetriebes dar, die drehmomenterzeugende mittlere Kraftdichte nach ertragbarer Grenzbeanspruchung bemessen zu können. Während beim mechanischen Verstellgetriebe für gleichmäßige Übersetzung, das den reibschlüssigen Getrieben (Reibschlussgetrieben, VDI 2155) zuzuordnen ist, ein nicht aufhebbarer Unterschied zwischen bauteilbeanspruchender örtlicher Kraftdichte und Energie übertragender mittlerer Kraftdichte besteht, tritt beim hydrostatischen Getriebe kein Unterschied zwischen örtlicher und mittlerer Kraftdichte auf. Ursache ist die Art der Kraftleitung in den Gelenken mit hieraus folgender Beanspruchung und Struktur des Tribosystems in den sich berührenden Elementen. Beim Verdrängerelement in Druckflüssigkeit werden die treibenden Gelenkkräfte normal zu den Wirkflächen übertragen (Normalflächenschluss). Es liegt ein kraftschlüssiges Elementepaar vor mit dem Effekt „flächenförmiger Berührung und gleich verteilten Drucks“ durch das Element „Flüssigkeit“. Bei mechanischen Verstellgetrieben werden die treibenden Gelenkkräfte in Richtung der Berührtangente der Wirkflächen übertragen (Tangentialflächenschluss). Dies kennzeichnet das reibschlüssige Elementepaar mit punkt- oder linienförmiger Berührung und inhomogener Spannungsverteilung in Festkörpern. Nach Schlussart und zulässiger Ortskraftdichte in den Gelenken ergibt sich für das Fluidgetriebe eine in Umfangsrichtung nutzbare mittlere Kraftdichte, die gegenüber dem Wälzgetriebe 12-mal, gegenüber dem Zugmittelgetriebe 4-mal größer ist. Zwar wird die Energie im Fluidgetriebe außer durch Berührung mit flüssigen Elementen über Elemente mit Festkörperberührung geleitet, doch setzt sich

der Normalflächenschluss im Triebwerk von Verdrängermaschinen fort. Es enthält ebene oder räumliche Kurvengelenke, die überwiegend druckbeansprucht, also kraftschlüssige Elementepaarungen sind. Demgegenüber ist der Kontaktzustand in reibschlüssigen Elementepaarungen komplexer, deren tribologische Beanspruchung höher. Anders als beim Reibschlussgetriebe sind beim kraftschlüssigen Getriebe große Werte für Kraftdichte und Lebensdauer mittels Konstruktionsoptimierung zu erzielen, wie am Beispiel hydrostatisch entlasteter Kolbenabstützung im Fluidgetriebe zu belegen ist.

Die genannten Arbeiten legen den Schwerpunkt auf die vergleichende Untersuchung von Getrieben, um für die Fragestellung des Maschinen- oder Anlageplaners bei der Getriebeauswahl mit Beurteilungskriterien (Getriebekennwerten) Lösungswege anzubieten.

Einen weiteren Themenkomplex stecken jene Arbeiten ab, die für die Fragestellung des Getriebeentwicklers bezüglich der Konstruktionsoptimierung bestimmter Getriebearbeiten und Antriebskomponenten entsprechend den Prinzipien des beanspruchungsgerechten und des tribologisch richtigen Gestaltens Antworten bereitstellen. Hierunter fallen u. a. in [20] zitierte grundlegende Arbeiten wie von *Lutz, Wernitz, Niemann, Winter, Rösch, Severin, Holland* zum hochbelasteten Kontraformkontakt in Wälzgetrieben ebenso wie von *Horowitz, Häberlein, Langbein, Basedow, Dittrich* zur Flankenpaarung Riemen bzw. Kette/Scheibe in Zugmittelgetrieben. Der Konstruktionsoptimierung von Fluidgetrieben widmen sich grundlegende Arbeiten zur Gestaltverbesserung von Triebwerkmechanismen und hoch belasteten Elementepaarungen an Verdrängermaschinen und Zylindern. Eine Auswahl dieser Arbeiten ist in Abschn. 3.1.4, 3.2.6 und 3.4.4 mit Kurzfassungen zitiert.

Literatur

1. Hain, K.: Atlas für Getriebe-Konstruktionen. Vieweg, Braunschweig (1972)
2. Kiper, G.: Katalog einfachster Getriebebauformen. Springer, Berlin (1982)
3. Dittrich, G., Wehn, V.: Getriebetechnische Lösungssammlung. Konstrukteur **19**(3), 85–90 (1988)
4. Becker, H.-J.: Mechanik des Van-Doorne-Schubgliederbandes. Antriebstechnik **26**(8), 47–52 (1987)
5. Firmenschrift Vofa-Werk Xavier Vorbrüggen, Düsseldorf: Druck-Zug-Betätigungen und Flexball-Fernbetätigung
6. Findeisen, D.: Hydrostatische Leistungsübertragung aus der Sicht getriebetechnischer Grundlagen. VDI-Z Special Antriebstechnik **137**(II), 63–68 (1995)
7. Findeisen, D.: Hydrostatische Leistungsübertragung in Antriebssystemen – getriebetechnische Ordnungsprinzipien. In: Bericht 3. Deutsch-Polnisches Seminar „Innovation und Fortschritt in der Fluidtechnik“, TU Warschau, Inst. f. Automatik und Robotik, S. 44–45. Zakopane (1999)
8. DIN ISO 1219-1: Fluidtechnik-Graphische Symbole und Schaltpläne – Teil 1: Graphische Symbole: 1996-03
9. DIN ISO 1219-2: Fluidtechnik-Graphische Symbole und Schaltpläne – Teil 2: Schaltpläne: 1996-11

10. Backé, W., Hahmann, W.: Kennlinien und Kennlinienfelder hydrostatischer Getriebe. (VDI-Bericht 1938), S. 39–48. VDI-Verlag, Düsseldorf (1969)
11. Backé, W.: Elektro-hydraulische Regelung von Verdrängereinheiten. O + P **31**, 770–782 (1987)
12. Kutzbach, K.: Mechanische Leistungsverzweigung, ihre Gesetze und Anwendungen. Maschinenbau **8**(21) (1929)
13. Cannon, R.: Dynamics of physical systems. McGraw-Hill, New York (1967)
14. Shearer, J.L., Murphy, A.; Richardson, H.H.: Introduction to system dynamics. Addison-Wesley, Reading (1967)
15. Schlösser, W.M.J., Olderaan, W.F.T.C.: Eine Analogietheorie der Antriebe mit rotierender Bewegung. Antriebstechnik **2**(1), 5–10 (1963)
16. Schlösser, W.M.J.: Analogien bei Antrieben. VDI-Z. **115**, 560–568 (1973)
17. Schlösser, W.M.J.: Einordnung hydraulischer Getriebe unter die stufenlosen Energieübertragungsarten. (VDI-Ber. 228), S. 15–25. VDI-Verlag, Düsseldorf (1975)
18. Schlösser, W.M.J.: Stufenlos verstellbare Antriebe im Vergleich. (VDI-Ber. 618), S. 1–23. VDI-Verlag Düsseldorf (1986)
19. Schouten, M.J.W.: Einfluss elasto-hydrodynamischer Schmierung auf Reibung, Verschleiß und Lebensdauer von Getrieben. (Forsch.-Kur. Maschinenbau, Forsch.-H. 24). Frankfurt (1973)
20. Findeisen, D.: Gleichförmig übersetzende Getriebe stufenloser Übersetzungsänderung; Gegenüberstellung von mechanischer und fluidtechnischer Energieübertragung, Teile 1 und 2. Konstruktion **32**, 461–471 (1980); **33**, 15–24 (1981)

Zusammenfassung

Die hydrostatische Leistungsübertragung nutzt das *Druckmittel* „*Flüssigkeit*“ als *Energieträger*. Dessen Transport unterliegt den Gesetzen der Hydromechanik für ruhende und strömende Flüssigkeiten. Zu den grundlegenden Gesetzen zählen jenes des gleichverteilten Drucks (Pascal), des Weiteren die Erhaltungssätze des Massenstroms und der Energie (Kontinuität, Bernoulli). Erweitert man die Energiebilanz der strömenden Flüssigkeit, gelangt man von der ortsabhängigen (stationären) Strömung zur zusätzlich zeitabhängigen (instationären), von der inkompressiblen und reibungsfreien (idealen) Flüssigkeit zur kompressiblen und zähen (newtonschen). Im Besonderen wird die Innenströmung in Rohren (Strömungsformen, Druckverluste) sowie jene in Funktionsspalten (Parallel-, Ringspalt) und Einbauteilen (Drossel, Blende) behandelt. Um die Druckflüssigkeit beurteilen zu können, sind kennzeichnende *physikalische Eigenschaften* wie Dichte, Viskosität und Luftabscheidevermögen zu definieren. In hydraulischen Anlagen verwendete Druckflüssigkeiten sind darüber hinaus durch *spezifische Angaben* (Stoffart, Viskositätsklasse) und *physikalische Kennwerte* zur Qualitätsbewertung (Mindestanforderungen) zu kennzeichnen. Neben den *Mineralölen* werden die für spezifische Umgebungsanforderungen zu verwendenden *schwerentflammbaren* und *umweltverträglichen Druckflüssigkeiten* gesondert behandelt. Die Mindestanforderungen erfassen den Anlieferungszustand von Druckflüssigkeiten, bewerten jedoch nicht deren veränderte Eigenschaften durch Gebrauch. Eigenschaftsänderungen verursacht neben *Alterung* die *Verschmutzung*, deren Arten abschließend dargestellt werden.

2.1 Grundlagen der Hydromechanik

In pneumatischen Anlagen dienen gasförmige Fluide, in hydraulischen Anlagen flüssige Fluide als Energieträger. Nachfolgend werden Strömungsvorgänge für flüssige Energieträger behandelt, wobei vereinfachtes rheologisches Stoffverhalten (grch. rhein: fließen, Rheologie: Lehre vom Deformations- und Fließverhalten der Stoffe) vorausgesetzt wird (ideale und newtonsche Flüssigkeiten, DIN 1342 Teil 1 und 2). Das Fluid wird hier Druckflüssigkeit (kurz: Flüssigkeit) genannt. In hydraulischen Anlagen eingesetzte Flüssigkeiten sind jedoch vom idealisierten Verhalten (chemisch wie rheologisch) abweichende Stoffe (nichtnewtonsche Flüssigkeiten, DIN 1342 Teil 3). Betrachtet man das reale Stoffverhalten, wird das Fluid als Hydraulikflüssigkeit (DIN 24320), solches auf Mineralölbasis auch als Hydrauliköl (DIN 51524) bezeichnet, Abschn. 2.3.3, 2.3.1.

Aus der **Fluidmechanik** [1] (Strömungsmechanik), also der auf die gesamte Stoffklasse der Fluide sich beziehenden Mechanik, werden nachfolgend Grundprinzipien und Strömungsvorgänge für Flüssigkeiten behandelt. Die **Hydromechanik** gliedert wie folgt:

Hydrostatik, die Lehre vom Gleichgewicht ruhender Flüssigkeiten.

Hydrodynamik, die Lehre vom Gleichgewicht strömender Flüssigkeiten.

2.1.1 Gesetze der Hydrostatik: *Pascalsches Gesetz, Kompressibilität, Schallgeschwindigkeit*

Das Gesetz von Pascal: Die Wirkung einer Kraft auf eine ruhende Flüssigkeit pflanzt sich als Druck nach allen Richtungen innerhalb der Flüssigkeit in gleicher Größe fort. Hierbei bleibt das Flüssigkeitsgewicht unberücksichtigt. Die auf die benetzte Fläche bezogene Kraft ist senkrecht zur Benetzungsfläche gerichtet. Der Pressdruck oder hydrostatische Druck wird mit einem Manometer angezeigt.

Hydrostatischer Druck: $p = F/A$

Druckübersetzer, hydraulische Pressen und entlastete Ventilkolben sind Anwendungsbeispiele für das Gesetz von Pascal (Abb. 2.1).

Der Gewichts- oder Schweredruck. Eine Flüssigkeit übt auf den Boden ihres Gefäßes infolge ihres Gewichts im Schwerfeld eine Kraft aus, die auf die **Fläche** bezogen wird. Für die Flüssigkeitsgewichtskraft F_G gilt

$$F_G = V\rho g = Ah\rho g = pA.$$

Gewichtsdruck: $p = h\rho g$

(h Höhe der Flüssigkeitssäule, ρ Dichte der Flüssigkeit, g Fallbeschleunigung).

Bei tiefer Gefäßwandung ist der mit der Höhe h linear ansteigende Gewichtsdruck zu berücksichtigen. Im geschlossenen, unter Druck stehenden Gefäß überlagern sich Press- und Gewichtsdruck zum Gesamtpressdruck.

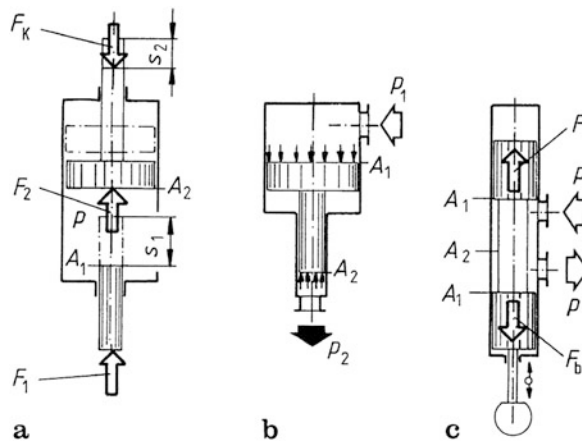


Abb. 2.1 Anwendungsbeispiele für das hydrostatische Gesetz von Pascal. Die Eigengewichte der Kolben, der Flüssigkeit sowie die Kolbenreibung sind nicht berücksichtigt. **a** Gemeinsamer Druckraum, Zweikolbensystem (Hydraulische Presse): $F_K = F_2 = F_1 A_2 / A_1$, $s_2 = s_1 A_1 / A_2$; **b** Getrennter Druckraum, Einkolbensystem (Druckübersetzer): $p_2 = p_1 A_1 / A_2$; **c** Gemeinsamer Druckraum, Einkolbensystem (Steuerkolben): $(F_b) = (A_1 - A_2)p$

2.1.1.1 Kompressibilität

Im Gegensatz zu den *Gasen als dichteveränderlichen Fluiden* können *Flüssigkeiten* i. Allg. als *dichtebeständige (inkompressible) Fluide* aufgefasst werden ($\rho = \text{const}$). Die zwar geringe Nachgiebigkeit von Druckflüssigkeiten darf jedoch bei großem Volumen unter hohem Druck nicht mehr vernachlässigt werden. Bei strömenden Flüssigkeiten treten Druckstoß- und Kavitationsprobleme sowie das Verhalten der Rohrleitungen hinzu, so dass die hydrostatische Energieübertragung an die *kompressible Strömung* gebunden ist.

Die Dichte von Druckflüssigkeiten hängt von der Temperatur und dem Druck ab, Abschn. 2.2.1, und damit auch das Volumen. Die Druckeinflüsse überwiegen, man bezeichnet die Volumenminderung infolge Drucksteigerung als **Kompression**. Wegen niedriger Strömungsgeschwindigkeit und hoher Druckausbreitungsgeschwindigkeit wird häufig adiabatisch-reversible (isentrop) Zustandsänderung vorausgesetzt. Man geht also von der Verdichtung einer Flüssigkeitsmenge aus, die gegenüber ihrer Umgebung wärmedicht abgeschlossen ist, so dass kein Wärmeaustausch mit der Umgebung stattfindet.

Für Druckflüssigkeiten nähert sich die Adiabate sehr stark der Isochore, Abb. 2.2b, d. h., das an der Energieübertragung beteiligte Flüssigkeitsvolumen bleibt weitgehend unverändert ($\rho \approx \text{const}$). Es wird fast keine äußere Arbeit am Fluid geleistet, die übertragene Energie ist die Differenz von Ausschub- und Einschubarbeit (Verdrängungsarbeit).

Für die mathematische Behandlung benötigt man Kenngrößen, die in der Thermodynamik für isotherme Zustandsänderungen von Fluiden definiert sind und auf Abb. 2.2a entnehmbaren Beziehungen beruhen:

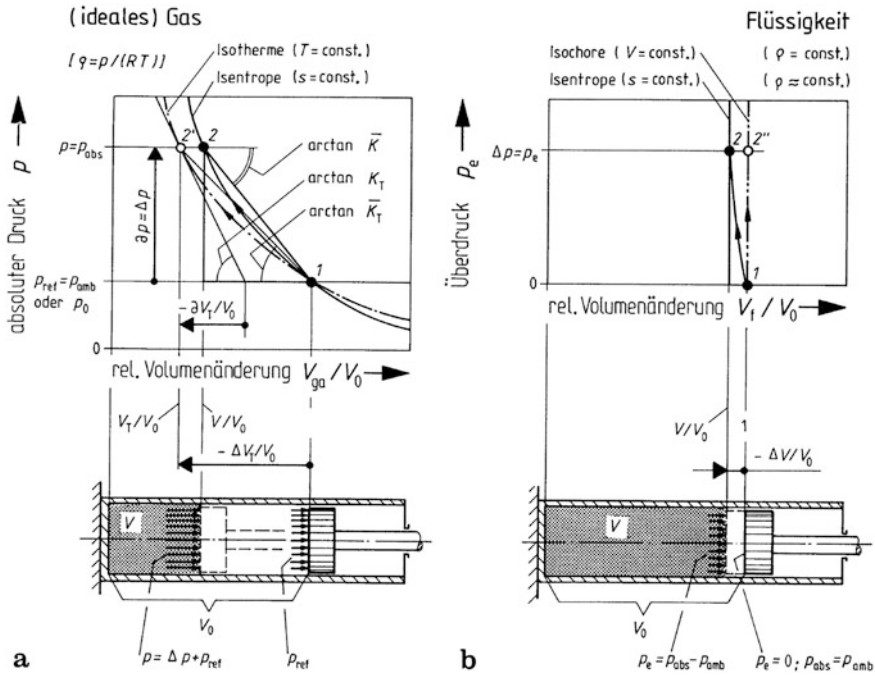


Abb. 2.2 Volumenbezogenes Zustandsdiagramm ($p, (V/V_0)$ -Diagramm) von Fluiden. **a** Verdichtung eines (idealen) Gases als dichteveränderliches Fluid des Anfangsvolumens V_0 unter Referenzdruck p_{ref} , i. Allg. Atmosphärendruck p_{amb} , nach Druckzunahme auf (absoluten) Druck ($p = p_{\text{abs}}$) bei isothermer und isentroper (adiabatisch-reversibler) Zustandsänderung, Kenngrößen für Zusammendrückbarkeit in der Fluidtechnik; **b** Verdichtung eines dichtebeständigen Fluids (ideale Flüssigkeit) des Anfangsvolumens V_0 unter Atmosphärendruck ($p_e = 0$ bar) nach Druckzunahme auf Überdruck p_e bei isochorer und isentroper Zustandsänderung ($p_e, (V/V_0)$ -Diagramm)

Mit dem spezifischen Volumen $v = V/m$ und dessen differentieller Minderung $-\partial v = -\partial V/m$ ergibt sich für differentielle Druckzunahme ∂p bei konstanter Temperatur T die (isothermische) Kompressibilität χ_T (oder κ)

$$\chi_T = -\frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_T = -\frac{\partial V_T}{V} \frac{1}{\partial p} \quad (\text{SI-Einheit von } \chi_T : 1/\text{pa}). \quad (2.1a)$$

Anstelle des in der Thermodynamik bevorzugten spezifischen Volumens v bevorzugt die Fluidmechanik die Dichte ρ . Mit $v = 1/\rho$ und $\partial \rho = -\rho^2 \partial v$ folgt aus (2.1a)

$$\chi_T = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_T = \frac{\partial \rho_T}{\rho} \frac{1}{\partial p}. \quad (2.1b)$$

Die Kompressibilität χ_T ist durch (2.1a) als die differentielle relative Volumenminderung $-\partial V_T/V$ bzw. durch (2.1b) als die differentielle relative Dichtezunahme $\partial \rho_T/\rho$ bei konstan-

ter Temperatur T erklärt, jeweils bezogen auf die ursächlich differenzielle Druckänderung ∂p . Der Kehrwert der Kompressibilität ist der in der Fluidtechnik gebräuchliche *isothermische Kompressionsmodul*

$$K_T = 1/\chi_T = \rho \left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_T = -\nu \left(\frac{\partial p}{\partial \nu} \right)_T = -\frac{V}{\partial V_T} \partial p \quad (\text{SI-Einheit von } K_T : \text{Pa}), \quad (2.2a)$$

der als *wahrer Kompressionsmodul* (Tangentenmodul) bezeichnet wird und z. B. zur Untersuchung von Schwingungen in Leitungen dient, Abb. 2.2a.

Um die Volumenminderung von Fluiden, $-\Delta V_T$, über ein Druckintervall Δp zu beschreiben, verwendet man den *mittleren (isothermischen) Kompressionsmodul*

$$\bar{K}_T = -V_0 \left(\frac{\Delta p}{\Delta V} \right)_T = -\frac{V_0}{\Delta V_T} \Delta p = -\frac{V_0}{V_T - V_0} \Delta p. \quad (2.2b)$$

Das Anfangsvolumen V_0 ist das Volumen der Druckflüssigkeit in einem Referenzzustand der durch einen bestimmten Wert der Referenzgrößen Druck und Temperatur festgelegt ist. *Referenzdruck* p_{ref} kann der *Normdruck* p_n (DIN 1343), praktisch der gerundete *Atmosphärendruck* p_{amb} (DIN 1314), $p_{\text{ref}} = p_{\text{amb}} = 10^5 \text{ Pa} = 1 \text{ bar}$ sein. Die Druckzunahme Δp ist dann als *atmosphärische Druckdifferenz*, genannt *Überdruck* p_e

$$\Delta p = p_{\text{abs}} - p_{\text{amb}} = p_e, \quad (2.3)$$

definiert.

V_T ist das Volumen der Druckflüssigkeit nach (isothermer) Verdichtung.

Der mittlere Kompressionsmodul hängt ferner von der Art der Zustandsänderung ab. Der isothermische Kompressionsmodul \bar{K}_T für Mineralöle beträgt etwa das 0,87 fache des *mittleren isentropischen Kompressionsmoduls*

$$K = -V_0 \left(\frac{\Delta p}{\Delta V} \right)_S = -\frac{V_0}{\Delta V} \Delta p = -\frac{V_0}{V - V_0} \Delta p \quad (2.4)$$

(SI-Einheit von \bar{K} : Pa, übliche Einheit: bar),

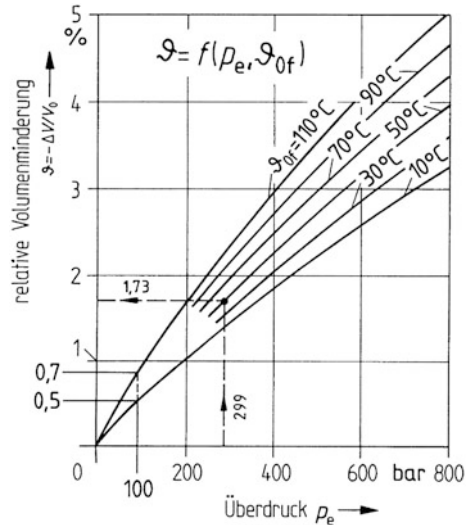
der überwiegend angewendet wird. Bei Letzterem ist das Anfangsvolumen V_0 der Temperatur T_0 vor Druckzunahme, das Flüssigkeitsvolumen V der Temperatur T nach der Verdichtung zuzuordnen.

Die relative (isentrope) Volumenminderung ist

$$-\vartheta = -\Delta V/V_0 = (V_0 - V)/V_0 = \Delta p/\bar{K} \quad (2.5a)$$

und beträgt für Hydrauliköle und bei $\Delta p = 400 \text{ bar}$ etwa 2 bis 3 % je nach Flüssigkeitstemperatur ϑ_{of} und gewährt in druckabhängiger Auftragung, Abb. 2.3, einen unmittelbaren Einblick in die „Elastizität“ der Druckflüssigkeit [4].

Abb. 2.3 Relative Volumenminderung ϑ von Druckflüssigkeiten auf Mineralölbasis mit einer Viskosität von $\nu = 53 \text{ mm}^2/\text{s}$ bei 40°C (entspricht HL 46, HLP 46) abhängig vom Überdruck p_e bei isentroper Zustandsänderung und von der Flüssigkeitstemperatur ϑ_{0f} vor Druckzunahme



Nach (2.4a) und (2.5a) lässt sich für ein unter Atmosphärendruck p_{amb} stehendes und der Flüssigkeitstemperatur vor Druckzunahme zugeordnetes Anfangsvolumen V_0 die *Volumenminderung*

$$-\Delta V = V_0 - V = V_0 \Delta p / \bar{K} \quad (2.5b)$$

bestimmen, die sich nach isentroper Verdichtung auf das Volumen V bei Betriebsdruck p ergibt.

Hinweise für die Praxis

Der mittlere isentropische Kompressionsmodul \bar{K}_T von Hydraulikölen liegt bei Drücken bis 300 bar und Temperaturen von 20 bis 70°C im Bereich von $\bar{K}_T = (1,34 \dots 1,92) \cdot 10^4 \text{ bar} = (13,4 \dots 19,2) \text{ kbar}$.

Der Kompressionsmodul K ist ein Volumenmodul, im reibungsfreien Fluid definiert als Quotient Druck p durch die von diesem erzeugte relative Volumenänderung (Volumendilatation). Diese Kenngröße der Elastizitätslehre (DIN 13 316) entspricht dem Elastizitätsmodul E von Festkörpern, also dem Quotient Spannung durch Dehnung eines längsbeanspruchten Stabs. Zum Vergleich dient meist der E-Modul von Stahl, E_{St} , im Mittel angegeben zu $\bar{K}_{\text{öl}} = 16 \text{ kbar} = 1,6 \cdot 10^9 \text{ Pa}$, $E_{\text{St}} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2 = 210 \cdot 10^9 \text{ Pa}$.

Der Vergleich mit E_{St} zeigt, dass Hydrauliköl etwa 130-fach kompressibler ist als Stahl.

Wenn Luftblasen im Hydrauliköl zu erwarten sind, wird der Kompressionsmodul im Mittel zu $\bar{K}_{\text{öl}} = 12 \text{ kbar} = 1,2 \cdot 10^9 \text{ Pa}$ angenommen. Dieser Wert nähert den Kompressionsmodul des Flüssigkeit-Luft-Gemisches an, worin der wahre Kompressionsmodul der Druckflüssigkeit neben der aus der Zustandsänderung der Luft sich ergebenden Kompressibilität enthalten ist [3], Abb. 2.4 und Abschn. 2.2.3.

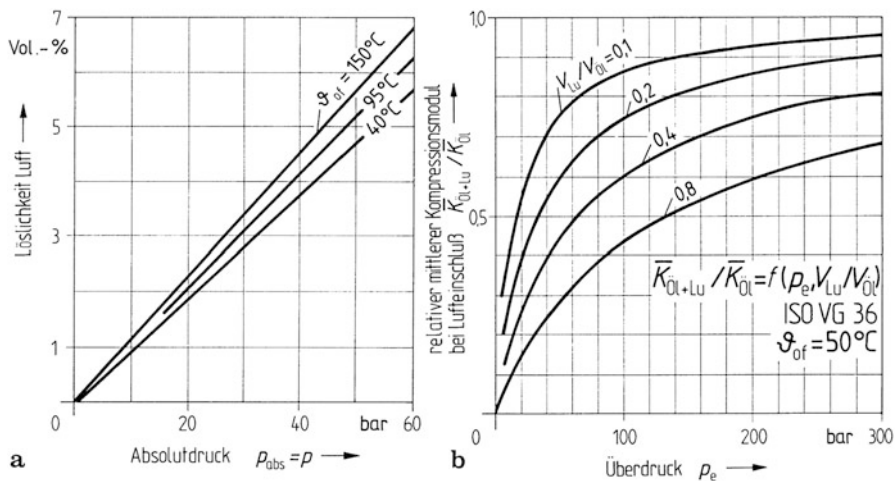


Abb. 2.4 System Luft-in-Öl mit gelöster und ungelöster (freier) Luft. **a** Löslichkeit in Abhängigkeit von Absolutdruck p_{abs} und Druckflüssigkeitstemperatur ϑ_{of} vor Druckzunahme; **b** Einfluss des Lufteinschlusses auf den mittleren Kompressionsmodul in Abhängigkeit von Überdruck p_e und Volumenanteil ungelöster Luft (V_{Lu}/V_{0l})

Bei Druckflüssigkeiten hängt der mittlere Kompressionsmodul von der Viskosität ab, steigt mit dem Druck und sinkt mit der Temperatur, Abb. 2.5. Unverdichtete, warme Druckflüssigkeit ist kompressibler als verdichtete, kalte. Vereinfachend wird ein linearer Anstieg des Kompressionsmoduls mit dem Druck bis $p = 300$ bar angenommen [4].

2.1.1.2 Kompression einer Flüssigkeitsmenge bei starrer Gefäßwandung

Aufgrund ihrer Kompressibilität verhält sich die druckbeaufschlagte Flüssigkeitsmenge elastisch nachgiebig, vergleichbar einer mechanischen Druckfeder.

Die Zusammendrückung im starren kreisrunden Rohr lässt sich durch folgende Beziehungen beschreiben:

lichter Rohrquerschnitt	$A = \pi d^2 / 4$
Rohrlänge	l
Anfangsvolumen (Füllvolumen)	$V_0 = Al$
zugeordnet dem Referenzdruck p_{ref}	
gleich Leitungsvolumen	$= V_L$
Volumen bei Betriebsdruck	V
Volumenminderung	$-\Delta V = V_0 - V = A \Delta s$
Zusammendrückung („Federweg“)	$\Delta s = (V_0 - V) / A = -\Delta V / A$

Bei einer Druckzunahme $\Delta p = p - p_{\text{ref}}$ vom Referenzdruck p_{ref} auf den Betriebsdruck p folgt aus der Volumenminderung $-\Delta V$ nach (2.5b) wegen

$$\Delta s = V_0 \Delta p / (A \bar{K}) = l \Delta p / \bar{K}$$

Zusammendrückung bei starrer Gefäßwandung

$$\Delta s = l \Delta p / \bar{K}. \quad (2.6a)$$

Aus Druckzunahme Δp und lichtigem Rohrquerschnitt A folgt die Federkraft

$$\Delta F = A \Delta p.$$

Federkraft ΔF und Federweg Δs sind nach dem Elastizitätsgesetz verknüpft:

$$\Delta F = c_h \Delta s,$$

so dass sich über das Gleichgewicht der auf die Flüssigkeit wirkenden Kräfte wegen

$$c_h = \frac{A \Delta p}{\Delta s} = \frac{A \Delta p A \bar{K}}{V_0 \Delta p} = \frac{A^2 \bar{K}}{V_0}$$

die *hydraulische Steifigkeit* (kurz: *hydraulische Steife*) bei starrer Gefäßwandung

$$c_h = A^2 \bar{K} / V_0 \quad (\text{SI-Einheit von } c_h : \text{N/m, übliche Einheit: N/mm}) \quad (2.6b)$$

als Parameter für die Druckflüssigkeitssäule in Leitungen gewinnen lässt.

Hinweise für die Praxis

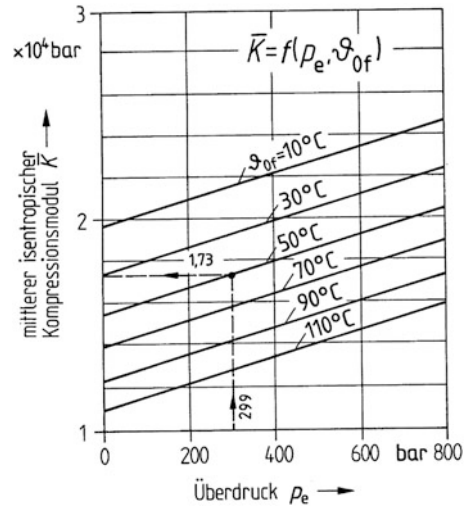
Um hydrostatische Antriebe möglichst starr auszuführen, d. h. in abgedichteten Räumen die Fluidenergie mittels *angenäherten Volumenschlusses* übertragen zu können, ist die hydraulische Steife c_h konstruktiv sehr hoch festzulegen. Leitmerkmale für die Auslegung sind Querschnitt A , Volumen V_0 und Kompressionsmodul \bar{K} .

Ist der mittlere isentropische Kompressionsmodul \bar{K} gegeben, erzielt man durch großen Querschnitt A und kleines unter Druck stehendes Flüssigkeitsvolumen V_0 , d. h. wegen $c_h = A \bar{K} / l$ durch kleine Leitungslänge l , eine hohe hydraulische Steife c_h .

Sind die geometrische Abmessungen (A , l) (Formkennwert) festgelegt, steigt die hydraulische Steife c_h (Bauteilkennwert) mit wachsendem Druck p , da der Kompressionsmodul (Stoffkennwert) druckabhängig zunimmt. Der Anstieg des Kompressionsmoduls ist degressiv, obgleich näherungsweise für Drücke bis ca. 300 bar linearer Anstieg angenommen wird.

Im Gegensatz zu *reibungsfreien* metallischen Federn, verhält sich die Druckflüssigkeitssäule nichtlinear-elastisch, so dass die hydraulische Steife keine Konstante ist. Ihre Abhängigkeit vom (Federweg) Δs , also auch die *Nichtlinearität der „hydrostatischen Federkennlinie“* wird durch den vom Druck abhängigen mittleren isentropischen Kompressionsmodul \bar{K} wiedergegeben, Abb. 2.5.

Abb. 2.5 Mittlerer isentropischer Kompressionsmodul \bar{K} von Druckflüssigkeiten auf Mineralölbasis mit einer Viskosität von $\nu = 53 \text{ mm}^2/\text{s}$ bei 40°C (entspricht HL 46, HLP 46) abhängig von Überdruck p_e und Flüssigkeitstemperatur ϑ_{of} vor Druckzunahme



Die hieraus hergeleitete mittlere hydraulische Steife (Sekantenfedersteife) $c_h = \bar{c} = \Delta F / \Delta s$ ist für genauere Untersuchungen durch die *Federsteife im Arbeitspunkt* (Tangentenfedersteife) $c = dF/ds$ zu ersetzen, z. B. wenn diese als Schwingungsparameter (DIN 1311) für die Behandlung von Flüssigkeitsschwingungen angewendet wird. An die Stelle des mittleren \bar{K} tritt dann in (2.6b) der *wahre Kompressionsmodul* K_T , vgl. (2.2a) [4].

Zu *niedrige hydraulische Steife* c_h bringt *Nachteile* wie Schwingungen und Stöße, Schaltverzögerungen, ungleichmäßigen Vorschub, unerwünschte Beanspruchungen an Bauteilen mit sich.

In *Analogie zur Elektrizitätslehre* kann die Bauteileigenschaft Elastizität der unter Druck stehenden Flüssigkeitssäule außer durch die hydraulische Steife c_h auch durch die *hydraulische Kapazität*

$$C_h = -\frac{dV}{dp} \approx -\frac{\Delta V}{\Delta p} = \frac{V_0}{\bar{K}} \quad (2.7)$$

(SI-Einheit von C_h : m^5/N , übliche Einheit: cm^5/N)

beschrieben werden. Mit $dp = (1/C_h) dV$ und $dV = q_v dt$ erhält man durch Integration

$$p = \frac{1}{C_h} \frac{dy}{dx} \int q_v dt$$

die zur elektrischen Spannung u am Kondensator

$$u = \frac{1}{C} \int idt$$

analoge Beziehung [3, 6, 7]. Hydraulische Kapazität C_h und hydraulische Steife c_h , (2.6b), stehen in der Beziehung

$$C_h = A^2/c_h. \quad (2.8)$$

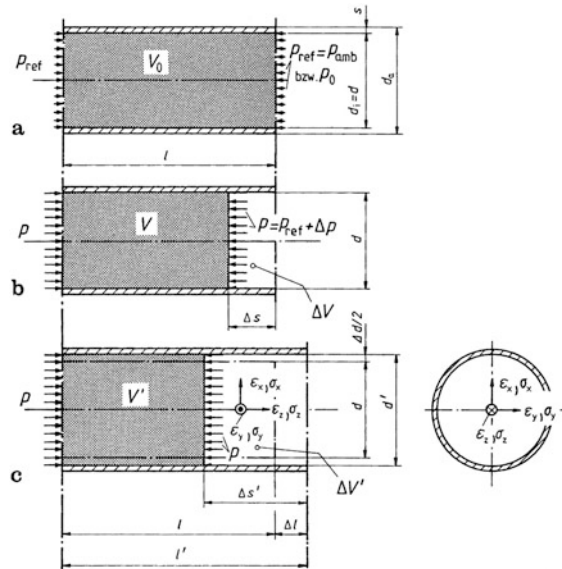


Abb. 2.6 Zusammendrückung eines unter Druck stehenden Flüssigkeitsvolumens. **a** Rohr mit Anfangsvolumen V_0 bei Referenzdruck p_{ref} ; **b** Zusammendrückung Δs und Nachfüllvolumen ΔV unter Druckzunahme Δp vom Referenzdruck p_{ref} zum Betriebsdruck p bei starrer Rohrwandung; **c** Zusammendrückung $\Delta s'$ und Nachfüllvolumen $\Delta V'$ unter Druckzunahme Δp jedoch bei elastisch aufgeweiteter Rohrwandung

2.1.1.3 Kompression einer Flüssigkeitsmenge bei elastischer Gefäßwandung

Die mit Druckflüssigkeit gefüllte Rohrleitung erfährt unter dem Druck p eine elastische Volumendilatation e , die eine Aufweitung Δd und eine Längenänderung Δl mit sich bringt, Abb. 2.6c.

Das Nachfüllvolumen im elastisch verformten Rohr lässt sich durch folgende Beziehungen herleiten:

verformter lichter Rohrleitungsquerschnitt

$$A' = \pi d'^2/4$$

unter Betriebsdruck

$$p = (p_{\text{ref}} + \Delta p)$$

verformte Rohrleitungslänge

$$l' = l + \Delta l$$

Querschnittsänderung

$$\Delta A = A' - A$$

elastische Volumenänderung $\Delta V_{el} = \Delta A l + A' \Delta l$.

Mit

$$\Delta V_{el} = \Delta A \cdot l + \Delta A \cdot \Delta l + A \cdot \Delta l$$

folgt wegen

$$\Delta A \cdot \Delta l \approx 0$$

vereinfacht

$$\Delta V_{el} \approx \Delta A \cdot l + A \Delta l,$$

so dass sich die elastische relative Volumenänderung (Volumendilatation)

$$e = \Delta V_{el}/V_0$$

aufteilen lässt wegen

$$e \approx \frac{\Delta A \cdot l + A \cdot \Delta l}{Al} = \frac{\Delta A}{A} + \frac{\Delta l}{l} = \frac{\Delta d}{d} + \frac{\Delta l}{l} = \varepsilon_q + \varepsilon_1$$

in $\varepsilon_q = \Delta d/d$ Querdehnung und in $\varepsilon_1 = \Delta l/l$ Längsdehnung.

Im kartesischen Koordinatensystem setzt sich die Volumendilatation e aus den 3 Dehnungskomponenten

$$e = \varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z$$

zusammen; ε_x und ε_y sind nach Abb. 2.6c Dehnungskomponenten in Querschnittsebene des Leitungsrohrs. Wegen des rotationssymmetrischen Spannungszustands bleibt der Kreisquerschnitt bei Formänderung erhalten und es gilt:

$$\varepsilon_x = \varepsilon_y = \varepsilon_t, \quad \varepsilon_t \text{ Tangentialdehnung}$$

$$\varepsilon_z = \varepsilon_1, \quad \varepsilon_1 \text{ Längssdehnung.}$$

Somit lautet die elastische Volumendilatation

$$e = 2\varepsilon_t + \varepsilon_1 = \Delta V_{el}/V_0,$$

und es ergeben sich für den ebenen rotationssymmetrischen Spannungszustand die Spannungskomponenten:

Tangentialspannung

$$2sl\sigma_t = pdl, \quad \sigma_t = dp/(2s),$$

Längsspannung

$$\pi s d \sigma_z = pd^2 \pi / 4, \quad \sigma_z = \sigma_1 = dp/(4s).$$

Aus dem Spannungszustand folgen die Deformationsgleichungen:

Tangentialdehnung

$$\varepsilon_t = (\sigma_t - \mu\sigma_1)/E = dp(1 - \mu/2)/(2sE):$$

$$\varepsilon_t \approx 0,43 dp/(sE)$$

mit dem Elastizitätsmodul E und der Poisson-Zahl (Querdehnungszahl) μ (oder ν) = 0,3 für Stahl.

Längsdehnung

$$\varepsilon_1 = (\sigma_1 - \mu\sigma_t)/E = dp(1 - 2\mu)/(4sE),$$

$$\varepsilon_1 = 0,1dp/(sE)$$

Volumendilatation

$$e = \Delta V_{el}/V_0 = 2\varepsilon_t + \varepsilon_1$$

$$\approx (0,86 + 0,1)dp/(sE) = 0,96dp/(sE).$$

Damit ist das Flüssigkeitsvolumen unter Betriebsdruck

$$V' = V + \Delta V' = V_0 + \Delta V_{el} = V_{0(1+e)}; \quad e \approx dp/(sE).$$

Aus der Volumenminderung nach (2.5b) ergibt sich bereits das *Nachfüllvolumen bei starrer Gefäßwandung*

$$\Delta V = A\Delta s = V_0 - V = V_0\Delta p/\bar{K}.$$

Das Nachfüllvolumen im verformten Rohr ist

$$\Delta V' = A'\Delta s' = V' - V = (V_0 + \Delta V_{el}) - (V_0 - \Delta V) = \Delta V_{el} + \Delta V$$

und setzt sich aus elastischer Volumenänderung ΔV_{el} der Gefäßwandung und dem Nachfüllvolumen ΔV der kompressiblen Flüssigkeitssäule zusammen. Führt man für diese Volumenanteile die Kenngrößen e und \bar{K} ein,

$$\Delta V' = V_0(e + p/\bar{K})$$

und ersetzt entsprechend der für den dünnwandigen Hohlzylinder aus Stahl geltenden Deformationsgleichung die Volumendilatation durch

$$e \approx dp/(sE),$$

so folgt das *Nachfüllvolumen bei elastisch aufgeweiteter Gefäßwandung*

$$\Delta V' = V_0\Delta p/\bar{K}' = V_0\frac{\Delta p}{\bar{K}} \left(1 + \frac{d}{s} \frac{\bar{K}}{E}\right), \quad (2.9)$$

das dem Anfangsvolumen V_0 , der Druckzunahme $\Delta p = p$ und dem Kehrwert des *mittleren Ersatzkompressionsmoduls* [3]

$$\bar{K}' = \frac{\bar{K}}{1 + \frac{d\bar{K}}{sE}} \quad (2.10a)$$

proportional ist.

Für die Praxis (Zahlenwertgleichung):

$$\bar{K}' = \bar{K} / [1 + (d\bar{K}) / (10sE)] \quad (2.10b)$$

mit \bar{K}' , \bar{K} in bar, d in mm, s in mm, E in N/mm².

Mit Hilfe des mittleren Ersatzkompressionsmoduls \bar{K}' , (2.10a), folgen entsprechend (2.6a) und (2.6b) die *Zusammendrückung bei elastisch aufgeweiteter Gefäßwandung*

$$\Delta s' = l\Delta p / \bar{K}' \quad (2.11a)$$

und die *hydraulische Steife bei elastisch aufgeweiteter Gefäßwandung*

$$c'_h = \Delta F / \Delta s' = A^2 \bar{K}' / V_0 \quad (2.11b)$$

Für die Praxis (Zahlenwertgleichung):

$$c'_h = 10^{-3} A^2 \bar{K}' / V_0 \quad (2.11c)$$

mit c'_h in N/mm, A in cm², \bar{K}' in bar, V_0 in l.

Ebenso ist für die *hydraulische Kapazität bei elastisch aufgeweiteter Gefäßwandung* C'_h in (2.7) \bar{K} durch den mittleren Ersatzkompressionsmodul \bar{K}' zu ersetzen.

Hydraulische Anlagen enthalten zur Verbindung beweglicher Teile flexible Leitungsverbindungen, die gegenüber Rohren eine weit größere Volumendehnung aufweisen. Ordnet man analog zur Rohrleitung der Schlauchleitung einen Elastizitätsmodul E_{Schl} zu, ist letzterer nicht als Stoffkennwert, sondern als Bauteilkennwert aufzufassen, der von der Schlauchart, den Maßen und dem Druck abhängt, Tab. 2.1.

Hinweise für die Praxis

Relative Volumenminderung bei 100 bar Druckanstieg je nach Temperatur des Hydrauliköls 0,5 bis 0,7 %, dabei ist der Anteil an der Gesamtvolumendehnung von Stahlrohren gering, dagegen haben Schläuche erheblichen Anteil.

Elastizitätsmodule von Schlauchleitungen E_{Schl} sind nach [8] für 3 Schlaucharten, gemittelt über die Maße DN 6 bis DN 12, gestuft nach den Drücken 100 bis 300 bar der Tab. 2.1 als allgemeine Richtwerte zu entnehmen.

Der Elastizitätsmodul ist beim Schlauch mit Aramid-Geflechtpaket nahezu unabhängig vom Betriebsdruck, so dass bei Druckänderungen mit linear vom Druck abhängigem Nachfüllvolumen $\Delta V'$ gerechnet werden kann.

Tab. 2.1 Elastizitätsmodul in Abhängigkeit vom Betriebsdruck für verschiedene Schlaucharten aus gemessenem Nachfüllvolumen, nach (Sänger) [8], zur Bestimmung des mittleren Ersatzkompressionsmoduls \bar{K}' für Schlauchleitungen

Art des Druckträgers (Einlage)	Gemessener Elastizitätsmodul der Schlauchleitung bei Betriebsüberdruck p_e in bar		
	100	200	300
DIN 24 950 T.1			
Schlauch mit	E_{schl} in 10^3N/mm^2		
Textileinlage Typ 3TE DIN EN 854	0,28	0,26	–
Drahtgeflecht-Einlage Typ 1ST DIN EN 853	0,89	1,06	1,17
Textileinlage aus Aramidfaser	0,71	0,71	0,78

Die Kompressibilität der Hydraulikflüssigkeit gibt dem gesamten Flüssigkeitsvolumen in Druckleitungen ein nachgiebiges Verhalten, wodurch Druckspitzen etwas abgebaut werden.

Im geschlossenen Hydrokreis ist der Einbau eines Hydrospeichers zu empfehlen, um die durch plötzliche Last- oder Drehzahlsprünge ausgelösten Druckspitzen abzubauen.

Schlauchleitungen können auf Grund ihrer Volumenelastizität Funktionen eines Hydrospeichers im gewissen Umfang übernehmen, doch ist bei überwiegend stoßweiser Druckbeanspruchung mit vermindertem Betriebsdruck zu arbeiten, um die Gebrauchsdauer nicht zu verkürzen [8].

Schlauchleitungen erfüllen darüber hinaus auf Grund ihrer Flexibilität Nebenfunktionen wie: Ausgleich montagebedingter Leitungsverspannungen, oder: Ausgleichen von Leitungsverspannungen durch thermische Dehnungen infolge Flüssigkeitserwärmung, Abschn. 5.1.3.

Der Einfluss der elastischen Aufweitung der Zuführleitung wird deutlich, wenn man das *ideale starre Rohr* ($E_R = \infty$) gegenüberstellt. Für letzteres ergibt sich nach (2.5b) ein Nachfüllvolumen der kompressiblen Flüssigkeitssäule von $\Delta V = V_0 \Delta p / \bar{K} = 0,01471$ und nach (2.6b) eine hydraulische Steife $c_h = A^2 \bar{K} / V_0 = 12,6 \text{ N/mm}$ bei $d = 10 \text{ mm}$, $l = 10 \text{ m}$, $\Delta p = 300 \text{ bar}$.

Für die reale Leitung als *verformbares Rohr* ($E_R = E_{St}$) drückt sich der Einfluss der elastischen Aufweitung darin aus, dass sich die Nachfüllvolumen von elastisch nachgiebiger ($\Delta V'$) und starrer Rohrleitung (ΔV) umgekehrt verhalten wie die mittleren Kompressionsmodule \bar{K} und \bar{K}' Abb. 2.7.

Der *Volumeneinfluss* infolge elastischer Aufweitung wird somit vom Quotienten \bar{K} / \bar{K}' bestimmt, um den das Nachfüllvolumen von $\Delta V' = (\bar{K} / \bar{K}') \Delta V = 0,0151$ sich von dem des starren Rohrs, ΔV , unterscheidet. Da bei der Rohrleitung aus Stahl mit einer Wanddicke von $s = 3 \text{ mm}$ mittlerer isentropischer \bar{K} und mittlerer Ersatzkompressionsmodul \bar{K} wegen $d\bar{K} / (sE_{St}) = 0,025 \ll 1$ in (2.10a) nur geringfügig voneinander abweichen, beträgt die

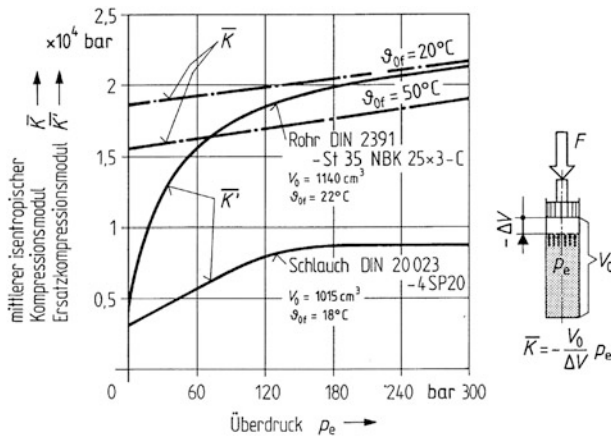


Abb. 2.7 Gemessener Ersatzkompressionsmodul \bar{K}' einer Rohr- bzw. Schlauchleitung bei festen Auslegungsparametern „Stahlrohr bestimmter Wanddicke“ bzw. „Schlauchwandung mit bestimmtem Druckträger (Einlage)“ und Anfangsvolumen V_0 (ausgezogene Kurven) im Vergleich zum mittleren isentropischen Kompressionsmodul \bar{K} einer Druckflüssigkeit auf Mineralölbasis mit einer Viskosität von $32 \text{ mm}^2/\text{s}$ bei 40°C (HL 32) abhängig von Überdruck p_e und Flüssigkeitstemperatur nach Hahmann [6]

Zunahme des Nachfüllvolumens nur $(\Delta V' - \Delta V)/\Delta V = (\bar{K}/\bar{K}') - 1 = 1,0256 - 1 \approx 3\%$, d. h., die elastische Aufweitung ist fast ohne Einfluss auf das Nachfüllvolumen.

Bei der *Schlauchleitung* aus Drahtgeflechteinlage (E_{Schl}) mit einer (nominellen) Wanddicke von $s = 5,15 \text{ mm}$ weichen mittlerer isentropischer \bar{K} und mittlerer Ersatzkompressionsmodul \bar{K}' wegen $d\bar{K}/(sE_{Schl}) = 2,52 > 1$ in (2.10a) merklich von einander ab. Noch weit deutlicher wäre dies bei Schlaucharmierung durch dehnbare Textileinlage, Tab. 2.1. Enthält die Zuführung einen flexiblen Abschnitt Schlauchleitung vom nur 10ten Teil der Leitungslänge l , ergibt sich daher bei Druckzunahme um $\Delta p = 300 \text{ bar}$ bereits ein Nachfüllvolumen von $\Sigma \Delta V' = 0,021$ und die hydraulische Steife beträgt nur noch $c'_{hk} = 9,85 \text{ N/mm}$. Der Volumeneinfluss infolge elastischer Aufweitung bewirkt daher auch bei *relativ kurzer Schlauchleitung* eine *Zunahme des Nachfüllvolumens* von bereits $(\Sigma \Delta V' - \Delta V)/\Delta V = 27\%$, während sich der Steifigkeitseinfluss in einer entsprechenden *Verringerung der hydraulischen Steife* von $(c'_{hk} - c_k)/c_h = -22\%$ niederschlägt (DIN EN 26801).

2.1.1.4 Schallgeschwindigkeit in Flüssigkeiten

Die Geschwindigkeit der Druckübertragung innerhalb einer Hydraulikflüssigkeit ist durch die Schallgeschwindigkeit im Öl gegeben, die vom Kompressionsmodul \bar{K} und von der Dichte ρ bei angenommener starrer Rohrleitung E_R abhängig ist:

Schallgeschwindigkeit (ideal starres Rohr)

$$c_a = \sqrt{\bar{K}/\rho} \quad (2.12a)$$

Unter Einbeziehung der Nachgiebigkeit der Gefäßwandung folgt mit dem mittleren Ersatzkompressionsmodul \bar{K}' nach (2.11a) die

reduzierte Schallgeschwindigkeit (elastisches Rohr)

$$c'_a = \sqrt{\bar{K}'/\rho} = \frac{c_a}{\sqrt{1 + \frac{d}{s} \frac{\bar{K}}{E}}}. \quad (2.12b)$$

Für die Praxis (Zahlenwertgleichungen):

$$c_a = 10\sqrt{\bar{K}/\rho}, \quad (2.12c)$$

$$c'_a = 10\sqrt{\bar{K}'/\rho} \quad (2.12d)$$

mit c_a in m/s, \bar{K}, \bar{K}' in Pa, ρ in g/ml = kg/dm³, \bar{K}, \bar{K}' mittlerer isentropischer bzw. Ersatz-Kompressionsmodul, ρ Dichte der Druckflüssigkeit.

Hinweise für die Praxis

Infolge der elastischen Rohraufweitung wird die Schallgeschwindigkeit c_a verringert, allerdings bei Stahlrohren wegen $\bar{K}/E \approx 1/130$ nicht nennenswert, im Gegensatz zu Schläuchen mit $\bar{K}/E \approx (1/0,65) (1/0,17)$.

Im allgemeinen ist die Ausbreitungszeit für einen Druckimpuls vernachlässigbar klein gegen die Zeitverzögerung infolge Flüssigkeitskompression, die durch Füllen der Leitung und des H-Zylinders mit dem Kompressionsvolumen ΔV nach dem Einschalten oder Öffnen des Ventils entsteht. Aus diesem Grunde werden Ventile in der Nähe des H-Zylinders bzw. H-Motors angeordnet.

Eine Druckwelle, die schlagartig einen Schieber schließt, benötigt zum Vor- und Rücklauf innerhalb der Leitungslänge l bis zur Reflexionsstelle die Laufzeit $t_1 = (2l/c_a)$.

Die Schließzeit bei schnellem Betätigen des Schiebers muss geringer sein, $t_{sch} < t_1$. Allerdings findet die Schalt- oder Umsteuergeschwindigkeit ihre Grenze im zulässigen Höchstdruck, der vom Druckimpuls $\Delta p' = \rho c'_a v$ nicht überschritten werden darf. Dieser entsteht bei starker Verzögerung einer mit stationärer Strömungsgeschwindigkeit bewegten Flüssigkeit auf eine ruhende Flüssigkeit (Flüssigkeitsschlag oder -stoß).

Eigenfrequenz (SI-Einheit Hertz, Hz) einer Flüssigkeitssäule der Masse m :

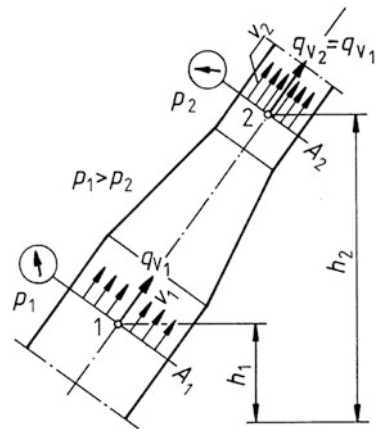
$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_h}{m}} = \frac{1}{2\pi} \frac{A}{V_0} \sqrt{\frac{\bar{K}}{\rho}} = \frac{1}{2\pi} \frac{c_a}{l}, \quad (2.13a)$$

Eigenfrequenz einer vollständig gefüllten Rohrleitung:

$$f'_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c'_h}{m}} = \frac{1}{2\pi} \frac{A}{V_0} \sqrt{\frac{\bar{K}'}{\rho}} = \frac{1}{2\pi} \frac{c'_a}{l}. \quad (2.13b)$$

Um Resonanzschwingungen im Fluidsystem zu verhindern, müssen die Eigenfrequenzen der Leitung und gekoppelter Fluidkomponenten so abgestimmt werden, dass sie nicht zu nahe beieinander liegen [6, 9].

Abb. 2.8 Auf Strömungsquerschnitte 1 und 2 bezogene Bernoulli-Gleichung (ideale Flüssigkeit)



Die Signalübertragungsgeschwindigkeit in Druckflüssigkeiten ist gleich der Schallgeschwindigkeit. Gegenüber elektrischer Signalübertragung mit Lichtgeschwindigkeit c_0 ist das Geschwindigkeitsverhältnis $c_0/c_a \approx 10^5$. Die stark begrenzte Signalgeschwindigkeit im Hydrauliköl gegenüber elektrischer Signalübertragung ist zu beachten.

Signale in Druckflüssigkeiten breiten sich dreimal so schnell aus wie in Druckluft [10].

2.1.2 Gesetze der Hydrodynamik idealer Flüssigkeiten: *Kontinuitätsgleichung, Bernoullische Gleichung*

Es werden nur eindimensionale Strömungen betrachtet. Die ideale Flüssigkeit hat keine Viskosität und damit keine Reibung, außerdem ist sie nicht kompressibel. Die strömende ideale Flüssigkeit zeigt eine über den Strömungsquerschnitt konstante Geschwindigkeitsverteilung (Geschwindigkeitsprofil), Abschn. 2.1.3.1.

2.1.2.1 Kontinuitätsgleichung: *Massenerhaltungssatz*

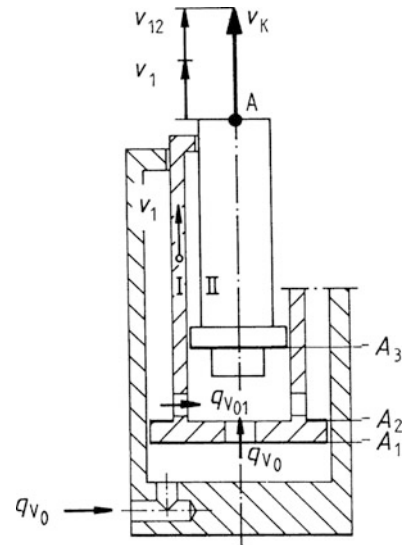
Für Fluide gilt das Gesetz von der Erhaltung der Massen. Den Messpunkten 1 und 2 innerhalb einer stationären Strömung mit den Durchflussquerschnitten A_1, A_2 entsprechen folgende Zustände, (Abb. 2.8) *Kontinuitätsgleichung für den Massenstrom* $\dot{m} = q_V \rho = \text{const.}$ Für inkompressible Flüssigkeiten vereinfacht sich infolge Gleichheit der Dichten $\rho_1 = \rho_2 = \rho_{\text{S}}$ sowie $q_{V1} = q_{V2}$ oder $A_1 v_1 = A_2 v_2$ der Erhaltungssatz zur

Kontinuitätsgleichung für den Volumenstrom

$$q_V = Av = \text{const.} \quad (2.14)$$

Ist der Leitungsquerschnitt A kreisförmig, liegt *Rohrströmung* vor. Bei konstantem Geschwindigkeitsprofil über i. Allg. veränderlichen Querschnitt gilt für die

Abb. 2.9 Geschwindigkeitsplan am zweistufigen Teleskopzylinder; A_1, A_2, A_3 wirksame Flächen; v_1, v_{12} Strömungsgeschwindigkeiten, v_K (Festkörper-)Geschwindigkeit der Kolbenstange, q_{V0} Eingangsvolumenstrom (Schluckstrom)



Strömungsgeschwindigkeit

$$v = \frac{q_V}{A} = \frac{4q_V}{\pi d^2}. \quad (2.15)$$

So folgt am Teleskopzylinder, Abb. 2.9, die Geschwindigkeit der Kolbenstange aus den Strömungsgeschwindigkeiten in den Stufenkolben entsprechend wirksamer Flächen und jeweiliger Druckflüssigkeitszufuhr.

2.1.2.2 Bernoullische Gleichung für stationäre Strömung: Energieerhaltungssatz

Die Bernoullische Gleichung gibt die Energiebilanz einer strömenden idealen (reibungsfreien, inkompressiblen) Flüssigkeit an. Das auf die Flüssigkeit anzuwendende Prinzip der Erhaltung der Energie gilt an beliebigen Strömungsquerschnitten (Messstellen) innerhalb eines Fluidsystems, Abb. 2.8. Der gesamte Rohrinhalt bildet einen Stromfaden, längs dessen die Gesamtenergie erhalten bleibt. Für stationäre Strömung (örtliche Strömungsgeschwindigkeit v zeitlich konstant, $\partial v/\partial t = 0$) gilt daher die **Bernoulli-Gleichung**:

$$\begin{array}{rccccccc}
 mv^2/2 & + & mgh & + & pV & = & E = const, \\
 \text{Geschwindig-} & + & \text{Lage-} & + & \text{statische} & = & \text{Gesamt-} \\
 \text{keitsenergie} & & \text{energie} & & \text{Druckenergie} & & \text{energie}
 \end{array}$$

m Masse, v Strömungsgeschwindigkeit, h Höhenlage, V Volumen, p (oder p_{stat} DIN 1304 Teil 1) statischer Druck, g örtliche Fallbeschleunigung, E Strömungsenergie, ρ Dichte.

Verwendet wird auch die Schreibweise in bezogenen Größen. Aus den Energietermen bildet man die Quotienten mit dem Volumen V , der Gewichtskraft F_G oder der Masse m als Nennergröße. Benannt werden die Größenquotienten mit substantivischen Grundwörtern (-dichte, -höhe) oder mit dem Adjektiv „spezifisch“, die zum Ausdruck Energie hinzugefügt werden (DIN 5485).

Das Grundwort „-dichte“ ist im Folgenden als „-volumendichte“ oder „-raumdichte“ zu verstehen.

In der Fluidtechnik dient vorwiegend das Volumen als Bezugsgröße. Die volumenbezogene Energie heißt *Energiedichte*

$$w = \frac{E}{V} = \frac{m}{V} \frac{v^2}{2} + \frac{m}{V} gh + p$$

und ergibt mit der Dichte $\rho = m/V$ die Energiegleichung in bezogenen Größen mit eigenem Namen Druck:

$$\frac{\rho}{2} v^2 + \rho gh + p = p_t. \quad (2.16a)$$

Die anteiligen Energiedichten sind daher Druckanteile: $\rho v^2/2 = p_k$ *kinetischer Druck* (Staudruck), der mit dem Prandtl'schen Staurohr gemessen wird; $\rho g h$ (oder p_{geo}) *geodätischer Druck* (Gewichtsdruck); p (p_{stat} DIN 1304 Teil 1 oder p_{st}) *statischer Druck*; p_t (p_{tot} DIN 1304 Teil 1 oder p_g) *Gesamtdruck* (Totaldruck), der mit dem Pitotrohr gemessen wird und entstünde, würde das strömende Fluid adiabatisch-isentrop zur Ruhe gebracht.

In Abb. 2.8 ist die Bernoulli-Gleichung auf zwei Strömungsquerschnitte bezogen. Da längs eines Stromfadens der idealen Flüssigkeit Energie weder zu noch abgeführt wird, besteht zwischen beliebigen Strömungsquerschnitten kein Unterschied der Energiedichte, $w_{1,2} = 0$, der Gesamtdruck bleibt unverändert $p_t = \text{const}$.

Der gemessene statische Druck p entspricht der Anzeige eines Manometers, das sich relativ zum Fluid in Ruhe befindet. Der angezeigte Manometerdruck p_M ist die Differenz zwischen dem absoluten Druck p_{abs} und dem jeweiligen Atmosphärendruck p_{amb} , also der an der Messstelle bestehende Überdruck p_e

$$p_M = p_e = p_{abs} - p_{amb}.$$

Betriebs-Druckmessgeräte (ISO 5598) werden mit Skalen in der zweckmäßigen Einheit bar versehen.

Für die Beschreibung des Energiegleichgewichts hydrodynamischer Fluidsysteme, etwa in Kreiselpumpen und Kreiselpumpenanlagen (DIN EN 12723 Teil 1) oder in hydrodynamischen Getrieben (Wandlern), sind die beiden anderen Schreibarten der Bernoulli-Gleichung von Bedeutung:

Die gewichtskraftbezogene Energie heißt *Energiehöhe*

$$H = \frac{E}{F_G} = \frac{m}{F_G} \frac{v^2}{2} + \frac{m}{F_G} gh + \frac{pV}{F_G}$$

und ergibt mit der Gewichtskraft $F_G = mg$

$$\frac{v^2}{2g} + h + \frac{p}{\rho g} = H_t = \text{const.} \quad (2.16b)$$

Die anteiligen Energiehöhen sind: $v^2/(2g)$ *Geschwindigkeitshöhe*, h *geodätische Höhenlage* über Bezugsebene, $p/(\rho g)$ *Druckhöhe*.

Die örtliche Fallbeschleunigung wird gewöhnlich der Normfallbeschleunigung $g_n = 9,80665 \text{ m/s}^2$, in der Hydrostatik dem gerundeten Wert $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ gleich gesetzt.

Die Druckhöhe kann als Höhe einer ruhenden Flüssigkeitssäule aufgefasst werden, die unter der Wirkung der Schwerkraft auf ihre Basisfläche den Druck p ausübt.

Für die Druckmessung hat die Energiehöhe ihre Bedeutung verloren, da die Längeneinheit m als Druckeinheit für geschäftlichen und amtlichen Verkehr nicht mehr zugelassen ist.

Die massenbezogene Energie heißt *spezifische Energie*

$$Y = \frac{E}{m} = \frac{1}{m} \left(\frac{mv^2}{2} + mgh + Vp \right)$$

und schreibt sich mit der Dichte $\rho = m/V$

$$Y = \frac{v^2}{2} + gh + \frac{p}{\rho}. \quad (2.16c)$$

Die anteiligen spezifischen Energien sind: $v^2/2$ *spezifische Geschwindigkeitsenergie*, gh *spezifische Energie der Lage*, p/ρ *spezifische Druckenergie*.

Hinweise für die Praxis

Richtwerte der *relativen Druckanteile* in Druckflüssigkeiten sind: relativer kinetischer Druck

$$p_k/p_t \approx 0,05 \%$$

relativer geodätischer Druck

$$\rho gh/p_t \approx 0,35 \%$$

relativer statischer Druck

$$p/p_t \approx 93,60 \%$$

Bei hydraulischen Anlagen herrscht der statische Druck p gegenüber dem kinetischen Druck p_k wegen der geringen Strömungsgeschwindigkeit vor. Bei geringen Höhenunterschieden $h_{1,2}$ ist zudem der geodätische Druck $\rho g h$ vernachlässigbar klein.

2.1.2.3 Bernoullische Gleichung für instationäre Strömung

Ändert sich an einem Ort die Geschwindigkeit außerdem mit der Zeit, so liegt instationäre Strömung vor. Es erhöht sich der Gesamtdruck p_t um den Beschleunigungsdruck p_a , und die linke Seite der Bernoullischen Gl. (2.15a) ist um den Druck

$$p_a = \rho \int_s \frac{\partial v}{\partial t} ds \quad (2.17a)$$

zu ergänzen [11]. Hier ist $\partial v / \partial t$ die lokale Beschleunigung, s ist der Strömungsweg.

Für konstanten Rohrquerschnitt vereinfacht sich (2.17a) wegen

$$\frac{\partial v}{\partial t} ds = \frac{\partial v}{\partial t} s.$$

Um die lokale Beschleunigung

$$\frac{\partial v}{\partial t} = a = \frac{1}{A} \frac{dq_v}{dt}$$

und damit wegen $dq_v = A \partial v$ die zeitbezogene Volumenstromänderung dq_v/dt hervorzurufen, muss der *Beschleunigungsdruck*

$$p_a = \rho a l \quad (2.17b)$$

auf den Strömungsquerschnitt wirken. Unter der Annahme gleichmäßiger Beschleunigung $a = \text{const}$ der strömenden Flüssigkeit kann die Beschleunigung dem Quotienten aus größter Strömungsgeschwindigkeit v_{\max} und Beschleunigungszeit t_a gleich gesetzt werden:

$$a = v_{\max}/t_a. \quad (2.18)$$

Aus Beschleunigungsdruck p_a und lichtigem Rohrquerschnitt A folgt die Beschleunigungskraft

$$F_a = A p_a.$$

Nach dem Newtonschen Gesetz

$$F_a = m_f a$$

erhält man über das Gleichgewicht der auf die Flüssigkeit wirkenden Kräfte wegen

$$m_f = \frac{A p_a}{a} = \frac{A \rho a l}{a} = A \rho l$$

die *Flüssigkeitsmasse*

$$m_f = F_a/a = A \rho l \quad (2.19)$$

als Parameter für die Flüssigkeitssäule in Leitungen.

Hinweise für die Praxis

Gegenüber den Festkörpermassen m bewegter Verdrängerelemente in Motor oder Zylinder und bewegter Maschinenteile im angekoppelten Lastsystem spielt der Konstruktionsparameter Flüssigkeitsmasse m_f kaum eine Rolle, ist doch die Dichte von Stahl ρ_{St} rund zehnmal höher als die von Hydraulikflüssigkeiten ρ_f .

In hydraulischen Anlagen bleibt selbst bei hoher Beschleunigung der Flüssigkeit der Beschleunigungsdruck p_a klein etwa gegen den dynamischen Druck beim Beschleunigen angekoppelter Massen. Erst in Niederdruckhydrauliken mit Drücken unterhalb 50 bar erreicht beim Beschleunigen eines großen Flüssigkeitsvolumens in langen Leitungen der Beschleunigungsdruck p_a einen größeren Anteil am Systemdruck.

In *Analogie zur Elektrizitätslehre* kann die Bauteileigenschaft Trägheit der beschleunigten Flüssigkeitssäule außer durch die Flüssigkeitsmasse m_f auch durch die *hydraulische Induktivität*

$$L_h = \frac{p_a}{dq_V/dt} \quad (\text{SI-Einheit von } L_h : \text{N}/(\text{m}^5 \cdot \text{s}^2)) \quad (2.20)$$

angegeben und als zur zeitlichen Volumenstromänderung dq_V/dt bei instationärer Strömung benötigter Beschleunigungsdruck p_a gedeutet werden. Mit p_a nach (2.17b) und a nach (2.18) erhält man wegen

$$p_a = L_h \frac{dq_V}{dt}$$

die zur elektrischen Spannung u an einer Spule

$$u = L \frac{di}{dt}$$

analoge Beziehung [3, 6, 7]. Hydraulische Induktivität L_h und Flüssigkeitsmasse m_f , (2.19) stehen in der Beziehung

$$L_h = m_f/A^2. \quad (2.21)$$

2.1.3 Gesetze der Hydrodynamik realer (newtonscher) Flüssigkeiten bei Innenströmung in Rohren: *Strömungsformen, Druckverluste*

Die reale Flüssigkeit ist durch Viskosität und Adhäsion mit innerer bzw. Rohrwandreibung behaftet. Außerdem ist eine reale Flüssigkeit in geringem Maße unter Druck zusammendrückbar, Abschn. 2.1.1.1. Reibung verursacht Energieverlust, der als Wärmeenergie im Flüssigkeitsstrom und an der Rohrwandung auftritt.

2.1.3.1 Strömungsformen realer Flüssigkeiten bei stationärer Strömung

Der durch Viskosität einer Hydraulikflüssigkeit bedingte Energieverlust, der sich beim Durchströmen des Hydrauliksystems einstellt, ist von zwei Strömungsformen mit unterschiedlichen Geschwindigkeitsprofilen nach Abb. 2.10 abhängig. Die Flüssigkeit haftet durch Adhäsion an der Rohrwandung, an dieser Benetzungsfläche ist die Strömungsgeschwindigkeit null.

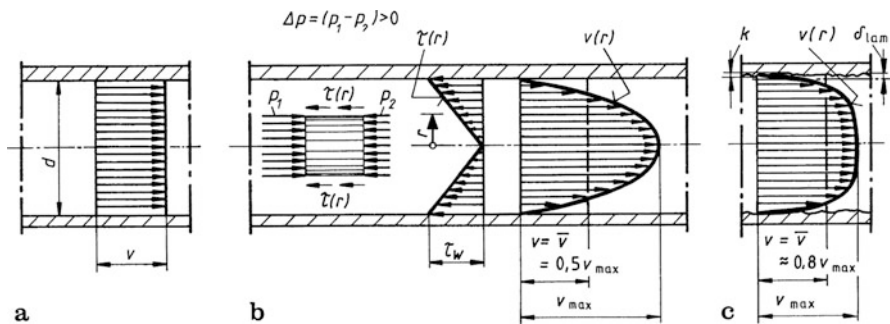


Abb. 2.10 Rohrströmung – Geschwindigkeitsprofil und Schubspannungsverteilung bei idealer und realer (newtonscher) Flüssigkeit. **a** Reibungslose Strömung der idealen Flüssigkeit mit konstantem Geschwindigkeitsprofil und verschwindender Schubspannungsverteilung; **b** Laminare Strömung (Schichtenströmung) der realen Flüssigkeit mit wirksamen Spannungen am Flüssigkeitskörper als zylindrisches Volumenelement, parabolischem Geschwindigkeitsprofil und linearer Schubspannungsverteilung, letztere für laminare und turbulente Strömungsform; **c** Turbulente Strömung der realen Flüssigkeit mit laminarer Grenzschicht δ_{lam} und äquivalenter Rohrrauheit k

Laminare Strömung

Flüssigkeitsteilchen gleiten in parallelen Schichten nebeneinander. Bei der Rohrströmung bilden sich koaxiale zylindrische Schichten aus. In genügender Entfernung vom Rohranschluss (nach laminarer Anlaufstrecke) ist für die voll ausgebildete Scherströmung (Schichtenströmung) die Geschwindigkeitsverteilung über dem Radius für beliebige Strömungsquerschnitte gleich und von parabolischem Verlauf (newtonsche Flüssigkeit, Abschn. 2.2).

Die Schubspannung τ ergibt sich bei der einfachen Scherströmung isotrop reinviskoser Flüssigkeiten aus dem *Newtonschen Reibungsgesetz*, (2.110), Abschn. 2.2.2. Für Rohre mit Kreisquerschnitt ersetzt man den Wandabstand y durch den Radius r und bildet das Geschwindigkeitsgefälle D aus dem Grenzwert der Geschwindigkeitsänderung $\Delta v / \Delta r$ senkrecht zur Strömungsrichtung

$$\tau = \eta D = \eta du/dr.$$

Bei stationärer Strömung in geraden, waagerechten Rohren entfällt die Trägheitskraft, der Druck p nimmt in Strömungsrichtung ab (Rohrreibungsverlust) $\Delta p_R = (p_1 - p_2) > 0$. Auf einen zylindrischen Flüssigkeitskörper von dem Radius r und der Länge l , Abb. 2.10b wirken auf den Stirnquerschnitt πr^2 die Druckkraft F_N (Normalflächenschluss)

$$F_N = \pi r^2 \Delta p_R,$$

längs der Mantel- gleich Scherfläche $2 \pi r l$ die (innere) Reibungskraft F_R (Tangentialflächenschluss)

$$F_R = 2 \pi r l \tau.$$

Aus dem Gleichgewicht von Druck- und Reibungskraft

$$F_N + F_R = \pi r^2 \Delta p_R + 2\pi r l \tau = 0$$

erhält man die mit dem Radius r linear anwachsende Schubspannung

$$-\tau(r) = -\eta dv/dr = \Delta p_R r / (2l), \quad (2.22)$$

wonach sich auf die beliebig kleine Zunahme der Strömungsgeschwindigkeit senkrecht zur Strömungsrichtung schließen lässt

$$dv = -[\Delta p_R / (2\eta l)] r dr.$$

Integriert man (von der Rohrachse) bis zur jeweiligen rotationssymmetrischen Strömungsschicht r , sodann (von der Rohrachse) bis zur Randfläche (Rohrwand $d/2$) und subtrahiert, führt also das bestimmte Integral als Funktion der oberen Grenze r mit der festen unteren Grenze $d/2$ ein, ist die Randbedingung der „Wandhaftung“ der Flüssigkeit von vornherein einbezogen

$$v(r) = \int_0^r dv = -\frac{\Delta p_R}{2\eta l} \int_{d/2}^r r dr = -\frac{\Delta p_R}{2\eta l} \left. \frac{r^2}{2} \right|_{d/2}^r.$$

Man gelangt zum *parabolischen Geschwindigkeitsprofil* im Rohrquerschnitt, Abb. 2.10b, entsprechend dem *Gesetz von Stokes*, [1, 11, 12, 13, 14]

$$v(r) = \Delta p_R [(d^2/4) - r^2] / (4\eta l). \quad (2.23)$$

Die maximale Strömungsgeschwindigkeit herrscht in der Rohrachse:

$$v_{\max} = v(0) = \Delta p_R d^2 / (16\eta l).$$

Den durch den Rohrquerschnitt A fließenden Volumenstrom q_V erhält man wegen rotationssymmetrischer Geschwindigkeitsverteilung durch Integration des Flüssigkeitsstroms innerhalb differenzieller Ringquerschnitte $2\pi r dr$ über den ganzen Querschnitt:

$$\begin{aligned} q_V &= 2\pi \int_0^{d/2} v(r) r dr = \frac{\pi \Delta p_R}{2\eta l} \int_0^{d/2} \left(\frac{d^2}{4} - r^2 \right) r dr \\ &= \frac{\pi \Delta p_R}{2\eta l} \left(\frac{d^2}{4} \left. \frac{r^2}{2} \right|_0^{d/2} - \left. \frac{r^4}{4} \right|_0^{d/2} \right). \end{aligned}$$

Der Volumenstrom entspricht dem *Rauminhalt des Geschwindigkeitsparaboloids* und heißt das *Gesetz von Hagen-Poiseuille*:

$$q_V = \frac{\pi d^4 \Delta p_R}{128\eta l}. \quad (2.24a)$$

Aus der Kontinuitätsgleichung (2.14) folgt die
mittlere Strömungsgeschwindigkeit (Flächenmittelwert)

$$v = \bar{v} = \frac{q_v}{A} = \frac{\Delta p_R d^2}{32\eta l}, \quad (2.25a)$$

die gleich der halben maximalen Geschwindigkeit ist:

$$v = 0,5v_{\max}. \quad (2.26)$$

Für praktischen Gebrauch (Zahlenwertgleichungen):

$$q_v = 0,1473 \Delta p_R d^4 / (\eta l) \quad (2.24b)$$

$$v = q_v / (6A) = 3,125 \Delta p_R d^2 / (\eta l) \quad (2.25b)$$

mit q_v in l/min, A in cm^2 , v in m/s, d in mm, l in m, η in $\text{mPa} \cdot \text{s}$, Δp in bar.

Das parabolische Geschwindigkeitsprofil gilt allerdings für isotherme Zustandsänderung, die sich bei „schwach reibenden“ realen Flüssigkeiten, z. B. bei Wasser, einstellt. Hydraulikflüssigkeiten, insbesondere solche für Hochdruckhydraulikanlagen, gehören den „sehr zähen“ (höherviskosen) Flüssigkeiten an mit rund 100fach höherer kinematischen Viskosität als Wasser. Bei den Hydraulikflüssigkeiten findet daher nahe der Rohrwand besonders große Energieumwandlung in Wärme (Dissipation) statt, so dass sich ein Temperaturfeld mit „Grenzschichtcharakter“ einstellt und nahe der Rohrwand eine höhere Temperatur herrscht als in der Rohrachse. Man verbindet den Strömungsvorgang vereinfacht mit adiabatischer Zustandsänderung, geht also vom Geschwindigkeits- und Temperaturfeld ohne Wärmeübertragung aus („wärmeundurchlässige“ Rohrwand, „nicht Wärme leitende“ Rohrwand und Flüssigkeit).

Die durch Reibung anfallende Wärme bringt somit ausschließlich die Erwärmung der Flüssigkeit mit sich, insbesondere der vom Reibungseinfluss stärker erfassten äußeren Schichten. Der örtliche Viskositätsabfall zieht einen rascheren Geschwindigkeitsanstieg in Wandnähe nach sich, so dass sich abweichend vom parabolischen Geschwindigkeitsprofil für isotherme laminare Strömung bei der Schichtenströmung von Hydraulikflüssigkeiten ein volleres Geschwindigkeitsprofil ausbildet [13, 15].

Turbulente Strömung

Die Flüssigkeitsteilchen paralleler Stromfäden vermischen sich. Die laminare Strömung wird instabil, der Längsbewegung der Strömung überlagert sich eine unregelmäßige Querbewegung. Das Geschwindigkeitsprofil der ausgebildeten Rohrströmung ist abgeflacht. Es verbleibt eine dünne laminare Grenzschicht („viskose Unterschicht“).

Im Gegensatz zur laminaren Strömungsform ist die turbulente einer vollständigen theoretischen Behandlung nicht zugänglich. Wohl aber gelang es *Prandtl* mit Hilfe des „Mischungswegs“ und *v. Kármán* über die Ähnlichkeitshypothese theoretische Ansätze (Turbulenztheorien) zur halbempirischen Behandlung aufzustellen. Um zu universellen Geschwindigkeitsverteilungsgesetzen bei turbulenter Rohrströmung zu gelangen,

fürte man die Wandabstandsveränderliche $y = (d/2) - r$ und als charakteristische Geschwindigkeit für die turbulente Nebenbewegung quer zur Hauptströmungsrichtung die Schubspannungsgeschwindigkeit v_τ ein, die sich von der Wandschubspannung τ_w nach (2.22)

$$\tau_w = \tau(r = d/2) = \Delta p_R d / (4l) \quad (2.27a)$$

durch Bezug auf die Dichte ρ herleitet:

$$v_\tau = \sqrt{\tau_w / \rho} = (1/2) \sqrt{\Delta p_R d / (\rho l)}. \quad (2.27b)$$

Nach Prandtl gilt an glatter Wand das *logarithmische Wandgesetz* der Geschwindigkeitsverteilung

$$v(y) = v_\tau [5,75 \lg(y v_\tau / \nu) + 5,5] \quad (2.28a)$$

und nach v. Kármán an glatter und rauher Wand das *Mittengesetz der Geschwindigkeitsverteilung*

$$v_{\max} - v(y) = v_\tau [0,6 - 5,75 \lg(y/R)]. \quad (2.28b)$$

Meist genügt die außerhalb der unmittelbaren Wandnähe gültige Interpolationsformel $v(y) = v_{\max} (2y/d)^{1/n}$, die als Geschwindigkeitsverteilung ein Potenzprofil ergibt, Abb. 2.10c. Zwischen mittlerer und maximaler Geschwindigkeit, deren Verhältnis Rohrleitungsfaktor β genannt wird, besteht der Zusammenhang

$$v = \bar{v} = 2v_{\max} n^2 / [(n+1)(2n+1)] = \beta v_{\max}. \quad (2.29)$$

Der Exponent n des Potenzprofils kann für einen größeren Geschwindigkeitsbereich (um $Re = 10^5$) gleich 7 gesetzt werden.

Für den praktischen Gebrauch erhält man damit das

(1/7)-Potenzgesetz der Geschwindigkeitsverteilung [1, 11, 12, 13, 14]:

$$v(r) = v_{\max} (1 - 2r/d)^{1/7}. \quad (2.30)$$

Aus der Kontinuitätsgleichung (2.14), folgt die

mittlere Strömungsgeschwindigkeit (Flächenmittelwert)

$$v \approx 0,8 v_{\max}, \quad (2.31)$$

die etwa gleich 4/5 der maximalen Geschwindigkeit beträgt, wie aus β nach (2.29) für $n = 7$ zu entnehmen ist.

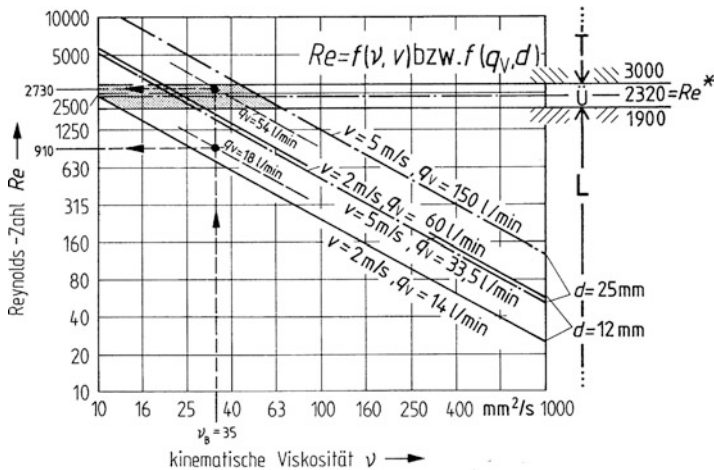


Abb. 2.11 Abhängigkeit der Reynoldszahl Re von der kinematischen Viskosität ν der Druckflüssigkeit, T turbulente Strömung, \ddot{U} Übergangsbereich, L laminare Strömung; Funktionslinien beziehen sich auf Rohr-Innendurchmesser $d = 12$ bzw. 25 mm sowie auf Volumenstrom q_v entsprechend den Strömungsgeschwindigkeiten $v = 2$ m/s und $v = 5$ m/s

2.1.3.2 Reynolds-Zahl als bestimmende Kennzahl für die Ausbildung der Strömungsform

Der Zustand, bei dem die laminare Strömung instabil wird und in die turbulente Strömung umschlägt, hängt von der mittleren Strömungsgeschwindigkeit $v = \bar{v}$ als maßgebender Geschwindigkeit, dem Rohrinne Durchmesser $d = d_i$ als kennzeichnender Länge für die Rohrströmung und von der kinematischen Viskosität ν der Druckflüssigkeit ab, Abb. 2.11.

Die zwischen diesen drei Größen bestehende Beziehung drückt die *Reynoldszahl* Re aus, die als Verhältnis volumenbezogener Kräfte (Kraftdichten) gedeutet werden kann.

Das Verhältnis von Trägheits- zu Viskositätskräften begründet das *Ähnlichkeitsgesetz der Fluidmechanik*, das den Reibungseinfluss berücksichtigt:

$$Re = vd/\nu = (4/\pi)q_v/(d\nu). \quad (2.32a)$$

Für praktischen Gebrauch (Zahlenwertgleichung):

$Re = 10^3 vd/\nu = 21, 22 \cdot 10^3 q_v/(d\nu)$ mit $\dim Re = 1$, v in m/s, d in mm, ν in mm^2/s , q_v in l/min.

Die Stabilitätsgrenze der Laminarbewegung wird durch die *kritische Reynoldszahl* Re^* (oder Re_{crit}) festgelegt (Reynoldszahl des Umschlagpunktes). Für lange, gerade Rohre vom Kreisquerschnitt gilt

$$Re^* = 2320. \quad (2.33a)$$

Tab. 2.2 Richtwerte kritischer Reynolds-Zahlen bei Innenströmung in Kanälen

Form des Strömungskanals	Kritische Reynoldszahl Re^* (od. Re_{crit})
<i>Ringspalt glatt</i>	
Konzentrisch	1100
Exzentrisch	1000
<i>Ringspalt mit Aussparungen</i>	
Konzentrisch	700
Exzentrisch	400
<i>Kerben, Schlitz</i>	200 . . . 400
<i>Verbindungskanäle</i>	
In Ventilen	< 300

Da wegen Förderstropmpulsation eine Eigenturbulenz des Flüssigkeitsstroms vorliegt und die nicht isotherme Zustandsänderung eine turbulente Mischbewegung durch thermisch bedingte Umschichtung in der Dichte nach dem Schwerfeld mit sich bringt, ist für Leitungen in der Hydraulik die Ausbildung der vollturbulenten Strömung nur innerhalb eines größeren *Übergangsbereichs* \ddot{U} :

$$Re = (1900 \dots 3000). \quad (2.33b)$$

anzugeben.

In Strömungswiderständen, die vom Rohr mit Kreisquerschnitt abweichen, insbesondere an *Kanälen mit Querschnittsänderungen* wie Graten und Aussparungen, liegt der kritische Re -Wert weit unterhalb der Stabilitätsgrenze von Rohren, so dass nach [3, 15] die Werte nach Tab. 2.2 gelten.

In Einbauteilen, z. B. Leitungsverbindungen und Ventilen, tritt daher meist turbulente Strömung auf.

Für Kanäle der Querschnittsfläche A des benetzten Umfangs U lautet die *Reynolds-Zahl*

$$Re = vd_h/\nu = 4q_v/(U\nu) \quad (2.34)$$

mit dem *hydraulischen Durchmesser* $d_h = 4 A/U$ als kennzeichnender Länge für die Kanalströmung.

Entsprechend den Abmessungen, Abschn. 2.1.4.1 folgt der hydraulische Durchmesser für den parallelen ebenen Spalt zu

$$d_h = \frac{4bh}{2(b+h)} \approx 2h \quad \text{wegen } h \ll b, \quad (2.35a)$$

für den konzentrischen Ringspalt

$$d_h = \frac{4\pi (d_{Ai}^2 - d_{Ia}^2)}{4\pi (d_{Ai} + d_{Ia})} = d_{Ai} - d_{Ia} = 2h. \quad (2.35b)$$

Die Form der Kanalströmung wird dann abschätzbar mit den entsprechenden *Reynoldszahlen* für den *parallelen ebenen Spalt*

$$Re \approx v2h/\nu = 2q_V/(b\nu), \quad (2.36a)$$

für den *konzentrischen Ringspalt*

$$Re = v2h/\nu = (2/\pi)q_V/(d_m\nu). \quad (2.37a)$$

Für praktischen Gebrauch (Zahlenwertgleichungen):

$$Re \approx 2vh/\nu = 33,33 \cdot 10^3 q_V/(b\nu) \quad \text{bzw.} \quad (2.36b)$$

$$Re = 2vh/\nu = 10,61 \cdot 10^3 q_V/(d_m\nu) \quad (2.37b)$$

mit $\dim Re = 1$, v in m/s, h in μm , ν in mm^2/s , q_V in l/min, d in mm.

Bei kleineren Rohrdurchmessern und mittleren Flüssigkeitstemperaturen i. ...Allg. laminare Strömung. Viskositätsschwankungen, z. B. infolge Sonnenbestrahlung einer im Freien arbeitenden Hydraulikanlage, können trotz geringer Strömungsgeschwindigkeit und kleinen Rohrdurchmessers nach Abb. 2.11 die laminare Strömungsform in eine turbulente überleiten.

2.1.3.3 Bernoullische Gleichung für stationäre Strömung: Energieerhaltungssatz für reibungsbehaftete Fluide

Bei viskoser Strömung ist die Energieübertragung in Leitungen, Verbindungen und Steuerventilen mit Energieverlusten verbunden, die sich als Druckverlust $\sum \Delta p_s$ bemerkbar machen.

Die volumenbezogene Energiegleichung, (2.16a), lautet für stationäre verlustbehaftete Strömung

$$\underbrace{\frac{\rho}{2}v_1^2 + \rho gh_1 + p_1}_{=p_{1t}} = \underbrace{\frac{\rho}{2}v_2^2 + \rho gh_2 + p_2}_{=p_{2t}} + \sum \Delta p_s. \quad (2.38)$$

(Messstelle 1) (Messstelle 2)

Der Druckverlust zwischen Eintritts- und Austrittsquerschnitt eines Leitungsabschnitts (Messstellen 1 und 2)

$$p_{1t} - p_{2t} = \sum \Delta p_s = \Delta p_R + \Delta p_V \quad (2.39)$$

setzt sich zusammen aus dem Reibungsverlust (Druckverlust in geraden Rohrleitungen) Δp_R und dem Verwirbelungsverlust (Druckverlust in Einbauteilen oder Formstücken) Δp_V .

Hydraulische Anlagen lassen wegen niedriger Strömungsgeschwindigkeiten v und kleinen Höhenunterschieden $h_{1,2}$ die Vereinfachung von (2.38) zu:

$$p_1 \approx p_2 + \sum \Delta p_s, \quad (2.40)$$

so dass der Druckverlust $\Sigma \Delta p_s$ näherungsweise mit der statischen Druckdifferenz übereinstimmt

$$p_1 - p_2 = \Delta p \approx \sum \Delta p_s. \quad (2.41)$$

Ist die Druckdifferenz selbst Messgröße, heißt die Differenz der statischen Drücke auch Differenzdruck $p_{1,2}$ (DIN 1314).

2.1.3.4 Druckverlust in geraden Rohrleitungen: *Reibungsverlust*

Der Rohrreibungsverlust Δp_R bestimmt sich nach der Rohrwiderstandszahl, (2.43 a, b), (2.47 b), den Leitungsabmessungen l , d und dem kinetischen Druck p_k in den einzelnen geraden Leitungsabschnitten zu

$$\Delta p_R = \sum \left(\lambda \frac{l}{d} p_k \right) = \sum \left(\lambda \frac{l}{d} \frac{\rho}{2} v^2 \right). \quad (2.42a)$$

Bei konstanten Nennquerschnitten der Leitungsabschnitte ergibt sich für den gesamten geraden Rohrleitungsstrang $L = \sum l$ als

Rohrreibungsverlust (Zahlenwertgleichung):

$$\Delta p_R = 5\lambda(L/d)\rho v^2 \quad (2.42b)$$

mit Δp in bar, L in m, d in mm, ρ in g/ml, v in m/s, $\dim \lambda = 1$.

Hierin sind L Länge des Rohrleitungsstrangs, d Rohr-Innendurchmesser, ρ Dichte der Druckflüssigkeit, λ Rohrwiderstandszahl. Es folgt die mittlere Strömungsgeschwindigkeit (Zahlenwertgleichung):

$$v = \bar{v} = 16,67 q_V / A \quad (2.15b)$$

mit v in m/s, q_V in l/min, A in mm².

Die **Rohrwiderstandszahl bei laminarer Strömung**, λ_{lam} , ist von der Rauheit der Rohrwand unabhängig und leitet sich aus der Beziehung zwischen Rohrreibungsverlust Δp_R und mittlerer Strömungsgeschwindigkeit v nach Hagen-Poiseuille her, indem man (2.42a) und (2.25a) gleichsetzt. Zieht man ferner die bestimmende Kennzahl Re , (2.32a), heran, folgt das *laminare Widerstandsgesetz* für isotherme Zustandsänderung,

$$\lambda_{\text{lam},1} = 64/Re, \quad (2.43a)$$

und für nicht isotherme (adiabatische) Zustandsänderung nach [16],

$$\lambda_{\text{lam},2} = 75/Re. \quad (2.43b)$$

Das laminare Widerstandsgesetz gilt für hinreichende Entfernung vom Rohranschluss, d. h., nachdem die Flüssigkeitsteilchen die *laminare Anlaufstrecke* theoretisch nach Schiller [11, 12, 13]

$$l_{A,\text{lam}} = 0,03dRe \quad (2.44)$$

zurückgelegt haben. Am Anschluss weist die laminare Rohreinlaufströmung praktisch gleichförmige Geschwindigkeitsverteilung auf, vergleichbar der strömenden idealen Flüssigkeit, Abb. 2.10a. Lediglich eine Grenzschicht ist durch Reibung verzögert und wächst in Strömungsrichtung zur Mitte hin an. Da nach der Kontinuitätsgleichung (2.14), für gleichbleibenden Rohrquerschnitt die mittlere Strömungsgeschwindigkeit konstant ist, werden bis zur vollen Ausbildung der Schichtenströmung die zylindrischen Schichten um die Rohrachse (Kernströmung) beschleunigt. Dadurch entsteht nach Schlichting [13] zusätzlich ein

Einlauf-Druckverlust von

$$\Delta p_{A,\text{lam}} = 1,16 p_k = 1,16 (\rho/2) v^2 \quad (2.45a)$$

für die Praxis (Zahlenwertgleichung):

$$\Delta p_{A,\text{lam}} = 5,8 \cdot 10^{-3} \rho v^2 \quad (2.45b)$$

mit Δp in bar, ρ in g/ml, v in m/s.

Die **Rohrwiderstandszahl bei turbulenter Strömung**, λ_{tur} , ist i. Allg. von der Rauheit der Rohrwand abhängig. Solange allerdings die Rauheitshöhe k der Rohrwand die Dicke der viskosen Unterschicht, δ_{lam} , unterschreitet, wirkt sich die Rauheit nicht auf den Strömungswiderstand aus. Die Unterschicht ist nach den theoretischen Ansätzen für turbulente Strömung der kinematischen Viskosität ν direkt, der „Schubspannungsgeschwindigkeit“ ν_τ , (2.27b), umgekehrt proportional ($\delta_{\text{lam}} \sim \nu/\nu_\tau$). Verknüpft man letztere mit dem Blasiussschen Widerstandsgesetz (2.47b), folgt nach Prandtl [12] die

Dicke der laminaren Grenzschicht

$$\delta_{\text{lam}} = 34,2d/(0,5Re)^{0,875} \quad (2.46a)$$

in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl Re . Erfüllt die *Rauigkeitskennzahl* k/δ_{lam} die Bedingung

$$k/\delta_{\text{lam}} < 1 \text{ bzw. } k < k_{\text{max}} = \delta_{\text{lam}}, \quad (2.46b)$$

d. h. wird die Wanderhebung k_{max} von den Rauheitshöhen k nicht erreicht, sind diese als *technisch zulässige Rauheit* anzusehen.

Da man als Leitungsrohre nahtlose Präzisionsstahlrohre verwendet, die nach DIN EN 10305 Teil 1, s. Abschn. 5.1, mit einer der Herstellungsart, etwa dem Fertigungsverfahren Zugdruckumformen „Durchziehen“ nach DIN 8584 Teil 2, entsprechend glatter Innenoberfläche der erreichbaren gemittelten Rautiefe $R_z \leq 25 \mu\text{m}$ geliefert, darüber hinaus vom Kaltumformen herrührende fertigungsbedingte Rückstände an der Innenoberfläche entfernt werden [18], ist die *schwach raue Wand* gegeben. Dies trifft auch auf Schlauchleitungen nach DIN 20066 und DIN EN 853 zu, deren Innenschicht aus Nitrilkautschuk (NBR) eine der Herstellungsart (Extrudieren und Vulkanisieren auf Dorn) entsprechend glatte Innenoberfläche aufweist [19], Abschn. 5.1.

Schmutzablagerungen auszuschließen, die Oberflächenglätte also auch während des Betriebs aufrechtzuerhalten, gehört zu den Aufgaben der Filterung, Abschn. 5.3.

Tab. 2.3 Richtwerte für „äquivalente Rohrrauheit“ k technischer Oberflächen bei Innenströmung in Leitungen und Hydrogeräten

Strömungsart	Äquival. Rauheit k in mm
<i>Rohrströmung</i>	
Gezogene nahtlose Präzisionsstahlrohre	0,005...0,04
Schläuche mit Gummi-Innenschicht	0,020...0,05
<i>Kanalströmung</i>	
(In Ringspalten Zylinder/Kolben, Ventilgehäuse/Schieber) spanlos hergestellte Zylinderrohre	0,020...0,05
Spangebend bearbeitete Zylinderrohre	0,010...0,03
Spangebend bearbeitete Ventilgehäuse	0,005...0,02

Hinweise für die Praxis

Nach *Moody*, *Kirschmer* und vorwiegend *Colebrook* [1, 11–14] ist von der „technischen“ auf die (fluidmechanisch) „äquivalente“ Rohrrauheit k zu schließen, die von Höhe, Verteilung und anderen geometrischen Kenngrößen der Wandrauheit abhängt. Bei diffusen Wanderhebungen technischer Oberflächen entspricht der äquivalenten Rauheit k am ehesten die als Maximalwert gekennzeichnete Rauheitsgröße R_{\max} (DIN EN ISO 4287). Ermittelt man die Rauheit der Strömungsfläche (VDI/VDE 2601 Bl. 1) mittels eines elektrischen Tastschnittgeräts [20–22], folgt aus dem Rauheitsprofil parallel zur Strömungsrichtung ein Verhältnis der Rauheitsmessgrößen von $R_{\max}/R_z = 3,88/2,31 = 1,68$ für das Fertigungsverfahren Gleitziehen von Hohlkörpern (Rohrziehen) mit Innenwerkzeug (Dorn). Der nach den Lieferbedingungen für Präzisionsstahlrohre (DIN EN 10305 Teil 1) zulässigen gemittelten Rautiefe $R_z = 25 \mu\text{m}$ entspricht die maximale Rautiefe $R_{\max} = 42 \mu\text{m}$, wenn man das beim Rohrziehen verfahrensspezifische Messgrößenverhältnis von $R_{\max}/R_z = 1,68$ zu Grunde legt. Als zulässige Rauheitshöhe ergäbe sich damit $k = 0,042 \text{ mm}$. Schließen die Lieferbedingungen besondere Anforderungen an die Oberfläche ein (DIN EN 10305 Teil 1 Gütegrad C), wie sie bei Anwendung des Gleitziehens über geschliffenen festen Stopfen erzielt werden, unterschreitet die erzielbare Rauheit die angegebenen zulässigen Rauheitswerte erheblich, so dass sich die praktischen Werte nach Tab. 2.3 angeben lassen.

Nach (2.46a) ist die viskose Unterschicht δ_{lam} der Reynolds-Zahl Re umgekehrt proportional, d. h., δ_{lam} wächst mit der Viskosität ν an und nimmt mit der Strömungsgeschwindigkeit v ab. Demzufolge lassen die den „sehr zähen Flüssigkeiten“ zuzurechnenden Hydraulikflüssigkeiten und die nach Tab. 2.4 zulässigen Strömungsgeschwindigkeiten eine laminare Grenzschicht hinreichender Dicke erwarten.

Durch Zusammenwirken der drei Einflüsse „erreichbare Rauheit von Rohr- bzw. Schlauchleitung, höhere Viskosität und relativ niedrige Strömungsgeschwindigkeit der Druckflüssigkeit“ wird der Forderung nach (2.46b) i. Allg. genügt, so dass in hydraulischen

Tab. 2.4 Richtwerte für zulässige Strömungsgeschwindigkeiten in Leitungen

Leitungsart	Druckbereich p in bar	Strömungsgeschwindigkeit v_{\max} in m/s	
Saugleitung	–	0,5 ... 0,8 (1,0)	^a
Rücklaufleitung	–	2 ... 4	^a
Druckleitung	< 50	3 ... 4	^a
	50 ... 100	4 ... 5	^a
	100 ... 200	5 ... 6	
	200 ... 315	6 ... 12	

^aentspricht DIN 24346

schen Anlagen die „hydraulisch glatte“ Leitungswandung für turbulente Rohrströmung vorausgesetzt werden kann.

Um den Zusammenhang zwischen der mittleren Geschwindigkeit v und dem Druckverlust Δp_R , also das *Rohrwiderstandsgesetz für turbulente Rohrströmung* zu gewinnen, verknüpft man den Rohrreibungsverlust Δp_R , (2.42a), mit der Wandschubspannung τ_w , (2.27a), bzw. der Schubspannungsgeschwindigkeit v_τ , (2.27b).

Es folgt die Rohrwiderstandszahl

$$\lambda_{\text{tur}} = 8\tau_w / (\rho v^2) = 8(v_\tau / v)^2. \quad (2.47a)$$

Aus den universellen Geschwindigkeitsverteilungsgesetzen, (2.28a), (2.28b), kann λ_{tur} , (2.47a), zur Reynolds-Zahl Re , (2.32a), in Beziehung gesetzt werden [12, 13]. Man erhält das

Prandtl'sche universelle Widerstandsgesetz für glatte Rohre,

$$1 / \sqrt{\lambda_{\text{tur}}} = 2,01g (Re \sqrt{\lambda_{\text{tur}}}) - 0,8, \quad (2.28c)$$

das praktisch für den gesamten turbulenten Bereich gültig, wegen seiner impliziten Form jedoch umständlicher auszuwerten ist.

Für den praktischen Gebrauch leitet sich aus dem (1/7)-Potenzgesetz der Geschwindigkeitsverteilung, (2.30), das *Blasiussche Widerstandsgesetz für glatte Rohre*

$$\lambda_{\text{tur}} = 0,3164 / (Re)^{1/4} \quad (2.47b)$$

her, dessen Gültigkeitsbereich ($2320 = Re^* < Re < 10^5$) sehr große Reynolds-Zahlen zwar ausschließt, für die in hydraulischen Anlagen zulässigen Strömungsgeschwindigkeiten jedoch völlig ausreicht.

Da in der Hydraulik kleine Reynolds-Zahlen vorherrschen, ist für das Arbeitsdiagramm, Abb. 2.12, der untere laminare Bereich auf Werte $Re < 10^3$ erweitert. Wegen der praktisch vorliegenden „hydraulisch glatten“ Leitungen reduziert sich im turbulenten Bereich das in der Rohrhydraulik gebräuchliche Widerstandsschaubild des rauen Rohrs für gleichmäßige

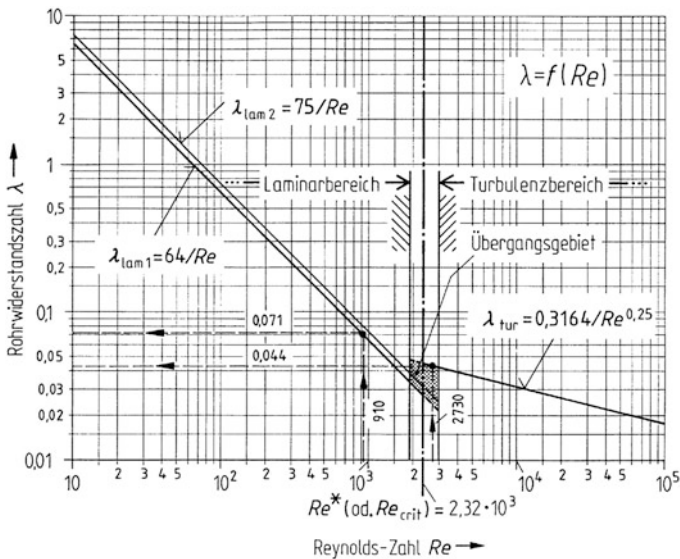


Abb. 2.12 Widerstandsschaubild des glatten Rohrs mit laminarem Widerstandsgesetz für isotherme (λ_{lam1}) und nicht isotherme Zustandsänderung (λ_{lam2}) sowie mit turbulente Widerstandsgesetz (λ_{tur}) für den oberen Bereich der Re-Zahl

Rauheit (Sandrauheit) nach *Nikuradse* oder für technisch ungleichmäßige Rauheit nach *Colebrook* auf die Grenzkurve des „glatten Rohrs“.

Bei den sehr zähen Flüssigkeiten, denen die Hydraulikflüssigkeiten angehören, überwiegt auf Grund höherer Rohrreibung die nicht isotherme (adiabatische) Zustandsänderung, deren Einfluss auf die Rohrreibung der laminaren Rohrströmung nach *Chaimowitch* [4] durch die höhere Rohrreibungszahl λ_{lam2} , (2.43b), für den gesamten Rohrleitungsstrang pauschal erfasst wird.

Berücksichtigt man hingegen das Temperatur- und Viskositätsprofil der nicht isothermen laminaren Rohrströmung nach *Kahrs* [15], verringert sich andererseits die Rohrreibung infolge Viskositätsabnahme in Wandnähe. Dies kann mittels zweier Druckverlustfaktoren k_s und k_x in (2.42b) für den Rohrreibungsverlust Δp_R berücksichtigt werden.

Beide Faktoren sind Diagrammen zu entnehmen [15, 23].

Wegen häufig kurzer Leitungsabschnitte der Länge l besteht ein großer Anteil des Rohrleitungsstrangs der Länge L aus laminaren Anlaufstrecken $l_{A,\text{lam}}$, (2.44). Der jeweils entstehende zusätzliche Einlauf-Druckverlust $\Delta p_{A,\text{lam}}$, (2.45a), wird mitunter durch Verwendung von λ_{lam2} für den gesamten Rohrleitungsstrang berücksichtigt.

Vielfach genügt es, mit der Rohrreibungszahl λ_{lam1} , (2.43a), zu rechnen.

Hinweise für die Praxis

Um Rohrreibung und Temperaturerhöhung der Druckflüssigkeit klein zu halten, empfiehlt es sich, bei der Energieübertragung in Rohrleitungen folgende, für den Dauerbetrieb geltende Grenzwerte v_{max} der Strömungsgeschwindigkeit nicht zu überschreiten.

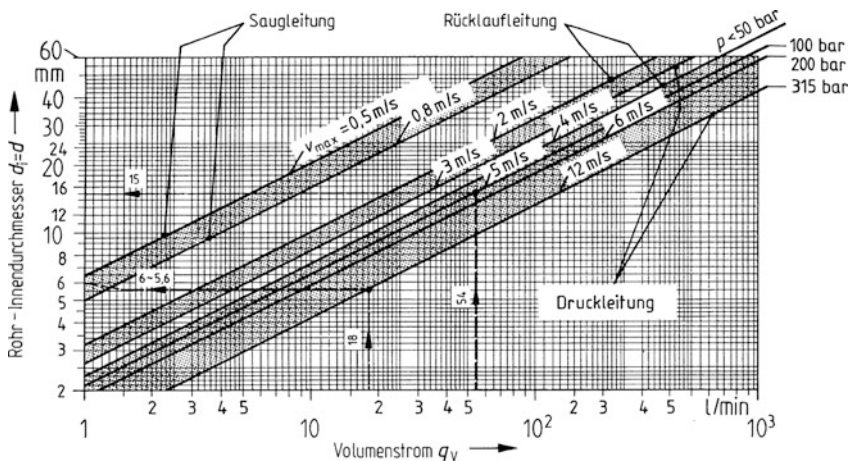


Abb. 2.13 Bestimmung des Rohr-Innendurchmessers (d , d_i) aus dem Volumenstrom q_v nach zulässiger Strömungsgeschwindigkeit v_{\max} für Saug-, Rücklauf- und Druckleitung

Entsprechend dem angegebenen Volumenstrom q_v ist nach dem Leitmerkmal „zulässige Strömungsgeschwindigkeit“ v_{\max} eine hinreichend große *Nennweite* (DN) der *Rohrleitung* zu wählen. Die Nennweite ist eine Kenngröße, die bei Rohrleitungssystemen als kennzeichnendes Merkmal zueinander passender Teile, z. B. Rohre mit Einbauteilen wie Leitungsverbindungen und Ventile, benutzt wird und annähernd dem Innendurchmesser der Rohrleitungsteile entspricht (DIN EN ISO 6708). Insbesondere Saug- und Rücklaufleitung sollten möglichst die Richtwerte nach Tab. 2.4 nicht überschreiten.

In der *Saugleitung* ist bei selbstansaugenden Pumpen $v_{\max} \leq 0,8$ m/s, um Kavitation und Füllungsverluste, etwa infolge Luftansaugens durch Dichtspalte, zu unterbinden. Bei nicht selbstansaugenden Pumpen ist $v_{\max} \leq 1,5$ m/s.

In der *Rücklaufleitung* ist $v_{\max} \leq 4$ m/s, um nicht durch zu hohen Reibungsverlust den Förderdruck der Pumpe unnötig zu erhöhen. Außerdem könnte z. B. ein Zylinder unerwünschte Kolbenbewegungen ausführen, wenn bei Ventilsteuerung mit Schwimm-Ruhestellung der Rücklaufdruck in verbundenen Durchflusswegen zu hoch ist.

Aus Abb. 2.13 kann für eine hydraulische Anlage nach angegebenem Volumenstrom q_v der *erforderliche Rohr-Innendurchmesser* d_i abgelesen werden, der als Mindestnennweite (DNMIN) aufzufassen ist. Der *gewählte Rohr-Innendurchmesser* d_i muss hinreichend größer als der erforderliche sein und der *Stufung des Innendurchmessers* nach DIN EN 10305 Teil 1 entsprechen. Die linksseitigen Teilstriche der Ordinate bilden eine logarithmische Skala genormter Innendurchmesser. Maße und Bezeichnung des Leitungsrohrs lassen sich erst nach Festlegung der Wanddicke s aus dem zulässigen Betriebsdruck (PB) für Rohrleitungsteile (DIN EN 764 und DIN EN 1333) bzw. dem Berechnungsdruck (PR) für Rohre (DIN 2445 Teil 1) vervollständigen, Abschn. 5.1.1.

Liegen lange Leitungen und mehrere scharfe Umlenkungen vor, ist ein Innendurchmesser zu wählen, der über die Mindestnennweite weiter hinausgeht als beim kurzen geraden Rohr.

Sind kleine Innendurchmesser $d_i < 10$ mm angegeben, ist wegen des stärkeren Wandinflusses auf die Rohrreibung die zulässige Strömungsgeschwindigkeit herabzusetzen.

Bei kurzen Bohrungen und Kanälen ($l = (0,5 \dots 2) d_i$) in Ventilen ist die Strömungsgeschwindigkeit 2- bis 5fach höher als für Rohrleitungen zulässig. Insbesondere in Druckleitungen werden wegen kürzerer Leitungslänge, z. B. bei Ventilmontagesystemen in Blockbauweise, wesentlich höhere als nach DIN EN ISO 4413, Tab. 2.4, Abb. 2.13, verwirklicht.

2.1.3.5 Druckverlust in Rohrkrümmern, Leitungsverbindungen und Steuerventilen: *Verwirbelungsverlust*

Verwirbelungsverluste entstehen vorwiegend durch Richtungsänderung der Strömung (Umlenkverluste) und plötzliche Änderung des Strömungsquerschnitts (Stoßverluste). Der Druckverlust in Einbauteilen (Formstücken), Δp_V , bestimmt sich aus der Druckverlustzahl ζ und dem kinetischen Druck p_k in den einzelnen Drosselstellen

$$\Delta p_V = \sum (\zeta p_k) = \sum \left(\zeta \frac{\rho}{2} v^2 \right). \quad (2.48a)$$

Die Druckverlustzahl ζ hängt von der Form, der Oberflächenbeschaffenheit, Zahl und Art der Störstellen des Strömungskanals ab. Die Druckverlustzahl kann für geometrisch einfache Widerstandsformen mittels des Impulssatzes und der Kontinuitätsgleichung hergeleitet [11], für reale Einbauteile experimentell bestimmt werden:

$$\zeta = (p_{1t} - p_{2t})/p_k = \Delta p_V/p_k. \quad (2.49)$$

Bei kleineren Reynolds-Zahlen ist ζ stark viskositätsabhängig.

Es folgt somit für die einzelne Drosselstelle als Druckverlust im Einbauteil (Zahlenwertgleichung):

$$\Delta p_V = 5 \cdot 10^{-3} \zeta \rho v^2 \quad (2.48b)$$

mit Δp_V in bar, ρ in g/ml, v in m/s, $\dim \zeta = 1$, $v = \bar{v}$ mittlere Strömungsgeschwindigkeit.

Krümmerverlust (Umlenkverlust)

In Rohrkrümmern mit sanfter Richtungsänderung entstehen Druckverluste infolge Umlenkung und Rohrreibung. Der *Widerstandsanteil durch Umlenkung* folgt aus der Druckverlustzahl ζ_K , die vom Ablenkwinkel β und vom Biegeverhältnis r/d abhängt. Mit zunehmendem Ablenkwinkel steigt die Druckverlustzahl. Für die häufige 90° -Umlenkung ist die Widerstandskurve technisch glatter Rohre für Druckflüssigkeiten nach *Chaimowitch* [3], für Flüssigkeiten allgemein und abgestufte Umlenkung nach *Flügel, Hofmann, Wasilewski* [11] angeben. Letztere Untersuchung wurde mit großem Innendurchmesser und

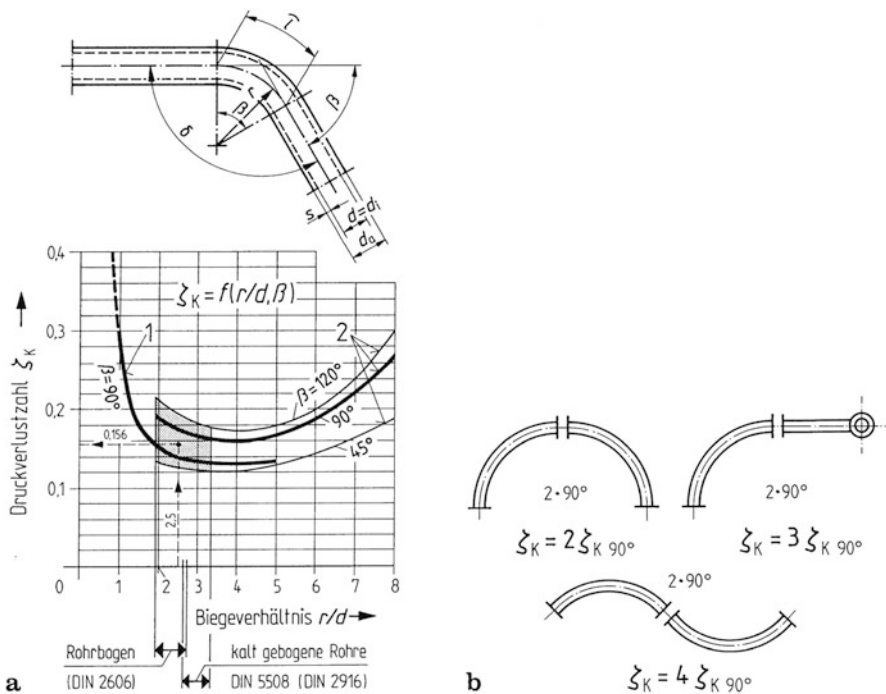


Abb. 2.14 Druckverlust des Rohrkrümmers mit glatter Wandung. **a** Widerstandsschaubild Druckverlustzahl ζ_K abhängig von Biegeverhältnis r/d und Ablenkwinkel β nach I Chaimowitch [3], 2 Flügel [4] und Herning [74]; **b** Druckverlustzahl zweier zusammengesetzter Rohrbogen 90° zum Halbkreis-, räumlich versetzten bzw. S-förmigen Bogen

hoher Strömungsgeschwindigkeit an niederviskosen Flüssigkeiten, d. h. im Bereich großer Reynolds-Zahlen ($Re = 225000$), durchgeführt.

Die Untersuchungsergebnisse der Fluidmechanik auf Krümmer in Hydroanlagen zu übertragen, setzt voraus, dass die ansonsten geringe Abhängigkeit der Druckverlustzahl von der Reynolds-Zahl nach *Herning* [24] berücksichtigt wird. Für die im Bereich kleiner Reynolds-Zahlen strömende Druckflüssigkeit erhöhen sich die Druckverlustzahlen merklich.

Bei kleinem Radius bezogen auf den Innendurchmesser steigt der Umlenkverlust infolge Ablösung an der inneren Krümmung, mit großem Radius wächst der Umlenkverlust auf Grund senkrecht zur Hauptströmung sich ausbildender Sekundärströmung – abgesehen von dem mit der Krümmerlänge zunehmenden Reibungsverlust. Das Minimum der Widerstandskurve gibt zwar im Sinne von *Nippert* [11] das jedem Ablenkwinkel zuzuordnende optimale Biegeverhältnis an. Praktisch werden jedoch Biegeverhältnisse abweichend vom Gütekriterium des kleinsten Verlusts nach technologischen Merkmalen und räumlichen Randbedingungen angewendet, Abb. 2.14.

Hinweise für die Praxis

Die als Druckleitung verwendeten Präzisionsstahlrohre aus unlegierten Stählen für besonders hohe Anforderungen weisen nach Desoxidationsart und Lieferzustand (DIN EN 10297 Teil 1 und DIN EN 10216 Teil 1, RR besonders beruhigt, NBK normal gegläht) gute Kaltverformbarkeit auf. Zu den Maßen für nahtlose Präzisionsstahlrohre (DIN EN 10305 Teil 1, $d_{a,s}$) sind die bevorzugt anzuwendenden Biegeradien r für das Kaltbiegen mit Biegevorrichtung tabellarisch (DIN 25570), bei anders zu wählenden Biegeradien nach Konstruktionsblatt festgelegt. Hiernach beschränkt sich das Biegeverhältnis kalt zu biegender Rohre auf den Bereich $r/d = (2,63 \dots 3,33)$. Sind für Rohrleitungen aus Stahl kleine Biegeradien erforderlich, werden einbaufertige Rohrbogen 90° [25] verwendet, deren Abmessungen sich an solche zum Einschweißen (DIN EN 10253) anlehnen. Damit erschließt man die Biegeverhältnisse $r/d = (1,92 \dots 2,5)$ für gebogene Leitungsstränge auf kleinem Einbauraum. Im Widerstandsschaubild ist der Bereich technologisch zu verwirklichender Rohrkrümmer hervorgehoben, Abb. 2.14a, Rasterfläche.

Im Bereich technischer Rohrkrümmer gilt als Richtwert für die *Druckverlustzahl bei 90° -Umlenkung*

$$\zeta_{K90^\circ} = 0,16.$$

Bei zusammengesetzten Rohrbögen mit 90° -Umlenkung lässt sich der Widerstandsanteil durch Umlenkung aus dem Vielfachen der Druckverlustzahl des einzelnen Rohrbogens 90° bestimmen, Abb. 2.14b.

Das Widerstandsschaubild des Rohrkrümmers dient auch zur Bestimmung des Umlenkverlusts in Schlauchleitungen, die für gebogenen Einbau verlegt werden. Bei großen Biegeverhältnissen $r/d > 5$ ist der Widerstandsanteil durch Umlenkung vernachlässigbar.

Zum Umlenkverlust kommt noch ein *Widerstandsanteil durch Reibung*, der dem des geraden Rohrs von der Länge der abgewickelten Rohrachse (Bogenlänge l) entspricht und sich nach der Rohrwiderstandszahl λ bestimmt, (2.43a), (2.47b). Aus der *Summe beider Widerstandsanteile*

$$\Delta p_{s,k} = (\Delta p_V + \Delta p_R)_K = \left(\zeta_K + \lambda \frac{\hat{l}}{d} \right) p_k$$

$$\text{mit Bogenlänge} \quad \hat{l} = r\beta$$

$$\text{Ablenkwinkel} \quad \beta$$

$$\text{Umlenk- oder Biegewinkel } \delta = \pi - \beta$$

folgt der *Krümmerverlust für beliebige Ablenkwinkel β* :

$$\Delta p_{s,k} = \left(\zeta_K + \lambda \frac{r\beta}{d} \right) p_k, \quad (2.50a)$$

bzw. der *Krümmerverlust für rechten Ablenk-/Biegewinkel*

$$\Delta p_{s,K90^\circ} = \left(\zeta_{K90^\circ} + \lambda \frac{\pi r}{2d} \right) p_k. \quad (2.51a)$$

Für praktischen Gebrauch (Zahlenwertgleichungen):

$$\Delta p_{s,k} = 5 \cdot 10^{-3} (\zeta_K + 1,745 \cdot 10^{-2} \lambda r \beta / d) \rho v^2 \quad (2.50b)$$

$$\Delta p_{s,k90^\circ} = 5 \cdot 10^{-3} (\zeta_{K90^\circ} + 1,571 \lambda r / d) \rho v^2 \quad (2.51b)$$

mit Δp in bar, r in mm, d in mm, β in $^\circ$, $\dim \zeta = \dim \lambda = 1$, ρ in g/ml, v in m/s.

Der Rohrkrümmer lässt sich durch einen geraden Leitungsabschnitt ersetzen, der infolge Rohrreibung gleichen Druckverlust verursacht wie der Krümmer. Aus abgewinkeltem Rohrbogen der Länge l und Zusatzlänge infolge Richtungsänderung ergibt sich für den einzelnen Rohrkrümmer die gleichwertige Rohrlänge bei beliebigem Ablenkwinkel

$$L_K = r\beta + \frac{d}{\lambda} \zeta_K, \quad (2.52a)$$

gleichwertige Rohrlänge bei rechtem Ablenk-/Biegewinkel

$$L_{K90^\circ} = \frac{\pi}{2} r + \frac{d}{\lambda} \zeta_{K90^\circ}. \quad (2.53a)$$

Für praktischen Gebrauch (Zahlenwertgleichungen):

$$L_K = 10^{-3} (1,745 \cdot 10^{-2} r \beta + d \zeta_K / \lambda), \quad (2.52b)$$

$$L_{K90^\circ} = 10^{-3} (1,571 r + d \zeta_{K90^\circ} / \lambda) \quad (2.53b)$$

mit L in m, r in mm, d in mm, $\dim \zeta = \dim \lambda = 1$.

Sind mehrere Rohrkrümmer gleicher Abmessungen und gleichen Ablenkwinkels im Rohrstrang verteilt, gelten des weiteren die Beziehungen
äquivalente Rohrlänge für z Rohrkrümmer

$$L_{eq} = z L_K, \quad (2.54)$$

rechnerische Gesamtlänge

$$L_g = L + L_{eq} = L + z L_K, \quad (2.55)$$

die sich aus geradem Leitungsabschnitt der Länge L mit Rohrkrümmern ergibt. Somit kann für den gebogenen Rohrleitungsstrang der Druckverlust Δp_s gleichwertig aus dem Rohrreibungsverlust Δp_R , (2.42b), eines geraden Leitungsstrangs ermittelt werden, sofern dieser die rechnerische Länge L_g , (2.55), aufweist. Zum gleichen Ergebnis gelangt man, wenn der Druckverlust Δp_s aus dem Verwirbelungsverlust infolge Umlenkung, Δp_V , (2.48b), bestimmt wird. Über die äquivalente Druckverlustzahl ζ_{eq} des geraden Leitungsabschnitts

der Länge L einschließlich z abgewinkelter Rohrbogen erhält man zusammen mit der Druckverlustzahl z (gleicher) Rohrkrümmer $z \zeta_K$ die *rechnerische Gesamtdruckverlustzahl*

$$\zeta_g = \zeta_{eq} + z \zeta_K = \lambda \frac{L + zr\beta}{d} + z \zeta_K = \lambda \frac{L_g}{d}. \quad (2.56)$$

Knieverlust (Ablenkverlust)

In kurzen Rohrkrümmern (scharfes Knie) mit schroffer Richtungsänderung (Ablenkung) entstehen höhere Druckverluste infolge verstärkter Ablösung an der scharfkantigen Kehle (Innenkrümmung). Der Widerstand durch Ablenkung führt auf eine Druckverlustzahl ζ_A , die mit dem Ablenkwinkel β zunimmt [3].

Für Knierohre 90° , z. B. für Winkelverschraubungen, gilt nach *Brabbee* [11] als Richtwert für die *Druckverlustzahl mit 90° -Ablenkung*

$$\zeta_{A90^\circ} = 1,7 \dots 1,1 \quad \text{für } d = d_i = (14 \dots 34)\text{mm}. \quad (2.57)$$

Entsprechende Verwirbelungsverluste treten auch in Kanalkrümmern mit scharfer Umföhrung auf, z. B. bei Kanalüberschneidungen in Steuerblöcken für Ventilmontagesysteme, so dass deren i. Allg. kurze Leitungskanäle genügend groß im Durchmesser d zu wählen sind.

Die Druckverlustzahl und damit der Verwirbelungsverlust verringern sich in erster Näherung mit dem Quadrat des Strömungsquerschnitts

$$\zeta_2 = \zeta_1 (A_1/A_2)^2 = \zeta_1 (d_1/d_2)^4. \quad (2.58)$$

Verzweigungsverlust

In Rohrverzweigungen entstehen durch Trennen oder Vereinigen von Teilströmen Druckverluste, die außer vom Abzweigwinkel α und dem Querschnittsverhältnis einzelner Stränge zum Gesamtstrang von weiteren Parametern abhängen. Für scharfkantige Abzweige 90° mit kreisrunden und im Durchmesser gleich bleibenden Querschnitten, z. B. T-Verschraubungen, gilt nach *Chaimowitch* [3] als Richtwert für die

Druckverlustzahl bei 90° -Abzweigung

$$\begin{aligned} \zeta_V &= 0,3 \text{ im Abzweigstrom,} \\ \zeta_V &= 0,1 \text{ im geradeaus weiterföhrenden Strom.} \end{aligned} \quad (2.59)$$

Querschnittsänderungsverlust

In Rohren oder Kanälen mit unstetiger Querschnittsänderung ergeben sich höhere Druckverluste dadurch, dass sich bei plötzlicher Erweiterung des Querschnitts (Stoßdiffusor) Verwirbelung durch Strahlablösung (Carnot- oder Stoßverlust), bei plötzlicher Verengung Verwirbelung durch Strahleinschnürung einstellt. Mit Hilfe von Impulssatz und Energiegleichung der Fluidmechanik lässt sich der Widerstand durch Querschnittsänderung aus der

Druckverlustzahl bei plötzlicher Querschnittsverengung

$$\zeta_v = (1/\mu - 1)^2 \text{bezogen auf } v_2 \quad (2.60a)$$

Kontraktionszahl $\mu = A_0/A_2$

Druckverlustzahl bei plötzlicher Querschnittserweiterung

$$\zeta_e = [(A_1/A_2)^2 - 1]^2 \text{bezogen auf } v_1 \quad (2.60b)$$

nach *Herning* [24] entnehmen.

Leitungsverbindungs- und Ventilverlust

Technische Einbauteile wie Leitungsverbindungen und Ventile lassen sich i. ...Allg. nicht auf eine geometrisch einfach definierte Widerstandsform zurückführen. Das Zusammenwirken mehrerer Verlustarten (Ablenk-, Verzweigungs-, Querschnittsänderungsverlust) erschwert die Übertragbarkeit von Druckverlustzahlen der Fluidmechanik, (2.49) bis (2.60), auf kombinierte Strömungswiderstände an Einbauteilen im realen Fluidsystem. Für die Vielzahl technischer Widerstandsformen in Hydroanlagen lässt sich der Verwirbelungsverlust meist nicht als konstanter Wert eines Druckverlustfaktors wiedergeben, sondern zuverlässig nur experimentell erfassen.

Für die Abschätzung des hydraulischen Widerstands an Einbauteilen greift man daher auf allgemeine Richtwerte über Druckverluste Δp_v nach Herstellerunterlagen zurück, aus denen die nach Formgebungs- und Betriebsbedingungen mehrparametrische Abhängigkeit (Widerstandskennfeld) zu entnehmen ist.

Druckverlust in Leitungsverbindungen

Der Durchflusswiderstand gerader Rohrverschraubungen (Form C, D, E) ergibt sich aus dem Reibungsverlust der i. Allg. vernachlässigbaren gleichwertigen Rohrverlängerung. Die Bohrungsform im Gewindezapfen gerader Stutzen (DIN 3901) ist mit der Baureihe und dem Rohraußendurchmesser so auf die zugehörige Rohrwanddicke abgestimmt, dass keine Querschnittsänderung in der Leitungsverbindung (DIN 2353) auftritt. Der Durchflusswiderstand von Winkelverschraubungen (Form K, H, J) und T-Verschraubungen (Form Q, O, P), in deren Formstutzen Umlenkung und Verzweigung, häufig auch Querschnittsänderung auftritt, wird als Druckverlust in Abhängigkeit vom Durchfluss und vom Rohr-Außendurchmesser bei einer Bezugsviskosität ν_{mes} etwa in Form von Paralleltafeln (Nomogramm 0. Grades) angegeben [26], die sich außer nach der Verschraubungsart nach den Parametern Baureihe (Nenndruck PN) und Volumenstromrichtung unterscheiden, Abb. 2.15.

Druckverlust in Ventilen

Der Durchflusswiderstand in Ventilen ist abhängig von Art und Gestalt des Schließelements wie von der Kanalführung. Die Abhängigkeit von Volumenstrom und Durchflussrichtung stellt man als Druckverlust-Volumenstrom-Kennlinie (Δp_v , \dot{V} -Kennlinie) grafisch dar (DIN 24 564 Teil 1, ISO 4411). Dieses Merkmal dient zur Beurteilung und Auswahl von Ventilen.

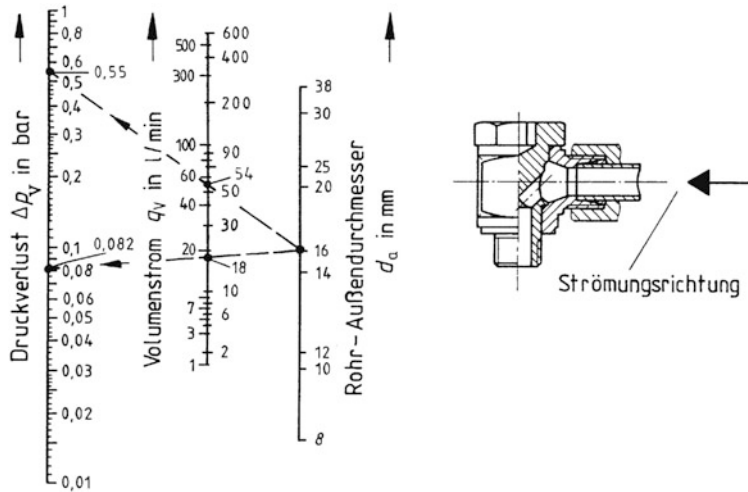


Abb. 2.15 Druckverlust Δp_V einer (richtungseinstellbaren) Winkel-Einschraubverschraubung abhängig von Volumenstrom q_V und Rohr-Außendurchmesser d_a , gemessen bei kinematischer Viskosität $\nu_{\text{mes}} = 100 \text{ mm}^2/\text{s}$; Δp_V , q_V , d_a -Paralleltafel für schwere Reihe (PN 400) mit zylindrischem Einschraubgewinde in angegebener Strömungsrichtung [26]

Bei gegebenem Volumenstrom $V \cdot$ legt man die Nenngröße der Ventile fest derart, dass Bauaufwand und Ventilverlust in ausgewogenem Verhältnis stehen. Für Ventile mit mehreren Durchflusswegen, so insbesondere für Wegeventile, ergibt sich eine Schar von Kennlinien je Durchflussweg. Außer von Gestaltung und Nenngröße hängt der volumenstromabhängige Druckverlust von der Verbindungskanalvariante für Volumenstromweg und Richtung ab (Grundsymbole und Funktionselemente für Weg und Richtung eines Volumenstroms durch Ventil [27]), Abb. 2.16.

Ventilkennlinien werden unter definierten Versuchsbedingungen ermittelt und für einen repräsentativen Bereich angegeben (ISO 4411). Häufig werden Streuungen der Viskosität als Streubereich zwischen Kurve 2 und 3 angegeben. Vierwegeventile werden stets in 2 Richtungen gleichzeitig und häufig mit unterschiedlichem Volumenstrom durchströmt, so dass sich beide Teilverluste zum Ventildruckverlust addieren. Mittels strömungsgerechter Ausbildung der Druckkammern und Verbindungskanäle im Ventilgehäuse sowie des Schiebers werden kleine Druckverluste erreicht. Reale Innenströmungen in Ventilen bilden sehr komplexe Strömungsformen aus, auf die fluidmechanische Grundlagen in einfacher Form nicht anwendbar sind.

Nach *Stoffel* [28] ist zwischen globalen Größen, z. B. Strömungsverlust längs des Durchflusswegs, und lokalen Größen, z. B. Strömungsgeschwindigkeit und Druck von Ort zu Ort, zu unterscheiden. Für die Konstruktionsoptimierung in der Ventiltechnik, etwa nach der Zielfunktion „geringer Druckverlust in Offenstellung“, genügt es nicht, rein empirisch vorzugehen. Um Strömungsgrößen gezielt beeinflussen und Ventile fluidmechanisch begründet durchbilden zu können, ist vielmehr eine Analyse des Strömungsfelds vorzuneh-

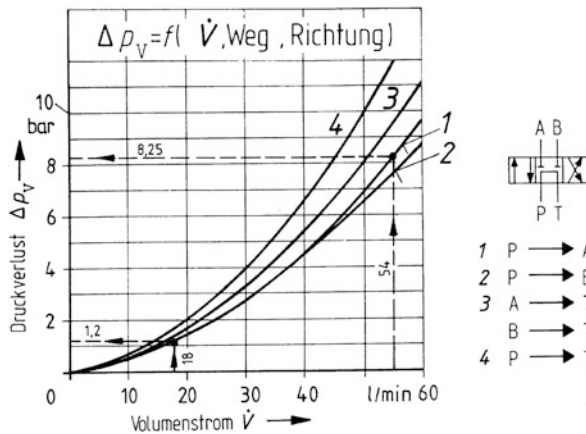


Abb. 2.16 Druckverlust Δp_v eines Wegeventils (Kolbenventils) abhängig von Volumenstrom \dot{V} , Durchflussweg und Strömungsrichtung, gemessen bei kinematischer Viskosität $\nu_{\text{mes}} = 36 \text{ mm}^2/\text{s}$. Δp_v , \dot{V} -Kennlinien für 4/3-Wegeventil der Nenngroße 6 (max. Volumenstrom 60 l/min) mit Symbol für 2 Durchflusswege und Umlauf-Ruhestellung, Durchflusswege zwischen den Anschlüssen P, T, A, B [27]

men. Einwirkungen auf den globalen Strömungsverlust lassen sich dann auf Einzelheiten der Strömungsvorgänge, diese wiederum auf die Ventilgeometrie zurückführen. Neben experimentellen Methoden am empirischen Strömungsmodell gewinnt die numerische Strömungsberechnung an Bedeutung [29].

CFD-Simulation

Zur Erfassung der Innenströmung stellt die *numerische Strömungssimulation* (Computational Fluid Dynamics, CFD) ein effizientes Entwicklungswerkzeug dar, Abschn. 7.3.1. Die experimentelle Visualisierung von Strömungen erfordert oft aufwändige Aufbauten, vereinfachte analytische Ansätze der Strömungsmechanik erfassen die reale Strömung nicht hinreichend genau. Die CFD-Simulation bildet das Strömungsfeld auf ein berechenbares Feld ab, indem das fluidmechanische Kontinuum durch ein verhaltensähnliches Netzwerk mit Flächen- oder Raumelementen unterschiedlicher Diskretisierungsart (FD, FE, FV) ersetzt wird. Indem man das Widerstandsverhalten räumlicher Ventilgeometrien analysiert, kann die Innenströmung optimiert werden. Nachteilen und Einschränkungen der Modellierung, z. B. hinsichtlich Abstraktionsgrad und Systemfehler, steht der Vorteil gegenüber, durch systematische Parametervariation Ventile im Entwurfsstadium gezielt auslegen, deren Leistungsgrenzen erhöhen zu können. Die numerische Strömungsrechnung lässt sich damit in eine durchgängige Entwicklungsumgebung für mechatronische Systeme (CAE) einbinden, so dass sich der Entwicklungsaufwand mindern, die Entwicklungszeit insgesamt verkürzen lässt [30–36], Abschn. 7.3.

2.1.3.6 Gesamter Druckverlust, Wirkungsgrad von Energieübertragung und Energiesteuerung

Bei der Projektierung von Hydroanlagen ergibt sich die Nennweite (DN) von Rohrleitungen (DIN EN ISO 6708), daraus die Nenngröße (NG) von Steuerventilen, aus den Richtwerten der zulässigen Strömungsgeschwindigkeit v_{\max} , Tab. 2.4, Abschn. 2.1.3.4. Insbesondere bei Neuauslegung oder Anpassung an veränderte Anforderungen setzt die endgültige Wahl des Rohr-Innendurchmessers ($d_i = d$, DIN EN 10305 Teil 1) eine vorherige Ermittlung des gesamten Druckverlusts $\sum \Delta p_s$, (2.39), voraus, um Güte und Wirksamkeit der Energieübertragung (Leitungswirkungsgrad und Eingangsdruck am Sekundärteil Motor/Zylinder) sicherzustellen.

Der *Rohrreibungsverlust* des geraden Rohrleitungsstrangs, Δp_R , (2.42b), bestimmt sich aus den Widerstandsgesetzen für laminare oder turbulente Strömung, (2.43a, b) bzw. (2.47b). Zur näherungsweise Berechnung des Reibungsverlusts langer Leitungen leitet man aus dem abnehmenden Druckgradienten (ISO 5598) den *rohrlängenbezogenen Druckverlust* (DIN 1304 Teil 5)

$$\left(-\frac{\partial p}{\partial z} \right)_s = -\frac{\Delta p_R}{L} = -\Delta p'_R$$

her, der bei linearem Druckverlauf über den Leitungsstrang konstant ist (Druckverlustbelag $\Delta p'_R$, DIN 5485). Nach (2.32 a), (2.42 b) und (2.43 a) folgt für *laminare Strömung* (Zahlenwertgleichung):

$$\begin{aligned} \Delta p'_R &= \Delta p_R/L = 0,32v\rho v/d_4^2 = k_1 v \\ &= 6,79v\rho q_V/d^4 = k_1^* q_V, \end{aligned} \quad (2.61a)$$

nach (2.32a), (2.42b) und (2.47b) entsprechend für *turbulente Strömung* (Zahlenwertgleichung):

$$\begin{aligned} \Delta p'_R &= \Delta p_R/L = 0,29v^{0,25}\rho v^{1,75}/d^{1,25} = k_2 v^{1,75} \\ &= 59,7v^{0,25}\rho q_V^{1,75}/d^{4,75} = k_2^* q_V^{1,75} \end{aligned} \quad (2.61b)$$

mit $\Delta p'_R$ in bar/m, v in mm²/s, ρ in g/ml, v in m/s, q_V in l/min, d in mm.

Die Verknüpfung von Stoffkennwerten (v , ρ) und Formkennwert d zum Leitungswiderstand (k^*_1 bzw. k^*_2) lässt erkennen, dass der längenbezogene Rohrreibungsverlust bei laminarer Strömung proportional, bei turbulenter Strömung annähernd quadratisch mit dem Volumenstrom q_V bzw. mit der Strömungsgeschwindigkeit v wächst. Dem entspricht eine lineare bzw. parabolische Leitungskennlinie (Drosselkennlinie) mit den Leitungswiderständen als Festwertparameter, Abb. 2.17.

Der *Verwirbelungsverlust* in Leitungsverbindungen und Ventilen, Δp_V , (2.48a) folgt aus dem hydraulischem Gesamtwiderstand aller Einbauteile längs des Energieübertragungswegs. Lassen sich für die Einzelwiderstände Druckverlustzahlen ζ_v angeben, so

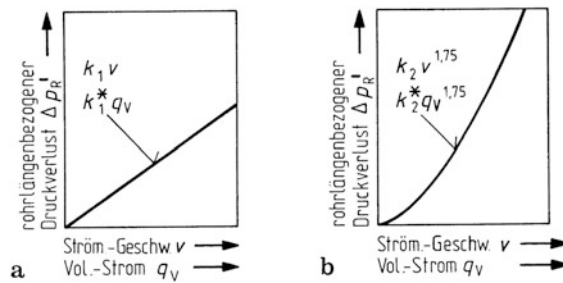


Abb. 2.17 Längenbezogene Leitungskennlinie ($\Delta p'_R$, v - bzw. $\Delta p'_R$, q_v -Kennlinie) (qualitativer Verlauf) für **a** Laminare Rohrströmung, **b** Turbulente Rohrströmung

kann man aus der Gesamtdruckverlustzahl ζ nach (2.49) den Verwirbelungsverlust aller Drosselstellen ermitteln:

$$\Delta p_V = \sum (\zeta_V p_k) = \left(\sum \zeta_V \right) p_k = \zeta p_k. \quad (2.62)$$

Gesamter Druckverlust

Die Summe aus Rohrreibungsverlust Δp_R des geraden Leitungsstrangs und Verwirbelungsverlust Δp_V aller Drosselstellen kann vereinfachend ermittelt werden, indem man gleichbleibende Rohrreibungszahl λ nach dem Widerstandsgesetz entsprechend der ausgebildeten Strömungsform, (2.43a) oder (2.47b), zu Grunde legt und die einzelnen Drosselstellen durch äquivalente Rohrlängen L_{eq}

$$L_{eq} = \sum \left(\zeta_V \frac{d}{\lambda} \right) = \left(\sum \zeta_V \right) \frac{d}{\lambda} = \zeta \frac{d}{\lambda} \quad (2.63)$$

zusammenfasst, vergleichbar dem Leitungsabschnitt mit Rohrkrümmern, (2.54). Mit Hilfe der rechnerischen Gesamtlänge L_g , (2.55), ergibt sich der *Gesamtdruckverlust*, (2.39)

$$\sum \Delta p_s = \lambda \frac{L_g}{d} p_k \quad (2.64a)$$

oder bei Verwendung des rohr-längenbezogenen Druckverlusts $\Delta p'_R$, (2.61a, b),

$$\sum \Delta p_s = \Delta p'_R L_g. \quad (2.64b)$$

Für die Projektierung verzweigter Rohrleitungssysteme ist das Strömungsverhalten, insbesondere der Zusammenhang zwischen Druck und Volumenstrom an verteilten Anschlussstellen, wirtschaftlich heute nur noch mit Einsatz der Datenverarbeitung (VDI 2211 Bl. 2) zu ermitteln.

Nach Nier [37] lässt sich mittels eines Analogiemodells aus der elektrischen Netzwerktheorie ein iteratives Berechnungsverfahren für Leitungsnetze unterschiedlicher Verzweigung aufstellen. Voraussetzung einer Systemauslegung ist, dass die hydraulischen Widerstände der Einbauteile bekannt sind. Der Literatur entnehmbare Druckverlustzahlen

für Armaturen gelten im Bereich großer Reynolds-Zahlen und sind nahezu konstant. Im für Hydroanlagen kennzeichnenden unteren Bereich sind die Druckverlustzahlen jedoch stark veränderlich mit der Reynolds-Zahl. Allgemeine Richtwerte über Druckverluste nach Herstellerunterlagen, z. B. Abb. 2.15, sind auf Grund der von der Bezugviskosität ν_0 abweichenden Betriebsviskosität ν_B sowie der Temperaturabhängigkeit der Dichte ρ_θ nur eingeschränkt anwendbar.

Diese Einschränkung ist behebbar, indem das Ähnlichkeitsgesetz der Fluidmechanik, Abschn. 2.1.3.2, bei der Wiedergabe des Widerstands einzelner Drosselstellen berücksichtigt wird. Für eine Vielzahl von Einbauteilen wurde die Druckverlustzahl experimentell bestimmt und als Widerstandskennlinie $\zeta = f(Re)$ dargestellt. Um das mathematische Modell aufstellen zu können, sind die Messwerte der Widerstandskennlinien durch Tschebyscheff-Polynome approximiert.

Wirkungsgrad für die Übertragung und Steuerung der Energie

Wird vom mechanisch-hydraulischen Energieumformer Pumpe an das Energieübertragungssystem die hydraulische Leistung

$$P_{2h}^P = p_2 q_{V_e}^P = p_A q_{V_e} = p_A \quad (2.65a)$$

abgegeben, nimmt der hydraulisch-mechanische Energieumformer Motor oder Zylinder die um den gesamten Druckverlust in Leitungen und Kanälen ($\Sigma \Delta p_s$) sowie um den Leckverlust in den Steuerventilen ($\Sigma \dot{V}_s$) verminderte hydraulische Leistung

$$P_{1h}^M = p_1 q_{V_e}^M = \left(p_A - \sum \Delta p_s \right) \left(q_{V_e} - \sum \dot{V}_s \right) \quad (2.65b)$$

vom Energieübertragungssystem auf, Abb. 3.8, Abschn. 3.1.1.3. Daraus folgt der *Wirkungsgrad der Energieübertragung*

$$\eta_t^L = \frac{P_{1h}^M}{P_{2h}^P} = \frac{p_1 q_{V_e}^M}{p_A q_{V_e}} = \frac{p_1 q_{V_e}^M p_1 q_{V_e}}{p_1 q_{V_e} p_A q_{V_e}} = \eta_V \eta_L \quad (2.66a)$$

als Produkt aus (volumetrischem) *Ventilwirkungsgrad*

$$\eta_V = \frac{q_{V_e}^M}{q_{V_e}} = \frac{q_{V_e} - \sum \dot{V}_s}{q_{V_e}} = 1 - \frac{\sum \dot{V}_s}{q_{V_e}} \quad (2.66b)$$

und (hydraulischem) *Leitungswirkungsgrad*

$$\eta_L = \frac{p_1}{p_A} = \frac{p_A - \sum \Delta p_s}{p_A} = 1 - \frac{\sum \Delta p_s}{p_A} \quad (2.66c)$$

Sind die Leckverluste in Steuerventilen vernachlässigbar gering, reduziert sich der Wirkungsgrad der Energieübertragung auf den Leitungswirkungsgrad

$$\eta_t^L \approx \eta_L \quad (2.66d)$$

sofern $\eta_V \approx 1$ wegen $\sum \dot{V}_s \approx 0$.

Anmerkung

Hierin sei p_A der vom Planer oder Besteller vorgesehene Auslegungsdruck p_{rat} der Anlage (ISO 5598, DIN 1304 Teil 1). Dieser stimmt mit dem Bemessungswert (DIN 40200) überein. Mit dem gleichen, häufig gebrauchtem Formelzeichen p_A wird auch der sich auf die Betriebsbedingungen des Mediums beziehende Arbeitsdruck (PA) bezeichnet (DIN EN 764 und DIN EN 1333).

Bemessungsdruck p_{rat} oder auch Arbeitsdruck p_A liegen unterhalb des vom Hersteller anzugebenden Berechnungsdrucks (PR), p_{calc} , der ein Maß für den sich auf das innendruckbeanspruchte Bauteil beziehenden zulässigen Betriebsüberdruck (PB), $p_{e,\text{zul}}$, sein kann. Letzterer lässt sich mit dem Nenndruck (PN) resp. mit dessen Zahlenwert gleichlautend oder über Tabellenwerte koppeln (DIN EN 764 und DIN EN 1333).

Verlustleistung und Wärmebilanz im Leitungssystem

Die Verlustleistung folgt als Produkt von Volumenstrom q_{V_e} und Gesamtdruckverlust $\sum \Delta p_s$ und wird von Auslegungs- bzw. Arbeitsleistung der Anlage P_A , und Leitungswirkungsgrad η_L erfasst, sofern $\eta_V \approx 1$:

$$\begin{aligned} P_s^L &= P_s = P_{2h}^P - P_{1h}^M = q_{V_e} (\sum \Delta p_s) \\ &= q_{V_e} p_A (1 - \eta_L) = P_A (1 - \eta_L). \end{aligned} \quad (2.67)$$

Der durch die Verlustleistung entstehende Wärmestrom Φ_{th} wird an die Umgebung und durch die Druckflüssigkeit abgeführt. Allerdings unterschreitet die Differenz zwischen mittlerer Druckflüssigkeitstemperatur ϑ_m und Umgebungstemperatur in genügender Entfernung zur äußeren Rohrwand ϑ_{amb} den Wert $\vartheta_m - \vartheta_{\text{amb}} = 40 \text{ K}$, so dass der Wärmedurchgang durch die Rohrwand gering, die Wärmeabfuhr durch Konvektion vernachlässigbar ist. Man geht daher von adiabatischer Zustandsänderung der Rohrströmung aus. Das Leitungssystem führt die Wärme überwiegend durch das Druckmittel ab (Rückkühlung). Es ergibt sich die vereinfachte Wärmebilanzgleichung der *Wärmeabfuhr durch die Druckflüssigkeit*

$$P_s = \Phi_{\text{th}} = \dot{m} \Delta \vartheta_f = \rho c q_{V_e} \Delta \vartheta_f. \quad (2.68a)$$

Daraus folgt die *stationäre Temperaturerhöhung*

$$\Delta \vartheta_f = \vartheta_{2f} - \vartheta_{1f} = \frac{P_s}{q_{V_e} \rho c} = \frac{\sum \Delta p_s}{\rho c} = \frac{p_A (1 - \eta_L)}{\rho c} \quad (2.69a)$$

von der zweckmäßig definierten Temperatur der Druckflüssigkeit (Mischungstemperatur ϑ_f) am Eingang ϑ_{1f} auf die Flüssigkeitstemperatur am Ausgang der Durchflussleitung ϑ_{2f} . Die Eintrittstemperatur ϑ_{1f} ist die meist zu schätzende Betriebstemperatur (Austrittstemperatur an der Pumpe $\vartheta_B = \vartheta_{P_2}$).

Die volumenbezogene Wärmekapazität ρc ist ein kombinierter mechanisch-thermischer Stoffkennwert der Flüssigkeit.

Tab. 2.5 Richtwerte des relativen Gesamtdruckverlusts bzw. Leitungswirkungsgrads bei Innenströmung in Leitungen und Steuerelementen

Betriebsart (DIN VDE 3530 T.1)		Relat. Gesamtdruckverlust $\sum \Delta p_s/p_A$	Leitungswirkungsgrad η_L
Dauerbetrieb	(S1)	0,03 ... 0,05	0,97 ... 0,95
Kurzzeitbetrieb	(S2)	0,07 ... 0,10	0,93 ... 0,90

Für die Praxis (Zahlenwertgleichungen):

$$P_s = q_{V_e} \left(\sum \Delta p_s \right) / 600 = q_{V_e} p_A (1 - \eta_L) / 600 = P_A (1 - \eta_L), \quad (2.68b)$$

$$\Delta \vartheta_f = 0,1 \cdot \left(\sum \Delta p_s \right) / (\rho c) = 0,1 \cdot p_A (1 - \eta_L) / (\rho c) \quad (2.69b)$$

mit P in kW, $\Delta \vartheta$ in K, q_v in l/min, Δp und p in bar, ρ in g/ml, c in kJ/(kg · K).

Mit dem für Schmieröle gleichermaßen geltenden Richtwert der „volumenspezifischen Wärme“ (ISO 7902 Teil 1, VDI 2204 Bl. 1) $(\rho c) \ddot{O}L = 1,8 \text{ J/(ml} \cdot \text{K)}$, folgt für praktische Berechnungen die Temperaturerhöhung von Hydraulikölen angenähert zu

$$\Delta \vartheta_f \approx 5,6 \cdot 10^{-2} \sum \Delta p_s = 5,6 \cdot 10^{-2} p_A (1 - \eta_L) \quad (2.69c)$$

mit $\Delta \vartheta$ in K, Δp und p in bar, $\dim \eta = 1$.

Hinweise für die Praxis

Der relative Gesamtdruckverlust $\sum \Delta p_s/p_A$ bzw. der Leitungswirkungsgrad η_L sollen folgende Grenzwerte nach *Panzer und Beitler* möglichst nicht überschreiten, um unnötige Temperaturerhöhung der Druckflüssigkeit durch den hohen Verlust allein bei der Energieübertragung zu vermeiden, Tab. 2.5.

Je höher der Bemessungs- oder Arbeitsdruck $p_{\text{rat}} = p_A$ gewählt wird, umso mehr verringert sich der relative Gesamtdruckverlust $\sum \Delta p_s/p_A$ bzw. erhöht sich der Leitungswirkungsgrad η_L .

Bei der fiktiven Druckdifferenz infolge Reibungs- und Verwirbelungsverlustes von $\sum \Delta p_s = 100$ bar erwärmt sich nach (2.69c) das Hydrauliköl um $\Delta \vartheta_f \approx 6$ K Dieser Richtwert ist für überschlägige Wärmerechnungen ausreichend und zur Abschätzung der Temperatur der Druckflüssigkeit am Austritt der Durchflussleitung, $\vartheta_{2f} = \vartheta_{1f} + \Delta \vartheta_f$, in Abhängigkeit vom Gesamtdruckverlust $\sum \Delta p_s$ geeignet.

Maßgebend für die Temperaturerhöhung der Druckflüssigkeit ist der Verlust durch Energieumformung im generatorischen und motorischen Anlagenteil. Die Gesamtverlustleistung bestimmt den Wärmehaushalt der hydraulischen Anlage und damit den Anlagenwirkungsgrad, (3–48), Abschn. 3.1.14

Neben größerer Nennweite trägt ein größeres *Biegeverhältnis* r/d nach Abb. 2.14 zur Verringerung des Verwirbelungsverlustes Δp_v (Krümmerverlust) gebogener Rohrleitungsstränge bei.

Maßgebenden Anteil am Gesamtdruckverlust $\Sigma \Delta p_s$ hat der Verwirbelungsverlust Δp_V an einzelnen Drosselstellen (Verzweigungs-, Umlenk-, Querschnittsänderungsverlust), wie sie durch Rohrleitungsteile (Verschraubungen, Ventile) gegeben sind. Wegen der nach Tab. 2.2, Abschn. 2.1.3.2 in Ventilen sehr niedrigen kritischen Reynolds-Zahl Re^* liegt dort turbulente Strömung vor, so dass der Verwirbelungsverlust Δp_V in Rohrleitungsteilen nach der Ventilkennlinie, Abb. 2.16, annähernd quadratisch ansteigt. Deren Verlauf entspricht der Leitungskennlinie für turbulente Strömung, Abb. 2.17b. Es ist daher bei umfangreichen Anlagen auf *drosselarme Verschraubungen*, Abb. 2.15, und *strömungsgünstige Steuerventile ausreichender Nenngröße* (NG) anhand der vom Hersteller anzugebenden Ventilkennlinien zu achten.

2.1.4 Durchflussgesetze bei Innenströmung in Funktionsspalten: *Parallel-, Ringspalt*

Hydrogeräte weisen unvermeidlich Spalte auf, die dem Dichten oder Führen dienen und die durch metallische Wände begrenzt sind. Neben der Reibung in Rohren vom Kreisquerschnitt, Abschn. 2.1.3, ist daher das Durchflussgesetz enger Kanäle gleichbleibenden Querschnitts zu untersuchen. Die Spalthöhe h sei gegenüber der Länge l und der Breite b gering, die Kanalform beliebig gekrümmt, der Krümmungsradius jedoch groß gegen die Spalthöhe. Es wird gleichbleibende Spalthöhe längs des Spaltes, also der parallele Spalt vorausgesetzt.

Für reale Flüssigkeiten ist die Reibung über den ganzen Kanalquerschnitt wirksam, d. h. es stellt sich eine Scherströmung (Schichtenströmung) im Spalt ein durch Haftung an der in Strömungsrichtung bewegten Wand (Mitschleppeffekt) und durch die Druckdifferenz zwischen den Spaltenden (Drosseleffekt).

Der Mitschleppeffekt bewirkt einen Schleppestrom, der Drosseleffekt ist mit einem Druckstrom durch den Spalt verknüpft.

2.1.4.1 Spaltströmung infolge bewegter Wand. *Schleppströmung*

Liegt zwischen den Spaltenden kein äußerer Druck an, herrscht eine einfache Scherströmung (ebene Couette-Strömung) zwischen zwei ausgedehnten ebenen und parallelen Randflächen vor, wenn die eine Wand sich in ihrer Ebene mit der Geschwindigkeit $v_K = \text{const}$ bewegt, während die andere ruht: $v_K = 0$.

Die Schubspannung ergibt sich aus dem Newtonschen Reibungsgesetz, (2.109), (2.110a),

$$\tau = \eta D = \eta dv/dy.$$

Sie ist über der Spalthöhe konstant, also gleich der Wandschubspannung $\tau_{w,c}$ und wirkt in Strömungsrichtung, Abb. 2.18a,

$$\tau_c(y) = \tau_{w,c} = \eta v/y = \eta v_K/h. \quad (2.70)$$

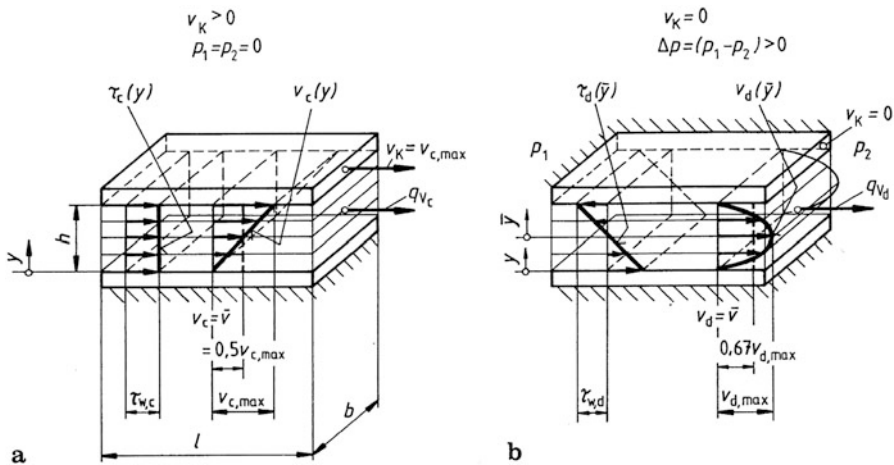


Abb. 2.18 Spaltströmung – Geschwindigkeitsprofil und Schubspannungsverteilung bei realer (newtonscher) Flüssigkeit im engen Kanal mit parallelen ebenen Wänden; laminare Strömung (Schichtenströmung). **a** Einfache Scherströmung (ebene Couette-Strömung) infolge mit v_K bewegter (oberer) Randfläche; **b** Druckströmung (ebene Poiseuille-Strömung) infolge Druckdifferenz Δp zwischen den Spaltenden

Unter der Wirkung der Reibung haben die unmittelbar an den Wänden befindlichen Flüssigkeitsschichten dieselbe Geschwindigkeit v_{\max} wie die Randflächen (v_K) (Wandhaftung), und die Strömungsgeschwindigkeit $v_x(y)$ wächst von $v(0) = 0$ bis $v(h) = v_{\max}$ linear an (Geschwindigkeitsgefälle konstant), Abb. 2.18a. Durch die Schubspannung $\tau_{w,c}$ längs ebener Strömungsschichten, die gleich große Scherflächen wie die Kanalwände aufweisen, wirkt eine Reibungskraft

$$F_{R,c} = \tau l b = \eta l b v_K / h, \quad (2.71)$$

die versucht, die ruhende Wand mitzunehmen bzw. die bewegte Wand zu verzögern. Die *mittlere Strömungsgeschwindigkeit des Schleppstroms* ergibt sich aus der halben Wandgeschwindigkeit

$$v_c = \bar{v} = q_{v,c} / A = q_{v,c} / (bh) = v_K / 2 = 0,5 v_{c,\max}. \quad (2.72a)$$

Daraus folgt der *Schleppstrom für den parallelen ebenen Spalt*

$$q_{v,c} = bh v_c = bh v_K / 2. \quad (2.73a)$$

Für praktischen Gebrauch (Zahlenwertgleichungen):

$$q_{v,c} = 3 \cdot 10^{-5} bh v_K, \quad (2.73b)$$

$$v_c = 16,67 \cdot 10^3 q_{v,c} / (bh) = 0,5 v_K \quad (2.72b)$$

mit q_V in l/min, v in m/s, b in mm, h in μm .

Die Schleppleistung steigt mit dem Quadrat der Wandgeschwindigkeit:

$$P_c = F v_K = \eta l b v_K^2 / h. \quad (2.74a)$$

Wird die Wärmeübertragung auf die Umgebung vernachlässigt, setzt sich die Schleppleistung P_c in den der Druckflüssigkeit zugeführten Wärmestrom $\Phi_{\text{th,c}}$ um (adiabatische Zustandsänderung), und es folgt die Wärmebilanzgleichung

$$P_c = \Phi_{\text{th,c}} = q_{V_c} \rho c_p \Delta \vartheta_c. \quad (2.74b)$$

Am Spaltende ist die Temperaturerhöhung der Druckflüssigkeit

$$\Delta \vartheta_c = \frac{2l}{h^2} \frac{\eta}{\rho c_p} v_K = \frac{2l}{h^2} \frac{v}{c_p} v_K. \quad (2.75a)$$

Sie beruht auf dem Mitschleppeffekt, hängt außer von den Stoffkennwerten (v , c_p) von der Kanalgeometrie (l , h) ab und ist der Wandgeschwindigkeit v_K proportional.

Für praktischen Gebrauch erhält man vereinfacht mit $(\rho c_p)_{\text{Öl}} \approx 1,8 \text{ J}/(\text{ml} \cdot \text{K})$, Abschn. 2.1.3.6, die Zahlenwertgleichung:

$$\Delta \vartheta_c \approx 1,11 l \eta v_K / h^2 \quad (2.75b)$$

mit $\Delta \vartheta$ in K, v in m/s, l in mm, h in μm , η in $\text{mPa} \cdot \text{s}$, ρ in g/ml, c in $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$.

Setzt man für die Spaltbreite den mittleren Spaltumfang $b = \pi d_m$, ergibt sich der *Schleppstrom für den konzentrischen Ringspalt*

$$q_{V_c} = \pi d_m h v_c = \pi d_m h v_K / 2. \quad (2.76a)$$

Die *mittlere Strömungsgeschwindigkeit des Schleppstroms* ist

$$v_c = q_{V_c} / A = q_{V_c} / (\pi d_m h) = v_K / 2 = 0,5 v_{c,\text{max}} \quad (2.77a)$$

und wie beim ebenen Spalt gleich der halben maximalen Geschwindigkeit.

Für praktischen Gebrauch (Zahlenwertgleichungen):

$$q_{V_c} = 9,425 \cdot 10^{-5} d_m h v_K, \quad (2.76b)$$

$$v_c = 5,305 \cdot 10^3 q_{V_c} / (d_m h) = 0,5 v_K \quad (2.77b)$$

mit q_V in l/min, v in m/s, d in mm, h in μm .

Hinweise für die Praxis

Das Hydrauliköl muss am Spaltende frei abfließen können, sonst erfolgt Druckaufbau, der u. U. zu sehr hohen Drücken führen kann, z. B. im Spaltraum vor der Manschettendichtung von Kolbenstangenführungen, der zum Versagen (Umstülpen) und zur Beschädigung

der Dichtung führen kann (Schleppdruck). Die bei großen Spaltlängen und Bewegungsgeschwindigkeiten auftretende Scherkraft verursacht Druckabfall, aus Spaltquerschnitt und Bewegungsgeschwindigkeit folgt ein Mitschleppstrom, z. B. an Pumpen, der durch den Spalt Kolben/Zylinder hervorgerufen wird. Der Förderdruck wird u. U. fühlbar vermindert, der geometrische Förderstrom q_{Vg} wird durch den Schleppstrom q_{Vc} zum theoretischen Förderstrom q_{Vi} geringfügig erhöht.

2.1.4.2 Spaltströmung infolge Druckdifferenz. *Druckströmung*

Auf Grund der inneren Reibung und der Adhäsion viskoser Flüssigkeiten an Wänden werden enge Spalte wegen ihrer Drosselwirkung mit hoher Druckdifferenz als berührungsfreie Bewegungsdichtungen bei hohen Betriebsdrücken eingesetzt. Der Leckverlust in Dichtspalten geht daher wesentlich auf Druckströmung zurück, so dass diese auch *Leckströmung* genannt wird. Infolge der geringen Spalthöhe ist die Reynolds-Zahl Re praktisch so klein, dass laminare Strömung vorliegt. Vernachlässigt man die Beschleunigung der Schichten um die Mittenebene (Kernströmung) auf Strömungsgeschwindigkeit (Einlaufströmung), erhält man die voll ausgebildete Schichtenströmung (ebene Poiseuille-Strömung) im ruhenden Spalt, Abb. 2.18b.

Die Schubspannung ergibt sich bei der Scherströmung aus dem Newtonschen Reibungsgesetz, (2.109), (2.110a), für die Druckströmung zwischen ruhenden, parallelen ebenen Wänden als *Kanalströmung* entsprechend (2.22), wenn man die Wandabstandsveränderliche y durch die Mittenabstandsveränderliche $\bar{y} = (2y - h)/2$ ersetzt und das Geschwindigkeitsgefälle D aus dem Grenzwert der Geschwindigkeitsänderung $\Delta v/\Delta \bar{y}$ senkrecht zur Strömungsrichtung bildet:

$$\tau = \eta D = \eta dv/d\bar{y}.$$

Die Schubspannung steigt mit der Spalthöhe linear an und wirkt entgegengesetzt zur Strömungsrichtung, Abb. 2.18b,

$$-\tau_d(\bar{y}) = -\eta dv/d\bar{y} = \Delta p \bar{y}/l, \quad (2.78)$$

der Druck p fällt in Strömungsrichtung ab (Druckdifferenz positiv),

$$\Delta p = (p_1 - p_2) > 0.$$

Daraus folgt für $\bar{y} = +h/2$ die Wandschubspannung

$$\tau_{w,d} = \tau_d(+h/2) = -\Delta p h/(2l) \quad (2.79)$$

und mit der Kanalwand als Scherfläche die Reibungskraft

$$F_{R,d} = bl\tau_{w,d} = -\Delta p b h/2. \quad (2.80)$$

Die Strömungsgeschwindigkeit ist infolge sog. Wandhaftung unmittelbar an den ruhenden Randflächen befindlicher Flüssigkeitsschichten parabolisch verteilt (entsprechend dem Gesetz von Stokes bei der laminaren Rohrströmung, (2.23)):

$$v_d(\bar{y}) = \Delta p [(h^2/4) - \bar{y}^2] / (2\eta l). \quad (2.81a)$$

Ableitung dieser Beziehung aus dem Kräftegleichgewicht an einer ebenen Strömungsschicht der Höhe $2\bar{y}$, der Breite b und der Länge l , wonach sich auf die beliebig kleine Zunahme der Strömungsgeschwindigkeit schließen lässt:

$$dv = -[\Delta p / (l\eta)] \bar{y} d\bar{y}.$$

Integriert man von der ruhenden (unteren) Randfläche ($-h/2$) bis zur jeweiligen Strömungsschicht \bar{y} , bezieht man die Randbedingung der Wandhaftung der Flüssigkeit von vornherein ein,

$$v_d(\bar{y}) = \int_0^v dv = -\frac{\Delta p}{\eta l} \int_{-h/2}^{\bar{y}} \bar{y} d\bar{y} = -\frac{\Delta p}{\eta l} \left[\frac{\bar{y}^2}{2} \right]_{-h/2}^{\bar{y}}, \quad (2.81b)$$

und gelangt zum parabolischen Geschwindigkeitsprofil im Kanalquerschnitt, Abb. 2.18b.

Die maximale Strömungsgeschwindigkeit herrscht in der Kanalmittelebene

$$v_{d,max} = v_d(0) = \Delta p h^2 / (8\eta l).$$

Den durch den Kanalquerschnitt A fließenden Leckstrom $q_{V,d}$ erhält man wegen zur Mittelebene symmetrischer Geschwindigkeitsverteilung durch Integration des Flüssigkeitsstroms innerhalb eines differenziellen Schichtquerschnitts $2b d\bar{y}$ über den ganzen von der Strömung erfüllten Raum:

$$\begin{aligned} q_{V,d} &= \int_0^{h/2} v_d(\bar{y}) 2b d\bar{y} = \frac{2b\Delta p}{2\eta l} \int_0^{h/2} \left(\frac{h^2}{4} - \bar{y}^2 \right) d\bar{y} \\ &= \frac{b\Delta p}{\eta l} \left(\frac{h^2}{4} |\bar{y}|_0^{h/2} - \left| \frac{\bar{y}^3}{3} \right|_0^{h/2} \right). \end{aligned}$$

Der Leckstrom ist dem Druckgefälle Δp sowie der 3. Potenz der Spalthöhe h direkt, der Viskosität η umgekehrt proportional (entsprechend dem Gesetz von Hagen-Poiseuille bei der laminaren Rohrströmung, (2.24a)),

Spaltformel für den parallelen ebenen Spalt:

$$q_{V_d} = \frac{bh^3 \Delta p}{12\eta l}. \quad (2.82a)$$

Aus der Kontinuitätsgleichung, (2.14), folgt
die mittlere Strömungsgeschwindigkeit des Leckstroms

$$v_d = \bar{v} = q_{V_d}/A = q_{V_d}/(bh) = \Delta p h^2 / (12\eta l), \quad (2.83a)$$

die gleich 2/3 der maximalen Geschwindigkeit ist:

$$v_d = 2/3 v_{d,\max}$$

Für praktischen Gebrauch (Zahlenwertgleichungen):

$$q_{V_d} = 5 \cdot 10^{-7} bh^3 \Delta p / (\eta l), \quad (2.82b)$$

$$v_d = 16,67 \cdot 10^3 q_{V_d} / (bh) = 8,333 \cdot 10^{-3} \Delta p h^2 / (\eta l) \quad (2.83b)$$

mit q_V in l/min, v in m/s, b und l in mm, h in μm , η in $\text{mPa} \cdot \text{s}$.

Die in Wärme umgesetzte Verlustleistung ist durch die Drosselleistung gegeben, die mit dem Quadrat der Druckdifferenz Δp ansteigt:

$$P_d = q_{V_d} \Delta p = \frac{\Delta p^2 bh^3}{12\eta l}. \quad (2.84a)$$

Wird die Wärmeübertragung auf die Umgebung vernachlässigt, setzt sich die Drosselleistung P_d in den der Druckflüssigkeit zugeführten Wärmestrom $\Phi_{\text{th},d}$ um (adiabatische Zustandsänderung), gemäß der Wärmebilanzgleichung

$$P_d = \Phi_{\text{th},d} = q_{V_d} \rho c_p \Delta \vartheta_d. \quad (2.84b)$$

Die Druckflüssigkeit erfährt am Spaltende die Temperaturerhöhung

$$\Delta \vartheta_d = \frac{1}{\rho c_p} \Delta p, \quad (2.85a)$$

die auf dem Drosseffekt beruht, vergleichbar der Temperaturerhöhung bei Rohrreibung, (2.69a).

Für praktischen Gebrauch (Zahlenwertgleichungen):

$$\Delta \vartheta_d = 0,1 \Delta p / (\rho c_p), \quad (2.85b)$$

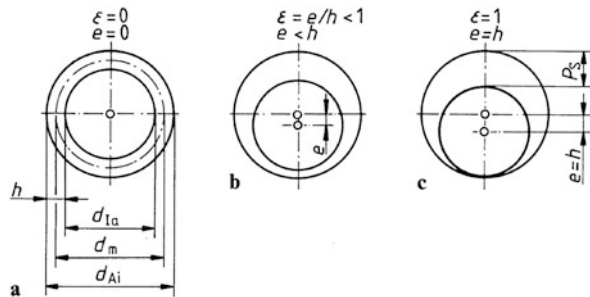
vereinfacht mit $(\rho c_p)_{\text{Öl}} \approx 1,8 \text{ J}/(\text{ml} \cdot \text{K})$

$$\Delta \vartheta_d \approx 5,6 \cdot 10^{-2} \Delta p \quad (2.85c)$$

mit $\Delta \vartheta$ in K, ρ in g/ml, c in $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, Δp in bar.

Setzt man für die Spaltbreite den mittleren Spaltumfang $b = \pi d_m$, Abb. 2.19, ergibt sich der Leckstrom bei zentrischer Lage des Kolbens aus der

Abb. 2.19 Der mittige und exzentrisch verlagerte Ringspalt. **a** Zentrischer Spalt, **b** Exzentrischer Spalt, **c** Einseitige Anlage des Innenteils



Spaltformel für den konzentrischen Ringspalt

$$q_{V_d} = \frac{\Delta p \pi d_m h^3}{12 \eta l}. \quad (2.86a)$$

Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit des Leckstroms ist

$$v_d = q_{V_d} / A = q_{V_d} / (\pi d_m h) = \Delta p h^2 / (12 \eta l) = (2/3) v_{d,max} \quad (2.87a)$$

und wie beim ebenen Spalt gleich $2/3$ der maximalen Geschwindigkeit.

Für praktischen Gebrauch (Zahlenwertgleichungen):

$$q_{V_d} = 1,571 \cdot 10^{-6} \Delta p d_m h^3 / (\eta l), \quad (2.86b)$$

$$v_d = 5,305 \cdot 10^3 q_{V_d} / (d_m h) = 8,333 \cdot 10^{-3} \Delta p h^2 / (\eta l) \quad (2.87b)$$

mit q_V in l/min, v in m/s, d und l in mm, h in μm , η in mPa \cdot s, Δp in bar.

Bei quer zur Strömungsrichtung verlaufenden Aussparungen wird die effektive dichtende Länge als Spalllänge l , d. h. die Dichtungslänge (Kolbenhöhe, Schieberlänge) abzüglich der Umfangsnutbreiten (Entlastungsrillen), benutzt.

Die Spalthöhe h ist gleich dem halben Spiel P_S als Differenz zwischen dem Innenmaß des Außenteils (d_{Ai} des Gehäuses) und dem Außenmaß des Innenteils (d_{Ia} des Kolbens), Abb. 2.19.

$$P_S = d_{Ai} - d_{Ia}, \quad h = P_S / 2 = (d_{Ai} - d_{Ia}) / 2$$

mittlerer Durchmesser

$$d_m = (d_{Ai} - d_{Ia}) / 2 = d_{Ia} + P_S / 2 = d_{Ai} - P_S / 2.$$

Die Leckverluste steigen mit der 3. Potenz der Spalthöhe h , Spalllänge l , Spaltbreite b , Druckgefälle Δp und dynamische Viskosität η gehen linear ein.

Es sind stets enge Spalte vorzusehen, um den Leckstrom und damit den Verlustanteil in Grenzen zu halten, andererseits ist ein kontinuierlicher Leckstrom zur Aufrechterhaltung

der Berührungsfreiheit der Dichtung und der Flüssigkeitsreibung in der hydrostatischen Gleitführung erforderlich.

Da eine Fertigung ohne Abweichungen vom Nennmaß N unmöglich ist, wird zweckmäßig von den Mittenmaßen ausgegangen entsprechend den Benennungen und Kurzzeichen für Toleranzen und Passungen (DIN EN ISO 286 Teil 1). Zwischen den Grenzmaßen (G_{oB} , G_{uB} bzw. G_{oW} , G_{uW}) folgen die Zufallsgrößen Istmaß Bohrung bzw. Welle (I_B bzw. I_W) in der Regel einer Normalverteilung, treten also in der Mitte der beiden Toleranzfelder am häufigsten auf. Ordnet man die Toleranzfelder zu, gilt entsprechendes für die Passung. Die Istpassung P_i wird am häufigsten in der Mitte des Spieltoleranzfeldes liegen.

Berechnungsgrößen für die wahrscheinlichste technische Spaltgeometrie sind daher die Fertigungsspalthöhe h_0 gleich dem halben Mittenspiel, $P_{Sm}/2$ (Fertigungsspiel $P_{S0}/2$), als Differenz zwischen den Mittenmaßen Bohrung (C_B) und Welle (C_W) (d_{Ai} des Gehäuses bzw. d_{Ia} des Kolbens)

$$P_{Sm} = P_{S0} = C_B - C_W, h_0 = P_{Sm}/2 = (C_B - C_W)/2, \quad (2.88a)$$

mittlerer Fertigungsdurchmesser

$$d_{m0} = (C_B + C_W)/2 = C_W + P_{Sm}/2 = C_B - P_{Sm}/2. \quad (2.88b)$$

Daraus folgt im Einbauzustand bei 20°C das mittlere relative Führungsspiel

$$\psi_0 = P_{Sm}/d_{m0} = 2h_0/d_{m0}. \quad (2.89)$$

Eine Kontrollrechnung mit der sich aus dem Spieltoleranzfeld ergebenden Mindest- und Höchstpassung (P_u bzw. P_o) ist ratsam.

Bei Abweichung des Kolbens von der Mittenlage folgt der Leckstrom aus der *Spaltformel für den exzentrischen Ringspalt* [39, 40]

$$q_{V,d,max} = \frac{\Delta p \pi d_m h^3}{12 \eta l} (1 + 1,5 \varepsilon^2). \quad (2.90a)$$

Die relative Exzentrizität $\varepsilon = e/h$ kann zwischen 0 und 1 liegen, Abb. 2.19. Der Leckverlust ist größer als beim zentrischen Spalt wegen der überproportionalen Spaltzunahme auf der der Verengung gegenüberliegenden Seite.

Der größtmögliche Leckstrom bei maximaler Exzentrizität, d. h. bei einseitiger Anlage des Innenteils, Abb. 2.19c, z. B. des Schiebers bei Ventilen, steigt für $\varepsilon_{max} = 1$ auf das 2,5fache an

$$q_{V,d,max} \approx 2,5 q_{V,d}. \quad (2.90b)$$

2.1.4.3 Überlagerte Spaltströmung

Erfolgen die Relativbewegung paralleler ebener Wände in ihrer Ebene und die Druckbeaufschlagung an den Spaltenden gleichzeitig, stellt sich in Funktionsspalten von Hydrogeräten ein aus

Schlepp- und Druckstrom überlagerter Spaltstrom

$$q_{v_t} = q_{v_d} \pm q_{v_c} = \frac{\Delta p b h^3}{12 \eta l} \pm b h v_K / 2 \quad (2.91)$$

mit $\Delta p = (p_1 - p_2) > 0$, $v_K \leq 0$ ein.

Sind Druckgradient, d. h. die Richtung des anwachsenden Drucks, und Geschwindigkeit der bewegten Wand entgegengesetzt ($\Delta p > 0$, $v_K > 0$), überlagern sich die Strömungsanteile q_{v_d} und q_{v_c} positiv, im anderen Fall ($\Delta p > 0$, $v_K < 0$) negativ. Dem überlagerten Spaltstrom entspricht eine mittlere Strömungsgeschwindigkeit $v = \bar{v}$, die sich additiv aus (2.70) und (2.81a) ergibt. Die zusammengesetzte Bewegung der Flüssigkeitsschichten führt auf *die allgemeine ebene Couette-Strömung*. Diese bildet sich durch Überlagerung von einfacher Scherströmung (Couette-Strömung) und laminarer Druckströmung (Poiseuille-Strömung) aus. Deren Geschwindigkeitsverteilung wird aus dem resultierenden Geschwindigkeitsprofil im Kanalquerschnitt

$$\begin{aligned} v(\bar{y}) = v_d(\bar{y}) \pm v_c(\bar{y}) &= \left[\left(\frac{h}{2} \right)^2 - \bar{y}^2 \right] \frac{\Delta p}{2 \eta l} \pm \left(\frac{h}{2} + \bar{y} \right) \frac{v_K}{h} \\ &= (h/2 + \bar{y}) [(h/2 - \bar{y}) \Delta p / (2 \eta l) \pm v_K / h] \end{aligned} \quad (2.92)$$

für $\Delta p > 0$, $v_K \leq 0$

in Abb. 2.20 ersichtlich.

Je nach Schlepprichtung der bewegten Wand zum Druckgradienten bleibt die Strömungsgeschwindigkeit über der gesamten Spalthöhe positiv oder es treten über einem Teil des Kanalquerschnitts negative Strömungsgeschwindigkeiten auf. Letzteres führt zur Rückströmung in Nähe der bewegten Wand, da der Mitschleppeffekt der schnelleren Nachbarschicht ausreicht, die entgegengesetzt zur Schlepprichtung wirkende Druckdifferenz zu überwinden.

Für die Flüssigkeitsreibung leitet sich die Reibungskraft $F_{R,t}$ an der bewegten Wand aus den beiden Schubspannungsanteilen durch Mitschlepp- und Drosseleffekt ab. Die von beiden Strömungsanteilen hervorgerufenen und längs übereinander weggleitender Strömungsschichten übertragenen Schubspannungskomponenten, (2.78) und (2.70), ergeben die resultierende Schubspannungsverteilung im Kanalquerschnitt,

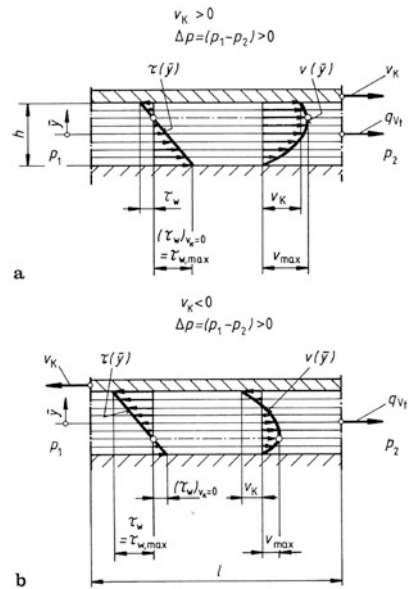
$$\tau(\bar{y}) = \tau_d(\bar{y}) \pm \tau_c(\bar{y}) = -\Delta p \bar{y} / l + \eta v_K / h \quad (2.93)$$

für $\Delta p > 0$, $v_K \leq 0$,

die nach (2.110a) durch Differenziation aus dem resultierenden Geschwindigkeitsprofil, (2.92), hervorgeht

$$\tau(\bar{y}) = \eta dv / d\bar{y} = \eta \frac{\Delta p}{2 \eta l} (-2\bar{y}) \pm \eta \frac{v_K}{h},$$

Abb. 2.20 Spaltströmung – resultierendes Geschwindigkeitsprofil und Schubspannungsverteilung bei realer Flüssigkeit im engen Kanal, überlagerte Scherströmung (allgemeine ebene Couette-Strömung). **a** In Richtung zum höheren Druckniveau p_1 bewegte (obere) Wand, **b** In Gegenrichtung bewegte (obere) Wand



diesem folglich zugeordnet ist, Abb. 2.20.

Aus der in Schlepprichtung weisenden Schubspannungskomponente $\tau_c(\bar{y})$, die über der Spalthöhe konstant ist,

$$\tau_c(\bar{y}) = \tau_{w,c} = \eta v_K/h$$

und aus der an der bewegten Kanalwand herrschenden leckstrombedingten Schubspannungskomponente $\tau_d(\bar{y})$, die linear über der Spalthöhe ansteigt,

$$\tau_d(+h/2) = \tau_{w,d} = -\Delta p h/(2l)$$

folgt die *resultierende Wandschubspannung an der bewegten Wand*

$$\tau(+h/2) = \tau_w = \tau_{w,d} \pm \tau_{w,c} = -\Delta p h/(2l) \pm \eta v_K/h \quad (2.94)$$

für $\Delta p > 0, v_K \leq 0$.

Die von der äußersten Strömungsschicht übertragene Wandschubspannung τ_w und die Fläche bl der bewegten Kanalwand führt auf die Reibungskraftkomponenten infolge Schlepp- bzw. Leckströmung

$$F_{R,c} = bl\tau_{w,c} = bl\eta v_K/h, \quad (2.95a)$$

$$F_{R,d} = bl\tau_{w,d} = -\Delta p h b/2. \quad (2.95b)$$

Die positive bzw. negative Überlagerung je nach Schlepprichtung zum Druckgradienten ergibt schließlich die

resultierende Reibungskraft für den parallelen ebenen Spalt

$$F_{R,t} = F_{R,d} \pm F_{R,c} = b \left[-\Delta p h / 2 \pm l \eta v_K / h \right] \quad (2.96a)$$

für $\Delta p > 0, v_K \leq 0$.

Für den konzentrischen Ringspalt folgen in 1. Näherung entsprechende Zusammenhänge für den überlagerten Spaltstrom q_{vt} und das resultierende Geschwindigkeitsprofil $v(\bar{y})$, indem man in (2.91) bzw. (2.92) die Spaltbreite b durch den mittleren Spaltumfang πd_m ersetzt. Für die Reibungskraft $F_{R,t}$ am bewegten Wandträger (z. B. Innenteil Kolben), auf dessen Außenrand vom Fluid die Wandschubspannung τ_w übertragen wird, ist in (2.95a, b) der Spaltumfang im Innenteil, πd_{ia} , einzusetzen.

Damit folgen die Reibungskraftkomponenten

$$F_{R,c} = \pi d_{ia} l \tau_{w,c} = \pi d_{ia} l \eta v_K / h, \quad (2.97a)$$

$$F_{R,d} = \pi d_{ia} l \tau_{w,d} = -\pi d_{ia} \Delta p h / 2. \quad (2.98a)$$

und somit durch Überlagerung die

resultierende Reibungskraft für den konzentrischen Ringspalt

$$F_{R,t} = F_{R,d} \pm F_{R,c} = \pi d_{ia} \left[-\Delta p h / 2 \pm l \eta v_K / h \right] \quad (2.96b)$$

für $p > 0, v_K \leq 0$.

Für die Praxis (Zahlenwertgleichungen):

$$F_{R,c} = 3,142 \cdot 10^{-3} d_{ia} l \eta v_K / h \quad (2.97b)$$

$$F_{R,d} = -0,157 \cdot 10^{-3} d_{ia} \Delta p h \quad (2.98b)$$

mit F in N, d und l in mm, h in μm , v in m/s, η in mPa · s.

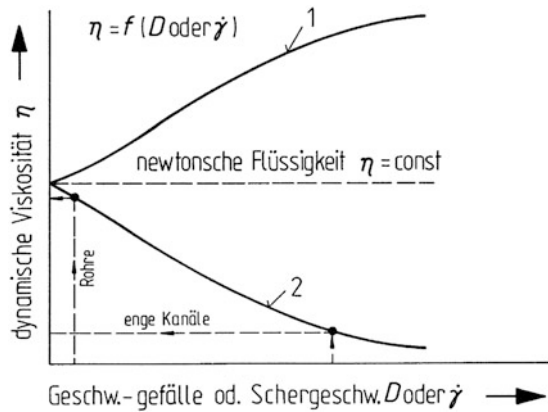
Bei Berücksichtigung der Fertigungstoleranzen ergibt sich der mittlere Spaltumfang πd_m aus dem mittleren Fertigungsdurchmesser d_{m0} , (2.88b), der Spaltumfang am Innenteil πC_w aus dem Mittenmaß der Welle C_w , die Fertigungsspalthöhe h_0 aus dem halben Mittenspiel P_{Sm} nach (2.88a).

Hinweise für die Praxis

Bei Bewegung in Richtung zum höheren Druckniveau, Abb. 2.20, verringert sich die mittlere Strömungsgeschwindigkeit und damit der Leckstrom, z. B. erreichen Außenzahnpumpen erst ab einer bestimmten Drehzahl den normalen effektiven Förderstrom, da der Leckstrom zwischen Druck- und Saugraum am Zahnradumfang abnimmt.

Der Gefahr der Spaltverstopfung durch dauerndes oder vorübergehendes Festsetzen von Verunreinigungen, die zu Funktionsstörungen führen können, ist durch Feinfiltration, wenn $h \leq 0,06$ mm, ungefiltert nur $h \leq 0,2$ mm, kurzzeitige Strömungsumkehr, durch Drehen oder Schwenken bzw. durch oszillierende Bewegung der Spaltwandträger zu begegnen.

Abb. 2.21 Viskositätskurven nicht-newtonscher Flüssigkeiten mit unterschiedlichen rheologischen Eigenschaften, 1 dilatantes Fließverhalten, 2 strukturviskoses Fließverhalten, z. B. Hydrauliköle HV mit „Scherentzähung“ in engen Kanälen



2.1.4.4 Rheologische Eigenschaften von Druckflüssigkeiten mit VT-Verbesserer bei Strömung durch enge Kanäle

Flüssigkeiten mit VT-Verbesserer sind rheologisch, d. h. nach ihrem Fließverhalten *nicht-newtonsche Flüssigkeiten*, deren Anomalie in der Abhängigkeit der dynamischen Viskosität η vom Geschwindigkeitsgefälle D , (2.110b), besteht und zur Unterteilung in 3 Klassen von Flüssigkeiten nach DIN 1342 Teil 3 herangezogen wird. Daneben ist die zeitabhängige Änderung rheologischer Eigenschaften von Interesse, wobei reversible wie auch bleibende Änderungen auftreten können.

Steigt die Viskosität mit dem Geschwindigkeitsgefälle, liegt *dilatantes (rheopexes) Fließverhalten* vor. Fällt die Viskosität mit dem Geschwindigkeitsgefälle, handelt es sich um *strukturviskoses (thixotropes) Fließverhalten*.

Strukturviskoses Fließverhalten weisen Mineralöle mit Wirkstoffen, etwa zur Verbesserung des VT-Verhaltens (Mehrbereichs- oder Hoch-VI-Hydrauliköle), auf.

Wegen niedriger Strömungsgeschwindigkeit und großen Strömungsquerschnitts von Leitungen ist das Geschwindigkeitsgefälle D und damit der Einfluss dieser Anomalie i. Allg. gering.

Bei der Strömung durch Dichtspalte und Drosselstellen in Energieumformern und Ventilen stellt sich für Druckflüssigkeiten jedoch örtlich ein vorübergehender, bei Überschreiten der Scherfestigkeit eine bleibende Viskositätsabnahme („Scherentzähung“) ein, Abb. 2.21. Auf ausreichende Scherstabilität ist bei Auswahl der Hydraulikflüssigkeit zu achten [41].

2.1.5 Durchflussgesetze bei Innenströmung in Einbauteilen: Drossel, Blende

Einbauteile (Leistungsverbindungen) in Durchflussleitungen sowie Durchgänge oder Öffnungen in Steuerventilen und Verdrängermaschinen sind fluidmechanisch Kanäle mit Querschnittsänderungen. Bei der *Kanalströmung* durch Ventilkammern und Verdrängerräu-

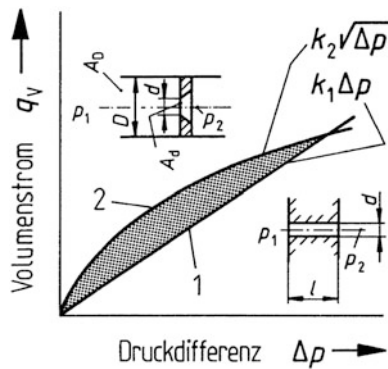


Abb. 2.22 Durchflusskennlinie (q_V , Δp -Kennlinie) (qualitativer Verlauf) für kennzeichnende Widerstandsformen, 1 Drossel, 2 Blende (Grenzkurven) und Volumenstrom – Druckabhängigkeit (q_V , Δp -Kennbereich) für andere geometrische Formen der Querschnittsänderung (gerastertes Gebiet)

me ist der Durchfluss außer von der anliegenden Druckdifferenz von der Durchtrittsöffnung abhängig. Der infolge Querschnittsänderung eintretende Strömungsverlust wirkt sich als Druckverlust aus, Abschn. 2.1.3.5.

Der funktionelle Zusammenhang zwischen Volumenstrom und Druck, das Durchflussgesetz, wird wesentlich von der Form der Querschnittsänderung bestimmt, die man in Analogie zur Elektrotechnik als hydraulischen Widerstand auffassen kann. Die Formenvielfalt hydraulischer Widerstände wird durch zwei kennzeichnende Widerstandsformen bestimmt, die Drossel und die Blende.

2.1.5.1 Strömung durch Drossel: Kapillare

In einem engen Kanal genügender Länge (Drosselstrecke) l von kreisrundem Querschnitt (Durchmesser d) liegt laminare Strömung vor.

Es gilt (2.24a), das Gesetz von Hagen-Poiseuille als

Durchflussgesetz der Laminar-Drossel:

$$q_V = \pi d^4 \Delta p / (128 \eta l) = k_1 \Delta p, \quad (2.99)$$

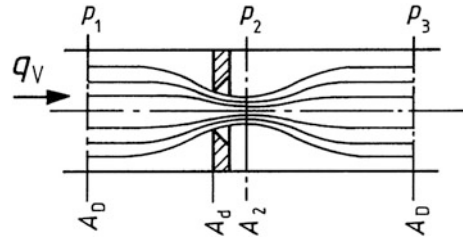
mit $\Delta p = p_1 - p_2$, $k_1 = f(\eta)$.

Hier ist der Volumenstrom q_V der Druckdifferenz Δp proportional und der Drosselbeiwert k_1 eine Funktion der dynamischen Viskosität η , Abb. 2.22. Der Volumenstrom q_V ist damit von der Flüssigkeitstemperatur ϑ_f abhängig.

2.1.5.2 Strömung durch Blende: Drosselscheibe

An einer dünnen Scheibe mit kreisrunder Öffnung und scharfer Einlaufkante stellt sich turbulente Strömung ein. Da im Turbulenzgebiet wandnahe Flüssigkeitsschichten radial auf den Öffnungsquerschnitt zuströmen, verengt sich hinter der Blende der Strömungsquerschnitt (Strahlkontraktion) und breitet sich dann unter Vermischung mit „Totflüssigkeit“ wieder aus, Abb. 2.23.

Abb. 2.23 Strömung durch Blende mit Strahlkontraktion, Ein- und Auslaufstrecke sowie Lage der Druckentnahmen mit zugeordneten Strömungsquerschnitten



Sieht man vom Druckverlust Δp_V ab, folgt aus der Bernoullischen Gleichung, (2.16a), wegen $v_2 \gg v_1$ auf Grund des kleinen Öffnungsverhältnisses $m = A_d/A_D$, dass die Differenz Δp der statischen Drücke p_1 und p_2 gleich dem Staudruck p_{k2} im engsten Strahlquerschnitt A_2 ist

$$\Delta p = p_1 - p_2 = p_{k2} = \rho v_2^2 / 2.$$

Die mittlere Geschwindigkeit an dieser Stelle beträgt somit

$$v_2 = \sqrt{2\Delta p / \rho}.$$

Kontinuitätsgesetz, (2.14), sowie vorzugebendes Verhältnis Strahl- zu Öffnungsquerschnitt, die Kontraktionszahl $\alpha_k = A_2/A_d$, führen wegen $q_{V2} = A_2 v_2$ bzw. $A_2 = \alpha_k A_d$ zum

Durchflussgesetz der Blende (Drosselscheibe):

$$q_V = \alpha_k A_d \sqrt{2\Delta p / \rho} = k_2 \sqrt{\Delta p} \quad (2.100a)$$

$$\Delta p = p_1 - p_2; k_2 \neq f(\eta)$$

$$A_d = \pi d^2 / 4 \text{ Öffnungsquerschnitt der Blende}$$

$$d \text{ Durchmesser der Blendenöffnung.}$$

Für die Strömung mit un stetiger Verengung und Erweiterung stehen Durchfluss q_V und Druckdifferenz Δp in quadratischem Zusammenhang, das Durchflussgesetz ist also nicht linear. Der Blendenbeiwert k_2 ist allerdings keine Funktion der dynamischen Viskosität η , der Volumenstrom q_V damit nicht von der Flüssigkeitstemperatur ϑ_f abhängig.

Die Kontraktionszahl α_k hängt außer von der Einlaufgeometrie von der Strömungsgeschwindigkeit v_1 ab und liegt im Bereich $\alpha_k = 0,6 \dots 1$, bei scharfer Einlaufkante von 0,6 bis 0,64. Für die Durchflussmessung nach dem Wirkdruckverfahren definiert man die mit der Kontraktionszahl α_k übereinstimmende Durchflusszahl α von Drosselgeräten als Produkt aus Durchflusskoeffizient C und Vorgeschwindigkeitsfaktor E (DIN EN 24006).

Die Blende dient neben der Düse und dem Venturirohr als einfachstes Drosselgerät zur Durchflussmessung in Rohrleitungen nach DIN EN ISO 5167 Teil 1 bis 4 (VDI-Durchflussmessregeln). Aus dem Wirkdruck Δp als Differenz der absoluten Drücke p_1 und

p_2 zwischen den Entnahmestellen der Einlaufseite (Plusdruck) und der Auslaufseite (Minusdruck) des Drosselgeräts und aus der Dichte ρ der Druckflüssigkeit an der Einlaufseite lässt sich in den Grenzen der Messunsicherheit der Durchfluss durch die Messblende zu

$$q_V = \alpha A_d \sqrt{2\Delta p / \rho} = CE A_d \sqrt{2\Delta p / \rho}, \quad (2.100b)$$

$$\Delta p = p_1 - p_2 \text{ Wirkdruck, } \alpha = CE \text{ Durchfluzahl}$$

errechnen. Hierin sind $E=f(\beta)$ der Vorgeschwindigkeitsfaktor, $C=f(\beta, Re_D)$ der Durchflusskoeffizient, $\beta=d/D$ das Durchmesser Verhältnis, d Durchmesser der Blendenöffnung, D Innendurchmesser der Rohrleitung, $m=\beta^2=A_d/A_D$ Öffnungsverhältnis, A_d Öffnungsquerschnitt der Blende, A_D Durchflussquerschnitt der Rohrleitung, $Re_D=v_1 D/\nu_1$ Reynolds-Zahl bezogen auf den Rohrdurchmesser D stromaufwärts von der Blende.

Der Durchflusskoeffizient C ist nach empirischer Beziehung (Stolz-Gleichung) zu ermitteln, aus der die Abhängigkeit des errechneten Durchflusses q_V von den Einflussgrößen Durchmesser Verhältnis β , Reynolds-Zahl Re_D und Lage der Druckentnahme (l_1, l_2) hervorgeht.

Hinter der Blende breitet sich in genügendem Abstand (Auslaufstrecke) das ungestörte Strömungsprofil über den Rohrquerschnitt aus. Bei Druckentnahme an einer Stelle, an welcher die Rückgewinnung des statischen Druckes durch Strahlausdehnung abgeschlossen ist, erkennt man, dass sich der im engsten Strahlquerschnitt in kinetischen Druck p_{k2} umgeformte Energieanteil nur unvollständig als statischer Druck wieder aufbaut ($p_3 < p_1$). Der Strömungsverlust Δp_V infolge Einbaustörung erweist sich als der Druckverlust $\Delta\bar{\omega}$, den man nach DIN EN ISO 5167 aus dem Wirkdruck für die Blende näherungsweise angeben kann zu

$$\Delta\bar{\omega} = (1 - \alpha\beta^2)\Delta p / (1 + \alpha\beta^2),$$

$$\Delta p_V = p_1 - p_3 = \Delta\bar{\omega} \text{ Druckverlust (Verwirbelungsverlust),}$$

$$\Delta p = p_1 - p_2 \text{ Wirkdruck.}$$

Anders als bei der Durchflussmessung in geraden Rohrstrecken betrachtet die Energiesteuerung den Einfluss von Querschnittsänderungen in Steuerventilen auf den Volumenstrom q_V . Dort ist die Differenz zwischen den Betriebsdrücken von Ein- und Ausgangsseite (p_e, p_a) vorgegeben und der Volumenstrom q_V gefragt. Um den Druckverlust im Einbauteil $\Delta p = \Delta p_V$, (2.48a), also den hydraulischen Widerstand des gesamten Turbulenzgebiets zu erfassen, ist die Differenz der statischen Drücke (p_1, p_3) außerhalb der Ein- und der Auslaufstrecke zu bilden. In Anlehnung an (2.100a), folgt daraus das *Durchflussgesetz für blendenförmige Querschnittsänderungen*

$$q_V = \alpha_D A \sqrt{2\Delta p / \rho},$$

$$\Delta p = p_1 - p_3 = p_e - p_a \text{ Druckdifferenz,}$$

$$\alpha_D \text{ Durchfluzahl,}$$

$$A \text{ Strömungsquerschnitt (außerhalb Einbaustörung)} \quad (2.101)$$

Die Durchflusszahl α_D hängt von Strömungsgeschwindigkeit und Ventilbauart ab und berücksichtigt die durch Querschnittsänderung hervorgerufenen Strömungsverluste. Es sind dies durch Stoß- und Reibungsverluste hervorgerufene Minderungen des Volumenstroms q_V .

Der Druckverlust in Einbauteilen wird nach (2.48a) üblicherweise mit dem kinetischen Druck p_k über die Druckverlustzahl ζ verknüpft:

$$\Delta p = \zeta p_k = \zeta \rho v^2 / 2.$$

Kontinuitätsgesetz, (2.14), und Durchflussgesetz, (2.101), führen wegen $q_V = A v$ und Gleichsetzens der mittleren Strömungsgeschwindigkeit aus Durchfluss und Druckverlust

$$v = \alpha_D \sqrt{2 \Delta p / \rho};$$

$$v = \sqrt{2 \Delta p / (\rho \zeta)}$$

auf die Beziehung zwischen Durchflusszahl α_D und Druckverlustzahl ζ

$$\alpha_D = 1 / \sqrt{\zeta}. \quad (2.102)$$

Hinweise für die Praxis

Der hydraulische Widerstand von Einbauteilen (Formstücken) wird durch die Widerstandskennwerte ζ oder α_D beschrieben.

Für die Energieübertragung wird die Druckverlustzahl ζ herangezogen, die in Verbindung mit dem kinetischen Druck (Staudruck) p_k den Verwirbelungsverlust Δp_V unmittelbar angibt. Für die Energiesteuerung ist der Volumenstrom q_V bei gegebener Druckdifferenz Δp maßgebend, und zur Kennzeichnung des hydraulischen Widerstands dient die Durchflusszahl α_D .

Die Durchflusszahl α_D an Steuerschiebern in Wegeventilen hängt von der Reynolds-Zahl, der Geometrie der Einlaufkante (scharfkantig oder abgerundet), und der Strömungsrichtung ab und liegt im Bereich von $\alpha_D = (0,6 \dots 0,8)$.

Die Durchflusszahl α_D scharfkantiger Steuerkanten, der für die Durchflusscharakteristik von Servoventilen von Bedeutung ist, ändert sich oberhalb einer bestimmten Strömungsgeschwindigkeit nicht mehr mit der Reynolds-Zahl [3, 37].

Mehr oder weniger stetige Querschnittsverengungen in Stromventilen haben ein Durchflussverhalten, das zwischen dem der Widerstandsformen Drossel bzw. Blende liegt, Abb. 2.22 (gerasterter Bereich). Bei kurzer Drosselstrecke ist annähernd Unabhängigkeit des Durchflusses q_V von Viskosität η und Flüssigkeitstemperatur ϑ_f , also Blendenverhalten, anzunehmen.

Durchflusszahl α_D und Durchflusskoeffizient C von Messblenden sind je nach Lage der Druckentnahmen und Rohrdurchmesser entsprechenden Tabellen nach DIN EN ISO 5167 in Abhängigkeit von Reynolds-Zahl Re_D und Durchmesser Verhältnis β zu entnehmen.

Begriffe und Formelzeichen der Durchflussmesstechnik sind in DIN EN 24006 festgelegt.

2.2 Physikalische Eigenschaften der Druckflüssigkeit

Neben den im Abschn. 2.1 angeführten physikalischen Grundgesetzen sind für Hydraulikflüssigkeiten ausgeprägte physikalische Eigenschaften hervorzuheben [42]:

Dichte, Viskosität und Kompressibilität von Druckflüssigkeiten sind von Druck und Temperatur abhängig.

2.2.1 Dichte

Die Dichte ρ ist das Verhältnis einer Masse m zu deren Volumen V :

$$\rho = m/V \quad (2.103)$$

Die Masse ist von Druck und Temperatur unabhängig. Druck- und temperaturabhängiges Verhalten der Hydraulikflüssigkeiten ist auf veränderliche Dichte zurückzuführen. Hydraulische Verluste sind nach (2.42a), (2.48a), der Dichte ρ proportional.

Die Dichte von Hydraulikflüssigkeiten wird auf die Bezugstemperatur 15°C ($\rho_{15^\circ\text{C}}$, DIN 51 757) und einen Atmosphärendruck $p_{\text{amb}} = 1$ bar (Dichte der Luft ρ_{Lu}) bezogen.

Hinweise für die Praxis Bei aromatischen und naphthenischen (C-reichen und H-armen) Mineralölen mit hoher Dichte gilt $\rho_{15^\circ\text{C}} = (0,91 \dots 0,95)$ g/ml, bei den paraffinbasierten Kohlenwasserstoffen gilt $\rho_{15^\circ\text{C}} = (0,85 \dots 0,91)$ g/ml als allgemeiner Richtwert.

Die Dichte bei 15°C wird für Druckflüssigkeiten auf Mineralölbasis in SI- bzw. üblichen Einheiten *im Mittel* angegeben zu $\rho_{\text{Öl}} = \rho_{15^\circ\text{C}} = 900 \text{ kg/m}^3 = 0,9 \text{ g/ml}$. Die Dichte der Druckflüssigkeit soll möglichst niedrig sein, um kleine Druckverluste und geringe dynamische Rückwirkungen auf Steuerventile zu verursachen.

Die Dichte verringert sich mit steigender Temperatur und erhöht sich mit wachsendem Druck. Die druckabhängige Dichtezunahme wird mit steigender Temperatur größer [4], Abb. 2.24. Diese durch Druck- und Temperaturschwankungen bedingten Dichteunterschiede sind i. Allg. ohne Einfluss auf die Betriebssicherheit. Bei größeren Schwankungen gelten folgende Beziehungen.

Abhängigkeit der Dichte ρ von der Flüssigkeitstemperatur ϑ_f :

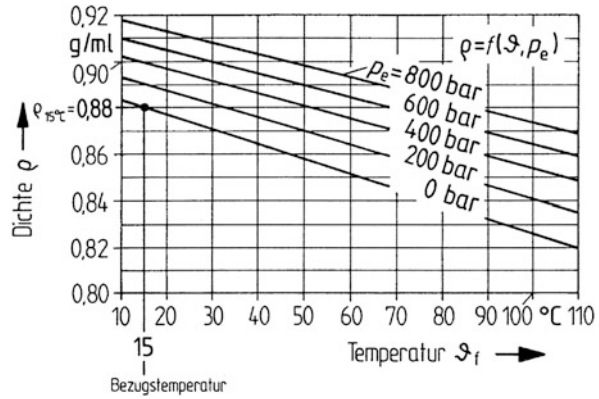
$$\rho(\vartheta) = \rho_{15^\circ\text{C}} \frac{1}{1 + \bar{\alpha}_V(\vartheta_f - 15^\circ\text{C})}, \quad (2.104)$$

vereinfacht:

$$\rho_E(\vartheta) = \rho_{15^\circ\text{C}} - a(\vartheta_f - 15^\circ\text{C}) \quad (2.105a)$$

mit ϑ in $^\circ\text{C}$.

Abb. 2.24 Dichte ρ von Druckflüssigkeiten auf Mineralölbasis mit einer Dichte von $\rho = 0,88 \text{ g/ml}$ bei Bezugstemperatur 15°C vor Druckzunahme ($p_e = 0$) abhängig von der Flüssigkeitstemperatur ϑ_f und dem Überdruck p_e



Der Temperaturfaktor a (auch β) ist als kombinierter Stoffkennwert aus Dichte ρ bei 15°C und mittlerem (thermischen) Volumenausdehnungskoeffizienten $\bar{\alpha}_V$ (auch $\bar{\gamma}$) aufzufassen

$$a = \bar{\alpha}_V \rho_{15^\circ\text{C}}$$

mit a in $\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$, $\bar{\alpha}_V$ in $1/\text{K}$, ρ in kg/m^3 .

Gemessene Dichte $\rho_E(\vartheta)$ bei Temperatur ϑ und Temperaturfaktor a sind nach $\rho_{15^\circ\text{C}}$ für Mineralölprodukte DIN 51 757 zu entnehmen.

Der Temperaturfaktor a wird für Druckflüssigkeiten auf Mineralölbasis (in SI- bzw. üblichen Einheiten) im Mittel angegeben zu:

$$a = 0,65 \text{ kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{K}) = 0,00065 \text{ g}/(\text{ml} \cdot \text{K}). \quad (2.106)$$

Für praktische Berechnungen ergibt sich die Dichte-Temperatur-Abhängigkeit eines Hydrauliköls näherungsweise aus der Zahlenwertgleichung

$$\rho_\vartheta \approx \rho_{15^\circ\text{C}} - 0,00065(\vartheta_f - 15) \quad (2.105b)$$

mit ρ in g/ml , ϑ in $^\circ\text{C}$.

Abhängigkeit der Dichte ρ vom Druck p

$$\rho_p = \rho_{15^\circ\text{C}} \frac{1}{1 - \bar{\chi}_T \Delta p} \quad (\rho_{15^\circ\text{C}} \text{ Bezugsdichte}),$$

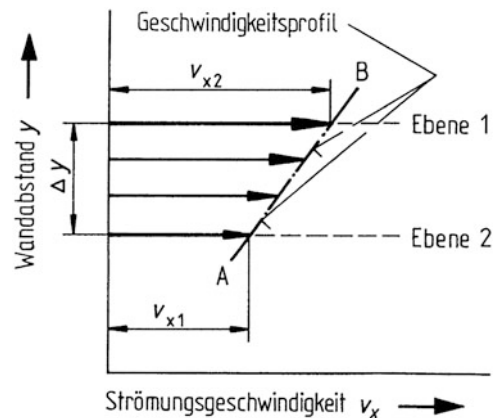
mittlere (isothermische) Kompressibilität $\bar{\chi}_T$, (2.2b).

Für luftfreies Hydrauliköl kann bei mittleren Drücken gerechnet werden mit

$$\bar{\chi}_T \approx (65 \dots 75) \cdot 10^{-11} \text{ Pa}^{-1}. \quad (2.107)$$

Abhängigkeit der Dichte ρ bei gleichzeitiger Temperatur- und Druckänderung

Abb. 2.25 Einfache Scherströmung (ebene Couette-Strömung) nach DIN 1342 Teil 2 mit Änderung der Geschwindigkeit senkrecht zur Strömungsrichtung x zwischen Flüssigkeitsschichten in den Ebenen 1 und 2



Zustandsgleichung für Flüssigkeiten:

$$\rho = \rho_\vartheta(1 + a p - b p^2) \quad a \approx 65 \cdot 10^{-11} 1/\text{Pa} \quad b \approx 10 \cdot 10^{-14} (1/\text{Pa}^2),$$

$$\text{vereinfacht: } \rho = \rho_\vartheta(1 + \bar{\chi}_T \Delta p).$$

(2.108)

2.2.2 Viskosität

Die Viskosität ist ein Maß für die innere Reibung einer Flüssigkeit, die sich als Widerstand zwischen zwei sich gegenseitig verschiebenden Flüssigkeitsschichten darstellt.

Im engeren Sinn (DIN 1342 Teil 2) ist Viskosität die Eigenschaft eines fließfähigen Stoffsystems, bei einer Verformung eine Spannung aufzunehmen, die nur von der Verformungsgeschwindigkeit abhängt.

Bei inkompressibler Verformung einer newtonschen Flüssigkeit genügt eine Konstante zur Kennzeichnung der Viskosität, die Scherviskosität wird dann einfach Viskosität, die Scherverformung einfach Verformung genannt.

Nach Abb. 2.25 gilt für stationäre, ebene Parallelströmung in x -Richtung: Haben zwei Flüssigkeitsschichten die unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten v_{x1} und v_{x2} , ist die Änderung der Geschwindigkeit senkrecht zur Strömungsrichtung das Geschwindigkeitsgefälle D , das als räumliche Ableitung der Geschwindigkeit, d. h. als Grenzwert des Quotienten aus dem Geschwindigkeitsunterschied $\Delta v_x = v_{x2} - v_{x1}$ zwischen zwei Ebenen 1 und 2 und deren Abstand Δy definiert ist:

$$D = \lim_{\Delta y \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta v_x}{\Delta y} \right) = \frac{dv}{dy}. \quad (2.109)$$

Zwischen benachbarten Flüssigkeitsschichten wirkt eine Schubspannung (Scherspannung) τ in Richtung x , die bei isotrop reinviskosen Flüssigkeiten dem Geschwindigkeitsgefälle

D proportional ist:

$$\tau = \eta D \quad (\tau \text{ in N/m}^2, D \text{ in 1/s}) \quad (2.110a)$$

Das Geschwindigkeitsgefälle D heißt auch Schergeschwindigkeit γ .

Sind außerdem die Normalspannungen in x -, y -Richtung sowie senkrecht dazu gleich groß, ferner bei zeitlich veränderlicher Schubspannung die elastische Verformung so klein, dass das Geschwindigkeitsgefälle D nicht beeinflusst wird, heißt die isotrop reinviskose Flüssigkeit auch *newtonsche Flüssigkeit* (DIN 1342 Teil 1, Teil 2).

Flüssigkeiten mit Scherelastizität oder anderem abweichendem Fließverhalten heißen *nicht-newtonsche Flüssigkeiten* (DIN 1342 Teil 3).

Dynamische Viskosität η Die Konstante η ist von Temperatur und Druck abhängig und heißt dynamische Viskosität (DIN 1342 Teil 2). Sie dient zur Berechnung von Strömungswiderständen und Leckverlusten und ist definiert als

$$\eta = \tau/D. \quad (2.110b)$$

Die SI-Einheit für η ist $\text{Pa} \cdot \text{s}$, übliche Einheit: $\text{mPa} \cdot \text{s} = 10^{-3} \text{Ns/m}^2$.

Dieser Stoffkennwert wird mit Rotationsviskosimetern ohne Fremdüberdruck aus dem gemessenen Drehmoment und der eingestellten Winkelgeschwindigkeit ermittelt (DIN 53019).

Kinematische Viskosität ν Der Quotient dynamische Viskosität η durch Dichte ρ heißt nach Maxwell kinematische Viskosität.

Dieser Stoffkennwert wird mit Kapillarviskosimetern ohne Fremdüberdruck aus der gemessenen Durchflusszeit ermittelt (DIN 51 550).

$$\nu = \eta/\rho. \quad (2.111a)$$

Die SI-Einheit für ν ist $1 \text{ m}^2/\text{s}$, der gebräuchliche dezimale Teil:

$$1 \text{ mm}^2/\text{s} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Berechnung der dynamischen Viskosität aus der gemessenen kinematischen Viskosität durch Multiplikation mit der Dichte

$$\eta = \nu\rho \quad \text{mit } \eta \text{ in m Pa} \cdot \text{s}, \rho \text{ in g/ml}, \nu \text{ in mm}^2/\text{s} \quad (2.111b)$$

Das Viskosität-Druck-Verhalten (VP-Verhalten) Die Viskosität nimmt allgemein mit dem Druck zu, wobei die Druckabhängigkeit bei höher viskosen Hydraulikölen stärker ist als bei niedrig viskosen Ölen.

Für die dynamische Viskosität gilt näherungsweise

$$\eta(\rho) = \eta_0 e^{bp} \quad (2.112a)$$

η_0 Bezugsviskosität bei Atmosphärendruck p_{amb} , p Druck, b Viskosität-Druck-Koeffizient (VP-Faktor) (auch α).

Abb. 2.26 Viskosität-Druck-Verhalten (VP-Verhalten) bei 50 °C und 100 °C paraffinbasischer Hydrauliköle mit $\nu = 53 \text{ mm}^2/\text{s}$ (entspricht HL 46, HLP 46) und bei Atmosphärendruck

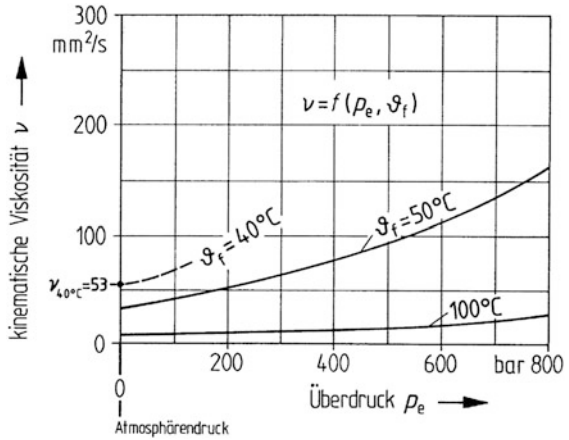
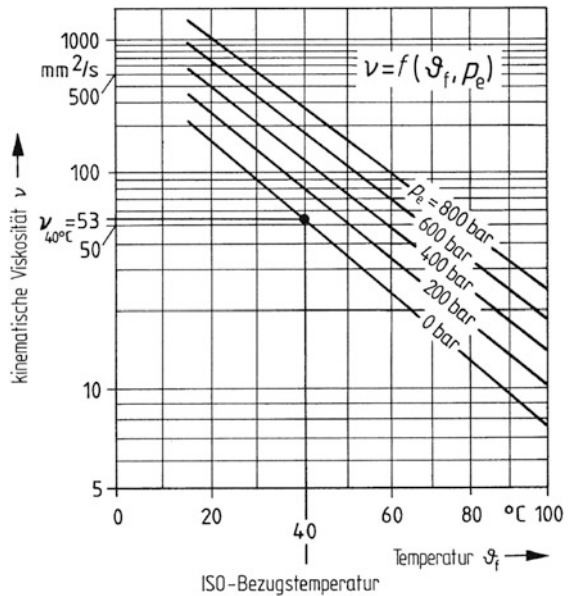


Abb. 2.27 Viskosität-Druck-Temperaturverhalten (VPT-Verhalten) paraffinbasischer Hydrauliköle mit $\nu = 53 \text{ mm}^2/\text{s}$ bei 40 °C (entspricht HL 46, HLP 46) und bei Atmosphärendruck



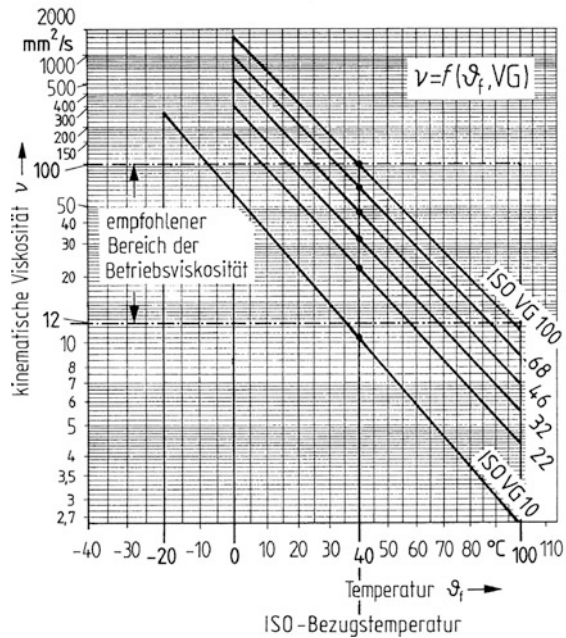
Der VP-Faktor sinkt mit zunehmender Temperatur und steigendem Druck (VDI 2202). Für praktische Berechnungen folgt als Richtwert

$$b = (1,3 \dots 2,4) \cdot 10^{-3} \text{ bar}^{-1} \text{ für } 0 < p < 345 \text{ bar.} \quad (2.112a)$$

Hinweise für die Praxis Die Viskosität von Hydraulikölen nimmt mit sinkender Temperatur und steigendem Druck zu, Abb. 2.26.

Die Viskosität steigt mit dem Druck umso stärker je niedriger die Temperatur, Abb. 2.27, und je höher die Nennviskosität ist [4].

Abb. 2.28 Viskosität-Temperatur-Verhalten asphalt- und paraffinbasischer Hydrauliköle (HL, HLP), Abschn. 2.3.1 [43], der Viskositätsklassen ISO VG 10 bis ISO VG 100, ISO 3448, Abschn. 2.3.2, innerhalb des als Mindestforderung nach DIN 51 524 Teil 2 vorgesehenen Temperaturbereichs, Tab. 2.2, graphisch dargestellt als Geraden (VT-Geraden) im Netzblatt nach Ubbelohde-Walther (VT-Blatt DIN 51 563) [47, 48]



Bei Pressen mit Betriebsdrücken über 150 bar wirkt sich die Änderung der dynamischen Viskosität infolge VP-Verhaltens und Dichtezunahme bei konstanter Temperatur aus, wodurch Strömungswiderstände und Leckölverluste beeinflusst werden. Es ist ratsam, nicht zu hochviskose Öle vorzusehen, die bei hohen Drücken geeignete Abdichtungen voraussetzen.

Das Viskosität-Temperatur-Verhalten (VT-Verhalten) Die Temperaturabhängigkeit der Viskosität ist bei Mineralölen stark [42–46]. Nach Ubbelohde-Walther wird die Änderung durch eine empirisch ermittelte Gleichung (DIN 51 563) ausgedrückt, die durch die Viskosität-Temperatur-Gerade in einem besonderen Viskosität-Temperatur-Blatt (VT-Blatt) dargestellt wird, Abb. 2.28, und nur für Mineralöle und Kohlenwasserstoffe gültig ist, jedoch nicht für Phosphorsäureester [47, 48].

Die Viskosität der Druckflüssigkeit hat auf das Betriebsverhalten hydraulischer Anlagen großen Einfluss.

Zu hohe Viskosität verursacht Verlustleistung infolge

- zu hoher innerer Reibung der strömenden Flüssigkeit und
- großen Druckverlusten in Rohrleitungen und Einbauteilen.

Zu niedrige Viskosität verursacht Verlustleistung infolge

- großer Leckverluste in Dichtspalten und
- hoher äußerer Reibung wegen geringerer Schmierfähigkeit als Folge der niedrigeren Filmfestigkeit (Reißen des Schmierfilms).

Die Verlustleistung durch zu hohe wie durch zu niedrige Viskosität hat Wärmeentstehung im Hydraulikkreislauf zur Folge.

Mittels Wahl eines geeigneten Hydrauliköls ist die optimale Einstellung der Viskosität, Abschn. 2.3.2, anzustreben derart, dass im Betriebspunkt die Verlustleistung energieumformender Hydrogeräte zum Minimum wird.

Die mit niedriger Viskosität abnehmende Schmierfähigkeit bringt Verlustwärme in Gleitflächen und Dichtspalten, somit steigende Leckverluste mit sich, so dass die Druckflüssigkeit sich beschleunigt erwärmt. Erhöhte äußere Reibung begünstigt Funktionsstörungen infolge ungleichförmigen Laufs und Bauteilversagens durch Verschleiß.

Hinweise für die Praxis Leitmerkmal für die Wahl der Viskositätsklasse ist die zulässige Betriebstemperatur (TB) bzw. ϑ_{zul} . Als optimale Viskosität bei der jeweiligen Druckflüssigkeitstemperatur ϑ_f kann als Richtwert (Betriebsviskosität ν_B)

$$\nu_{\text{opt}} = \nu_B = (20 \dots 35 \text{ oder } 40) \text{ mm}^2/\text{s}$$

gelten. Im geforderten Temperaturbereich $\Delta\vartheta_f = (\vartheta_{f,\text{min}} \dots \vartheta_{f,\text{max}})$ sollte die Viskosität vom angestrebten Optimum nur wenig abweichen. Eine wichtige Eigenschaft eines Hydrauliköls ist daher die Abhängigkeit der Viskosität von der Flüssigkeitstemperatur (VT-Verhalten).

Wenn man die gerätebedingten Viskositätsgrenzen zwischen $\nu_{\text{max,Start}} = (800 \dots 1000) \text{ mm}^2/\text{s}$ nach oben und $\nu_{\text{min,Betrieb}} = (10 \dots 12) \text{ mm}^2/\text{s}$ berücksichtigt, Abschn. 2.4, erhält man z. B. bei der häufig gewählten Viskositätsklasse ISO VG 32 die insgesamt nutzbare Temperaturspanne $\Delta\vartheta_f = 85 \text{ K}$ zwischen $\vartheta_{f,\text{min}} = -15^\circ\text{C}$ und $\vartheta_{f,\text{max}} = +70^\circ\text{C}$ mit dem Temperaturbereich von $\vartheta_{\text{zul}} = (+30 \dots +50^\circ\text{C})$ für optimale Viskosität ($\nu_B = \nu_{\text{opt}}$). Erweiterter Betriebstemperaturbereich durch flach verlaufende Viskositätsgerade (VT-Gerade), Abb. 2.28, mittels VT-Verbesserer (Mehrbereich- oder Hoch-VI-Öle), Abschn. 2.3.1 und 2.4.1.

Weiteres Leitmerkmal zur Bestimmung der Viskositätsklasse ist der höchste Arbeitsdruck (PAMAX), $p_{A,\text{max}}$, da die Leckverluste von dynamischer Viskosität und Druck bestimmt werden.

Für Hydroanlagen mit hohen Arbeitsdrücken sind höherviskose Hydrauliköle

$$p_{A,\text{max}} = 320 \text{ bar}, \nu = (50 \dots 61) \text{ mm}^2/\text{s} \text{ bei } 40^\circ\text{C}$$

(entspricht Viskositätsklassen ISO VG 46, ISO VG 68),

für Hydroanlagen mit niedrigen Arbeitsdrücken sind niederviskose Hydrauliköle

$$p_{A,\text{max}} = 160 \text{ bar}, \nu = (24 \dots 44) \text{ mm}^2/\text{s} \text{ bei } 40^\circ\text{C}$$

(entspricht Viskositätsklassen ISO VG 22, ISO VG 32, ISO VG 46) vorzusehen.

Ist nach den auftretenden Arbeitsdrücken (PA) der Viskositätsbereich bei der Bezugstemperatur von 40°C festgelegt, wähle man die Viskositätsklasse des Hydrauliköls so, Abschn. 2.3.2, dass bei den im Betrieb zu erwartenden Temperaturschwankungen $\Delta\vartheta_f$ der empfohlene Bereich der Betriebsviskosität ν_{opt} nicht überschritten wird, Abb. 2.28.

Um Hydroanlagen hinsichtlich der Güte der Energieübertragung optimieren zu können, ist eine Auslegungsrechnung erforderlich. Es werden für Hydrauliköltypen verschiedener Viskositätsklasse die zu erwartenden Druck- und Leckverluste, Abschn. 2.1.3.3 bzw. 2.1.4.2, bei den zulässigen höchsten und niedrigsten Betriebstemperaturen berechnet und danach die günstigste Hydrauliköltype gewählt, Abschn. 2.4.

2.2.3 Luftabscheidevermögen

Das Betriebsverhalten von Hydraulikflüssigkeiten wird u. a. auch durch deren Verhalten gegenüber Gasen, speziell gegenüber Luft, beeinflusst.

Bei dem System Luft in Öl, allgemein Gas in Öl, tritt Gas in 3 physikalischen Erscheinungsformen auf [49–51].

In Druckflüssigkeit gelöste Luft (Absorption) Sauerstoff- und Stickstoffmoleküle lagern sich in die Struktur der Flüssigkeit ein. Es liegt ein homogenes, molekular verteiltes Gemisch vor (echte Lösung). Die gelöste Luftmenge erreicht einen Sättigungswert, der mit dem absoluten Druck steigt und nach dem

Henryschen Löslichkeitsgesetz (Absorptionsgesetz)

$$V_{Lu} = 10V_{Öl}\alpha p/p_{amb} \text{ für Druckbereich } p \leq 300 \text{ bar,} \quad (2.113a)$$

$$\text{Viskositätsbereich } \nu = (24 \dots 130) \text{ mm}^2/\text{s}$$

mit V_{Lu} in cm^3 , $V_{Öl}$ in l, α in Vol.- %, p in bar; p bzw. p_{abs} absoluter Druck, p_{amb} Atmosphärendruck, V_{Lu} höchstens aufnehmbare gelöste Luftmenge, $V_{Öl}$ Flüssigkeitsvolumen bei Atmosphärendruck.

Der Löslichkeitskoeffizient für Luft (Bunsen-Koeffizient) $\alpha = 0,09$ bzw. 9 Vol.- % zeigt an, dass Mineralöl bei Atmosphärendruck 9 Vol.- % Luft bis zum Sättigungszustand aufnimmt, d. h. bis zu 90 cm^3 Luft auf 1 L Öl in Lösung gehen.

Die in Mineralöl lösliche Luftmenge V_{Lu} ist im Wesentlichen vom Druck p , weniger von Temperatur und Viskosität, gar nicht von Grundöl, Raffination und Additiven abhängig, Abb. 2.4a, Abschn. 2.1.1.1.

Gelöste Luft beeinflusst die physikalischen Eigenschaften des Hydrauliköls nicht.

Ungelöste (freie) Luft in Druckflüssigkeit (Dispersion) Luft ist hier in Form fein verteilter Bläschen in die Flüssigkeit eingeschlossen, bei etwa über 30 % Luft im Hydrauliköl liegt Schaum vor. „Freie Luft“ beeinflusst die physikalischen Eigenschaften des Hydrauliköls und hat folgende nachteilige Auswirkungen auf Flüssigkeit, Betriebsverhalten und Bauteile nach Staack [43]. Sie

- beschleunigt die Ölalterung,
- erhöht Kompressibilität und verringert Volumenbeständigkeit des Öls,
- lässt Temperatur- und Druckspitzen entstehen,
- verschlechtert Wärmeleitung und Wärmeübergang,
- verursacht Kavitationsschäden an Pumpen und Ventilen,
- zerstört Dichtungen.

Mit der Minderung des mittleren Kompressionsmoduls \bar{K} infolge ungelöster Lufteinschlüsse ist die Volumenbeständigkeit der Hydroanlage insbesondere im unteren Druckbereich nicht mehr gegeben, Abb. 2.4b. Hydraulische Steife (Laststeifigkeit) und Eigenfrequenz sinken, Schwingungen beeinträchtigen Laufgüte und Weggenauigkeit von Stellantrieben z. B. Zylindern.

Bei schnellem Druckanstieg (Kompression) können in Luftblasen höhere Temperaturen auftreten, die insbesondere an nichtmetallischen Elementen zum Versagen, aber auch zu örtlichem Molekülzerfall (Kracken) der Flüssigkeit führen können. Es bildet sich Kohlenstoff, der fein verteilt im Öl (Suspension) letzteres dunkel färbt (Schwärzung des Öls). Vorwiegend bei Druckpulsation, aber auch bei unverzögertem Druckaufbau in der Pumpe ist wegen steilen Druckanstiegs die Zeit für das In-Lösung-Gehen „freier Luft“ zu kurz.

Bildet sich zusätzlich in Luftblasen zündfähiges Gemisch, treten schädigende Druck- und Temperaturspitzen durch selbstzündende Kleinstexplosionen auf (Mikro-Dieseleffekt).

Bei örtlich hoher Strömungsgeschwindigkeit und großer Druckdifferenz an Drosselstellen kann der statische Druck auf einen niedrigen Wert sinken, so dass bei gleichzeitig hoher Scherbeanspruchung des Öls schlagartiges Aus-Lösung-Gehen von gelöster Luft und Zusammenfallen (Implosion) von Luftblasen eintritt (Pseudokavitation oder Aeration) mit der Folge der Geräuschemission und des Strömungsverschleißes an Steuerkanten in Ventilen und an Pumpenteilen (Kavitationserosion). Dichtungen sind durch Druck- und Temperaturspitzen (Kompression, Mikro-Dieseleffekt) bereits schadensgefährdet. Dringen Luftblasen in den Dichtspalt ein, können Dichtungen völlig zerstört werden durch Druckstöße, die auf schlagartige Ausdehnung (Explosion) von Lufteinschlüssen im Dichtungsraum zurückzuführen sind.

Die *Luftabscheidung* erfolgt entsprechend dem Widerstandsgesetz einer Kugel (hier: Luftblase) bei sehr langsamer Bewegung in Flüssigkeit, dem

Stokesschen Gesetz

$$T' = T/h = 18\nu/(d^2g), \quad (2.113b)$$

wonach die höhenbezogene Aufstiegszeit T' einer Luftblase der Viskosität der Druckflüssigkeit ν direkt, dem Quadrat des Blasendurchmessers d umgekehrt proportional ist. Bei optimaler Betriebsviskosität ν_B und dem häufig auftretendem Blasendurchmesser $d = (0,25 \dots 0,5)$ mm wird zur Überwindung von 1 m Höhe theoretisch die Aufstiegszeit $T' = (8 \dots 9)$ min benötigt. Praktisch hängt die Aufstiegszeit von weiteren Einflüssen ab, insbesondere von der Ölqualität.

Das *Luftabscheidevermögen* (LAV) des Öls bestimmt die Aufstiegszeit von Luftblasen mit. Diese Eigenschaft wird nach DIN ISO 9120 (Impinger-Verfahren) aus der Zeit ermittelt, in der sich die im Öl dispergierte Luft bis auf 0,2 Vol.- % abscheidet. Das LAV ist von der Ölviskosität ν abhängig und wird von Art und Anteil der Additive in stärkerem Maße, vom Raffinationsgrad kaum beeinflusst. Zwar gibt es keinen die Luftabscheidung verbessernden Wirkstoff, jedoch kann ein Schaumdämpfungsmittel das LAV deutlich verschlechtern. Bei guter LAV vereinigen sich kleine Blasen zu großen, die nach (2.113b) quadratisch schneller aufsteigen. Ein im Anlieferungszustand gutes LAV nimmt durch Alterung und Kontamination ab. Letztere stellt sich bei Berührung des Öls mit Fremdöl, Feststoffpartikeln, silikonhaltigen Dichtungswerkstoffen oder Schläuchen ein, die mit Silikongleitmitteln hergestellt wurden.

Hinweise für die Praxis Die Energieübertragung wird von der Nebenwirkung Gas in Öl begleitet, die sich speziell durch Luft im physikalischen Zustand Luft-in-Öl-Dispersion als Störeinfluss auf Funktions- und Bauteilsicherheit auswirkt. Um die Störwirkung zu begrenzen, ist ungelöste (freie) Luft – insbesondere im Hochdruckteil – mittels folgender konstruktiver und betrieblicher Maßnahmen auf ein Mindestmaß zu verringern.

Das *Aus-Lösung-Gehen von gelöster Luft* ist durch Beschränken auf kleine örtliche Druckdifferenz (statische Druckdifferenz) und Vermindern der Zahl der Störstellen so weit als möglich zu vermeiden, indem man

- am Eingang selbstansaugender Pumpen *große Ansaugöffnung* und kurze, gerade Saugleitung ausreichender Nennweite (DN) vorsieht, Abschn. 3.1.1,
- an Einbauteilen wie Leitungsverbindungen und Steuerventilen *Querschnittsverengung* (Venturi-Effekt) *unterlässt*, Abschn. 2.1.3.5,
- hinter unvermeidlichen Drosselstellen einen *Prallraum* anschließt, der erneutes In-Lösung-Gehen abgeschiedener Luft erleichtert,
- *Schwingungsausbreitung* im Rohrleitungsnetz *mindert*, um große Druckdifferenz in Knoten zu vermeiden, die z. B. bei Überlagerung von ursprünglichen und reflektierten Druckwellen entstehen, siehe auch Abschn. 3.1.13.4.

Das *Eintragen „freier Luft“ in den Hochdruckteil* ist durch Maßnahmen bei Auslegung und Betrieb der Hydroanlage sowie durch Anforderungen an die Hydraulikflüssigkeit weitgehend auszuschließen. Vom Anlagenhersteller oder -lieferer ist der Druckflüssigkeitsbehälter nach den Ausführungsgrundlagen hydraulischer Anlagen (DIN EN ISO 4413) so auszulegen, dass

- die Grundanforderungen des Austretens von Luft aus der Flüssigkeit erfüllt ist, z. B. mittels ausreichend *groß bemessenen Behälterrauminhalts* und entsprechender Behälterausstattung wie Trennwände und Ablenkbleche;
- die *Rücklaufleitung* so unter minimalen Ölstand geführt wird, dass diese nicht in Nähe Saugleitung endet (Strömungskurzschluss);
- die *Behälterausstattung* um entsprechendes Zubehör, z. B. Luftfilter für das Entlüften, vervollständigt ist, Abschn. 3.1.14.

Die Ausführungsgrundlagen umfassen Anforderungen an Energieübertragung und -umformung, die sich auf die Instandhaltbarkeit hydraulischer Baugruppen beziehen (VDI 2246 Bl. 2; DIN 31 051):

- Vorkehrungen zum *Entlüften* der Pumpe vor Inbetriebnahme,
 - Einbauen des Zylinders mit oben liegender Entlüftungsbohrung oder mit selbsttätiger Entlüftung,
 - Einsetzen von *Hydrospeichern* lediglich *mit Trennwand* (Blasen-, Kolbenspeicher), um Berührung zwischen Flüssigkeit und Gas zu vermeiden (DIN EN 14359), Abschn. 5.2.2.
- Vom Betreiber ist störungsfreier Betrieb aufrechtzuerhalten, indem etwa nach herstellerseitig festgelegter Wartungs- und Inspektionsliste für hydraulische Anlagen (DIN 24 343) folgende Maßnahmen der Instandhaltung wahrgenommen werden:

- *Inbetriebnahme nach vorherigem Entlüften* beim Füllen von Gehäusen und des Druckflüssigkeitsbehälters;

Tab. 2.6 Auswahl der Viskositätsklassen nach ISO für Hydrauliköle

Viskositätsklasse ISO 3448, bisher DIN 51519		ISO VG 10	ISO VG 22	ISO VG 32	ISO VG 46	ISO VG 68	ISO VG 100
<i>Mittelpunkts- Viskosität</i>	Bei 40 °C in m ² /s	10	22	32	46	68	100
<i>Grenzen der kine- matischen Viskosität</i>		9,00 ... 11,0	19,8 ... 24,2	28,8 ... 35,2	41,4 ... 50,6	61,2 ... 74,8	90,0 ... 110

- *Wartung*; z. B. Wechsel des Filterelements, Reinigung des Behälters, Ölwechsel;
- *Inspektion* der Wartungseinrichtungen; z. B. Überwachen der Füllstandsanzeige am Behälter, der Verschmutzungsanzeige am Filter;
- *Instandsetzung*; z. B. Beheben von Undichtheiten, über die Luft in die Anlage gelangen kann.

Vom Hydraulikölerhersteller sind Öltypen mit gutem Luftabscheidevermögen (LAV, DIN ISO 9120) bereitzustellen. Das Eintragen „freier Luft“ wird vom LAV jedoch gering beeinflusst, so dass die Behebung der Störung „Luft-in-Öl-Dispersion“ über die Eigenschaft des Öls im Anlieferungszustand mittels Wahl eines Hydrauliköls mit einem der Mindestanforderung entsprechendem (DIN 51 524, Teil 1, 2, 3) oder diese übertreffendem LAV, Tab. 2.7, Abschn. 2.2.4, allenfalls eine ergänzende Maßnahme sein kann.

Oberflächenschaum Bei dieser speziellen Luft-in-Öl-Dispersion sammeln sich von Ölhäutchen umhüllte Luftblasen an der Oberfläche. Zerfällt der Schaum rasch genug, wird der Betrieb der Anlage nicht beeinträchtigt. Stabilisiert er sich hingegen und ist dessen Zerfallzeit groß, kann Oberflächenschaum

- aus dem Druckflüssigkeitsbehälter dringen,
- von der Pumpe angesaugt werden,
- die Funktion von Wartungseinrichtungen und Steuergeräten im Druckflüssigkeitsbehälter stören.

Das Schaumverhalten von Hydraulikölen wird aus der Schaummenge bestimmt, die sich unmittelbar nach Lufteinleitung und 10 min danach bei festgelegten Flüssigkeitstemperaturen bildet. Zusätzlich kann die Schaumzerfallzeit gemessen werden, welche für die betrieblichen Anforderungen maßgebend ist.

Das Schaumverhalten wird verbessert durch Zusatzstoffe, die die Grenzflächenspannung herabsetzen. Diese dispers verteilten Antischaumzusätze basieren meist auf Silikonölen, die bereits in geringster Konzentration wirksam sind. Hierbei ist zu beachten, dass Schaumdämpfungsmittel in der Regel das Luftabscheidevermögen (LAV) verschlechtern.

Ein im Anlieferungszustand gutes Schaumverhalten verschlechtert sich durch die betriebsbedingten Einflüsse Wasser in Öl, Feststoffverschmutzung und Alterung.

Hinweise für die Praxis Wird die Energieübertragung durch Schäume beeinträchtigt, ist zwischen der Erscheinungsform Luft-in-Öl-Dispersion (Aeroemulsion) und Oberflächenschaum zu unterscheiden, um störungsverstärkende Maßnahmen zu vermeiden. Oberflächenschaum sollte nach 10 min zerfallen sein. Nur wenn mehr Schaum gebildet als abgebaut wird, kann sich Luft als Oberflächenschaum störend auf die Funktionssicherheit auswirken.

Der Schaumzerfall wird durch Schaum dämpfende Wirkstoffe beschleunigt, so dass die Stabilisierung des Oberflächenschaums über die Eigenschaften des Öls im Anlieferungszustand durch Wahl eines Hydrauliköls mit einem den Mindestanforderungen entsprechenden (DIN 51 524 Teile 1 bis 3) oder diese übertreffenden Schaumverhalten, Tab. 2.7, Abschn. 2.2.4, unterbunden werden kann.

2.2.4 Verdampfungsdruck

Zu jedem Druck gehört eine bestimmte Siedetemperatur und umgekehrt ist jeder Temperatur ein bestimmter Druck zugeordnet, bei dem die Flüssigkeit verdampft. Diesen Druck nennt man den Verdampfungsdruck. Dessen Temperaturabhängigkeit (Dampfdruckkurve) ist bei niedrigen Temperaturen gering, nimmt bei höheren Temperaturen jedoch zu.

Im Gegensatz zu chemisch einheitlichen Stoffen, z. B. Wasser, handelt es sich bei Mineralölen um homogene Gemische verschiedener Kohlenwasserstoffe mit unterschiedlichem Siedebereich.

Der *Verdampfungsdruck von Hydraulikölen* wird *im Mittel* angegeben zu

$$p_v = 0,053 \text{ Pa} = 0,53 \text{ } \mu\text{bar bei } 50^\circ \text{ C.} \quad (2.114)$$

Im Vergleich zu Wasser ($p_v = 11\,330 \text{ Pa} = 0,1133 \text{ bar}$ bei 50° C) weisen Hydrauliköle einen weit unterhalb des Atmosphärendrucks liegenden Verdampfungsdruck auf, der außer von der Temperatur von der Viskosität abhängt.

Hinweise für die Praxis Große örtliche Druckdifferenzen an Drosselstellen sind zu vermeiden, da sich Geräuschemission und Strömungverschleiß an Steuerkanten in Ventilen und an Pumpenteilen (Kavitationserosion) einstellen können. Schadensursache sind Unterdruckphasen, die Relativschwingungen zwischen Bauteil und Flüssigkeit hervorrufen. Die Unterdruckphase führt bei

- Hydraulikölen (HL, HLP), Abschn. 2.3.1, zu schlagartigem Aus-Lösung-Gehen von gelöster Luft und Zusammenfallen (Implosion) von Luftblasen (Pseudokavitation oder Aeration),
- hochwasserhaltigen Druckflüssigkeiten (HFA), Abschn. 2.3.3, zu schlagartigem Zusammenfallen (Implosion) von Dampfblasen (Kavitation).

Zwar ist bei Mineralölen der Verdampfungsdruck ohne Bedeutung, da dieser von technischen Drücken weit übertroffen wird. Da Kavitationserosion außer durch Kavitation auch

Tab. 2.7 Nach Viskositätsklasse ISO gekennzeichnete Typen und gemessene Kennwerte eines hochwertigen Hydrauliköls [44], stellvertretend für vergleichbare Produkte [45–46], das sehr gutes Viskosität–Temperatur–Verhalten (VT–Verhalten) aufweist und die Mindestanforderungen nach ISO 11158 und DIN 51 524 Teil 2 erfüllt bzw. übertrifft

Anforderungen	Prüfung	Hydrauliköltyp						
Kennzeichnung	DIN 51502, DIN EN ISO 6743–4	HLP 10	HLP 22	HLP 32	HLP 46	HLP 68	HLP 100	HLP 100
Viskositätsklasse	ISO 3448, DIN 51519	ISO VG10	ISO VG22	ISO VG32	ISO VG46	ISO VG68	ISO VG100	ISO VG100
Kinematische Viskosität Bei – 20 °C	mm ² /s	260						
0 °C	mm ² /s	60	190	320	570	990	1850	
Bei 40 °C	mm ² /s	10	22	32	46	68	100	
Bei 100 °C	mm ² /s	2,5	4,3	5,5	6,9	8,8	11,4	
Viskositätsindex		DIN ISO 2909	55	104	107	105	102	100
Pourpoint	°C	DIN ISO 3016	– 57	– 27	– 30	– 27	– 24	– 18
Flammpunkt nach Cleveland	°C	DIN ISO 2592	150	205	215	225	235	245
Korrosionsschutzeigenschaften gegenüber Stahl		DIN 51 585	Korrosionsgrad DIN 51585–0–A					
Korrosionswirkung auf Kupfer		DIN 51 759	Korrosionsgrad 1 DIN 51 759–100 A3					
Alterungsverhalten, Zunahme der Neutralisationszahl (NZ)								
Nach 1000 h	mg KOH/g	DIN 51 587	< 2,0					
Verhalten gegen Dichtungswerkstoff (DVT)								
SRE–NBR 1 DIN 53 538 T.1 nach 168 h bei 100 °C	DIN ISO 1817							
Rel. Volumenänderung Änderung der Härte	% Shore A	9,9 – 2	6,9 – 1	6,1 – 1	4,9 ± 0	3,7 ± 0	2,6 ± 0	

Tab. 2.7 (Fortsetzung)

Anforderungen	Prüfung	Hydrauliköltyp					
Kennzeichnung	DIN 51502, DIN EN ISO 6743-4	HLP 10	HLP 22	HLP 32	HLP 46	HLP 68	HLP 100
Luftabscheidevermögen (LAV) Bei 50 °C	min DIN 51 381	2	3	4	5	9	15
Schaumverhalten Bei 25 °C Bei 95 °C Bei 25 °C Nach 95 °C	ml ml ml ml			50/0 50/0			50/0
Mechanische Prüfung in der FZG-Zahnrad-Verspannungs-Prüfmaschine							
Schadenskraftstufe	DIN 51 354	11	12	12	12	12	12
Spez. Gew.-Änderung mg/kWh		< 0,3	< 0,3	< 0,3	< 0,3	< 0,3	< 0,3
Mechanische Prüfung in der Flügelzellenpumpe	DIN 51 389-1	Bestanden					
Dichte bei 15 °C	DIN 51 757	0,883	0,864	0,870	0,875	0,877	0,881

durch Aeration verursacht werden kann, sind Unterdruckphasen auch in der Ölhydraulik zu vermeiden. Es gilt z. B. am Eingang selbstansaugender Pumpen, dass der zulässige absolute Eingangsdruck $p_{1,abs} = (0,6 \dots 0,8)$ bar nicht unterschritten wird, Abschn. 3.1.1.1.

2.3 Technische Druckflüssigkeiten: Stoffarten, Viskositätsklassen

Eine technische Druckflüssigkeit ist nach *Almen* ein *flüssiges Konstruktionselement* [9], das in der Kette leistungsübertragender Komponenten außer konventionellen technischen Anforderungen einem komplexen Anforderungsprofil zu genügen hat [52]. Hierzu zählen zunehmend ökologische neben ökonomischen und sonstigen Forderungen. Technisch nehmen Druckflüssigkeiten **primäre und sekundäre Funktionen** wahr. Primär sind Druck und Leistung durch Volumenschluss zu übertragen, sekundär begleitende Nebenwirkungen wie Reibung, Verschleiß und Korrosion an metallischen Oberflächen zu mindern, Wärme von diesen fortzuführen. Die hierfür benötigten *technischen Eigenschaften* stellt man an Druckflüssigkeiten dadurch ein, dass man eine bestimmte *Basisflüssigkeit* (Grundöl) mit *abgestimmten Wirkstoffzusätzen* (Additivpaketen) kombiniert. Zugleich zielt die Forderung nach Sicherheit auf Stabilität des Fluids gegen Eigenschaftsänderungen bei Gebrauch ab. Schließlich leiten sich aus Forderungen **weitere (tertiäre) Funktionen**, damit entsprechende *nichttechnische Eigenschaften* der Fluide ab [53–56].

Druckflüssigkeiten sind den Schmierstoffen, Industrieölen (Klasse L, DIN EN ISO 6743 Teil 4) verwandte Erzeugnisse, die der Familie H (Hydraulische Systeme) angehören. Deren **Klassifizierung** erfolgt durch Kennbuchstaben, die entsprechend der verwendeten Stoffarten zu Kurzzeichen zusammengefasst werden. Druckflüssigkeiten auf der Basis von Mineralöl werden durch H (Hydrauliköle), schwerentflammbare Druckflüssigkeiten durch HF (Hydraulikflüssigkeiten) gekennzeichnet. Erstere gliedern sich in die Inhaltsstoffgruppen (Kategorien) mit den Kurzzeichen HH, HL, HM, HR, HU und HG, in denen mit teils abweichenden Kennbuchstaben die nationalen H, HL, HLP, HVLP enthalten sind. So weisen die Zusatzbuchstaben L und P auf Wirkstoffzusätze (Inhibitoren und Additive) hin, Abschn. 2.3.1.

Bei den Hydraulikölen sind **Mindestanforderungen** international (ISO 11158) für alle Kategorien, national (DIN 51524 Teil 1 bis Teil 3) für drei, nämlich solche mit Wirkstoffzusätzen (legierte Öle) festgelegt.

Bezeichnungen der Hydrauliköltypen ergeben sich dadurch, dass an den/die Zusatz-Kennbuchstaben die Viskositätskennzahl gemäß der ISO-Viskositätsklassifikation, Abschn. 2.3.2, hinzugefügt wird, z. B. HLP 68.

2.3.1 Druckflüssigkeiten auf Basis Mineralöl (H). *Hydrauliköle*

Hydrauliköle (Mineralöle) bilden unter den Druckflüssigkeiten die Klasse mit der breitesten Anwendung. Die einzelnen Gruppen unterscheiden sich entsprechend den Mindestanforderungen in den nachfolgend dargelegten technischen Eigenschaften.

Hydrauliköle H, für Hydraulikanlagen ohne besondere Anforderungen. Letztere werden durch Festlegungen für Schmieröle C (Umlaufschmieröle) mit erfasst (DIN 51517-1). Hydrauliköle ohne Wirkstoffzusätze (Grundöle) werden in Westeuropa nicht mehr verwendet (H entspricht HH nach DIN EN ISO 6743-4).

Hydrauliköle HL, DIN 51524-1 (ISO 11158). Mineralöle mit korrosions- und oxidationsverringernenden Wirkstoffen (verminderte Korrosion von Stahl, erhöhte Alterungsbeständigkeit). Hydrauliköle HL haben gutes Luft- und Wasserabscheidevermögen (gutes Demulgierverhalten), gute Temperaturbeständigkeit, werden bei Drücken bis zu 200 bar eingesetzt und sind für Hydraulikanlagen geeignet, in denen hohe thermische Beanspruchung ($-10^{\circ}\text{C} \dots 90^{\circ}\text{C}$) und/oder Korrosion auftritt. Letztere kann sich infolge Wasserzutritts oder Kondenswasserbildung einstellen. Werden Hydrauliköltypen höherer Viskosität als Schmier- und Umlauföle eingesetzt, sind die Mindestanforderungen der CL- bzw. CKB-Umlauföle (DIN 51517-2, ISO 6743-6) zu erfüllen.

Hydrauliköle HLP, DIN 51524-2 (HM: ISO 11158). Mineralöle wie Gruppe HL demulgierend, Wasser abscheidend, jedoch zusätzlich mit verschleißverringernenden Wirkstoffen (Verminderung des Gleitverschleißes bei Mischreibung und/oder Erhöhung der Belastung). Hochdruckzusätze (EP- (Extreme-pressure-) Zusätze steigern das Lasttragevermögen. Hydrauliköle HLP werden bei Drücken bis über 400 bar eingesetzt und für Hydraulikanlagen bevorzugt, in denen hohe thermische ($-20^{\circ}\text{C} \dots 90^{\circ}\text{C}$) und/oder tribologische Beanspruchung auftritt. Letztere kann sich bei Pumpen und Hydromotoren auf Grund von Bauart und Struktur des Tribosystems an Gleitlagern, Führungen, Kolben/Zylindern einstellen (HLP entspricht HM nach DIN EN ISO 6743-4).

Die Gruppe HLP (HM) deckt als Universalhydrauliköl den breitesten industriellen Anwendungsbereich ab, gefolgt von den beiden nachfolgenden Gruppen.

Hydrauliköle HVLP, DIN 51524-3 (HV: ISO 11158). Mineralöle wie Gruppe HLP (HM), zusätzlich mit Wirkstoffen für verringerte Abhängigkeit der Viskosität von der Temperatur. VT-Verbesserer (oder VI-Verbesserer: z. B. Copolymerisate aus Methacrylsäureestern) ergeben polymerhaltiges höherviskoses Öl mit verbessertem Kaltfließverhalten, das erweiterten Temperatureinsatzbereich ($-35^{\circ}\text{C} \dots 120^{\circ}\text{C}$) mit sich bringt. *Mehrbereichs-* oder *Hoch-VI-Hydrauliköle* verbinden niedrige Startviskosität bei tiefen Temperaturen mit guter Schmierfähigkeit bei hohen Temperaturen. Hydrauliköle mit flachem Anstieg der VT-Geraden erlauben in arktischen wie in gemäßigten Klimazonen das Starten hydraulischer Anlagen mit geringem Energiebedarf und erreichen schnell den Bereich optimalen Wirkungsgrads (Leichtlaufcharakter), z. B. in der Mobilhydraulik, in Schleusen und Seilbahnhydrauliken. (HVLP entspricht HV nach DIN EN ISO 6743-4, worin mit HR eine weitere Gruppe (ohne EP-Zusatz) enthalten ist).

Bisher beschriebene Gruppen (Kategorien) besitzen Wasser abscheidende (demulgierende) Eigenschaften (DIN ISO 6614).

Hydrauliköle, HLPD, (\approx HG: ISO 11158). Mineralöle wie Gruppe HLP (HM), jedoch statt mit Wasser abscheidenden (demulgierenden) mit Schmutz und Wasser tragenden (detergierenden/dispergierenden) Wirkstoffen (DD), für die der Kennbuchstabe D vorgesehen ist (DIN 51502). Es werden feste und flüssige Verunreinigungen in der Schwebelphase gehalten, Ablagerungen verhindert. Die meist polaren DD-Zusätze vermindern Reibung und Verschleiß. Gutes Benetzungsvermögen steigert die Ölfilmfestigkeit, so dass Reibschwingungen (Ruck-Gleiten) unterbunden werden. Einsatz insbesondere in Werkzeugmaschinenhydrauliken zur Vermeidung von Funktionsstörungen durch Ruck-Gleiten und Rückstandsbildung, etwa infolge Eindringens wasserhaltiger Kühlschmierstoffe (KSS). Letztere werden durch Einemulgieren dem Filtersystem zugeführt. Einsatz ferner in mobilen Hydraulikanlagen, die infolge häufigen Stillstands und wechselnder Umgebungstemperaturen stark zur Kondenswasserbildung neigen, z. B. in Erdbaumaschinen. (HLPD entspricht am ehesten HG nach DIN EN ISO 6743-4) [52, 57].

2.3.2 ISO-Viskositätsklassifikation der Druckflüssigkeiten

Das ISO-Klassifikationssystem (ISO 3448) definiert 18 Viskositätsklassen (Viscosity Grade, VG) im Bereich von 2 bis 1500 mm²/s. Jede Viskositätsklasse wird durch die Mittelpunktsviskosität in mm²/s bei der Bezugstemperatur 40 °C bezeichnet. Die zulässigen Grenzen jeder Klasse sind bei $\pm 10\%$, Tab. 2.6, Abschn. 2.2.3.

Für Hydrauliköle werden die Klassen ISO VG 10 bis ISO VG 100 empfohlen, wobei ISO VG 32 vorwiegend für Stationärhydrauliken bevorzugt wird, ISO VG 46 und ISO VG 68 zunehmend für Mobilhydrauliken [43, 58]. Mit einer Viskositätsklasse verbindet sich keine Qualitätsbewertung der Hydrauliköle, Abb. 2.28, Abschn. 2.2.2.

Hinweise für die Praxis Mineralöle, die vorwiegend aus *paraffinbasierten Kohlenwasserstoffen* bestehen, sind durch niedrige Dichte gekennzeichnet und gehören den Viskositätsklassen oberhalb ISO VG 10 an, Tab. 2.6. Wegen des höheren Pourpoints (Fließpunkts) einerseits und des flacheren Anstiegs der VT-Geraden andererseits werden aus Alkanen bestehende oder paraffinbasierte Grundöle bevorzugt für Stationärhydrauliken eingesetzt.

Mineralöle von vorwiegend *aromatischer und naphthenischer Zusammensetzung* (asphaltbasierte Grundöle) weisen höhere Dichte auf und sind der nach DIN 51 524 empfohlenen Viskositätsklasse ISOVG 10, Tab. 2.6, (bei tiefen Temperaturen niedrigerer Viskositätsklasse (ISO 3448)) zuzuordnen. Wegen des tieferen Pourpoints eignen sich asphaltbasierte Mineralöle bevorzugt für Mobilhydrauliken. Der Einsetzbarkeit im Freien steht allerdings ein schlechteres VT-Verhalten gegenüber den paraffinbasierten Mineralölen entgegen. Asphaltbasierte Grundöle finden auch als Anlagen-, Transformatoren- und Luftfahrtöle Verwendung.

Hydrauliköle HV erweitern den Bereich der Einsatztemperatur um etwa 15...20 K, so dass man annähernd 3 Viskositätsklassen abdecken kann (z. B. ISO VG 32, ISO VG 46 und ISO VG 68). Der beherrschbare Temperaturbereich ist noch zu verschieben, indem man ein HV-Öl anderer Viskositätsklasse auswählt. Damit kann man die Temperaturgrenzen im Mittel um 10 ...K je Klasse nach oben bzw. unten verrücken. Das VT-Verhalten der HV-Öle nähert sich dem synthetischer Druckflüssigkeiten (Stoffgruppe 3 DIN 51 502,) wie Polyglykol (PG) und Poly-Alpha-Olefinen (PAO), die zwar neben hoher thermisch-oxidativer Beständigkeit einen großen Temperaturbereich beherrschen (– 15 bis + 80 °C), deren Einsatzgrenze jedoch von der mechanischen Beanspruchbarkeit (Schmierfähigkeit, Mindestviskosität) bestimmt wird. HV-Öle müssen die Viskositätsklasse im Anlieferungszustand innerhalb einer bestimmten Betriebszeit (Ölwechselzeit) beibehalten (stay in grade). Der bleibende Viskositätsabfall infolge Scherung durch mechanische Beanspruchung soll hinreichend klein bleiben und wird für Hydrauliköle mit polymeren Zusätzen durch deren Scherstabilität bestimmt.

Wasserhaushaltsgesetz Entsprechend § 19 Abs. 1 WHG sind Hydraulikanlagen „Anlagen zum Umgang mit Wasser gefährdenden Stoffen“, wenn in ihnen Wasser gefährdende Flüssigkeiten, z. B. Mineralölprodukte, verwendet werden. Derartige Anlagen dürfen nur von Fachbetrieben aufgestellt, in Stand gehalten, gereinigt werden im Rahmen eines bestellten Betriebsbeauftragten für Gewässerschutz, eines Überwachungsvertrags bzw. durch eine Überwachungsorganisation (Fachbetriebsgemeinschaft Maschinenbau FGMA des VDMA) [59].

Fluidfamilien An Werkzeugmaschinen müssen (Schneid-, Getriebe-, Bettbahn-) Kühlschmierstoffe mit dem Hydrauliköl verträglich sein. Die Druckflüssigkeit wird daher Bestandteil einer Fluidfamilie, die den Anforderungen des Fertigungsprozesses ebenso wie ökologischen und arbeitsmedizinischen Auflagen genügt. Von legierten Mineralölen (HLP, HVLP, HLPD) gelangt aus Hochdruck- (EP) und reinigenden Zusätzen herkömmlicher Formulierung (Zinkdithiophosphat ZnDTP) über den Kühlschmierstoff-Kreislauf Zink in die Abwasserentsorgung. Entwickelt wurden *schwermetallfreie Hydrauliköle* („zink- und aschefreie“ Hydrauliköle), die mit nichtwassermischbaren Kühlschmierstoffen („Öl statt Emulsion“) eine *Fluidfamilie gleicher Additivierung* (Schwefel-Phosphor-Formulierungen), jedoch *unterschiedlicher Viskositäten* bilden. Die neuen (schwermetallfreien) Hydrauliköle sind ebenfalls in demulgierender (HLP), detergierender (HLPD) Einstellung sowie als Hoch-VI-Öl (HV) verfügbar [60–63].

2.3.3 Schwerentflammare Druckflüssigkeiten (HF). *Hydraulikflüssigkeiten*

Sicherheit von Maschinen Für feuer- und explosionsgefährdete Bereiche sind nach den allgemeinen Leitsätzen und Rahmenbestimmungen des sicherheitsgerechten Gestaltens (DIN EN ISO 12100 Teil 1 und Teil 2) technische Erzeugnisse so zu konstruieren, dass

ausgetretene Betriebsstoffe sich nicht in gefährlicher Menge ansammeln, in Brand geraten oder brandfördernd wirken können. Da nach DIN EN ISO 4413 Undichtigkeiten, z. B. durch äußere Einwirkungen, nie auszuschließen sind, werden anstelle von Hydraulikölen schwer entflammare Hydraulikflüssigkeiten eingesetzt, die in hydraulischen Anlagen, Einrichtungen, Geräten des Bergbaus unter Tage wie in Freiformschmieden und Gießereien Fremdzündung durch elektrischen Kontakt vermeiden [64] bzw. bei Kontakt mit heißen Oberflächen von Schmiedegut oder Metallschmelzen verzögern [65].

Anforderungen und Prüfung schwerentflammbarer Druckflüssigkeiten bezüglich Gebrauch (Schmierfähigkeit und Alterungsbeständigkeit), sowie Instandhaltung, Sicherheit und Umweltverträglichkeit zur hydrostatischen Kraftübertragung und Steuerung fasst der 7. Luxemburger Bericht der Europäischen Kommission zusammen [66, 67]. Die dort beschriebenen Prüfungen und Anforderungen werden in entsprechende nationale, europäische Normen übernommen [52, 68].

Die *Klassifizierung* schwerentflammbarer Druckflüssigkeiten (HF) erfolgt durch die Inholdstoffgruppen (Kategorien) mit den zugeordneten Kurzzeichen HFAE, HFAS, HFB, HFC, HFDR und HFDU (DIN EN ISO 6743-4, DIN 51502).

Mindestanforderungen sind international (DIN EN ISO 12922) für alle Kategorien, national (DIN 24320) für HFAE- und HFAS-Flüssigkeiten, bzw. weitere nach Einheitsblatt (VDMA 24317) festgelegt. Die Emulsionsstabilität von HFAE-Flüssigkeiten bestimmt sich nach gesonderter Festlegung (DIN EN ISO 20783-1).

Bezeichnungen der Flüssigkeitstypen ergeben sich durch Anfügen der Viskositätskennzahl an das Kurzzeichen, z. B. HFDR 46 [53–55].

HFA-Flüssigkeiten bestehen aus Wasser mit geringem Anteil (1 . . . 5 %) an Zusatzmittel (Konzentrat). Letzteres verbessert den Korrosionsschutz, sichert die Verträglichkeit mit den meisten Dichtungswerkstoffen (außer EPDM), mindert geringfügig den Verschleiß. Die sehr niedrige Viskosität verursacht hohe Leckverluste und begrenzt den Temperaturbereich (+ 5 °C . . . 55 °C). Hochwasserhaltige Druckflüssigkeiten werden wegen zu geringen Verschleißschutzes industriell nur in Ausnahmefällen eingesetzt.

HFAE-Emulsionen, *Öl-in-Wasser-Emulsionen*, die mit Verschleiß minderndem Wirkstoff (Zugabe synthetischer Öle) und unterbundener Phasentrennung für Biostabilität (Zugabe von Bioziden) versehen sind, gute Dichtungsverträglichkeit. In das Abwasser nur unter Vorbehalt einleitbar, da biologisch lediglich prinzipiell abbaubar (als Mikroemulsion).

HFAS-Lösungen, *synthetische wässrige Lösungen*, die aus vollsynthetischem Konzentrat in kolloidaler Flüssigkeit aufbereitet werden, biostabil, 2- bis 3-fach längere Gebrauchsdauer (als HFAE), gute Dichtungsverträglichkeit. Mineralölfrei, biologisch schneller abbaubar und geringere Wassergefährdung (als HFAE).

Einsatz von HFA im Untertage-Bergbau für hydraulischen Strebausbau, in der umweltverträglicheren Gruppe (HFAS) auch für industrielle Anwendungen wie Hochdruckumformung, an Schweißrobotern.

HFB-Flüssigkeiten, *Wasser-in-Öl-Emulsionen*, die einen brennbaren Masseanteil (Mineralöl) von max. 60 % enthalten, daher den Forderungen des Brandschutzes in Deutschland und anderen Ländern nicht voll genügen (Sprühstrahl-Brandtest).

Einsatz in Deutschland ohne Bedeutung, eher noch in UK, Commonwealth.

HFC-Flüssigkeiten, *wässrige Monomer-/Polymer-Lösungen*, die aus einer Mischung von 35 ... 50 % Wasser mit Polyglykol als Verdicker bestehen. Vergleichbare Viskositäten (ISO VG 10 ... 100) zu mineralölbasischen Druckflüssigkeiten, gutes VT-Verhalten (VI 150 ... 200).

Der Temperatureinsatzbereich auf Grund des hohen Wasseranteils auf -20°C ... 60°C begrenzt (wegen Flüssigkeitsverlusts infolge Dampfdrucks), Betriebsdrücke von 200 ... 300 bar erreichbar, mittlerer Kompressionsmodul 1,7fach höher als bei Mineralölen. Abgestimmte Wirkstoffzusätze verbessern das Verschleiß-, Korrosions- und Schaumverhalten. Gute Verträglichkeit mit den meisten Dichtungswerkstoffen außer auf Basis Fluor-Kautschuk (FPM), aggressiv gegen Epoxidharz-, Vinylharz-, DD-Lacke, in geringem Maße gegen kadmierte und verzinkte Oberflächen.

Einsatz von HFC im Untertage-Bergbau für hydraulische Vorzieher, Lader, Bohrhämmer. Biologisch schnell abbaubar, daher bevorzugt in Maschinen und Anlagen für das Gießen, Warmumformen, Spritzgießen.

Die Gruppe HFC deckt als Hochleistungs-Druckflüssigkeit innerhalb der Klasse HF den breitesten industriellen Anwendungsbereich ab, gefolgt von der nachfolgenden Gruppe HFDU.

HFD-Flüssigkeiten, *wasserfreie synthetische Flüssigkeiten*, die vergleichbare Viskositäten zum Mineralöl wie HFC aufweisen, jedoch an Bedeutung verloren haben. Insbesondere wurden auf Grund des Gefahrstoffs PCB die vollsynthetischen Flüssigkeiten auf der Basis chlorierter Kohlenwasserstoffe (HFDT) zurückgezogen. Es kommen in der Regel nur HF-Flüssigkeiten auf der Basis von Phosphorsäureester (HFDR) und von Carbonsäureester oder Polyester (HFDU) zum Einsatz, die sich als hinreichend umweltverträglich erweisen. Sehr gutes VT-Verhalten, extrem großer Temperatureinsatzbereich (-50°C ... $+220^{\circ}\text{C}$). Hohe Betriebsdrücke von 250 ... 350 bar übertragbar, mittlerer Kompressionsmodul wie HFC. Dichte (1,25 ... 1,35 g/ml) ca. 1,5fach so hoch als bei Mineralölen, entsprechend höhere dynamische Viskosität bei gleicher Viskositätsklasse. Hohe Alterungsbeständigkeit, guter Verschleißschutz. Korrosionsschutz ausreichend, hydrolytische Spaltung (z. B. von HFDR) durch Wassereintrag vermeiden (Inhibitoren). Unverträglichkeit mit konventionellen Dichtstoffen wegen Quellung, daher Elastomere auf Basis Fluor- (FPM), Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk (EPDM) verwenden.

Einsatz von *HFDR-Flüssigkeiten* in elektrohydraulischen Drehzahlreglern, Sicherheits- und Schutzeinrichtungen in Wasserturbinen und thermischen Turbomaschinen.

Einsatz von *HFDU-Flüssigkeiten* in hydrodynamischen Kupplungen und Wandlern, Hochleistungshydrauliken mit hoher thermischer und tribologischer Beanspruchung. Brandschutz eingeschränkt im Vergleich zu HFC-Flüssigkeiten.

Hinweise für die Praxis Die schwerentflammaren Hydraulikflüssigkeiten zeigen von Mineralölen abweichendes Verhalten, das sich im VT-Verlauf, Abb. 2.29, und in der größeren Dichte ausdrückt. Um dem erforderlichen höheren Ausgangsdruck und der damit verbundenen Kavitation in der Saugleitung der H-Pumpe zu begegnen, muss gegenüber

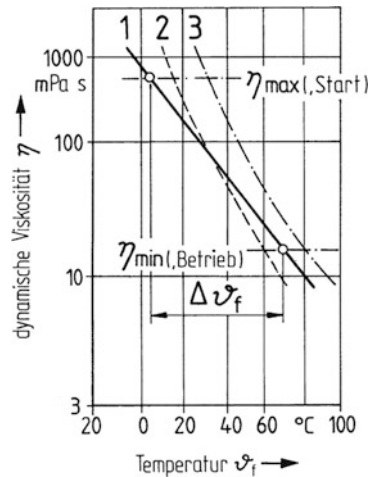


Abb. 2.29 (Dietterle) VT-Verlauf und Temperatureinsatzbereich schwerentflammbarer Hydraulikflüssigkeiten im Vergleich zu Mineralöl. $\Delta\vartheta_f$ beherrschbarer Temperaturbereich, $\eta_{\max, \text{Start}}$ Startviskosität, $\eta_{\min, \text{Betrieb}}$ Betriebsviskosität, 1 Hydrauliköl mit $\nu = 60 \text{ mm}^2/\text{s}$ bei 40°C (entspricht HL 68, HLP 68), 2 chlorierter Kohlenwasserstoff (HFDS), 3 Basis Phosphorsäureester (HFDR)

dem Pumpenbetrieb mit Mineralöl die Saughöhe durch Tiefsetzen der H-Pumpe verringert werden. Saugfilter zeigen hohen viskositätsabhängigen Druckverlust und sollen bei Umstellung auf HFC- oder HFD-Flüssigkeiten durch Filter in Rücklaufleitung ersetzt werden. Bei Umstellung von Mineralöl auf HFC- bzw. HFD-Flüssigkeit sind die Vorschriften der Hydraulikflüssigkeitshersteller genau zu beachten, denn unsachgemäße Umrüstungen werden infolge des veränderten physikalischen Verhaltens und der chemischen Aggressivität der synthetischen Druckflüssigkeiten sehr kostspielig (ISO 7745).

Die Umrüstung hat ggf. zur Folge, dass sich Kenngrößen (Drehzahlen, Drücke) und Lebensdauererwartungen vermindern. Jeder Umrüstung sollte eine Anlagenüberprüfung bezüglich der Gesichtspunkte höhere Dichte, geringere Schmierfähigkeit, chemische Aggressivität, niedriger Verdampfungsdruck, Alterungsbeständigkeit und Umweltbelastung vorausgehen.

2.3.4 Umweltverträgliche Druckflüssigkeiten (HE): Biofluide

Ein Schmierstoff oder eine Druckflüssigkeit belastet die nicht zweckbestimmte Umgebung (Umwelt) durch primäre und sekundäre Wirkungen. Stoffe, die kontinuierlich, aber in geringen Mengen und fein verteilt in die Umwelt eingetragen werden (Verlustschmierstoffe, Druckflüssigkeits-Leckverlust), sind nach deren *primären Wirkungen* zu beurteilen. Als wichtigste Merkmale gelten die biologische Abbaubarkeit und die Giftwirkung auf Flora und Fauna (Ökotoxizität) [69, 70].

Stoffe, die man in geschlossenen Systemen einsetzt, beeinflussen die Umwelt eher durch *sekundäre Wirkungen*, die sich nach technischem Gebrauch mittelbar einstellen. So können Konstruktion und Instandhaltung wirksam zum Umweltschutz beitragen. Beispiele sind die Verlängerung des Wechselintervalls Öl, die Minderung der Verlustleistung, das tribologisch richtige Gestalten von Gleitpaarungen. Generell folgt der wirksamste Umweltschutz aus der Vermeidung von Leckagen und von Verlustschmierung. Die Bewertung „umweltverträglich“ ist daher nicht mit stofftypischen Eigenschaften gleichzusetzen. Vielmehr handelt es sich um eine *Systemeigenschaft*, die auch Kriterien des technischen Gebrauchs einschließt.

Mineralölbasische Druckflüssigkeiten (H) sind als Wasser gefährdende Stoffe abhängig von der Legierung (Wirkstoffzusatz) in folgende *Wassergefährdungsklassen* (WGK) einzustufen:

Hydrauliköle H (unlegiert)	WGK 1: schwach wassergefährdend;
Hydrauliköle HL und HLP	WGK 2: wassergefährdend;
Hydrauliköle HLDP	WGK 3: stark wassergefährdend.

Auch bei sorgfältiger Handhabung, Überwachung, Instandhaltung kann nicht völlig ausgeschlossen werden, dass bei Betriebsstörungen oder durch Einwirkung von außen Druckflüssigkeit unkontrolliert ins Abwasser oder ins Freie gelangt. Letzteres betrifft *mobile Anlagen*, für die ein erhöhtes Umweltrisiko besteht. Wird mit Erdbewegungsmaschinen in Wassereinzugsgebieten gearbeitet oder betreibt man Land- und Forstmaschinen im ökologisch sensiblen Umfeld, sind bereits mit Blick auf den *Gewässerschutz* nur *im Allgemeinen nicht*, mit Einschränkung *schwach Wasser gefährdende Stoffe* (WGK 0 bzw. 1) zulässig.

Man greift daher innerhalb der Familie H (DIN EN ISO 6743 Teil 4) statt auf Mineralöle auf die neuen Kategorien sog. *Umweltverträglicher Druckflüssigkeiten* (HE) zurück. Innerhalb der wasserfreien Druckflüssigkeiten unterliegen Flüssigkeiten der Kategorie HE Anforderungen, die sich sowohl auf die biologische Abbaubarkeit (ökologischen Anforderungen) als auf die physikalischen Eigenschaften (technischen Anforderungen) beziehen (DIN ISO 15380, VDMA 24568), [52,60, 71–73].

Biologische Abbaubarkeit ist wichtigstes Kriterium der *Umweltverträglichkeit* (der primären Umweltbeeinflussung) einer Druckflüssigkeit. Je *schneller* abgebaut wird, desto geringer ist die Gefahr von Akkumulation oder Auswirkung toxischer Eigenschaften. Die Feststellung des vollständigen biologischen Abbaus soll nach den Richtlinien OECD 301B erfolgen. Hiernach ist eine Mindestabbaubarkeit von 60 % gefordert.

Um *schnelle biologische Abbaubarkeit* nachzuweisen, verweist VDMA 24568 auf die Vergaberichtlinie (RAL UZ 79/Hydraulikflüssigkeiten) zum Umweltzeichen „Blauer Engel“ nach Umweltbundesamt (UBA) und Deutschem Institut für Gütesicherung und Kennzeichnung (RAL). Inhaltsstoffe beschränken sich hiernach auf solche aus unbedenklichen Wassergefährdungsklassen (WGK 0, WGK 1), die biologische Abbaubarkeit ist für Grundsubstanzen auf 70 % festgelegt. DIN ISO 15380 verweist auf Analyseverfahren zur Bewertung der biologischen Abbaubarkeit (Kohlendioxid-Entwicklung: ISO 9439; Koh-

lenstoff im Kopfraum geschlossener Flaschen: ISO 14593) und legt die Toxizität über die Wirkung der Flüssigkeit auf aquatische Organismen (Fisch-, Daphnien-, Bakterientoxizität: ISO 7346-2, ISO 6341, ISO 8192) fest.

Das Markteinführungsprogramm *biogene Treib- und Schmierstoffe* vom Bundesministerium für Verbraucherschutz, Ernährung und Landwirtschaft (BMVEL) fördert Produkte, die zu mehr als 50 % aus nachwachsenden (regenerativen) Rohstoffen stammen. Synthetische Ester (HEES) und Polyalphaolefine (HEPR) aus nachhaltiger Kohlenstoffquelle bilden daher einen Schwerpunkt jüngerer Untersuchungen.

Technische Mindestanforderungen umfassen die Eigenschaften der HE-Flüssigkeiten, die Einfluss auf die Betriebssicherheit der Hydroanlage nehmen. Für die Basisflüssigkeiten (Kategorien) sind *Grenzwerte zu Eigenschaften* und *Prüfbedingungen* festgelegt, die sich auf den Anlieferungszustand beziehen.

Vergleichbar den Mineralölen ist das physikalische Verhalten umweltverträglicher Druckflüssigkeiten außer von der *Basisflüssigkeit* wesentlich von *speziell abgestimmten Wirkstoffzusätzen* bestimmt. Fertig formulierte HE-Flüssigkeiten übertreffen daher zu erfüllende Mindestanforderungen. Bei den synthetischen Estern ist ferner zwischen teilgesättigten und gesättigten Produkten zu unterscheiden. Anders als bei den H-Ölen dürfen Wirkstoffzusätze die Umweltverträglichkeit des Fertigprodukts nicht herabsetzen. Eine *Alternative* zur *Additivierung* ist daher die *chemische Modifikation*. So verfolgt die Entwicklung *neuer Fluide* das Ziel, diverse Druckflüssigkeiten aus nachwachsenden Rohstoffen zu vereinfachen und auf wenige zu vereinheitlichen. Dies kann z. B. durch Übertragung sekundärer Funktionen wie Reibungsminderung und Verschleißschutz vom Zwischenstoff Biofluid auf die metallischen Reibpartner, also durch Entwicklung *umweltverträglicher Tribosysteme* erfolgen. Geeignete Werkstoffverbunde, z. B. Metall-Kohlenstoffverbunde ZrC, HfC, durch Plasmabeschichten (PVD) oder Keramik-Metall-Verbundschichten ermöglichen es, mit unadditivierten Esterflüssigkeiten hohe Oxidationsstabilität für unterschiedliche Viskositäten zu erreichen [56, 74–76].

Es sind vier *Kategorien* biologisch schnell abbaubarer Basisflüssigkeiten festgelegt, die mit den Kurzzeichen HETG, HEPG, HEES und HEPR (DIN ISO 15380, Familie H: Hydraulische Systeme und VDMA 24568) versehen werden und sich sowohl untereinander als auch von den mineralölbasischen Grundölen erheblich unterscheiden.

HETG Triglyceride aus nativen, insbesondere *pflanzlichen Ölen*, nicht wasserlöslich. Vorzugsweise Rapsöl, das wie andere Pflanzenöle aus Glycerinestern höherer Carbonsäuren (Fettsäuren) besteht. Die drei OH-Gruppen sind mit pflanzenspezifischen Fettgruppen verestert (Triglyceride).

Der schnelle biologische Abbau verbindet sich mittels abgestimmter Wirkstoffzusätze mit *technischen Vorzügen* wie:

- sehr gute Schmier-, Verschleißschutz- und Korrosionsschutzeigenschaften,
- gutes VT-Verhalten (entspricht Mehrbereichs- oder Hoch-VI-Ölen, VI > 200) und hohe mechanische Beanspruchbarkeit (Scherstabilität),
- gut mischbar mit Mineralöl, daher einfache Umstellung (Wechsel auf umweltverträgliche Druckflüssigkeiten),

- gute Verträglichkeit mit herkömmlichen Dichtungswerkstoffen (NBR, FPM), gegen Schrumpfen beständig sofern Weichmacheranteil gering [77, 78];

denen jedoch folgende *Nachteile* gegenüberstehen:

- unzureichendes Tieftemperaturverhalten (begrenzte Langzeitkälteverhalten),
- geringe Alterungsbeständigkeit (begrenzte thermische und oxidative Stabilität),
- hydrolyseanfällige (begrenzte hydrolytische Stabilität), da alle Ester dazu neigen, bei Zutritt von Wasser in organische Säuren und Alkohole zu zerfallen und mit Schwebstoffen seifenartige Überzüge zu bilden,
- begrenzte Einsatztemperaturen ($\vartheta_f < 80^\circ\text{C}$).

Die Mischung mit Mineralölen ist aus Gründen des Umweltschutzes möglichst zu vermeiden. Die Beständigkeit von Gebrauchselastomeren (NBR), insbesondere auf Basis Polyurethan (AU), vermindert sich bei Wasserzutritt (Hydrolysereaktion). Die technischen Eigenschaften lassen sich durch Umformulierung mittels Komponenten synthetischer Ester verbessern.

Mobilhydraulische Anwendung über begrenzten Druck- und Temperaturbereich bei kürzeren Standzeiten in Landmaschinen und Kommunalfahrzeugen (z. B. Naturelle HF-R, mit Ester-Komponenten HF-M, Shell [81]; Vitam R, Aral [79]; Plantohyd N, Fuchs [80]).

HEPG Polyglykole, insbesondere *Polyalkylenglykole* (PAG) wasserlöslich. Vorzugsweise Polyethylenglykole (PEG), die als bewährte Basis für Schmierstoffe auch für Druckflüssigkeiten geeignet sind.

Schnelle biologische Abbaubarkeit besteht in Verbindung mit Oberflächenwasser, nicht jedoch in tieferen Bodenschichten. Zwar versickert wasserlösliche Flüssigkeit leichter, wird aber in sauerstoffarmen Schichten nur schwer abgebaut (Gefahr der Boden- und Grundwasserverunreinigung).

Der folglich als potenziell (ggf. nur als prinzipiell) einzustufende biologische Abbau verbindet sich mit *technischen Vorzügen* wie:

- sehr gute Schmier-, Verschleißschutz- und Korrosionsschutzeigenschaften,
- sehr gutes VT-Verhalten (Mehrbereichs- oder Hoch-VI-Flüssigkeit, VI > 200) und hohe mechanische Belastbarkeit (Scherstabilität),
- gute Alterungsbeständigkeit (thermische Stabilität),
- höhere Einsatztemperaturen ($\vartheta_f < 120^\circ\text{C}$);

denen jedoch folgende *Nachteile* gegenüberstehen:

- nicht mischbar mit Mineralöl (Restmineralöl < 1 %), erschwerte Umstellung,
- aggressiv gegen Lacke, daher glykolbeständige Anstriche erforderlich (DD-Lacke),
- Verträglichkeit mit herkömmlichen Dichtungswerkstoffen eingeschränkt.

Stationärhydraulische Anwendung in Anlagen der Wasserwirtschaft, z. B. Schleusenwehre, Stellantriebe an Wasserturbinen, Off-Shore-Technik, in Anlagen des Bergbaus, z. B. Winden, Walzenlader (z. B. Vitam BAF, Aral [79], Renolin PG, Fuchs [80]).

HEES Synthetische Ester, insbesondere *Carbonsäureester*, nicht wasserlöslich. Vorzugsweise Diester (Dicarbonsäureester) und TPM-Ester (Trimethylolpropane), die sich als synthetische Ester auf der Basis nachwachsender Rohstoffe, bzw. als vollsynthetische Ester auf Basis petrochemischer Rohstoffe anderen HE-Flüssigkeiten als überlegen erwei-

sen. Durch chemische Modifikation der Carbonsäure und geeignete Zusammensetzung synthetischer Komponenten lassen sich die Eigenschaften der synthetischen Ester optimal einstellen.

Der schnelle biologische Abbau verbindet sich mit *technischen Vorzügen*, die mit dem Anteil an Estern hohen Sättigungsgrads an Ausprägung zunehmen:

- sehr gute Schmier-, Verschleißschutz- und gute Korrosionsschutzeigenschaften,
- sehr gutes VT-Verhalten (Grenzviskositäten 1000 und 10 mm²/s entsprechen für Viskositätsklasse HEES 46 einer nutzbaren Temperaturspanne (Arbeitsbereich) von -20°C ... $+100^{\circ}\text{C}$) und hohe mechanische Beanspruchbarkeit (Scherstabilität),
- sehr gutes Tieftemperaturverhalten (Langzeitkälteverhalten),
- hohe Alterungsbeständigkeit (hohe thermische, oxidative und vergleichsweise zu nativen Estern hohe hydrolytische Stabilität),
- höhere Einsatztemperaturen ($\vartheta_f < 120^{\circ}\text{C}$),
- physiologisch unbedenklich bei gelegentlichem Kontakt mit Lebensmitteln;
- denen jedoch, nichtzuletzt wegen der Neigung aller Ester zur Hydrolyse, folgende *Nachteile* gegenüberstehen:
- Verträglichkeit mit herkömmlichen Dichtungswerkstoffen (NBR) bei höheren Temperaturen ($\vartheta_f > 60^{\circ}\text{C}$) wegen Quellung eingeschränkt (Elastomere auf Basis Fluor-Kautschuk (FPM), mit Vorbehalt auch auf Basis hydrierter Nitril- (HNBR) oder Polyurethan-Kautschuk (AU) verwenden),
- Wassergehalt ($< 0,1\%$), Alterungszustand, Elastomerverträglichkeit ($\vartheta_f > 80^{\circ}\text{C}$) sind zu kontrollieren,
- Vermischung mit additivierten Mineralölen ist zu vermeiden.

Mobilhydraulische Anwendung über erweiterten Temperaturbereich (-35°C ... $+120^{\circ}\text{C}$) mit sehr langen Standzeiten in hochbelasteten Baumaschinen für alle Klimazonen (z. B. Naturelle HF-E (teilgesättigt), HF-X (vollgesättigt), Shell [81], Vitam EHF, Forbex SE, Aral [79]; Plantohyd S, Plantosyn, Fuchs [80]).

HEPR Polyalphaolefine, *synthetische Kohlenwasserstoffe* (Alkene), vorzugsweise durch Polymerisation von unverzweigten Alkenen (α -Olefinen), nicht wasserlöslich.

Schnelle biologische Abbaubarkeit begrenzt auf niedrigste Viskositätsklasse, für höhere Viskosität nur potenziell biologisch abbaubar.

Physikalische Eigenschaften vergleichbar zu denen von synthetischen Estern (HEES), insbesondere VT-Verhalten mit dem Vorzug geringerer Hydrolyseneigung. Dahervergleichsweise geringerer Kontrollbedarf hinsichtlich Wassergehalts und Alterungszustands.

Nichtverträglich mit herkömmlichen Dichtungswerkstoffen (NBR) (Elastomere auf Basis FPM, EPDM verwenden).

Mobilhydraulische Anwendung in Deutschland bis auf Kommunalfahrzeuge, Landmaschinen kaum, vorwiegend in Skandinavien und USA.

2.4 Physikalische Kennwerte der Druckflüssigkeiten: Mindestanforderungen

Die in Tab. 2.7, Abschn. 2.2.4, zusammengefassten Kennwerte geben physikalische Eigenschaften nach Herstellerangabe für die empfohlenen Viskositätsklassen (Hydraulikölytypen) der mineralölbasischen Druckflüssigkeit HLP (bzw. HM) wieder.

Die Qualitätsbewertung eines Hydrauliköls ergibt sich daraus, inwieweit die für den Anlieferungszustand gewährleisteten *Analysenwerte* die vorgegebenen *Mindestanforderungen* (DIN 51524-2, ISO 11158) nach Prüfnorm zum jeweiligen Kennwert erfüllen oder übertreffen.

Dichte ρ . Niedrige Öldichten nach DIN 51757, Abschn. 2.2.1, verursachen kleinen Druckverlust, Abschn. 2.1.3.4, und geringe dynamische Rückwirkung auf Steuerventile, allerdings erhöht sich der Leckverlust, Abschn. 2.1.4.2.

Flammpunkt nach Cleveland. Höhere Flammpunkte als nach DIN ISO 2592, DIN 51524 Teil 2 gefordert geben die Gewähr dafür, dass keine leichtflüssigen Kohlenwasserstoffe vorhanden sind, die Dampfblasenbildung im Hydrauliköl begünstigen. Der Flammpunkt ist die niedrigste Temperatur, bei der im Prüfgefäß ein Gemisch aus Flüssigkeitsdampf und Luft unter Annäherung einer Flamme erstmalig aufflammt. Der Flammpunkt liegt bei Mineralölen zwischen 150 und 200 °C und befindet sich (ca. 40 °C) unterhalb des Brennpunkts (BP).

Pourpoint (Fließpunkt). Tiefere Fließpunkte als nach DIN ISO 3016, DIN 51 524 Teil 2 gefordert sichern Verwendbarkeit des Öls bei tiefen Temperaturen, z. B. für den Winterbetrieb. Hierfür kommen asphaltbasierte Mineralöle in Betracht.

Der Pourpoint ist die Temperatur, bei der das Öl aus einem genormten Becher gerade noch ausfließt. Der Pourpoint liegt bei Mineralölen zwischen –20 und –10 °C (bei Tieftemperaturölen unter –35 bis –45 °C) und befindet sich ca. 6 bis 8 K oberhalb des Stockpunkts (SP).

Kinematische Viskosität ν . Höhere Mindestviskositäten bei hohen Temperaturen (100 °C) als in DIN 51 524 Teil 2 gefordert geben die Gewähr dafür, dass hohe Temperaturen, z. B. beim Dauerbetrieb im Sommer, sicher ertragen werden. Niedrigere maximale Viskositäten bei tiefen Temperaturen (0 bzw. –20 °C) als gefordert (in Tab. 2.7 nicht enthalten) sichern gegen Funktionsstörungen infolge tiefer Temperatur, z. B. beim Anfahrbetrieb im Winter. Außer den paraffinbasierten Mineralölen kommen hierfür solche mit VT-Verbesserer (Mehrereichs-Hydrauliköle) in Betracht.

Die Auswahl der Viskositätsklasse erfolgt in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur und den Viskositätsanforderungen der Pumpen mit Hilfe des VT-Schaubilds, Abb. 2.28, Abschn. 2.2.2. Einsatzbereich eines Hydrauliköls ist durch folgende maximale und minimale Viskositäten festgelegt:

Die *größtmögliche Startviskosität* legt zugleich den ungünstigsten Anlaufzustand einer Hydraulikpumpe bei niedriger Starttemperatur fest. Die sehr zähflüssige Druckflüssigkeit löst im Saugstutzen der Pumpe große Strömungsverluste aus ($\Delta p_V = \zeta \rho v^2/2$). Der örtliche Druckverlust Δp_V führt zur Blasenbildung durch Luftabscheidung im Öl. Kann

während des Anlaufzustands die ausgeschiedene Luft den Pumpensaugraum nicht unmittelbar ausfüllen, erweitern sich die Luftblasen-Hohlräume zusätzlich durch Öldampfbildung und fallen bei Druckanstieg durch In-Lösung-Gehen und Implosion plötzlich zusammen (Kavitation). Starke Geräuschbildung und Kavitationsschäden an Pumpenteilen sind die Folge.

Die Startviskosität einer Druckflüssigkeit ist so abzustimmen, dass selbst bei niedrigster Anlauftemperatur keine Kavitation auftreten kann. Die Startviskosität ist für die Pumpe eine hydraulische Kenngröße.

Die *kleinstmögliche Betriebsviskosität* ist durch den vertretbaren Verschleiß bzw. durch den Leckölverlust innerhalb der H-Pumpe bzw. dem H-Motor begrenzt. Beide Verlustarten lösen sehr hohe Öltemperaturen aus. HLP-Öle unterbinden den Verschleiß der Reibpaarung Stahl/Stahl bis zur zumutbaren oberen Temperaturgrenze.

Die *größtzulässige Betriebsviskosität* hängt von den Anforderungen der Hydrogeräte (Ventile, Servoventile, elektrisch-hydraulische Schrittmotoren u. a.) ab, damit der geforderte Bewegungsablauf gesichert ist. Auch luftblasenfreie Ölentnahme aus dem Flüssigkeitsbehälter begrenzt die größtzulässige Betriebsviskosität ($\nu = (50 \dots 100) \text{ mm}^2/\text{s}$ wird als Richtwertebereich angegeben). Allgemeine Forderung: Aufstiegszeit der Luftblasen im Flüssigkeitsbehälter muss kleiner sein als die Verweilzeit des Öls im Behälter.

2.4.1 Richtungskonstante und Viskositätsindex

Der *Viskositätsindex* (VI) kennzeichnet die Viskositätsänderung eines Mineralölerzeugnisses mit der Temperatur durch eine Zahl nach konventioneller Skala. Diese ergibt sich durch lineare Teilung des kinematischen Viskositätsunterschieds zwischen zwei Vergleichsflüssigkeiten mit VI 0 und VI 100 bei 40°C . Beide Flüssigkeiten weisen bei 100°C die gleiche kinematische Viskosität auf wie die nach ihrem VI zu bestimmende Hydraulikflüssigkeit.

Die *Richtungskonstante* m beschreibt den Anstieg der VT-Geraden. Je kleiner die Richtungskonstante, desto flacher der Verlauf der VT-Geraden, umso besser das VT-Verhalten.

Die Richtungskonstante der VT-Geraden wird aus den bei mindestens 2 verschiedenen Temperaturen (vorzugsweise bei 40°C und 100°C) ermittelten kinematischen Viskositäten ν berechnet oder mit Hilfe des VT-Blatts nach Ubbelohde grafisch ermittelt [48].

Hinweise für die Praxis Da durch den Viskositätsindex das VT-Verhalten nur ungenau zu bestimmen ist, wird heute die Richtungskonstante m zur Kennzeichnung herangezogen. Bei Hydraulikölen kommen üblicherweise mittlere Richtungskonstanten $m = 3,8$ vor. Zur gezielteren Auswahl von Hydraulikölen beschränkt sich die Mindestforderung der DIN 51 524 lediglich auf das VT-Verhalten bei tiefen und bei hohen Temperaturen durch Angabe der zugehörigen maximalen bzw. Mindestviskosität.

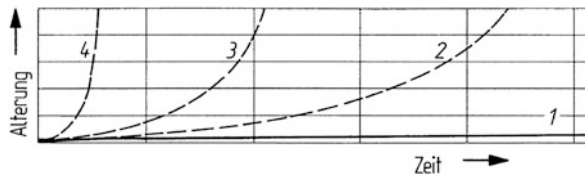


Abb. 2.30 Alterungsverlauf von Hydrauliköl; 1 bei hohem Reinheitsgrad, niedriger Flüssigkeitstemperatur, großer Umwälzzeit, 2 bei erhöhter Flüssigkeitstemperatur und verminderter Umwälzzeit; 3 bei Verschmutzung oder stark erhöhter Temperatur der Flüssigkeit; 4 bei Verwendung einer ungeeigneten Hydrauliköltype

2.4.2 Korrosionsschutzverhalten

Besondere Zusätze (Additive) verringern die Korrosion bei Stahl bzw. Kupfer sehr stark, wodurch Lebensdauer und Betriebssicherheit der Hydraulikanlage gesteigert werden. Die korrosive Wirkung von Hydraulikflüssigkeiten auf kupferhaltige Werkstoffe lässt sich nach der Kupferstreifenprüfung (DIN EN ISO 2160 ermitteln), die Leistungsfähigkeit von Korrosionsschutzwerkstoffen gegenüber Stahl/Eisen kann mittels Stahlstabs in destilliertem Wasser bzw. künstlichem Meerwasser (DIN ISO 7120) bestimmt werden. Korrosionsverhindernde Eigenschaften schwer entflammbarer Druckflüssigkeiten bestimmen sich nach DIN EN ISO 4404 Teil 1 und 2.

2.4.3 Alterungsbeständigkeit

Die Alterung von Hydraulikölen beruht auf der Änderung der Molekülstruktur und/oder der Eigenschaftsveränderung unter verschiedenen Beanspruchungsparametern, die einzeln oder kombiniert auftreten. Beanspruchungsparameter sind

- die Temperatur, die zu Polymerisation unter metallischen Katalysatoren, d. h. Vergrößerung der Kohlenwasserstoffketten, oder zum Cracken führt und andere Beanspruchungsparameter in ihrer Wirkung verstärkt,
- Sauerstoff, der Oxidation und Bildung von Säureresten verursacht,
- Wasser, das Hydrolyse bewirkt.

Ölunlösliche Alterungsprodukte färben das Öl dunkel (Schwärzung) und sondern sich als Schlamm oder harzartige Ablagerung an Durchflussleitungen oder Steuerventilen im Behälter ab. Alternde Öle ziehen Viskositätsanstieg nach sich, insbesondere bei höheren Temperaturen ($\vartheta_f \geq 70^\circ\text{C}$). Abb. 2.30 zeigt die Beeinflussung des Alterungsverlaufs durch den Betriebszustand der Hydroanlage.

Der Säuregehalt eines Mineralöls hängt von der Alterung ab, so dass die Neutralisationszahl (NZ) als Maß für den Grad der Alterung gilt. Nach DIN EN ISO 4263, Teile 1, 2, 3 (TOST-Test) gibt die NZ an, wie viel ml Kalilauge (KOH) notwendig sind, um die in 1 g Hydrauliköl enthaltenen freien Säuren zu neutralisieren, die in 1000 Betriebsstun-

den entstanden sind. Die Alterungsbeständigkeit (Oxidationsstabilität) des Hydrauliköls im Anlieferungszustand wird mit Zunahme der Neutralisationszahl entsprechend Mindestanforderung ($NZ \leq 2,0$ (mg KOH)/(g Öl); DIN 51 524 Teile 1, 2, 3) Tab. 2.7, für den Betriebszustand bei 110 °C und 95 °C nach DIN 51554, Teile 1, 2, 3 (Baader-Test), sichergestellt.

2.4.4 Verhalten gegen Dichtungswerkstoffe

Ölbenetzte Dichtungswerkstoffe dürfen durch das Öl nicht stark aufquellen, um unzulässig hohe Pressungen durch Volumenzunahme zu verhindern, Zerstörung der Dichtung wäre die Folge (DIN ISO 13226), Tab. 2.7, Abschn. 2.2.4.

Der *Elastomerverträglichkeitsindex* (EVI oder ECI-Elastomer Compatibility Index) gibt die Veränderung eines Standardreferenzelastomers (SRE) in einer Flüssigkeit unter festgelegten Prüfbedingungen (ISO 6072) an. Der Volumenänderungsindex gibt Auskunft, ob ein Elastomer die Anforderungen bezüglich Quellung erfüllt (Quellrate = relative Volumenänderung in %) oder ob das Öl für ein vorgegebenes Elastomer geeignet ist.

Die weiteren Komponenten des Elastomerverträglichkeitsindex – Änderung der Härte (nach Shore), Reißfestigkeit, Reißdehnung – lassen Aussagen über den chemischen Angriff des Öls auf das Elastomer zu.

Ist der EVI bekannt, können Dichtungswerkstoff und Hydrauliköl schon im Vorfeld gut aufeinander abgestimmt werden [82].

2.4.5 Verschleißschutzverhalten

Die Fresstragfähigkeit wird in der Zahnrad-Verspannungs-Prüfmaschine nach DIN ISO 14635 Teil 1 (FZG-Prüfverfahren) bestimmt. Die mechanische Prüfung erfolgt in 12 Kraftstufen mit jeweils steigender Belastung. Nach jeder Belastungsstufe wird das Prüfradpaar ausgebaut und der leistungs- und laufzeitbezogene Abtrag (in g/kWh) festgestellt. Kraftstufe und leistungsbezogener Masseverlust sind ein Maß für die Beurteilung der Schmiereigenschaften der Druckflüssigkeit im Bereich der Mischreibung sowie der Druckfestigkeit. Eine Mindestschadenskraftstufe 10 ist gefordert. Das Verschleißschutzvermögen wird durch Prüfung in der Flügelzellenpumpe (DIN EN ISO 20763) ermittelt. Der Gesamtverschleiß sollte 150 mg (Flügel und Ring) unterschreiten, Tab. 2.7, Abschn. 2.2.4.

2.5 Verschmutzung von Druckflüssigkeiten. *Kontamination*

Neben Verschleißausfällen an Hydrokomponenten sowie Leckagen an Leitungsverbindungen und Dichtungen ist die Verschmutzung der Druckflüssigkeit die häufigste Ausfallursache hydraulischer Anlagen. Unter dem Begriff Verschmutzung werden Eigen-

schaftsveränderungen der Druckflüssigkeit durch deren Gebrauch zusammengefasst, die physikalischer Art sind und sich auf Anreicherung mit flüssigkeitsfremden Stoffen (Kontamination) zurückführen lassen. Letztere stehen mit den stofflichen Komponenten der Hydroanlage in Wechselwirkung und verändern Werkstoffoberflächen, so dass Schäden durch tribologische Beanspruchungen (Verschleiß) und/oder Korrosion in wässrigen Medien entstehen. Schäden sind wiederum die Ursache der genannten Ausfallarten, Abb. 2.31.

Herkunft und Art flüssigkeitsfremder Inhaltsstoffe (Feststoffe, Gase, Wasser) zeigt Abb. 2.32.

2.5.1 Feststoffverschmutzung

Häufigste Ausfallursache durch tribologische Beanspruchungen an Dicht- und Gleitflächen in Elementepaaren ist fast ausschließlich Feststoffverschmutzung. Dieser Störeinfluss geht nach Herkunft primär auf Eintrag, sekundär auf Erzeugung von Feststoffpartikeln zurück, Abschn. 5.3.1.

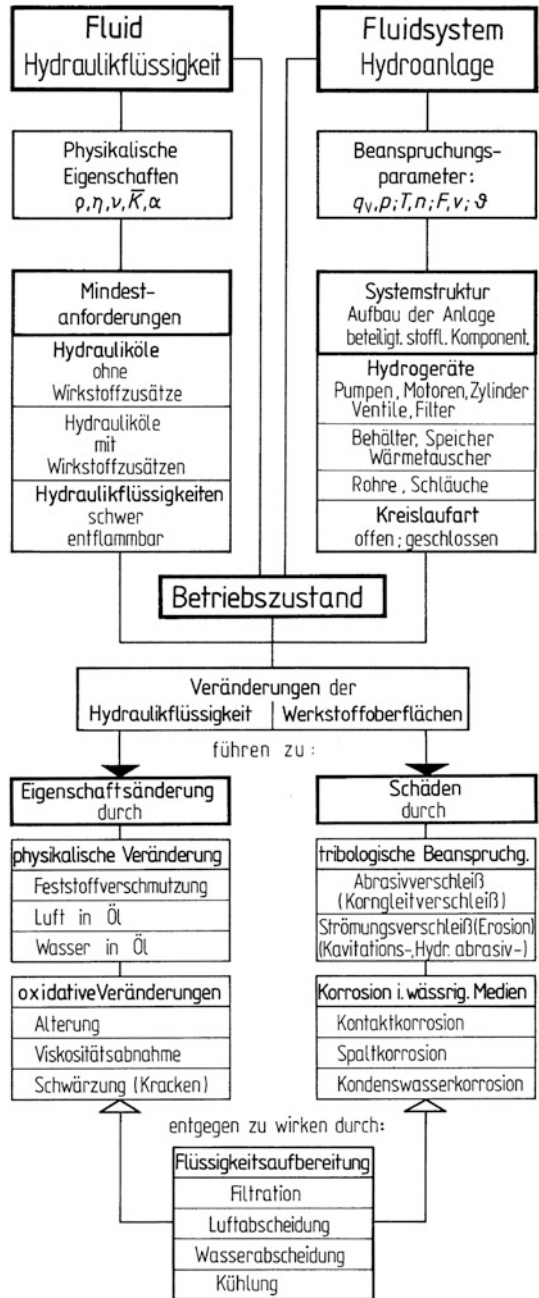
Vorrangige Maßnahme der Instandhaltung ist die Reinhaltung der Druckflüssigkeit, d. h., mittels Filtration Partikel abzuscheiden und so die Schadensursache zu beseitigen, Abschn. 5.3.2. Der Schadensablauf wird außer vom *Verschmutzungsgrad der Flüssigkeit*, z. B. nach ISO 11218; ISO 4406, von der *Verschmutzungsempfindlichkeit der Hydrogeräte* beeinflusst. Es handelt sich um eine Systemeigenschaft, die insbesondere an Pumpen mittels Verschmutzungsempfindlichkeitstests, z. B. nach ISO 18413; ISO/DIS 2, beurteilt wird. Die Konstruktionsoptimierung hinsichtlich langer Nutzungsdauer schließt die Anhebung der Verschleißresistenz der Hydrogeräte ein, so dass deren Widerstand gegen Veränderung von Oberflächen durch Feststoffverschmutzung erhöht wird.

Hinweise für die Praxis Die Funktionssicherheit und damit die Verfügbarkeit von Hydroanlagen wird wesentlich durch instandhaltungsgerechtes Konstruieren der Hydrogeräte bestimmt (VDI 2246 Bl. 1; DIN 31 051).

Instandhaltungsstrategie und -konzept wirken mit der Produkteigenschaft Instandhaltbarkeit zusammen, die zu optimieren ist. So bevorzugt man instandhaltungsarme Baugruppen und wendet zugleich die Strategie der vorbeugenden (präventiven) Instandhaltung an durch:

- *partikelabscheidende* (Schmutz rückhaltende) *Hydraulikfilter*, die nach Bauart, Feinheit, Größe und Anordnung (DIN 24 550 Teil 1 bis Teil 8) anforderungsgerecht festzulegen sind, Abschn. 5.3.2 und 5.3.4,
- Wahl von *Hydrogeräten hoher maximal zulässiger Verschmutzung* (Verschmutzungsgrad DIN 24 564 Teil 1), z. B. von Pumpen, Abschn. 3.1.3, oder Proportionalventilen aus der Gruppe der Stetigventile, Abschn. 4.5.2,
- *Überwachung der Flüssigkeitsreinhaltung* (Verschmutzungskontrolle) nach Wartungs- und Inspektionsliste (DIN 24 343), über Sichtanzeige oder kontinuierlich mittels selbsttätiger, eingebauter Diagnose- und Wartungseinrichtungen.

Abb. 2.31 Wechselwirkung zwischen Hydraulikflüssigkeit und Hydroanlage auf den Betriebszustand, Einflussnahme auf die Betriebsbereitschaft (Verfügbarkeit) durch Wirkstoffzusätze und Flüssigkeitsaufbereitung (Wartung)



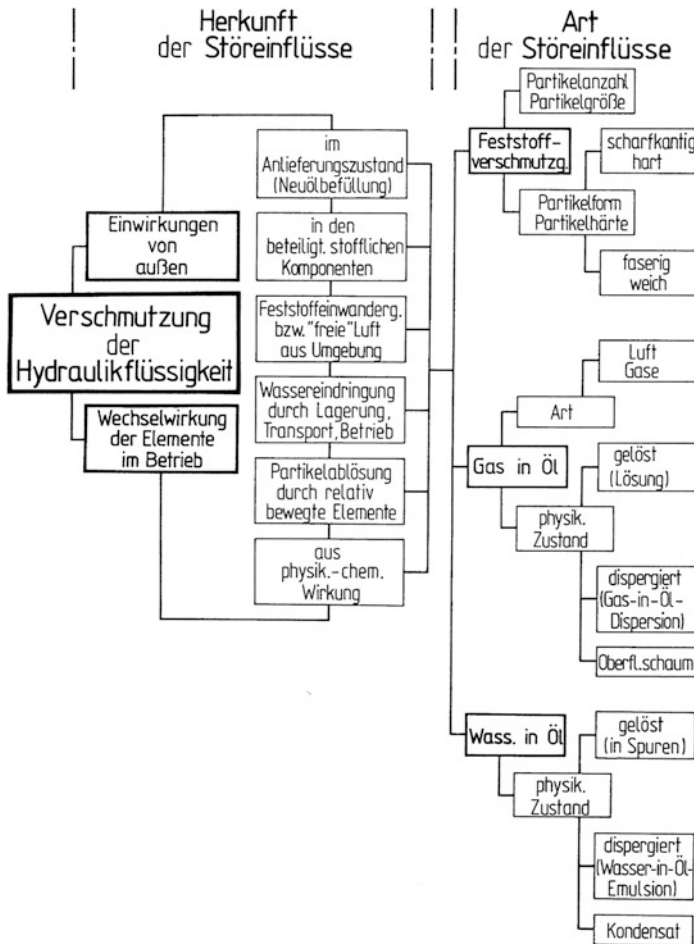


Abb. 2.32 Störeinflüsse nach Herkunft und Art, die Veränderungen der Hydraulikflüssigkeit herbeiführen

2.5.2 Gas in Öl (Luft in Öl)

Diese Verunreinigung wirkt sich im physikalischen Zustand „ungelöste (freie) Luft“ (Dispersion) störend aus. Neben der Wahl einer Druckflüssigkeit mit gutem Luftabscheidevermögen (LAV) sind konstruktive und betriebliche Maßnahmen zu ergreifen. Diese richten sich darauf, das Aus-Lösung-Gehen von gelöster Luft wie das Eintragen „freier Luft“ in den Hochdruckteil möglichst zu beschränken.

Hinweis für die Praxis Außer den in Abschn. 2.2.3 ausgeführten grundlegenden Maßnahmen kann gegen den Störeinfluss Gas in Öl die *Entgasung von Hydraulikflüssigkeiten* als gesonderte Maßnahme nach folgenden Verfahren durchgeführt werden:

- Zyklontank (Zentrifugalwirkung),
- Drucksenkung (Entlüftung durch Unterdruck),
- Austausch von Gasen (inertes Gas anstelle von reaktivem Sauerstoff),
- Ultraschall (Erzeugung schnell aufsteigender großer Blasen mittels Schallstabs (Sonotrode)) [83].

2.5.3 Wasser in Öl

Diese Verunreinigung rührt von außen her und wird als Ausfallrisikofaktor häufig unterschätzt. In Flüssigkeit gelöstes Wasser kann bereits bei Neuölbefüllung vorliegen. Eindringen von Wasser findet bei Transport, Lagerung und im Betrieb statt, etwa durch unzureichende Kolbenstangendichtungen; ferner über Kühlschmiermittelkreislauf an Werkzeugmaschinen; schließlich über feuchte Außenluft, z. B. bei fehlendem oder lediglich partikelabscheidendem Luftfilter, undichtem Behälter.

Wasser in Öl kommt im physikalischen Zustand „gelöst“ wegen der niedrigen Sättigungsgrenze (200 bis 300 ppm) nur in Spuren vor. Ungelöstes Wasser ist entweder in Form feinsten Tröpfchen verteilt, bildet also ein stabiles disperses Stoffsystem, z. B. mit Hydraulikölen eine Wasser-in-Öl-Emulsion, oder es setzt sich in leichterer Flüssigkeit ab, z. B. als Kondensat im Ölbehälter.

Insbesondere in disperser Form (Wasser-in-Öl-Emulsion) verändert „freies Wasser“ sowohl die Hydraulikflüssigkeit als auch die Werkstoffoberflächen wie folgt nachteilig:
Es

- beschleunigt die Ölalterung durch Oxidation, damit Zunahme des Säureanteils (NZ), Absonderung ö unlöslicher Alterungsprodukte, Abschn. 2.4.3,
- setzt den Verschleißschutz des Öls herab durch Zersetzen des zinkbasierten, Verschleißmindernden Wirkstoffs (ZDTP),
- beeinträchtigt Filtrierbarkeit des Öls infolge frühzeitigen Zusetzens der Filter (filter blocking) durch hydrolytische Zersetzungs- und Korrosionsprodukte (ZDTP u. a. Wirkstoffe),
- zerstört Dichtungen durch Quellung und Hydrolyse, insbesondere solche aus Polyurethan (PUR),
- ruft Schäden durch Korrosionsrisse (Schwingungsrissskorrosion), Berührungskorrosion (Korrosion unter Ablagerungen), gleichmäßigen Flächenabtrag (Säurekorrosion, VDI 3822 Bl. 3) an metallischen Bauteilen hervor.

Hinweise für die Praxis Die auf Feststoffe oder Gas in Öl zurückführbaren Störeinflüsse verstärken sich bei Anwesenheit von Wasser. Um letztere Verunreinigung in ihrer Schädigung zu begrenzen, ist „freies Wasser“ möglichst zu verringern mittels folgender konstruktiver und betrieblicher Entwässerungsmaßnahmen.

Das *Aus-Lösung-Gehen gelösten Wassers* tritt bei größeren Temperaturschwankungen wegen Verschiebens der Sättigungsgrenze im Freien auf und ist zu berücksichtigen, indem

- die *instandhaltungsgerechte Konstruktion des Flüssigkeitsbehälters*, besonders für die Mobilhydraulik, Gestaltungsmerkmale berücksichtigt, die Wasserabscheidung durch Schwerkraft (Kondensation) begünstigen, z. B. durch schräg liegenden Behälterboden mit Ablassöffnung an der tiefsten Stelle.

Das *Eindringen „freien Wassers“* lässt sich weitgehend ausschließen, indem man

- die *Behälterausstattung* um entsprechendes Zubehör, z. B. Luftfilter mit Adsorptionstrockner, vervollständigt, Abschn. 3.1.14;
- *Wasser abscheidende Filter* einsetzt, z. B. als zusätzliches Filterelement aus Wasser absorbierendem Polymer in gleichzeitig partikelabscheidendem Kombinationsfilter;
- *Überwachung des Wassergehalts* nach Wartungs- und Inspektionsliste (DIN 24 343) oder kontinuierlich, etwa mittels Trennschichtschwimmers, vornimmt.

Von den Ölherstellern werden Hydrauliköle mit Wasser tragenden Eigenschaften bereitgestellt, so dass die Wahl eines *Hydrauliköls mit emulgierendem Wirkstoff* (HLPD), Abschn. 2.3.1, eine weitere mögliche, jedoch nur ergänzende Maßnahme ist. Insbesondere muss auf das sich i. Allg. verschlechternde Wasserabscheidungsvermögen sowie auf die Korrosionsschutzfähigkeit geachtet werden.

Literatur

1. Truckenbrodt, E.: Fluidmechanik, Bd. 1: Grundlagen und elementare Strömungsvorgänge dichtebeständiger Fluide, 2. Aufl. Springer, Berlin (1980)
2. Krist, Th.: Hydraulik – kurz und bündig, 4. Aufl. Vogel, Würzburg (1980)
3. Chaimowitch, E.M.: Ölhydraulik, 7. Aufl. Technik, Berlin (1967)
4. Staack, D., Dieterle, H.: Änderung von Viskosität, Volumen und Dichte durch Temperatur und Druck. Mitt. Shell Tech. Dienst. MT02/Dr. St. v. 1.3.76
5. Findeisen, D.: Ungleichförmig übersetzende Getriebe durch fluidtechnische Energieübertragung. Konstruktion. **37**, 133–140 (1985)
6. Hahmann, W.: Das dynamische Verhalten hydrostatischer Antriebe mit Servopumpe und ihr Einsatz in Regelkreisen. Dissertation, RWTH Aachen 1973. O + P. **18**, 749–752 (1974)
7. Nikolaus, H.: Elektrohydraulische Analogien. O + P. **16**, 323–328 (1972)
8. Sänger, J.: Untersuchungsprotokoll zum Ersatzkompressionsmodul von Schläuchen. Argus-Normen NAN 7053 bis 7143 über Volumenzunahme verschiedener Schlaucharten. Firmenschrift Argus, Ettlingen (1985)
9. Neumann, W.: Fluide in hydrostatischen Anlagen. In: Das Öl als Konstruktionselement. VDI-Ber. 680, S. 221–248. VDI-Verlag, Düsseldorf (1988)
10. Witt, K.: Unterschiedliches Verhalten hydraulischer und pneumatischer Energieträger. O + P. **15**, 139–142 (1971)
11. Eck, B.: Technische Strömungslehre, Bd. 1: Grundlagen, 8. Aufl. Springer, Berlin (1978)
12. Prandtl, L., Oswatitsch, K., Wieghardt K.: Führer durch die Strömungslehre, 8. Aufl. Vieweg, Braunschweig (1984)
13. Schlichting, H.: Grenzschicht-Theorie, 8. Aufl. G. Braun, Karlsruhe (1982)
14. Rumpel, G., Sondershausen, H.D.: Hydro- und Aerodynamik. In: Dubbel. Taschenbuch für den Maschinenbau, 17. Aufl., S. B46–B62. Springer, Berlin (1990)

15. Kahrs, M.: Der Druckverlust in den Rohrleitungen ölhydraulischer Antriebe. VDI-Forsch.-H. 537. VDI-Verlag, Düsseldorf (1970)
16. Blackburn, J.F., et al. (Hrsg): Fluid power control, Bd. 1: Grundlagen. Krausskopf, Wiesbaden (1962)
17. Schläjer, H.: Druck- und Temperaturregelung bei ölhydraulischen Mengenregelventilen. Dissertation, TH Stuttgart (1959)
18. Firmenschrift Mannesmann Röhrenwerke, Düsseldorf: HPL-Rohre. Nahtlose Präzisionsstahlrohre für Druckleitungen in der Hydraulik und Pneumatik
19. Untersuchungsprotokoll über Druckverluste in Schlauchleitungen. Druckverlust-Diagramme. Fa. Argus, Ettlingen (1969)
20. Kelling, N.: Untersuchungsprotokoll zur Rauheitsmessung an Hydraulikleitungen. (Lab. 5.24. Verschleißschutz, Tribometrie und Tribophysik). Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung (BAM), Berlin (1986)
21. Vorburger, T.V., Scire, F.E., Teague E.G.: Hydrodynamic drag versus roughness for rotating disks. *Wear*. **83**, 339–349 (1982)
22. Chuah, K.B., Olszowski, S.T., Thomas, T.R.: Plate roughness and hydrodynamic drag. *Wear*. **83**, 369–383 (1982)
23. Thoma, J.U.: Einführung in die Ölhydraulik und die hydraulische Systemtechnik, 2. Aufl. Hanser, München (1975)
24. Herning, F.: Stoffströme in Rohrleitungen, 3. Aufl. VDI-Verlag, Düsseldorf (1961)
25. Firmenschrift Parker Hannifin, Gesch.ber. Ermeto, Bielefeld: EO-Rohre, Rohrbogen
26. Firmenschrift Parker Hannifin, Gesch.ber. Ermeto: Durchflusswiderstände W-, T-, Schwenkverschraubungen, Kegelrückschlagventile. Bielefeld
27. Firmenschrift Mannesmann Rexroth, Lohr: 4/3-Wegeventil. Type WE 6 Serie 5a
28. Stoffel, B.: Strömungsmechanik in der Ventiltechnik, Bd. 2, S. 47–64. In: 9. Aach. Fluidtech. Koll. IHP, Aachen (1990)
29. Hirschel, E.H., et al.: Notes on numerical fluid mechanics. Vieweg, Wiesbaden (1990)
30. Dreisbach, K.W.: Berechnen statt erproben. *Fluid*. **25**(5), 24–26 (1991)
31. Firmenschrift Intec, Dettingen.: FIDAP Fluid Dynamics Analysis Package 7.0
32. Grauer, Th., Nguyen, T.H., Engelsdorf, K.: Numerische Strömungsmechanik für Ventilentwicklung. In: 9. Aach. Fluidtech. Koll. (1990), Bd. 2, S. 65–78. IHP, Aachen (1990)
33. Chen, Q., Stoffel, B.: CFD simulation of a hydraulic conical valve with cavitation and poppet movement. 4. Int. Fluidt. Kolloquium Dresden, Bd. 1, S. 109–120 (2004)
34. Bürk, E.: CFD-Simulation, Visualisierung und Messung der Luftströmung in Ventilgeometrien. *O + P*. **48**, 112–117 (2004)
35. Schuster, G.: Verringerung der Kavitationsneigung bei hydraulischen Ventilschiebern. *O + P*. **48**, 575–579, 614–620 (2004)
36. Firmenschriften Fluent Deutschland, Darmstadt: Numerische Strömungssimulation, Software und Dienstleistung; Was leistet CFD? Potenzial für die Zeit- und Kostenersparnis in der Produktentwicklung
37. Nier, R.: Dimensionierung von ölhydraulischen Leitungssystemen. *O + P*. **25**, 394–398, 491–578 (1981)
38. Röper, R.: Fluidische Antriebe. In: Dubbel. Taschenbuch für den Maschinenbau, 17. Aufl., S. H1–H21. Springer, Berlin (1990)
39. Becker, E.: Strömungsvorgänge in ringförmigen Spalten und ihre Beziehungen zum Poiseuilleschen Gesetz. Mitteilungen über Forschungsarbeiten, Heft 48, S. 1–42. Springer, Berlin 1907
40. Stampa, B.: Experimentelle Untersuchungen an axial durchströmten Ringspalten. Dissertation, TU Braunschweig (1971)

41. Mewes, H., Haake, P.: Rheologie und Rheometrie mit Rotationsviskosimetern, 2. Aufl. Fa. Gebr. Haake, Berlin (1965)
42. Bartz, W.J.: Hydraulikflüssigkeiten. Vincentz, Hannover (1982)
43. Staeck, D.: Hydrauliköle. Entwicklungsstand und Ausblick. Fluidtechnik. 12–15 (1984)
44. Firmenschrift Dt. Shell, Hamburg: Tellus Öle. Hydrauliköle HLP
45. Firmenschrift Aral, Bochum: Vitam GF-Reihe
46. Firmenschrift Mobil Oil, Hamburg: Hydrauliköl H-LPD
47. Walther, C.: Anforderungen an Schmiermittel. Z. f. d. Maschinenbau. **10**, 671 (1931)
48. Ubbelohde, L.: Zur Viskosimetrie, 7. Aufl. Hirzel, Stuttgart (1965)
49. Nehls, H.: Physikalische Eigenschaften von Hydraulikölen und ihr Einfluss auf das Betriebsverhalten. O + P. **14**, 369–372 (1970)
50. Blume, K.: Luft im Hydrauliksystem. O + P. **16**, 389–392 (1972)
51. Koch, E.: Auswirkungen von Luft in Flug-Hydraulikanlagen. O + P. **15**, 465–469 (1971)
52. Bock, W.: Hydraulik-Fluide als Konstruktionselement. Vereinigte Fachverlage, Mainz (2007)
53. O + P-Gespräch: Moderne Hydraulikflüssigkeiten. O + P. **47**, 326–345 (2003)
54. Bock, W.: Hydraulik – Fluide – ein Konstruktionselement. O + P. **48**, 542–546 (2004)
55. Firmenschrift Fuchs Petrolub, Mannheim: Renolin Hydraulikflüssigkeiten. FPOC-Industrial Oils
56. Schmidt, M.: Flüssigkeitseigenschaften umweltfreundlicher Fluide. O + P. **43**, 274–282 (1999)
57. Bock, W.: Hydraulik-Fluide- ein Konstruktionselement, Teil VII. O + P. **49**, 260–265 (2005)
58. Ebertshäuser, H., Bork, W.: Neuere Entwicklungen bei Druckflüssigkeiten. O + P. **32**, 83–98 (1988)
59. Die Fachbetriebsregelung des Wasserhaushaltsgesetzes. O + P. **32**, 712–713 (1988)
60. Murrenhoff, H.: Innovationen in der Fluidtechnik. O + P. **42**, 738–748 (1998)
61. Spilker, M., Bock, W.: Die Umwelt als Ideologieträger. Schwermetallfreie Hydrauliköle. Fluid-Technik. **29**, 34–36 (1995)
62. Mang, Th., et al.: Biohydrauliköle für die Werkzeugmaschine-Bestandteil einer neuen Fluidfamilie für die spanende Fertigung. O + P. **39**, 759–762 (1995)
63. Bock, W., Braun, H., Heinemann, H.: Robuste zinkfreie Hydrauliköle. O + P. **57**, 48–51 (2013)
64. Bauer, K., Guse, W.: Druckflüssigkeiten und ihre technischen Eigenschaften. O + P. **30**, 272–276 (1986)
65. Beyer, R., Bauer, K.: Schwerentflammbarkeit von Druckflüssigkeiten beim Kontakt mit Metallschmelzen. O + P. **32**, 433–437 (1988)
66. 6. Bericht der Kommission der EG über Anforderungen und Prüfungen schwerentflammbarer Hydraulikflüssigkeiten [...]. Ständiger Ausschuss für die Betriebssicherheit und den Gesundheitsschutz im Steinkohlenbergbau. Brüssel (1988)
67. Luxemburger Bericht, 7. Auflage: Anforderungen und Prüfung schwerentflammbarer Hydraulikflüssigkeiten zur hydrostatischen und hydrokinetischen Kraftübertragung und Steuerung. Dokument Nr. 4746–10-91 DE-Europäische Kommission
68. Bock, W.: Schwerentflammbare Hydraulikflüssigkeiten. O + P. **51**, 100–108 (2008)
69. O + P-Gespräch: Wann sind biologisch schnell abbaubare Druckflüssigkeiten problemlos einsetzbar? O + P. **40**, 306–326 (1996)
70. Firmenschrift Deutsche Shell, Technischer Dienst, Hamburg. Kröhl, R.H., et al.: Praktizierter Umweltschutz. Welchen Beitrag leisten Schmierstoffe? 114067/VSM 3/02.94
71. Murrenhoff, H.: Umweltfreundliche Fluide. O + P. **48**, 169–177 (2004)
72. Reichel, J.: Biologisch schnell abbaubare Druckflüssigkeiten. VDMA-Einheitsblätter 24568 und 24569. O + P. **38**, 408–409 (1994)
73. Reichel, J.: Biologisch schnell abbaubare Druckflüssigkeiten in der Mobilhydraulik. O + P. **43**, 719–721 (1999)

74. Schmidt, M.: Alterungsuntersuchungen als Beitrag zur Entwicklung umweltverträglicher Tribosysteme. O + P. **45**, 184–191 (2001)
75. Göhler, O.-C., Schmidt, M.: Einfluss der Alterung auf das tribologische Verhalten umweltverträglicher Ester. O + P. **48**, 322–326 (2004)
76. van Bebber, D.: PVD-Schichten in Verdrängereinheiten zur Verschleiß- und Reibungsminimierung bei Betrieb mit synthetischen Estern. O + P. **48**, 140–141 (2004)
77. Streit, G.: Dichtungselastomere für den Einsatz in umweltverträglichen Medien. O + P. **45**, 168–178 (2001)
78. Firmenschriften Parker Hannifin, Dichtungsgruppe Europa, Pleidelsheim: Präzisions-Dichtungen für die Hydraulik und PDF-Ultrathan-Dichtungswerkstoffe
79. Firmenschrift Aral Lubricants, Bochum: Aral Hydrauliköle. Biologisch abbaubare Hydraulikflüssigkeiten.
80. Firmenschriften Fuchs Petrolub, Mannheim: Schmierstoffe Planto. Biologisch schnell abbaubare Industrie-Schmierstoffe; Hightech-Schmierstoffe 2/2004
81. Firmenschriften Deutsche Shell, Commercial Sales, Hamburg: Shell Naturelle HF-R, HF-M, HF-E, HF-X. CSC-T
82. Wallner, U.: Passen Dichtungswerkstoff und Hydrauliköl zusammen? O + P. **50**, 454–457 (2006)
83. Hedengren, B.: Entgasung von Flüssigkeiten mit Ultraschall. O + P. **56**, 28–35 (2012)

Zusammenfassung

Hydropumpe und *Hydromotor* sind *Hydrogeräte zur Energieumformung* (DIN ISO 1219–1), die den generatorischen und den motorischen Teil des hydrostatischen Antriebs bilden. Dessen Aufgabe entspricht im weitesten Sinn der eines *Zwischengetriebes*, das die Kennlinien von Kraft- und Arbeitsmaschine einander so anpasst, dass ein sicherer und wirtschaftlicher Betrieb gewährleistet ist. Für die Funktionseinheiten Pumpe und Motor wird daher das stationäre Verhalten durch *Kenngrößen* definiert sowie anhand bauarttypischer *Kennlinien* aufgezeigt. Anschließend werden Pumpe und Motor als Baueinheiten behandelt, die den *Verdrängermaschinen* zuzuordnen sind. Diese unterscheiden sich nach Art der Volumenbildung bzw. der Drehmomenterzeugung in Einheiten mit drehenden oder schiebenden Verdrängerelementen. Hieraus folgen die Hauptgruppen *Dreh- und Hubkolbenmaschinen*, deren Bauarten durch Gliederungssystematik und Prinzipbilder in tabellarischer Übersicht dargestellt sind. Wird letztere um bauarttypische Kenndaten zum Konstruktionskatalog vervollständigt, lässt sich die methodische Pumpen- bzw. Motorauswahl vornehmen. Ausführlich werden die einzelnen Bauarten nach Verdrängerprinzipien hinsichtlich Wirkungsweise und Einsatzbereich erläutert. Auslegungshinweise zur antreibenden Einheit Pumpe wie Pulsation und Geräuschverhalten werden ergänzt durch Angaben zum Hydraulikbehälter wie Behältervolumen, Wärmehaushalt und Ausstattung zum Antriebsaggregat. Auslegungshinweise zur abtreibenden Einheit Motor wie Langsamlauf- und dynamisches Verhalten vervollständigen die Angaben zu den hydraulischen Drehantrieben. Nach Kennverhalten werden diese in schnellaufende Niedermoment- und langsamlaufende Hochmomentantriebe unterschieden.

Vom motorischen Teil ist die mechanische Energie nicht nur in gleichsinnig drehender Bewegungsform, sondern auch in Form wechelsinniger Dreh- und Schubbewegung

bereitzustellen. Der hydrostatische Antrieb übernimmt somit Aufgaben von Stellantrieben für Schwenk- bzw. Linearbewegung. Außer Hydromotoren werden daher auch *hydraulische Schwenkmotore* und *Hydrozylinder* in methodischer Übersicht durch Konstruktionskataloge dargestellt, ebenso als Bauarten nach Verdrängerprinzipien einzeln abgehandelt. Auslegungshinweise zum dynamischen Verhalten über die Bewegungsphasen, zu elektrischen Wegmesssystemen und zu Hydraulikdichtungen ergänzen die Angaben zu den hydraulischen Stellantrieben.

3.1 Hydropumpen

Technische Prozesse erfordern über einen großen Bereich eine genaue Einstellbarkeit von Prozessgrößen wie Drehzahl, Hub, Geschwindigkeit und Drehmoment. Werden für Pumpe und/oder Motor Verdrängermaschinenbauarten mit verstellbarem Verdrängungsvolumen vorgesehen, lassen sich stetige Signale für Steuerung und Regelung verlustarm einleiten.

Wird die Steuerfunktion von einer drehzahlveränderbaren elektrischen Antriebseinheit (Stromrichterantrieb) übernommen, kann diese mit einer Pumpe konstanten Fördervolumens kombiniert werden.

Antriebseinheiten als Energiequelle

Der Vielfalt an Arbeitsmaschinen stehen zwei Kraftmaschinen (Antriebsmaschinen) als Energiequelle der Hydroanlage gegenüber, welche die primärseitige Energie umformen: Elektromotor als elektrische Antriebseinheit und Verbrennungsmotor als nichtelektrische Antriebseinheit. An deren Wellenstümpfen wird mechanische Leistung abgegeben:

$$P = \omega T = 2\pi nT. \quad (3.1)$$

Hydropumpen (H-Pumpen) sind mechanisch-hydraulische Energieumformer, die die von einer Antriebseinheit bereitgestellte rotatorische mechanische Energie über die Pumpenwelle aufnehmen, in hydraulische umformen und am Druckstutzen abgeben („Hydrogenerator“).

Als *mechanischer Eingang des hydrostatischen Antriebs* bildet die H-Pumpe den generatorischen Getriebeteil, der einen Flüssigkeitsstrom mit stromgebundener Energie im abgedichteten Druckraum erzeugt. Vorherrschende Energieform ist die Druckenergie.

3.1.1 Pumpenkenngrößen

Das Beharrungsverhalten von Pumpen wird durch hydraulische und mechanische Kenngrößen beschrieben. Erstere beziehen sich auf den Strömungsteil (Stutzen), letztere auf den Antrieb (Pumpenwelle). Der jeweilige Energieumsatz ist für die verlustfreie Pumpe äquivalent, für die verlustbehaftete Pumpe unterscheidet sich der Energieumsatz durch anteilige Verluste.

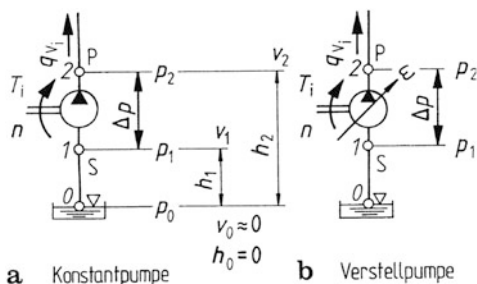


Abb. 3.1 Symbole der Pumpe mit einer Volumenstromrichtung bei **a** konstantem bzw. **b** veränderlichem Fördervolumen, sowie Symbol des offenen, mit der Atmosphäre verbundenen Behälters. O Druckflüssigkeitsspiegel des Behälters, 1 niederdruckseitiger Leitungsanschluss (Einlass S), 2 hochdruckseitiger Leitungsanschluss (Auslass P), p statische Drücke, h geodätische Höhen, v Strömungsgeschwindigkeiten

3.1.1.1 Hydraulische Kenngrößen der verlustfreien Pumpe

Für ideale Fluidsysteme, hier für die *verlustfreie Pumpe*, lässt sich nach (2.16a), Abschn. 2.1.2.2, die Energiebilanz in den drei kennzeichnenden Strömungsquerschnitten (Messstellen $0, 1, 2$) aufstellen.

Der Höhenunterschied zwischen der Bezugsebene und dem betrachtetem Strömungsquerschnitt entspricht der Höhenlage h . Für die Hydropumpe definiert man den (nahezu ruhenden) Flüssigkeitsspiegel als Bezugsebene ($h_0 = 0$) für die geodätische Höhe, Abb. 3.1. Befindet sich die Pumpe jedoch unterhalb des Flüssigkeitsspiegels, ist wie bei der Kreiselpumpe (DIN EN 12723) entweder die Wellenachse, Abb. 3.5a, oder die Höhenlage des Pumpeneintritts, Abb. 3.4a, zweckmäßig als Bezugsebene ($h_1 = 0$) zu definieren.

Somit gilt für die Energiedichte w im *Eintrittsquerschnitt der Anlage* (Messstelle 0):

$$\frac{\rho}{2}v_0^2 + \rho gh_0 + p_0 = w_0; \quad p_0 = 0, \quad v_0 \approx 0 \quad (3.2a)$$

Eintrittsquerschnitt der Pumpe (Einlassöffnung) (Messstelle 1):

$$\frac{\rho}{2}v_1^2 + \rho gh_1 + p_1 = p_{1t} = w_1; \quad p_{1t} = p_{0t} \quad (3.2b)$$

Austrittsquerschnitt der Pumpe (Auslassöffnung) (Messstelle 2):

$$\frac{\rho}{2}v_2^2 + \rho gh_2 + p_2 = p_{2t} = w_2; \quad p_{2t} > p_{1t}. \quad (3.2c)$$

Die Energiedichten w sind Überdrücke p_e über dem Atmosphärendruck p_{amb} . Der Gesamtdruck (Totaldruck) p_t der idealen Flüssigkeit, also die Energiedichte w , wird im Strömungsabschn. $1 \rightarrow 2$ angehoben ($w_2 > w_1$). Im Strömungsabschn. $0 \rightarrow 1$ erfolgt keine Energiezufuhr ($w_1 = w_0$).

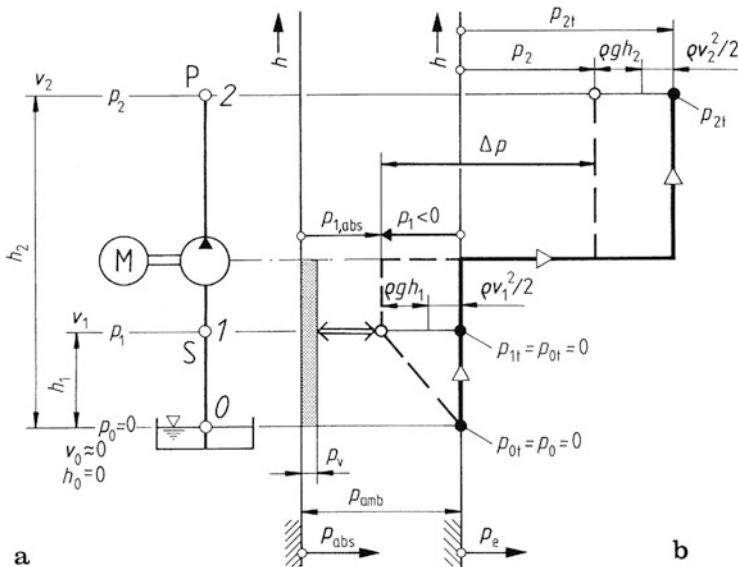


Abb. 3.2 Selbstansaugende Pumpe als verlustlose Verdrängermaschine mit Eingang der Pumpe (Einlass S) oberhalb Flüssigkeitsspiegel. **a** Symbol der Elektrohydropumpe mit offenem Behälter, Leitung unter Flüssigkeitsspiegel; **b** Energielinie (Gesamtdruck p_t) als dick ausgezogene Kurve und Drucklinie (statischer Druck p) als gestrichelte Kurve

Betriebsdruck auf der Eingangsseite (Saugverhalten)

In den Energiegleichungen (3.2a–c) sind die Drücke Überdrücke. Lediglich Atmosphärendruck p_{amb} und Verdampfungsdruck p_v der Druckflüssigkeit sind als absolute Drücke p_{abs} anzugeben.

Messstelle 0:

Am Eingang der Anlage (Behälter) verschwindet der statische Druck als Überdruck $p_0 = p_{0e} = 0$, dem der Absolutdruck $p_{0,abs} = p_{amb}$ zugeordnet ist. Die Höhenlage des Eintritts der Anlage verschwindet ($h_0 = 0$) oder kann positiv sein ($h_0 > 0$), sofern die Pumpe unterhalb des Flüssigkeitsspiegels liegt. Die Hebe- bzw. Sinkgeschwindigkeit des Flüssigkeitsspiegels im Behälter ist vernachlässigbar ($v_0 \approx 0$). Dies bedeutet im Fall verschwindender Höhenlage ($h_0 = 0$), dass näherungsweise kein Gesamtdruck herrscht ($p_t \approx 0$).

Messstelle I:

Am Eingang der Pumpe (Einlass S) ist der statische Druck hydraulische Kenngröße. Er steht als negativer oder positiver Überdruck $p_1 = p_{1e}$ an, je nachdem, wie die Lage des Pumpeneingangs zum Flüssigkeitsspiegel ist. Hiervon leiten sich die Anforderungen an das Saugverhalten ab. Man unterscheidet selbstansaugende, Abb. 3.2, und nichtselbstansaugende Pumpen, Abb. 3.4 und 3.5. Dem Überdruck p_1 entspricht der Absolutdruck $p_{1,abs} = p_1 + p_{amb}$.

Selbstansaugende Pumpen

Wegen gleich hoher Energiedichte in den Messstellen 0 und 1 , Abb. 3.2a, verschwinden näherungsweise die Gesamtdrücke in den Eingangsquerschnitten von Anlage und Pumpe ($p_{1t} = p_{0t} \approx 0$), Abb. 3.2b. Dies lässt sich aus dem schematisierten Verlauf der *Energielinie*, Abb. 3.2b, entnehmen, die von 0 nach 1 mit der vertikalen Bezugslinie für den Überdruck ($p_e = 0$) zusammenfällt.

Es folgt somit nach (3.2b) als hydraulische Kenngröße der *Eingangsdruk* (Überdruck)

$$p_1 = -(\rho gh_1 + \rho v_1^2/2), \quad (3.3a)$$

absoluter Eingangsdruck

$$p_{1,abs} = p_{amb} + p_1. \quad (3.3b)$$

Am Eingang der Pumpe (Saugstutzen, 1) ist der Absolutdruck kleiner als der Atmosphärendruck bzw. der *Überdruck negativ*

$$p_{1,abs} > p_{amb}, \quad p_1 > 0. \quad (3.4a)$$

Dies geht aus dem schematisierten Verlauf der *Drucklinie*, Abb. 3.2b, hervor. Geht man von der vertikalen Bezugslinie für den Absolutdruck ($p_{abs} = 0$) aus, kann die gestrichelte Kurve zugleich als *absolute Drucklinie* aufgefasst werden. An der Messstelle 1 sind somit Überdruck p_1 und Absolutdruck $p_{1,abs}$, zu entnehmen.

Sinkt der absolute Eingangsdruck $p_{1,abs}$ unter den Verdampfungsdruck p_v , ergibt sich Kavitation mit ihren unerwünschten Auswirkungen auf Betriebssicherheit, Lebensdauer und Geräuschabstrahlung nach Abschn. 2.2.3. Die Differenz von Eingangsdruck $p_{1,abs}$ und Verdampfungsdruck p_v , ist die positive Nettoenergiedichte im Eingangsquerschnitt der Pumpe, $p_{1,abs} - p_v$, die zur Umwandlung vom statischen in kinetischen und geodätischen Druck verfügbar ist. Diese verfügbare statische Druckdifferenz an der Messstelle 1 ist in Abb. 3.2b durch einen Hohlpfeil gekennzeichnet. Verschwindet für den Grenzfall $p_{1,abs} = p_v$ die Nettoenergiedichte, lässt sich nach (3.3b) als größtmögliche Höhenlage des Eingangsquerschnitts zum Flüssigkeitsspiegel der

Grenzwert der Saugrohrlänge

$$\lim h_1 = \frac{p_{amb} - p_v}{\rho g} - \frac{v_1^2}{2g} \quad (3.5a)$$

bestimmen. Hierbei ist mit der Verdampfungsdruckhöhe $p_v/(\rho g)$ zu rechnen, der zu der im Ansaugquerschnitt der Pumpe herrschenden Flüssigkeitstemperatur ϑ_{1f} der vom Pumpenhersteller empfohlenen Viskositätsklasse gehört, s. Abschn. 2.2.4. Die Saugrohrlänge h_1 selbstansaugender Pumpen muss den Grenzwert nach (3.5a) ausreichend unterschreiten, also der Bedingung

$$h_1 < \lim h_1 \quad (3.6a)$$

genügen.

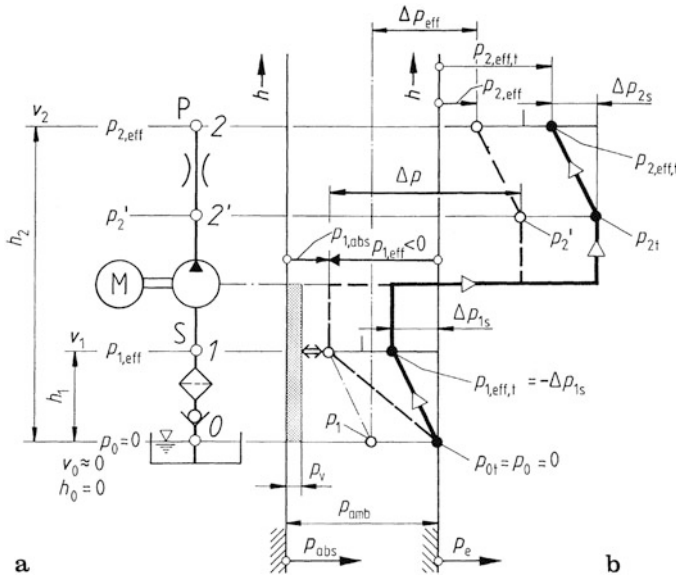


Abb. 3.3 Selbstansaugende Pumpe als verlustbehaftete Verdrängermaschine mit Eingang der Pumpe (Einlass S) oberhalb Flüssigkeitsspiegel. **a** Symbol des Hydrogeräts; **b** Energielinie (Gesamtdruck p_t) und Drucklinie (statischer Druck p)

Im realen Fluidsystem, hier in der *verlustbehafteten Pumpe*, ist der eingangsseitige Druckverlust Δp_{1s} zu berücksichtigen. Dieser setzt sich aus dem Rohrreibungsverlust Δp_{1R} in der Saugleitung und den Verwirbelungsverlusten Δp_{1V} in Rohrkrümmern und Einbauteilen wie Siebkorb, Saugfilter, ggf. Fußventil und Leitungsverbindungen, Abb. 3.3a, zusammen.

Stellt man das Energiegleichgewicht für reale Flüssigkeiten an den Messstellen 0 und 1 entsprechend (2.38) auf, so verringert sich der Eingangsdruck der Pumpe, (3.3a, b), um den eingangsseitigen Druckverlust Δp_{1s} (Ansaugverlust): *effektiver Eingangsdruck* (Überdruck)

$$p_{1,eff} = p_1 - \Delta p_{1s}, \tag{3.3c}$$

absoluter effektiver Eingangsdruck

$$p_{1,abs} = p_{amb} - p_{1,eff}. \tag{3.3d}$$

Die Nettoenergieichte im Eintrittsquerschnitt der Pumpe, $p_{1,abs} - p_v$, ist in Abb. 3.3b durch einen Hohl Pfeil vom Verdampfungsdruck zur *absoluten Drucklinie* gekennzeichnet. Berücksichtigt man den eingangsseitigen Druckverlust Δp_{1s} , kann die effektiv zur Energieumwandlung verfügbare statische Druckdifferenz an der Messstelle im Vergleich zur verlustlosen Pumpe, Abb. 3.2b, erheblich kleiner werden.

Entsprechend vermindert sich gegenüber (3.5a) der

Grenzwert der Saugrohrlänge mit Verlusthöhe

$$\lim h_{1s} = \frac{p_{\text{amb}} - p_v}{\rho g} - \frac{v_1^2}{2g} - \frac{\Delta p_{1s}}{\rho g} \quad (3.5b)$$

um den auf die Gewichtskraft bezogenen Verlust an mechanischer Energie im Strömungsabschn. von 0 bis 1.

Nach der Schreibweise der Energiegleichung in der Energiehöhe (2.16b), Abschn. 2.1.2.2, bezeichnet man bei Kreiselpumpen diesen bezogenen Verlust als *eingangsseitige Verlusthöhe* H_{1s} (oder $H_{J,1}$ nach DIN EN 12723)

$$H_{1s} = \Delta p_{1s}/(\rho g). \quad (3.7)$$

Um letztere Energiehöhe unterscheiden sich die Grenzwerte der Saugrohrlänge im idealen und realen Fluidsystem

$$\lim h_{1s} = \lim h_1 - H_{1s}. \quad (3.8a)$$

Hinweise für die Praxis

Damit einwandfreies Saugverhalten gewährleistet ist, darf die statische Druckdifferenz im Pumpeneintritt nicht zu groß werden. Andernfalls tritt vor Unterschreiten des Verdampfungsdrucks die in der Druckflüssigkeit gelöste Luft in größerer Menge aus und verursacht *Aeration*, Abschn. 2.2.3.

Für die Auslegung gilt daher der *Mindestwert des absoluten Eingangsdrucks*,

$$\min p_{1,\text{abs}} = (0,6 \dots 0,8)\text{bar}, \quad (3.9a)$$

als zulässiger, vom Pumpenhersteller jeweils anzugebender Richtwert. Dem entspricht als negativer Überdruck der *Mindest-Eingangsdruck*

$$p_{1,\text{min}} = (-0,4 \dots -0,2\text{bar})$$

bei dem die Pumpe mit den gegebenen Kenngrößen (DIN 24564 Teil 1) ordnungsgemäß betrieben werden kann.

Um auch bei Tiefstand des Flüssigkeitspegels im Behälter den Saugrohrenlauf unterhalb des Flüssigkeitsspiegels zu halten, ist eine genügende Saugrohrlänge vorzusehen. Zur Erreichung einer *großen Ansaughöhe* h_1 ist das Ansaugteil so auszulegen, dass die örtliche Druckdifferenz im Pumpeneintritt (statische Auslegungsdruckdifferenz) klein wird.

Hierfür sind die Bemessungswerte der anteiligen Drücke kinetischer Druck und eingangsseitiger Druckverlust in (3.3d) im Einklang mit den Ausführungsgrundlagen von Saugleitungen der Hydropumpe (DIN EN ISO 4413) niedrig zu halten.

Der eingangsseitige kinetische Druck $p_{k1} = \rho v_1^2/2$ verringert sich, wenn die zulässige Strömungsgeschwindigkeit in der Saugleitung v_{max} , nach Tab. 2.4 bzw. Abb. 2.15, Abschn. 2.1.3.4, nicht überschritten wird. Entsprechend dem für selbstansaugende Pumpen angegebenen Richtwert sollte die (mittlere) Geschwindigkeit im Eingang der Pumpe (v_1) der Bedingung

$$v_1 \leq v_{\text{max}} = 0,8 \text{ m/s} \quad (3.9b)$$

genügen. Hierfür ist eine ausreichende Nennweite (DN) der Saugleitung zu wählen.

Der eingangsseitige Druckverlust Δp_{1s} wird durch ausreichende Nennweite der Saugleitung gleichfalls kleiner, da der Rohrreibungsverlust Δp_{1R} sinkt. Bei zu kleiner Ansaugöffnung ist die Saugleitung mit erforderlichem Rohr-Innendurchmesser d über reduzierende Leitungsverbindung anzuschließen. Möglichst kurzes, gerades Saugrohr verwenden, Mündung 20 bis 100 mm über Behälterboden zur Vergrößerung des Einlaufquerschnitts unter 45 bis 60° abschrägen. Krümmer und Einbauteile erhöhen den Strömungswiderstand und sollten daher auf der Saugseite vermieden werden.

lässt sich dies nicht erreichen, sind großer Biegeradius r bzw. ausreichende Nenngröße (NG) zu wählen, so dass der Verwirbelungsverlust Δp_{1V} niedrig bleibt. Rohrverschraubungen sollten mit günstigem Strömungsverlauf, Saugfilter mit geringem Anfangsdruckverlust im Reinzustand gewählt werden, Abschn. 5.3.4. Ein als Fußventil für die Aufrechterhaltung der Stillstandsfüllung verwendetes Rückschlagventil sollte geringsten Öffnungsdruck aufweisen. So werden in Schiffshydrauliken Rückschlagventile ohne Feder mit Leichtbauschließelement Kunststoffkugel eingesetzt.

Der störungsfreie Betrieb von Pumpen stellt Anforderungen an deren Instandhaltbarkeit (VDI 2246 Bl. 2), die vom Betreiber einfache und geringe Maßnahmen der Wartung nach sich ziehen (DIN EN ISO 4413). Um die Betriebssicherheit zu gewährleisten, ist neben der Mindestanforderung an die Hydraulikflüssigkeit nach gutem *Luftabscheidevermögen* (LAV), Tab. 2.7, Abschn. 2.2.4, insbesondere die sachgerechte *Befüllung, Belüftung und Bemessung des Behälters*, Abschn. 3.1.14, zu beachten. Die örtliche Druckdifferenz im Pumpeneintritt (statische Betriebsdruckdifferenz) kann im Vergleich zum Bemessungswert (statische Auslegungsdruckdifferenz) dadurch größer werden, dass *betriebsbedingte Einflüsse* sowohl die Eigenschaften der Hydraulikflüssigkeit, z. B. das LAV, Abschn. 2.2.3, als auch die anteiligen Drücke in (3.3d) verändern.

Vom positiven Nettoumgebungsdruck $p_{amb} - p_v$ verbleibt nur ein kleiner Anteil, wenn Füllungsverluste auftreten. Einwandfreie Saugwirkung wird nur bei *vollständiger Füllung* erreicht. Auf das vorherige Füllen von Gehäusen vor Inbetriebnahme ist zu achten. Undichtigkeiten in den Leitungsverbindungen oder in den Wellendichtungen der Verdrängermaschine ziehen Füllungsverluste nach sich, die ein Absinken des Flüssigkeitsspiegels im Saugraum, ferner Schäumen der Hydraulikflüssigkeit verursachen.

Bei völligem Druckausgleich zwischen Saugraum und Umgebung, $p_{1,abs} = p_{amb}$ bzw. $p_1 = 0$, wäre kein statischer Druck verfügbar.

Der eingangsseitige kinetische Druck $\rho v^2/2$ steigt mit der Antriebsdrehzahl. Es ist daher auf die vom Hersteller angegebene *Grenzdrehzahl* für den selbstansaugenden Betrieb zu achten. Insbesondere Konstantpumpen mit großem Fördervolumen, z. B. Hubkolbenmaschinen, benötigen bei höheren Antriebsdrehzahlen einen Zulaufdruck. Ferner ist beim Anfahren und Einstellen von Verstellpumpen eine Beschleunigungshöhe aufzubringen, Abschn. 2.1.2.3.

Der eingangsseitige Druckverlust Δp_{1s} steigt mit zunehmender Viskosität ν der Druckflüssigkeit, denn Reibungs- und Verwirbelungsverlust sind nach Abschn. 2.1.3.4 bzw. 2.1.3.5 viskositätsabhängig. Es ist daher darauf zu achten, dass die für die Pumpe empfohlene *größtmögliche Startviskosität* $\nu_{max,Start}$ für den ungünstigsten Anfahrbetrieb (niedrigste

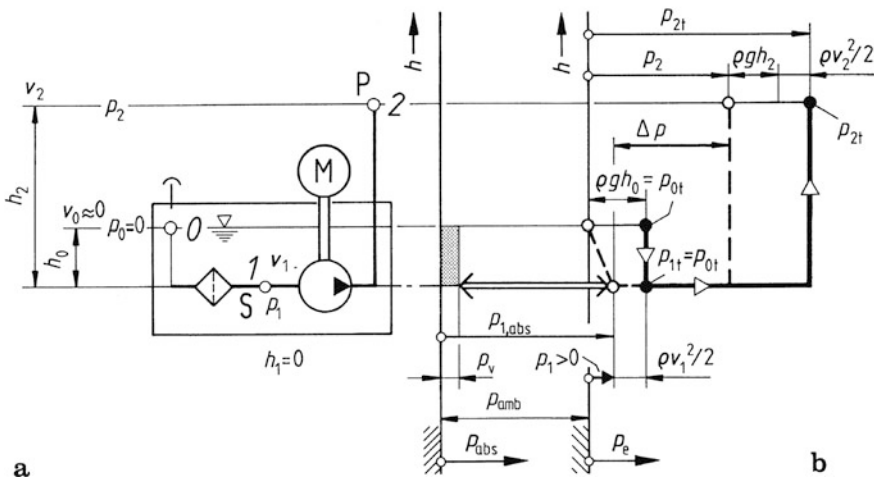


Abb. 3.4 Nicht selbstansaugende Pumpe als verlustlose Verdrängermaschine mit Eingang der Pumpe (Einlass S) innerhalb des Behälters ständig unterhalb des Flüssigkeitsspiegels (Unterölpumpe). **a** Symbol der Elektrohydropumpe mit geschlossenem Behälter, Verbindung zur Atmosphäre durch Entlüftungselement (Luftfilter); **b** Energielinie (Gesamtdruck p_t) als dick ausgezogene Kurve und Drucklinie (statischer Druck p) als gestrichelte Kurve

Flüssigkeitstemperatur $\vartheta_{f,\min}$) nicht überschritten wird. Dies geschieht durch Auswahl der geeigneten Hydraulikflüssigkeit nach Abschn. 2.3.

Wechsel des Filterelements, Abschn. 5.3.4, rechtzeitig einleiten, um großen Ansaugverlust, Absinken des Eingangsdrucks mit vermehrtem Auftreten dispergierter Luft zu unterbinden. Bei erhöhten sicherheitstechnischen Anforderungen kann das Saugfilter mit Bypass-Ventil ausgerüstet werden. Ist die Schmutzaufnahmefähigkeit des Filterelements erschöpft oder ein extremer Kaltstart zu bewerkstelligen, kann mittels Bypassöffnung die Funktion der hydraulischen Anlage vorübergehend aufrechterhalten werden. Langfristig bringt der Filterbypass allerdings Schädigung von Hydrogeräten infolge erhöhter Schmutzbelastung mit sich.

Nicht selbstansaugende Pumpen

Variiert man die Anordnung von Pumpe zu Behälter derart, dass der Eingang der Pumpe (Einlass S) innerhalb, Abb. 3.4a, oder außerhalb des Behälters ständig unterhalb des Flüssigkeitsspiegels liegt, Abb. 3.5a, ergibt sich eine positive Höhenlage des Eingangs der Anlage ($h_0 > 0$).

Man spricht von geodätischer Zulaufhöhe h_0 (oder $H_{1,\text{geo}}$ nach DIN EN 12723). Im Sinne des positiv wirkenden Gewichtsdrucks stellt sich ein Eingangsdruck $\rho g h_0$ ein, den den Gesamtdruck an der Messstelle 0 im Gegensatz zur Anordnung nach Abb. 3.2a nicht verschwinden lässt. Bei gleicher Energiedichte in den Messstellen 0 und 1 ($p_{1t} = p_{0t}$) folgt

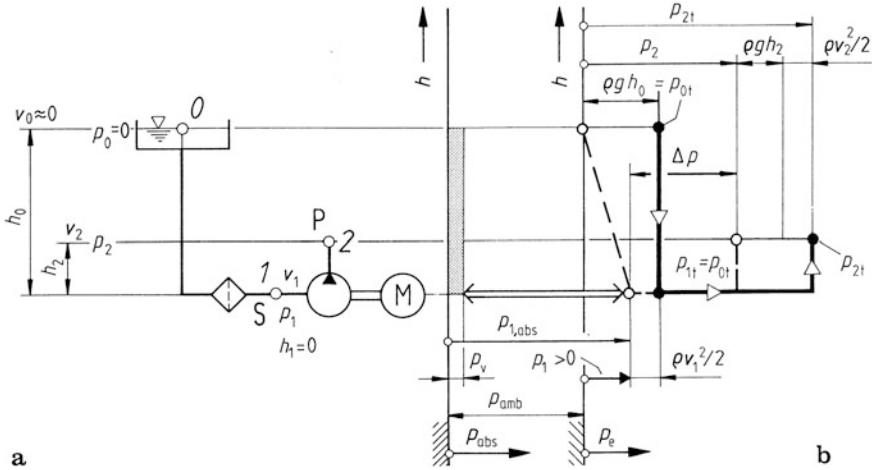


Abb. 3.5 Nicht selbstansaugende Pumpe als verlustlose Verdrängermaschine mit Eingang der Pumpe (Einlass S) außerhalb des Behälters ständig unterhalb des Flüssigkeitsspiegels. **a** Symbol der Elektropumpe mit separatem, offenen Behälter, Leitung unter Flüssigkeitsspiegel mit natürlichem Gefälle; **b** Energielinie (Gesamtdruck p_t) und Drucklinie (statischer Druck p)

im Eingangsquerschnitt der Pumpe nach (3.2b) der statische Druck als *Eingangsdruk* (Überdruck)

$$p_1 = \rho g h_0 - \rho v_1^2/2, \quad (3.10a)$$

absoluter Eingangsdruk

$$p_{1,abs} = p_{amb} + p_1. \quad (3.10b)$$

Am Eingang der Pumpe (Einlass S I) ist der Absolutdruck größer als der Atmosphärendruck bzw. der *Überdruck positiv*

$$p_{1,abs} > p_{amb}, \quad p_1 > 0. \quad (3.4a)$$

Dies geht aus dem schematischen Verlauf der *Drucklinie*, Abb. 3.4b und 3.5b, hervor. Die positive Netto-Energiedichte im Eingangsquerschnitt der Pumpe, $p_{1,abs} - p_v$, ist durch Hohlpfel vom Verdampfungsdruck zur *absoluten Drucklinie* gekennzeichnet. Die zur Energieumwandlung verfügbare statische Druckdifferenz an der Messstelle I ist im Vergleich zur selbstansaugenden Pumpe, Abb. 3.2b, erheblich größer, da an Stelle des negativen Eingangsdruks $-\rho g h_0$ im Eingangsquerschnitt ein positiver Eingangsdruk $\rho g h_0$ ansteht. Dieser bleibt jedoch nur so lange erhalten, wie der geodätische größer als der kinetische Druck ist. Aus dem Grenzfall $\rho g h_0 = \rho v_1^2/2$ folgt der *Grenzwert der Zulaufhöhe*

$$\lim h_0 = v_1^2/(2g). \quad (3.11a)$$

Die geodätische Zulaufhöhe h_0 nicht selbstansaugender Pumpen muss diesen Grenzwert nach (3.11a) ausreichend überschreiten, also der Bedingung

$$h_0 > \lim h_0 \quad (3.6b)$$

genügen.

Im realen Fluidsystem, hier in der *verlustbehafteten Pumpe* ist der eingangsseitige Druckverlust Δp_{1s} zu berücksichtigen. Stellt man die Energiebilanz für reale Flüssigkeiten an den Messstellen 0 und 1 entsprechend (2.38) auf, so verringert sich der Eingangsdruck der Pumpe (3.10a, b) um den eingangsseitigen Druckverlust Δp_{1s} (Einlassverlust): *effektiver Eingangsdruck* (Überdruck)

$$p_{1,\text{eff}} = p_1 - \Delta p_{1s}, \quad (3.10c)$$

absoluter effektiver Eingangsdruck

$$p_{1,\text{abs}} = p_{\text{amb}} + p_{1,\text{eff}}. \quad (3.10d)$$

Entsprechend vergrößert sich gegenüber (3.11a) der *Grenzwert der Zulaufhöhe mit Verlusthöhe*

$$\lim h_{0s} = v_1^2/(2g) + \Delta p_{1s}/(\rho g), \quad (3.11b)$$

um die *eingangsseitige Verlusthöhe* H_{1s} , (3.7). Um letztere unterscheiden sich die Grenzwerte der Zulaufhöhe im idealen und realen Fluidsystem

$$\lim h_{0s} = \lim h_0 + H_{1s}. \quad (3.8b)$$

Hinweise für die Praxis

Bei nicht selbstansaugenden Pumpen ist kein Dichtungsaufwand erforderlich, denn Einlassöffnung und Pumpensaugraum befinden sich unterhalb des Flüssigkeitsspiegels. Außenluft kann über den BelüftungsfILTER nicht angesaugt werden, Abschn. 5.3.4. Allerdings ist die Zugänglichkeit von Pumpen, die sich innerhalb des Behälters unterhalb des Flüssigkeitsspiegels befinden, erschwert, der Instandhaltungsaufwand erhöht.

Die zulässige Zulaufhöhe h_0 bestimmt sich aus kinetischem Druck und Druckverlust im Eingangsquerschnitt der Pumpe. Beide Drücke möglichst niedrig zu halten, strebt man zu Gunsten einer *kleinen Zulaufhöhe* h_0 für die Auslegung an.

Der eingangsseitige kinetische Druck $p_{k1} = \rho v_1^2/2$ verringert sich, wenn die zulässige Strömungsgeschwindigkeit in der Saugleitung, v_{max} , nach Tab. 2.4 bzw. Abb. 2.15, Abschn. 2.1.3.4, nicht überschritten wird.

Entsprechend dem für nicht selbstansaugende Pumpen angegebenen Richtwert sollte die (mittlere) Geschwindigkeit v_1 im Eingang der Pumpe der Bedingung

$$v_1 \leq v_{\text{max}} = 1,5 \text{ m/s}$$

genügen. Hierfür ist eine ausreichende Nennweite (DN) für die Zulaufleitung zu wählen.

Für den eingangsseitigen Druckverlust Δp_{1s} gilt das Gleiche wie bei selbstansaugenden Pumpen.

Lässt sich für die Auslegung das Leitmerkmal „große Ansaughöhe“, damit die für selbstansaugende Pumpen geltende Bedingung (3.6a) nur schwer verwirklichen, oder sind die für den störungsfreien Betrieb erforderliche vollständige Füllung, geringer eingangsseitiger kinetischer Druck und Druckverlust nicht ständig zu gewährleisten, wählt man auch für selbstansaugende Pumpen eine Behälteranordnung mit positiver Höhenlage, so dass ein positiver Eingangsdruck p_1 ansteht. Die häufig gewählte Behälteranordnung nach Abb. 3.4a (Unterölpumpe) reagiert weniger empfindlich auf steigenden Druckverlust des Saugfilters bei Verschmutzung und ermöglicht zudem die kompakte Bauweise von Antriebsaggregaten. Die Behälteranordnung nach Abb. 3.5a empfiehlt sich bei großen Förderströmen oder kurzzeitig zu deckendem großen Volumenbedarf (Pumpen für Spitzenlastbetrieb).

Lässt sich für die Auslegung das Leitmerkmal „kleine Zulaufhöhe“, damit die für nicht selbstansaugende Pumpen geltende Bedingung (3.6b), nur schwer verwirklichen, hält man den erforderlichen positiven Eingangsdruck p_1 dadurch aufrecht, dass man eine Füllpumpe vor die Hauptpumpe schaltet. Ein solcher Speisebetrieb wird dann unumgänglich, wenn die räumlichen Gegebenheiten für die benötigte Zulaufhöhe h_0 , Abb. 3.5a, unzureichend sind oder ein Bedarf an sehr großen Förderströmen (Mehrkreisumpen) besteht. Wird die Pumpe nicht im „offenen Kreislauf“ sondern im geschlossenen Kreislauf“ betrieben, liegt ebenfalls Speisebetrieb vor.

Betriebsdruck auf der Ausgangsseite (Förderverhalten)

Für das ideale Fluidsystem, hier für die Pumpe ohne Verluste, wird die zugeführte mechanische Energie vollständig in hydraulische umgeformt. Die Energiedichte w wird somit erhöht ($w_2 > w_1$).

Messstelle 2:

Am Ausgang der Pumpe (Auslass P) ist der statische Druck hydraulische Kenngröße. Dieser Betriebsdruck auf der Ausgangsseite steht als Überdruck $p_2 = p_{2e}$ an.

Wegen größerer Energiedichte an der Messstelle 2 gegenüber 1 herrscht ein Gesamtdruck am Ausgang (Druckstutzen 2), der dementsprechend höher ist ($p_{2t} > p_{1t}$). Dies lässt sich aus dem schematischen Verlauf der Energielinie, Abb. 3.2b, entnehmen. Es folgt somit nach (3.2c) als hydraulische Kenngröße der

Ausgangsdruck (Überdruck)

$$p_2 = p_{2t} - (\rho g h_2 + \rho v_2^2 / 2). \quad (3.12a)$$

Dies geht aus dem schematisierten Verlauf der Drucklinie, Abb. 3.2b, hervor.

Im realen Fluidsystem, hier im *verlustbehafteten Antriebsaggregat*, ist der austrittsseitige Druckverlust Δp_{2s} zu berücksichtigen, der sich wiederum aus Rohrreibungsverlust Δp_{2R} in der Druckleitung und den Verwirbelungsverlust Δp_{2V} in Rohrkrümmern und Einbauteilen zusammensetzt. Bereits vor Durchströmen der ausgangsseitigen Verluststrecke ist das Niveau des Ausgangsdrucks p'_2 niedriger als im verlustfreien Aggregat (p_2), denn ein

Teil der zugeführten mechanischen Energie geht für den Ausgleich des eintrittsseitigen Druckverlusts Δp_{1s} verloren.

Stellt man die Energiebilanz für reale Flüssigkeiten an der Messstelle 2 entsprechend (2.38) auf, so verringert sich der Ausgangsdruck der Pumpe (3.12a), um den Gesamtdruckverlust, (3.17a): *effektiver Ausgangsdruck* (Überdruck)

$$p_{2,\text{eff}} = p'_2 - \Delta p_{2s} = p_2 - \Delta p_{1s} - \Delta p_{2s} = p_2 - \sum \Delta p_s. \quad (3.12b)$$

Dies geht aus dem schematisierten Verlauf der Drucklinie, Abb. 3.3b, hervor.

Förderdruck als nutzbare Betriebsdruckdifferenz der Pumpe (Energieumsatz)

Die der zugeführten mechanischen Energie gleichwertige (äquivalente) hydraulische Energie bezogen auf das Volumen ergibt sich aus der (statischen)

Druckdifferenz der Pumpe (VDI 2152, DINISO 4391), d. h. aus dem Förderdruck

$$\begin{aligned} p_2 - p_1 &= (p_{2t} - p_{1t}) - \rho g(h_2 - h_1) - \rho(v_2^2 - v_1^2)/2 \\ \Delta p^P &= \Delta p = \Delta p_t - (\rho g \Delta h + \Delta p_k). \end{aligned} \quad (3.13a)$$

Diese zwischen den Leitungsanschlüssen abgreifbare Druckdifferenz entspricht dem Abstand der Drucklinie zwischen den Messstellen 1 und 2, Abb. 3.2b.

Im Gegensatz zu den Strömungsmaschinen sind bei den Verdrängermaschinen Geschwindigkeits- und Lageenergieanteil am Gesamtenergiebetrag vernachlässigbar klein, so dass der statische Druck p die Summe von geodätischem, ρgh , und kinetischem Druck p_k überwiegt:

$$p \gg (\rho gh + p_k). \quad (3.14)$$

Die Energiedichte am Ein- und Ausgang ist daher hinreichend durch den statischen Druck $p_{1t} \approx p_1$, $p_{2t} \approx p_2$, der volumenbezogene Energieumsatz maßgebend durch die Druckdifferenz der Pumpe

$$\Delta p = p_2 - p_1 \approx \Delta p_t \quad (3.13b)$$

gekennzeichnet.

Dies lässt sich durch Vergleich der hier nur qualitativ dargestellten Energie- und Drucklinien an den Messstellen 1 und 2, Abb. 3.2b, verdeutlichen.

Schließt man für das reale Fluidsystem, hier für das *verlustbehaftete Antriebsaggregat*, den Ein- und den Auslassverlust (Δp_{1s} , Δp_{2s}) in die Energiebilanz ein, so folgen Gesamtdruck am Eingang der Anlage (Behälter)

$$p_{0t} = p_{1,\text{eff},t} + \Delta p_{1s}, \quad (3.15a)$$

effektiver Gesamtdruck am Ausgang der Komponente (Antriebsaggregat)

$$p_{2,\text{eff},t} = p_{2t} - \Delta p_{2s}. \quad (3.15b)$$

Dem volumenbezogenen Energieumsatz realer Flüssigkeiten entspricht die Gesamtdruckdifferenz nach (3.15a, b).

Wegen des nach (3.14) kleinen Geschwindigkeits- und Lageenergieanteils genügt es, den Energieumsatz maßgebend durch die statische Druckdifferenz des Antriebsaggregats oder den *effektiven Förderdruck*

$$\begin{aligned} p_{2,\text{eff}} - p_1 &= p_2 - \Delta p_{1s} - \Delta p_{2s} - p_1 \\ &= (p_2 - p_1) - (\Delta p_{1s} + \Delta p_{2s}) \approx (p_{2,\text{eff,t}} - p_{0t}) \quad (3.16a) \\ &= \Delta p_{\text{eff}} = \Delta p - \sum \Delta p_s \approx \Delta p_{\text{eff,t}} \end{aligned}$$

zu kennzeichnen. Wie an der Kurzschreibweise von (3.17a) für Druckdifferenzen ersichtlich, vermindert sich gegenüber (3.13) der Förderdruck des Antriebsaggregats um die Summe von Ein- und Auslassverlust, also um den *Gesamtdruckverlust*

$$\sum \Delta p_s = \Delta p_{1s} + \Delta p_{2s}. \quad (3.17a)$$

Um letztere Energiedichte unterscheiden sich die Förderdrücke im idealen und realen Fluidsystem

$$\Delta p = \Delta p_{\text{eff}} + \sum \Delta p_s. \quad (3.18a)$$

Der volumenbezogene Energieumsatz an der Pumpe, Δp , ist also um den Gesamtdruckverlust $\sum \Delta p_s$ zu erhöhen, um einen Förderdruck des Antriebsaggregats von der geforderten Höhe Δp_{eff} nutzen zu können. Diese zwischen Anlageneingang und Druckanschluss abgreifbare Druckdifferenz entspricht dem Abstand der Drucklinie zwischen den Messstellen 0 und 2, Abb. 3.3b, strichpunktierte Kurve.

Bei dem verlustfreien Hydrogerät wäre hierfür lediglich der Förderdruck Δp_{eff} zu erzeugen, Abb. 3.2b.

Geometrisches und theoretisches Fördervolumen

Das geometrische Verdrängungsvolumen V_g ist die geometrisch berechnete Summe sämtlicher Kammervolumen, die durch Bewegung der Verdrängerelemente während einer Bewegungsperiode (Wellenumdrehung oder Doppelhub) ausgefüllt wird, ohne hierbei Toleranz, Spiel und Verformung zu berücksichtigen (DIN ISO 4391).

Die Berechnung des geometrischen Verdrängungsvolumens hängt vom Verdrängerprinzip ab. Als Funktion des Umdrehungswinkels φ gibt das Verdrängungsvolumen den Zusammenhang mit den Konstruktionsparametern wieder und kann schon in der Konstruktionsphase bestimmt werden [1]. Für eine Bewegungsperiode gelangt man zum Hubvolumen, das für die einzelnen Bauarten durch Näherungsformeln meist hinreichend erfasst wird (VDI 2152). Für die Pumpe folgt hieraus die hydraulische Kenngröße *geometrisches Fördervolumen* für die *Zahnradpumpe*, Abb. 3.6a,

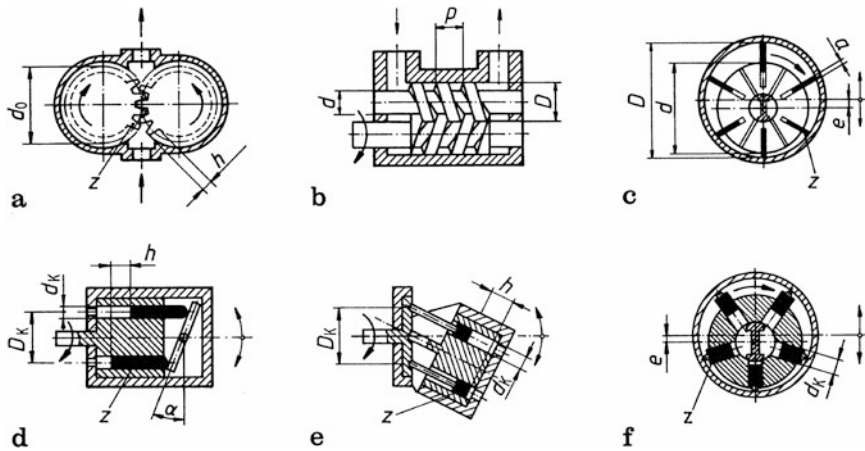


Abb. 3.6 Prinzipbild zur Berechnung des geometrischen Fördervolumens der Verdrängermaschinenbauarten nach VDI 2152. **a** Zahnradpumpe mit Außenverzahnung; **b** Schraubepumpe; **c** Einhubige Flügelzellenpumpe; **d** Axialkolbenpumpe, Schrägscheibe; **e** Axialkolbenpumpe, Schrägachse; **f** Radialkolbenpumpe mit Außenexzenter

$$V_g \approx \pi d_0 b h = \pi m z b h \quad (3.19a)$$

mit d_0 Teilkreisdurchmesser, m Modul, z Zähnezahl des Triebrads, b Zahnbreite, h Zahnhöhe; für die *Schraubepumpe*, Abb. 3.6b,

$$V_g = [\pi (D^2 - d^2) p / 4] - [D^2 (\alpha / 360) - D^2 \sin 2\alpha / 4] p$$

mit

$$\cos \alpha = (D + d) / (2d) \quad (3.19b)$$

und D Kopfkreisdurchmesser, d Fußkreisdurchmesser, p Axialteilung; für die *Flügelzellenpumpe* (einhubig) Abb. 3.6c,

$$V_g = [\pi b (D^2 - d^2) / 4] - [abz (D - d)] \quad (3.19c)$$

mit Exzentrizität e und D Statordurchmesser, d Rotordurchmesser, a Flügeldicke, b Flügelbreite, z Flügelzahl; für die *Kolbenpumpe* (einhubig), Abb. 3.6d–f,

$$V_g = (\pi d_K^2 / 4) h z \quad (3.20)$$

mit

$$h = \begin{cases} D_K \tan \alpha & \text{bei Axialkolbenpumpe, Bauart Schrägscheibe;} \\ D_K \sin \alpha & \text{bei Axialkolbenpumpe, Bauart Schrägachse;} \\ 2e & \text{bei Radial- und Reihenkolbenpumpe} \end{cases}$$

und d_K Kolbendurchmesser, h Kolbenhub, D_K Kolbenteilkreisdurchmesser, α Schwenkwinkel, e Exzentrizität, z Kolbenzahl.

Die Näherungsbeziehung für das Hubvolumen der Zahnradpumpe, (3.19a), ist mit bis zu 5 % Abweichung behaftet, so dass etwa zur Bestimmung des volumetrischen Verlusts genauere Berechnungen heranzuziehen sind [1]. Bei der Schraubepumpe ist das Verdrängungsvolumen, (3.19b), drehwinkelunabhängig und dem Produkt von Restquerschnitt A_R und Axialteilung p gleichzusetzen. Als Restquerschnitt ergibt sich die Oberfläche des achtförmigen Querschnitts der Gehäusebohrungen vermindert um die Oberflächen der Schraubenspindelquerschnitte.

Die Nenngröße (NG) von Pumpen und Motoren ist gleich bedeutend mit dem geometrischen Verdrängungsvolumen V_g (ISO 3662).

Die Stufung des Verdrängungsvolumens erfolgt dezimalgeometrisch, bevorzugt nach der Normzahlreihe R 10 (DIN 323 Teil 1).

Je Wellenumdrehung wird ein bestimmtes Fördervolumen aus den Kammern verdrängt. Dieses lässt sich am ausgangsseitigen Leitungsanschluss bei druckloser Förderung aus einer Durchflussmessung ermitteln und wird *theoretisches Fördervolumen*

$$V_i = V_g + V_c \quad (3.21a)$$

genannt. V_i ist um das Schleppvolumen V_c an bewegten Wänden in Dichtspalten größer als das geometrische Fördervolumen V_g . Bei der reinen Mitschlepppumpe (Viskopumpe), wie sie als Schmiereinrichtung für Gleitlager verwendet wird (z. B. Schmierringe DIN 322, VDI 2202), ist das Schleppvolumen gleich dem theoretischen Fördervolumen. Bei der reinen Verdrängerpumpe (z. B. Schraubepumpe) ist das Schleppvolumen gleich null, da hier die Schleppwirkung senkrecht zur Förderrichtung auftritt. Bei den übrigen Verdrängerprinzipien beruht die Förderwirkung auf der Kombination von Verdränger- und Mitschlepp effekt. Doch ist das mit der Pumpenbauart und Dichtspalthöhe veränderliche Schleppvolumen i . Allg. geringfügig, so dass theoretisches und geometrisches Fördervolumen häufig gleich gesetzt werden können

$$V_i \approx V_g \text{ wegen } V_c \ll V_g. \quad (3.21b)$$

Verstellpumpen können durch Verändern des Verstellwegs s bzw. des Verstellwinkels α mittels einer Verstelleinrichtung vom minimalen Fördervolumen – häufig bei Nullförderung $V_i(\varepsilon = 0)$ – bis zum maximalen Fördervolumen $V_{i,\max}$ eingestellt werden

$$V_i = \varepsilon V_{i,\max}. \quad (3.22a)$$

Die Volumeneinstellung kann also Werte zwischen 0 und 1 annehmen

$$0 \leq \varepsilon \leq 1, \quad \text{wobei gelten soll } \varepsilon = s/s_{\max} \text{ bzw. } \varepsilon = \alpha/\alpha_{\max} \quad (3.22b)$$

Die Näherung (3.21b) verliert ihre Anwendbarkeit, wenn der volumetrische Verlust mit dem theoretischen Fördervolumen V_i als Bezugsgröße zuverlässig ermittelt werden soll, Abschn.

3.1.1.3. Allein das Schleppvolumen V_c beläuft sich bei nicht druckkompensierten Zahnradpumpen auf $V_c = (0,02 \dots 0,03) V_g$, bei Flügelzellen-, u. U. auch bei Kolbenpumpen, kann man den Mitschleppereffekt ebenfalls nicht vernachlässigen. Bei druckkompensierten Pumpen verringert sich die Dichtspaltweite mit dem Förderdruck, so dass wegen minimalen Leckverlusts das theoretische Fördervolumen V_i lediglich um das Schleppvolumen V_c schwankt.

In der realen Hydrokomponente nehmen zusätzlich elastisch und thermisch bedingte Dehnungen der Wandträger (Pumpengehäuse) sowie Lagerspiele an der Läuferwelle Einfluss auf das theoretische Fördervolumen V_i , so dass letzteres als von Förderdruck Δp , Antriebsdrehzahl n , Druckmitteltemperatur ϑ_{1f} sowie Kompressibilität χ abhängige hydraulische Kenngröße anzusehen ist. Um den Gesamteinfluss zu erfassen, legt *Schlösser* [1] als *gemessenes theoretisches Fördervolumen*

$$V_i = (\Delta q_{ve} / \Delta n)_{p \neq 0, \vartheta_{1f}}$$

die Steigung des effektiven Förderstroms über der Antriebsdrehzahl (q_{ve}^P, n^P -Kennlinie) nach (3.28) zugrunde. Die Messung erfolgt bei Bezugsparametern mit definiertem Mindestbetriebsdruck, um die Lageunbestimmtheit des Wellenmittelpunkts (instabiler Lauf) zu beheben.

Die verbliebene Parameterabhängigkeit des gemessenen theoretischen Fördervolumens von Förderdruck und Antriebsdrehzahl schaltet Toet [2] aus, indem als V_i aus *Messungen abgeleitetes theoretisches Fördervolumen* die Kennliniensteigerungen der Verdrängermaschine für Pumpen- und Motorbetrieb (q_{ve}^P, n^P -; q_{ve}^M, n^M -Kennlinien) bei Eintrittsbezugsstemperatur ϑ_{1f} herangezogen werden. Mittels Korrelationsrechnung extrapoliert man auf verschwindenden Förderdruck bzw. Druckgefälle ($\Delta p^P = \Delta p^M = 0$).

Die Kenngrößenbestimmung lässt sich bei zwei unterschiedlichen Drehzahlen hinreichend genau ausführen (DIN ISO 4391). Das Verfahren zur Bestimmung des *aus Messungen ermittelten Verdrängungsvolumens* ist allgemein festgelegt (ISO 8426).

Theoretischer Förderstrom

Mit dem theoretischen Fördervolumen V_i und der Antriebsdrehzahl n folgt somit als hydraulische Kenngröße der *theoretische Förderstrom*

$$q_{vi} = V_i n. \quad (3.23a)$$

Für die Praxis (Zahlenwertgleichung):

$$q_{vi} = 10^{-3} V_i \cdot n \quad (3.23b)$$

mit q_V in l/min, V in cm^3 , n in min^{-1} .

3.1.1.2 Kenngrößen des verlustfreien Antriebs

Kombiniert man Fördervolumen V_i , (3.21), oder Förderstrom q_{vi} , (3.23), mit der Druckdifferenz der Pumpe Δp , (3.13b), so erhält man das Drehmoment T_i bzw. die Leistung P_i als Kenngrößen des Antriebs.

Theoretisches Pumpendrehmoment

Verdrängungsarbeit je Doppelhub und Antriebsenergie längs des Drehwinkels einer Wellenumdrehung, $\varphi = 2\pi$, sind gleich:

$$T_i 2\pi = W_i = V_i \Delta p,$$

es ergibt sich an der Pumpenwelle das *theoretische Pumpendrehmoment*

$$T_i = V_i \Delta p / (2\pi). \quad (3.24)$$

Theoretischer Förderstrom q_{v_i} und theoretisches Pumpendrehmoment T_i ergeben zusammen die hydrostatischen Grundgleichungen (3.23a), (3.24), aus denen das Beharrungsverhalten der Geräte hervorgeht, die nach dem Verdrängerprinzip arbeiten. Auf Grund deren innerer Dichtheit bleibt das Verhältnis zwischen Drehzahl und Fluidstrom konstant über dem Druck (3.23a), Abb. 3.7a, b. Das über der Drehzahl konstante Drehmoment kennzeichnet starres Drehmoment-Drehzahl-Verhalten (3.24), Abb. 3.7c.

Theoretische Pumpenleistung

Verdrängungsleistung und Antriebsleistung mit der Winkelgeschwindigkeit $\omega = \varphi/T$ sind ebenfalls gleich, folglich lautet die *theoretische Pumpenleistung*

$$P_i = T_i \omega = 2\pi n T_i = q_{v_i} \Delta p \quad (3.25)$$

mit n Drehzahl (Umdrehungsfrequenz).

Die aus Antriebs- oder hydraulischen Kenngrößen gleichwertig zu bildende theoretische Pumpenleistung lässt sich als Druck-Strom-Produkt oder als Momenten-Winkelgeschwindigkeits-Produkt in Abb. 3.7b bzw. c für beliebigen Förderdruck Δp bzw. Winkelgeschwindigkeit ω als schraffierte Fläche gleichen Inhaltwerts darstellen.

3.1.1.3 Hydraulische Kenngrößen der verlustbehafteten Pumpe

Reale Fluidsysteme sind verlustbehaftet. Die in Verdrängermaschinen auftretenden Verluste beruhen auf Leck- und Drehmomentverlusten.

Um das Betriebsverhalten, z. B. die hydraulische Leistung P_h (3.33a), vorausszusagen, zieht man funktionell gleichwertige Ersatzsysteme (Äquivalenzsysteme) für das Konstruktionsobjekt heran. Bei höherer Komplexität der Berechnung greift man zur Datenverarbeitung in der Konstruktion (VDI 2211 Bl. 2).

Da die Fördercharakteristik der realen Pumpe möglichst betriebsgetreu nachzubilden ist, wurden verschiedene *mathematische Modelle für Verdrängermaschinen* entwickelt [3–20], die sich nach Darstellung und Abstraktionsgrad unterscheiden. Hierbei geht man von den in Abschn. 3.1.1.1 und 3.1.1.2 behandelten *Grundgleichungen hydrostatischer Maschinen* aus, die durch den theoretischen Förderstrom q_{v_i} und das theoretische Pumpendrehmoment T_i , (3.23a), (3.24), wiedergegeben werden. Diese Kenngrößen ohne Verluste sind für Pumpen um den Leckverlust $q_{v_d} = q_{v_s}$ zu vermindern bzw. um den Drehmomentverlust T_s zu erhöhen, (3.26), (3.30).

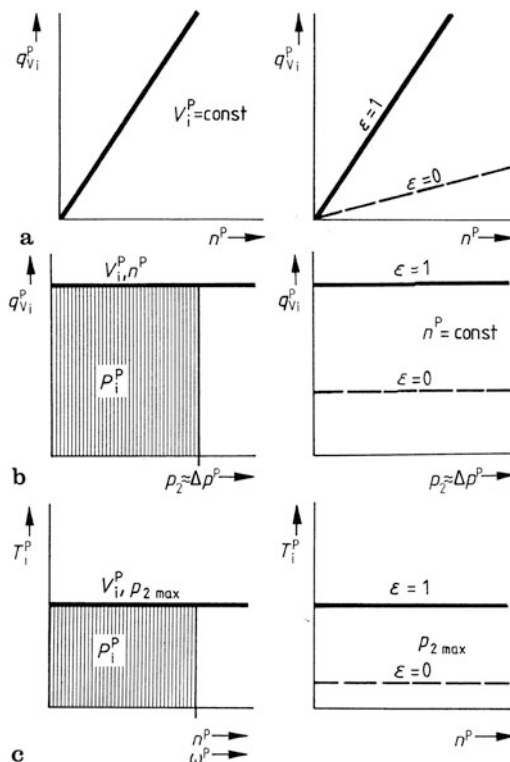


Abb. 3.7 Kenngrößen zur Energieumformung durch verlustlose Verdrängermaschine (Konstant- und Verstellpumpe). **a** Theoretischer Förderstrom q_V bei Konstantpumpe und maximaler/minimaler theoretischer Förderstrom bei Verstellpumpe über Antriebsdrehzahl n (q_{Vi}, n -Kennlinien); **b** Theoretischer Förderstrom q_{Vi} bei Konstantpumpe über Ausgangsdruck p_2 (näherungsweise gleich dem Förderdruck Δp) (q_{Vi}, p_2 -Kennlinien) und theoretische Pumpenleistung P_i als Flächeninhalt; **c** Theoretische Antriebsleistung T_i bei Konstantpumpe und maximales/minimales theoretisches Antriebsmoment bei Verstellpumpe über Antriebsdrehzahl n bei höchstzulässigem Ausgangsdruck $p_{2 \max}$ (T_i, n -Kennlinien) und theoretische Pumpenleistung P_i als Flächeninhalt

Effektiver Förderstrom und volumetrischer Wirkungsgrad

Verdrängermaschinen weisen an bewegten Verdränger- und Steuerelementen funktionsbedingte Dichtspalte auf, in denen Druckflüssigkeit entweicht. Der nach außen tretende Leckstrom $q_{Vs,ex}$ fließt aus allen Druckräumen in das Gehäuse und geht im Wesentlichen dem Hydrokreislauf verloren. Der interne Leckstrom $q_{Vs,in}$ fließt vom Druck- zum Saugraum und geht der Energieumformung verloren, Abb. 3.8.

Der externe Leckstrom $q_{Vs,ex}$ ist vom Summendruck Σp , der interne Leckstrom $q_{Vs,in}$ vom Förderdruck Δp abhängig:

$$q_{Vs,ex} = f(p_1 + p_2) = f(\Sigma p); \quad q_{Vs,in} = f(p_1 p_2) = f(\Delta p).$$

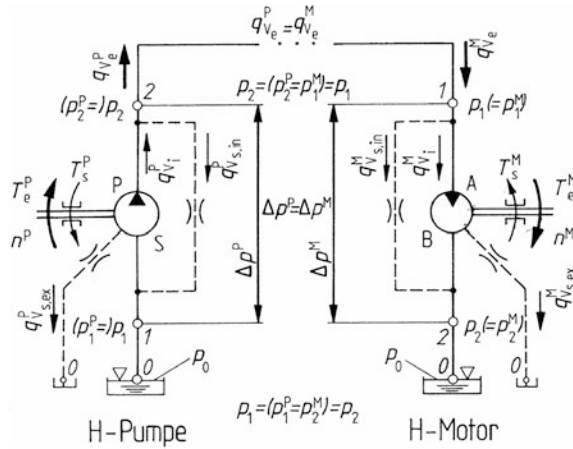


Abb. 3.8 Ersatzschaltung zur Energieumformung durch verlustbehaftete Verdrängermaschinen (H-Pumpe und H-Motor) mit internen Leckströmen $q_{V_{s,in}}^P, q_{V_{s,in}}^M$; externen Leckströmen $q_{V_{s,ex}}^P, q_{V_{s,ex}}^M$ und Drehmomentverlusten T_s^P, T_s^M bei $p_2 = p_1, q_{V_e}^P = q_{V_e}^M$ (keine Leitungsverluste); Schaltung Pumpe zu Motor mit Behälter, Leitungsanschlüssen Einlass (S Pumpe, A Motor) und Auslass (P Pumpe, B Motor), p_1 Betriebsdruck auf Eingangsseite (p_1^P Pumpe, p_1^M Motor), p_2 Betriebsdruck auf Ausgangsseite (p_2^P Pumpe, p_2^M Motor), nutzbare Betriebsdruckdifferenzen: Δp^P Förderdruck, Δp^M Druckabfall

Von einem zusätzlichen geschwindigkeitsabhängigen Anteil des internen Leckstroms wird hier abgesehen, da dieser sehr klein und durch die Unterscheidung des theoretischen Förderstroms q_{v_i} vom geometrischen q_{v_g} , infolge Mitschleppeffekts hinreichend berücksichtigt wird. Wegen des vergleichsweise niedrigen Eingangsdrucks $p_1 \ll p_2$ können Summen- und Förderdruck gleich gesetzt werden: $\Sigma p \approx \Delta p$, so dass näherungsweise gilt:

$$q_{v_s} = q_{v_{s,ex}} + q_{v_{s,in}} = f(\Sigma p, \Delta p, n \text{ bzw. } v, \nu, \rho) \approx f(\Delta p).$$

Der Gesamtleckstrom (Verluststrom) q_{v_s} ist folglich außer von der Bauart von den Betriebsparametern des Antriebs (n) bzw. der Druckflüssigkeit (ν, σ), insbesondere vom Förderdruck Δp abhängig, Abb. 3.9a, b.

Der theoretische Förderstrom q_{v_i} vermindert sich am Pumpenausgang um den Leckstrom q_{v_s} , Abb. 3.8a, so dass sich der effektive Förderstrom oder hochdruckseitige Volumenstrom

$$q_{v_e} = q_{v_i} - q_{v_s} \tag{3.26}$$

ergibt.

Eine weitere Verminderung um den volumetrischen Verlust infolge Kompressibilität ($q_{v_{s,k}}$, DIN ISO 4391) bleibt i. Allg. verfeinerten mathematischen Modellen vorbehalten, Abschn. 3.1.1.4. Die Messung des tatsächlichen Förderstroms erfolgt am Auslass bei bestimmten Temperatur- und Druckwerten (ISO 4409, ISO 9110 Teil 1 und 2).

Das Verhältnis von effektivem zu theoretischem Förderstrom ergibt den

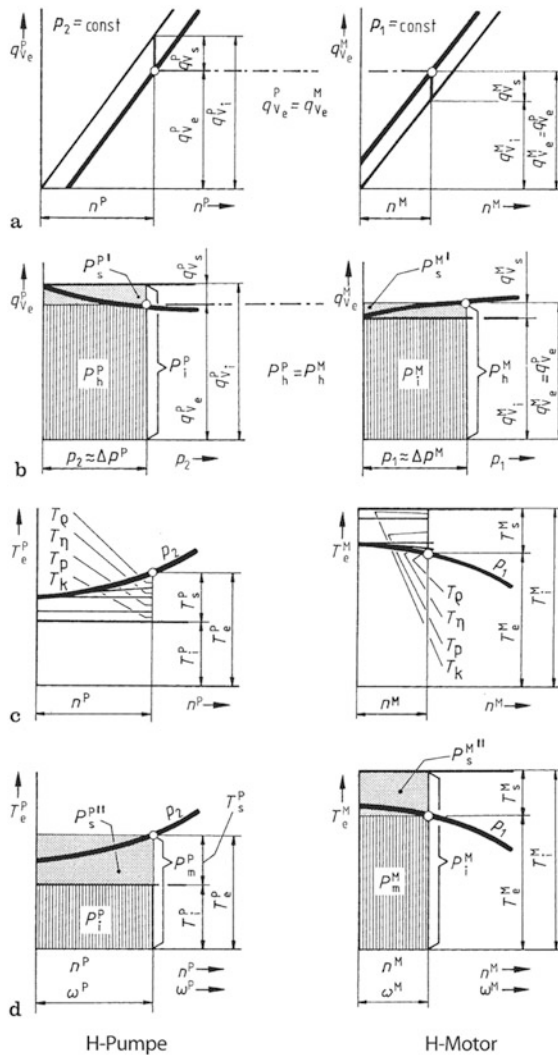


Abb. 3.9 Kenngrößen zur Energieumformung durch verlustbehaftete Verdrängermaschinen mit V_i^P bzw. $V_i^M = \text{const}$ (Konstantpumpe und Konstantmotor) sowie Druckflüssigkeit mit ρ_1 und $\eta_1 = \text{const}$. **a** Effektiver Förderstrom $q_{V_e}^P$ über Drehzahl n^P ($q_{V_e}^P, n^P$ -Kennlinie) bzw. effektiver Schluckstrom ($q_{V_e}^M, n$ -Kennlinie) schematisiert (ohne drehzahlbedingte Leckverluste; **b** Effektiver Förderstrom $q_{V_e}^P$ über Ausgangsdruck p_2 annähernd Förderdruck Δp^P ($q_{V_e}^P, n$ -Kennlinie) bzw. effektiver Schluckstrom $q_{V_e}^M$ über Eingangsdruck p_1 annähernd Druckabfall Δp^M ($q_{V_e}^M, p_1$ -Kennlinie) mit Gesamtleckströmung $q_{V_s}^P, q_{V_s}^M$ und Verlusttrennung nach Schlösser [3.11] sowie hydraulische Pumpen- bzw. theoretische Motorleistung als schraffierte, volumetrische Verlustleistungen P_s^P, P_s^M als gerasterte, theoretische Pumpen- bzw. hydraulische Motorleistung als gesamte Flächeninhalte; **c** Antriebsmoment T_e^P über Antriebsdrehzahl n^P (T_e^P, n^P -Kennlinie) bzw. Abtriebsmoment T_e^M über Abtriebsdrehzahl n^M (T_e^M, n^M -Kennlinie) mit Gesamtdrehmomentverlusten T_s^P, T_s^M und Verlusttrennung nach Wilson/Schlösser [3, 4]; **d** wie **c** mit theoretischer Pumpen- bzw. Abtriebsleistung als schraffierte, hydraulisch-mechanische Verlustleistungen $P_s^{P'}, P_s^{M'}$ als gerasterte, Antriebs- bzw. theoretische Motorleistung als gesamte Flächeninhalte über Winkelgeschwindigkeit ω^P, ω^M

volumetrischen Wirkungsgrad

$$\eta_v = \frac{q_{V_e}}{q_{V_i}} = \frac{q_{V_i} - q_{V_s}}{q_{V_i}} = 1 - \frac{q_{V_s}}{V_i \cdot n}, \quad (3.27a)$$

Mit dem theoretischen Fördervolumen V_i und dem volumetrischen Wirkungsgrad η_v folgt proportional zur Drehzahl der *effektive Förderstrom*

$$q_{V_e} = q_{V_i} \eta_v = V_i n \eta_v. \quad (3.28a)$$

Bei gegebenem effektiven Förderstrom bestimmt sich hieraus das erforderliche theoretische Fördervolumen

$$V_i = \frac{q_{V_e}}{n \eta_v}. \quad (3.29a)$$

Für die Praxis (Zahlenwertgleichungen):

$$q_{V_e} = 10^{-3} V_i n \eta_v \quad (3.28b)$$

$$V_i = 10^{-3} q_{V_e} / (n \eta_v) \quad (3.29b)$$

mit q_V in l/min, V in cm^3 , n in min^{-1} .

Nach dem *Modell von Wilson* [3] ist der Gesamtleckstrom q_{V_s} vom theoretischen Fördervolumen V_i und der Pumpenkonstruktion abhängig. Der Leckverlust wird auf die Spaltströmung durch Druckgefälle (laminare Kanalströmung) in funktionsbedingten Dichtspalten zurückgeführt. Letztere bilden eine Gruppenschaltung hydraulischer Widerstände von der Druck- zur Saugseite.

Im erweiterten *Modell von Schösser* [4, 5] setzt sich der Gesamtleckstrom q_{V_s} zusammen aus zwei Anteilen, Abb. 3.9b:

- q_{V_η} Leckstrom infolge Viskosität η nach (2.82a), (2.86a),
- q_{V_ρ} Leckstrom infolge Dichte ρ nach (2.101),

Abschnitt 2.1.4.2 bzw. 2.1.5.2. Der auf der Spaltströmung beruhende Leckstromanteil q_{V_η} steigt bei Parallelschaltung der Widerstände proportional zur Summe der Spaltvolumen $\Sigma[h^3 b/l]$, an. Dieser Leckverlust ist linear abhängig vom Verhältnis Förderdruck Δp zu dynamischer Viskosität η_1 der Druckflüssigkeit entsprechend dem Modell von Wilson. Hinzu tritt ein zweiter Leckstromanteil q_{V_ρ} , dem die Strömung durch Blende in funktionsbedingten un stetigen Querschnittsänderungen (turbulente Kanalströmung) am nächsten kommt. Dieser mit Verwirbelung verbundene Leckverlust wächst proportional zur Summe der Strömungsquerschnitte, ΣA , an und ist quadratisch abhängig vom Verhältnis Förderdruck Δp zur Dichte ρ_1 der Druckflüssigkeit. Der Gesamtleckstrom q_{V_s} und damit die hydraulische Kenngröße effektiver Förderstrom q_{V_e} , Abb. 3.9a, b, werden somit u. a. von der dynamischen Viskosität η_1 und der Dichte ρ_1 der geförderten Flüssigkeit bestimmt. Einflüsse, die auf elastische Verformungen und Viskositätsänderungen längs des Leckkanals beruhen,

sowie der Einfluss der niedrigen Antriebsdrehzahl verursachen vom erweiterten Modell abweichendes Betriebsverhalten.

Das erweiterte *Modell von Thoma* [6] entspricht hinsichtlich des Gesamtleckstroms dem Wilsonschen Modell und trägt der Volumeneinstellung von Verstellpumpen Rechnung. Es wird ferner im Hinblick auf hydrostatische Getriebe vorgeschlagen, den Gesamtleckstrom q_{Vs} zweckmäßig als Produkt von maximalem theoretischen Fördervolumen $V_{i,max}$, (3.22a), und Schlupffrequenz ω_s darzustellen.

3.1.1.4 Kenngrößen des verlustbehafteten Antriebs

Der Drehmomentverlust wird berücksichtigt, indem man die Kenngrößen des verlustfreien Antriebs nach Abschn. 3.1.1.2 mit Hilfe eines Teilwirkungsgrads vermindert. Der Gesamtverlust beruht auf dem Leck- und dem Drehmomentverlust. Die Leistungsminde- rung ergibt sich daher aus der Kombination der entsprechenden Teilwirkungsgrade zum Gesamtwirkungsgrad.

Effektives Pumpendrehmoment und hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad

Verdrängermaschinen weisen an bewegten Verdränger- und Triebwerkelementen funkti- onsbedingte Gleitflächen auf, in denen hydraulisch-mechanische Energie durch Reibung entzogen wird.

An relativ zueinander bewegten Bauelementen tritt je nach Bewegungsform, Kontakt- und Reibungszustand in der kraftgebundenen Oberfläche (Reibbeanspruchung und Struktur des Tribosystems, der Drehmomentverlust drehzahlunabhängig ($T_{s,m}$) oder drehzahlabhän- gig ($T_{s,h}$) auf. So ist das *Reibungsmoment* in hoch belasteten Wälzkontakten mit Misch- reibung annähernd *drehzahlunabhängig*, hingegen in gering belasteten Gleitkontakten mit Flüssigkeitsreibung *drehzahlabhängig* (Reibung in Lagerungen).

Mathematische Modelle für Verdrängermaschinen nehmen eine weiter gehende *Verlust- trennung* vor, z. B. in

$$T_{s,m} = (T_k + T_p) \neq f(n); \quad T_{s,h} = (T_\eta + T_\rho) \neq f(n).$$

Der Gesamtdrehmomentverlust T_s ergibt sich aus

$$T_s = (T_{s,m} + T_{s,h})$$

und enthält somit neben drehzahlunabhängigen drehzahlabhängige Anteile, Abb. 3.9c.

Erhöht man das theoretische Drehmoment T_i um den Drehmomentverlust T_s , erhält man das an der Pumpenwelle zuzuführende Antriebsmoment oder effektive Pumpendrehmoment (VDI 3279, VDI 2152, DIN ISO 4391)

$$T_e = T_i + T_s. \quad (3.30)$$

Das Verhältnis von theoretischem zu effektivem Drehmoment ergibt den

hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad

$$\eta_{\text{hm}} = \frac{T_i}{T_e} = \frac{T_i}{T_i + T_s} = 1 / \left(1 + 2\pi \frac{T_s}{V_i \Delta p} \right). \quad (3.31a)$$

Mit dem Förderdruck (Druckdifferenz der Pumpe) Δp und dem hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad η_{hm} folgt proportional zum theoretischen Fördervolumen V_i das effektive Pumpendrehmoment (Antriebsmoment)

$$T_e = \frac{T_i}{\eta_{\text{hm}}} = \frac{V_i \Delta p}{2\pi \eta_{\text{hm}}} = \frac{q_{V_i} \Delta p}{2\pi n \eta_{\text{hm}}}. \quad (3.32a)$$

Für die Praxis (Zahlenwertgleichung):

$$T_e = 15,92 \cdot 10^{-3} V_i \Delta p / \eta_{\text{hm}} = 15,92 q_{V_i} \Delta p / (n \eta_{\text{hm}}) \quad (3.32b)$$

mit T in Nm, V in cm^3 , q_V in l/min , Δp in bar, n in min^{-1} .

Nach dem *Modell von Wilson* [3] lässt sich das Verlustmoment in drei Anteile trennen, Abb. 3.9c:

- T_k konstanter Drehmomentverlust
- T_p Drehmomentverlust infolge Förderdrucks Δp^P (bei Motoren infolge Druckgefälles Δp^M)
- T_η Drehmomentverlust infolge Viskosität η (durch Flüssigkeitsreibung).

Der außerhalb der Anlaufphase von Betriebsparametern unabhängige Drehmomentverlust T_k rührt von der Vorspannung in Wellendichtungen und von *Montageungenauigkeiten* der Pumpenteile her. Dieses vor Inbetriebnahme bestehende Reibungsmoment ist allerdings bei fertigungs- und montagegerecht gestalteten Verdrängermaschinen vernachlässigbar klein.

Die beiden anderen Momentenanteile hängen vom theoretischen Fördervolumen V_i wie von der Pumpenkonstruktion ab und sind nicht vernachlässigbar.

Proportional zum Förderdruck Δp verhält sich jener Anteil des Verlustmoments T_p , der auf Grund *druckabhängiger Reibungskraft* auftritt. Bei wälzgelagerten Läufern nimmt das mechanische Reibungsmoment infolge Rollwiderstands im Kontaktbereich Wälzfuge lastabhängig zu. Bei langsam umlaufenden, belasteten Wälzlagern überwiegt dieses auf Verluste durch plastische Formänderungsarbeit (Hystereseverluste) und Gleitverluste zurückgehende Reibungsmoment. Auch bei selbstverstärkenden Dichtungen, z. B. bei den berührungsfreien Dichtungen mithydraulischem Spaltausgleich, steigt das Reibungsmoment in der Dichtfuge mit dem Anpressdruck.

Proportional zur Drehzahl n ist jener Anteil des Drehmomentverlusts T_η , der durch *Flüssigkeitsreibung* verursacht wird. Bei gleitgelagerten Läufern nimmt in der Betriebsphase das hydrodynamische Reibungsmoment infolge Scherverformung des Schmiermittelfilms mit Antriebsdrehzahl n und dynamischer Viskosität η zu. Dem entspricht bei wälzgelagerten Läufern der hydrodynamische Anteil am Gesamtrollwiderstand. Dieses lastunabhängige Reibungsmoment (Leerlaufmoment) überwiegt allerdings bei schnelllaufenden, leicht belasteten Wälzlagern.

Nach dem erweiterten *Modell von Schlösser* [4, 7] tritt als vierter Momentenanteil hinzu, Abb. 3.9c:

- T_ρ Drehmomentverlust infolge Dichte ρ .

Quadratisch mit der Antriebsdrehzahl n wächst jener Momentenanteil T_ρ , der von der Dichte ρ der geförderten Flüssigkeit herrührt und je nach Betriebsdrehzahl die viskositäts- oder druckbedingten Verlustanteile übertreffen kann. Mit Änderung der Volumenstromrichtung und Beschleunigung in umlaufenden Verdrängerkammern erhöht sich das *Impulsmoment einer Flüssigkeitsmenge*. Der entsprechend dem hydrodynamischen Förderprinzip entstehende Drallzuwachs vergrößert die anteilige Energiedichte „kinetischer Druck“. Für das hydrostatische Förderprinzip lässt sich diese anteilige Energiedichte nicht rückgewinnen, da diese nicht in statischen Druck umgewandelt sondern als Druckverlust der Energieumformung verloren geht. Weitere Ursachen sind auf *innere Strömungswiderstände* der Pumpe, die Verwirbelungsverlust hervorrufen, wie auf Planschverlust (Leerlaufreibung) von Wälzlagern infolge bei Verdrängermaschinen häufig anzutreffender Ölbad- oder Öлтаuchschmierung (VDI 2202) zurückzuführen.

Das erweiterte *Modell von Thoma* [6] entspricht hinsichtlich des Drehmomentverlusts T_s dem Schlösserschen Modell und trägt der Volumeneinstellung von Verstellpumpen über den dichtebedingten (hydrodynamischen) Verlustanteil T_ρ Rechnung. Bei Hubkolbenmaschinen beeinflusst die Volumeneinstellung über die Kolbengeschwindigkeit zwar auch den viskositätsbedingten Verlustanteil T_ρ , doch ist dieser Einfluss vernachlässigbar. Es wird ferner vorgeschlagen, im Hinblick auf hydrostatische Getriebe den Drehmomentverlust T_s zweckmäßig als Produkt von maximalem theoretischen Fördervolumen $V_{i,max}$, (3.31a), und dem Gesamtdruckverlust $\Sigma \Delta p_s$, (3.17a), darzustellen.

Pumpenleistung und Gesamtwirkungsgrad

Das Produkt aus effektivem Förderstrom q_{ve} und Förderdruck (Druckdifferenz der Pumpe) Δp ergibt die auf das Fluid übertragene und zwischen den Leitungsanschlüssen abnehmbare *hydraulische Leistung* (hydrostatische oder Nutzleistung VDI 2152)

$$P_h = P_{2h} - P_{1h} = q_{ve} \Delta p, \quad (3.33a)$$

die wegen $p_1 \ll p_2$ der hydraulischen Leistung am Pumpenausgang P_{2h} (DIN ISO 4391, ISO 4409) näherungsweise entspricht

$$P_{2h} = q_{ve} p_2 \approx P_h. \quad (3.33b)$$

Von der Antriebseinheit nimmt die Pumpenwelle die *Pumpenleistung* (Antriebsleistung, Wellenleistung DIN 24 564 Teil 1, VDI 2152)

$$P_m = \omega T_e = 2\pi n T_e \quad (3.34)$$

auf.

Abgegebene hydraulische Leistung P_h und aufgenommene mechanische Leistung P_m lassen sich als Druck-Strom-Produkt oder als Momenten-Winkelgeschwindigkeit-Produkt in Abb. 3.9b und d als schraffierte Fläche für beliebigen Förderdruck Δp bzw. als gesamte Fläche für beliebige Winkelgeschwindigkeit ω darstellen.

Das Verhältnis von hydraulischer zu mechanischer Leistung ergibt den *Gesamtwirkungsgrad*

$$\eta_t = \frac{P_h}{P_m} = \frac{P_m - P_s}{P_m} = 1 - \frac{q_{V_s} \Delta p + 2\pi n T_s}{P_m}. \quad (3.35a)$$

Da nach (3.27a) und (3.33a) $P_h = q_{vi} \Delta p \eta_v = P_i \eta_v$ und nach (3.31a) und (3.34) $P_i = 2\pi n T_i = P_m \eta_{hm}$, folgt mittels Substitution der hydraulischen Leistung, (3.35a), durch theoretische und mechanische Leistung im Sinne einer Reihenverknüpfung längs des Energiepfads

$$\eta_t = \frac{P_h}{P_m} = \frac{P_i \eta_v}{P_m} = \frac{P_m \eta_{hm} \eta_v}{P_m}$$

der Gesamtwirkungsgrad als Produkt der Teilwirkungsgrade

$$\eta_t = \eta_v \cdot \eta_{hm}. \quad (3.35b)$$

Die bei der Energieumformung entstehende *Verlustleistung*

$$P_s = P_m - P_h = P_m(1 - \eta_t) = \Phi_{th} \quad (3.36a)$$

wird von Wellenleistung P_m und Gesamtwirkungsgrad η_t bestimmt und als Wärmestrom Φ_{th} umgesetzt.

Die Verlustleistung setzt sich aus einem volumetrischen P'_s und einem hydraulisch-mechanischen Verlust P''_s zusammen

$$P_s = P'_s + P''_s$$

mit

$$\begin{aligned} P'_s &= P_i - P_h = P_h(1 - \eta_v)/\eta_v = q_{V_s} \Delta p, \\ P''_s &= P_m - P_i = P_i(1 - \eta_{hm})/\eta_{hm} = 2\pi n T_s. \end{aligned} \quad (3.36b)$$

Der volumetrische Verlust P'_s wird unmittelbar an die Flüssigkeit als Wärme abgeführt. Für den hydraulisch-mechanischen Verlust P''_s gilt dies nur für den Anteil, der mit dem drehzahlabhängigen Drehmomentverlust infolge Flüssigkeitsreibung und Erhöhung des Impulsmoments, Abschn. 3.1.1.4, gebildet wird:

$$T_{s,h} 2\pi n = (T_\eta + T_\rho) 2\pi n.$$

Ein weiterer Anteil, der auf den Drehmomentverlust infolge druckabhängiger Reibungskraft Einfluss nimmt,

$$T_{s,m}2\pi n \approx T_p2\pi n; T_k \ll T_p$$

wird wegen Festkörperreibung in Erwärmung der Umgebung und Verschleiß relativ bewegter Bauelemente umgesetzt. Der letztgenannte Anteil der Verlustleistung ist somit *Lebensdauer bestimmend* für die Pumpe, sieht man von Kavitations- und Erosionsschäden im Pumpeneintritt ab.

Die Verlustanteile P'_s , P''_s lassen sich als Druck-Strom-Produkt oder als Momenten-Winkelgeschwindigkeit-Produkt in Abb. 3.9b und d für beliebige Kenngrößen Δp bzw. ω durch die gerasterten Flächen darstellen.

Die q_{V_e} , Δp - und T_e , ω -Kennlinien beschreiben gemeinsam die gesamten Leistungsverluste in der Pumpe. Von der theoretischen Leistung P_i der Pumpe, also der mechanischen Leistung P_m abzüglich des hydraulisch-mechanischen Verlusts P'_s , Abb. 3.9d, kann als hydraulische Leistung P_h nur die um den volumetrischen Verlust P'_s verminderte Leistung am Pumpenausgang entnommen werden, Abb. 3.9b, [9].

Sind die hydraulischen Kenngrößen am Pumpenausgang q_{V_e} , Δp , also P_h und der Gesamtwirkungsgrad η_t , gegeben, bestimmen sich die Kenngrößen des Antriebs an der Pumpenwelle. *Pumpenleistung*

$$P_m = \frac{P_h}{\eta_t} = \frac{q_{V_e} \Delta p}{\eta_t} = 2\pi n T_e, \quad (3.37a)$$

effektives Pumpendrehmoment

$$T_e = \frac{P_h}{2\pi n \eta_t} = \frac{q_{V_e} \Delta p}{2\pi n \eta_t} = \frac{P_m}{2\pi n}. \quad (3.38a)$$

Für die Praxis (Zahlenwertgleichungen):

$$P_m = q_{V_e} \Delta p / (600 \eta_t) = n T_e / 9550 \quad (3.37b)$$

$$T_e = 15,92 q_{V_e} \Delta p / (n \eta_t) = 9550 P_m / n \quad (3.38b)$$

mit P in kW, T in Nm, q_v in l/min, Δp in bar, n in min^{-1} .

Die hydraulischen Kenngrößen und die des verlustbehafteten Antriebs lassen sich nach Abschn. 3.1.1.3 und 3.1.1.4 zusammenfassen in den *Pumpenwirkungsgraden*:
volumetrischer Wirkungsgrad

$$\eta_v = \frac{q_{V_e}}{q_{V_i}} = \frac{q_{V_e}}{V_i n}$$

hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad

$$\eta_{hm} = \frac{T_i}{T_e} = \frac{V_i \Delta p}{2\pi T_e}$$

Gesamtwirkungsgrad

$$\eta_t = \frac{P_h}{P_m} = \frac{q_{V_e} T_i}{q_{V_i} T_e} = \frac{q_{V_e} \Delta p}{2\pi n T_e} = \frac{q_{V_e} \Delta p}{P_m}. \quad (3.39)$$

Für die Praxis (Zahlenwertgleichungen):

$$\eta_v = 10^3 q_{V_e} / (V_i \cdot n) \quad (3.27b)$$

$$\eta_{hm} = 15,92 \cdot 10^{-3} V_i \Delta p / T_e \quad (3.31b)$$

$$\eta_t = q_{V_e} \Delta p / (600 P_m) = 15,92 q_{V_e} \Delta p / (n T_e) \quad (3.35c)$$

mit q_V in l/min, V in cm^3 , Δp in bar, T in Nm, P in kW, n in min^{-1} .

Nach dem verallgemeinerten *Modell von Schlösser* [4, 12] lässt sich für den Gesamtwirkungsgrad η_t ein Ausdruck in Abhängigkeit von Kennzahlen (σ , λ) angeben. Dieser enthält Verlustfaktoren C_{iv} , die von Bauart, Gestaltung, Fertigung und Montage, in geringerem Maße von den Betriebsparametern abhängen. Bauarttypische Verlustfaktoren wurden als obere und untere Grenzwerte tabellarisch angegeben, so dass nicht nur Kennfelder im Voraus entworfen und optimale Werte des Gesamtwirkungsgrads analytisch bestimmt werden können. Auch der Einfluss konstruktiv veränderlicher Größen auf den Gesamtwirkungsgrad kann mit Hilfe der Verlustfaktoren C_{iv} abgeschätzt, eine Konstruktionsoptimierung angestrebt werden [12, 13].

Neuzeitliche Verdrängermaschinen erreichen *Gesamtwirkungsgrade über 90 %*. Um das Förderverhalten auch für solch hohe Güte der Energieumformung noch betriebsnah zu erfassen, sind an Versuchs- und Messtechnik im Prüffeld wie an die Modellrechnung gleichermaßen hohe Anforderungen zu stellen.

Alternativ zum mechanischen Messen des Gesamtwirkungsgrads führten *Schlösser und Witt* [14] das *thermodynamische Messverfahren* ein, das sich für Feldversuche an ausgeführten Anlagen eignet und bei geringem apparativem Aufwand kleine Messunsicherheiten hat. Allerdings gehen in das Messverfahren die Änderungen physikalischer Eigenschaften von Hydraulikflüssigkeiten, Abschn. 2.2, ein.

Verfeinerte mathematische Modelle berücksichtigen unvermeidliche physikalische Effekte, die als zusätzliche Verluste die mechanisch-hydraulische Energieumformung beeinflussen. Bildet man außer den funktionsbedingten Hauptgrößen (Umsatzgrößen) – Volumenstrom, Druck, Drehzahl, Drehmoment – auch die begleitenden Nebengrößen – Kompression, Erwärmung – ab, verringert man den Abstraktionsgrad des realen Fluidsystems und setzt den Systemfehler des Ersatzmodells herab.

Thoma [15] stellt das Flüssigkeitsvolumen als *verallgemeinerten Energiespeicher* (C-Feld) mit zwei Anschlüssen dar, der sowohl mechanische als auch thermische Energie speichert. Die verlustfreie Pumpe überträgt die hydrostatische Energie auf die Flüssigkeit und erhöht deren innere Energie infolge Kompression. Bei der verlustbehafteten Pumpe erhöht sich die Flüssigkeitstemperatur außer durch Kompression durch die Verlustleistung.

Die resultierende Temperaturänderung der Hydraulikflüssigkeit kann über den Gesamtwirkungsgrad angegeben bzw. dieser aus der Temperaturerhöhung thermodynamisch gemessen werden.

Der Volumenstrom ist physikalisch eine abgeleitete Größe, die sich mit Temperatur und Druck ändert. Die Idealisierung als dichte konstantes Fluid ist auf Hydraulikflüssigkeiten nur eingeschränkt anwendbar. Witt [16], Deinum [17, 18], Beer [19], Muschelknautz [20] gehen daher vom Massenstrom als physikalischer Grundgröße aus und berücksichtigen bei der Energieumformung neben mechanischen auch thermodynamische (kalorische) Größen. Auf der Grundlage des Massenerhaltungsgesetzes (Kontinuitätsgleichung) und des 1. Hauptsatzes der Thermodynamik [2.1] werden *verallgemeinerte Wirkungsgradbeziehungen* hergeleitet, die sich unter Heranziehung mittlerer thermischer Stoffkennwerte für Hydraulikflüssigkeiten vereinfachen lassen. Nur bei Beschränkung auf das dichtebeständige Fluid reduzieren sich die verallgemeinerten auf die bekannten Wirkungsgradgleichungen (3.27), (3.31), (3.35).

Hinweise für die Praxis

Universelle Verlustmodelle der geschilderten Art sind darin von begrenztem Aussagewert, als die nach Gestaltungsvarianten der gleichen Bauart sich unterscheidenden Verlusteffekte vom mathematischen Modell nicht erfasst werden.

Neben der Bildung von Verlustmodellen werden *experimentelle Methoden*, die konventionelle wie die thermodynamische, zur Verlustbestimmung an hydrostatischen Maschinen genutzt.

Bei der konventionellen Methode am Leistungsprüfstand bereitet die Ermittlung des Leckverlusts Schwierigkeiten [21]. Die *thermodynamische Methode* verringert zwar den Messaufwand und ermöglicht die Schadensfrüherkennung mittels örtlicher Temperaturmessung [16]. Allerdings wirft das fehlerarme Messen kleiner Temperaturdifferenzen sowie die exakte Wärmeisolierung ebenfalls Schwierigkeiten auf.

Die Verlustbestimmungsmethoden wurden daher durch die *bauarttypische Verlustanalyse* vervollkommen. An Stelle pauschaler Verluste misst man die an Verdränger-, Steuer- und Triebwerkelementen auftretenden Einzelverluste und erfasst deren Abhängigkeit von Betriebsparametern. Mittels rechnergestützter Synthese aller volumetrischer und hydraulisch mechanischer Einzelverlustanteile ermittelt Bavendiek [22] den Gesamtverlust der Axialkolbenschrägachsenmaschine für beliebige Betriebsparameterkonstellationen im gesamten nutzbaren Betriebsbereich. Der Gesamtverlust von Verstellpumpen in Abhängigkeit von der Einstellung ε lässt sich ebenso wie die baugrößenabhängige Verlustcharakteristik einer Pumpenbaureihe mit begrenztem Messaufwand durch Rechnersimulation gewinnen.

3.1.2 Pumpenkennlinien

Die in Pumpen auftretenden Verluste sind von mehreren Betriebsparametern, z. B. vom Druck, in geringem Maße von der Drehzahl, ferner von Viskosität, Verstellweg bzw.

-winkel abhängig. Die Angabe eines bestimmten Wertes für die genannten Wirkungsgrade bezieht sich daher lediglich auf einen bestimmten, meist den bevorzugten Arbeitspunkt.

Um die Qualität der Energieumformung von Verdrängerpumpen beurteilen zu können, sind Leistung und Wirkungsgrad für alle Arbeitspunkte innerhalb des gesamten Arbeitsbereichs zu bestimmen.

Pumpenkennwerte, deren Verlauf sich mit der Bauart und der Baugröße ändert, sind z. B. durch folgende Kennlinien bei konstanten Betriebsbedingungen darzustellen (ISO 4409, ISO 5598):

- effektiver Förderstrom q_{ve} über dem effektiven Ausgangsdruck p_2 bei konstanter Drehzahl n , Abb. 3.10a;
- Pumpenwirkungsgrade η_v , η_{hm} , η_t über dem effektiven Ausgangsdruck p_2 bei konstanter Drehzahl n , Abb. 3.10b;
- Mechanische Eingangsleistung P_m über dem effektiven Ausgangsdruck p_2 bei minimalem und maximalem theoretischen Förderstrom q_{Vi} , min, q_{Vi} , max, Abb. 3.10c.

3.1.2.1 Kennlinien hydraulischer Kenngrößen

Die Kennlinien gelten für ein Testfluid mit anzugebenden Bezugswerten der Viskosität ν und der Druckflüssigkeitstemperatur ϑ_f . Wegen des mit der Druckdifferenz zunehmend durch Dichtspalte entweichenden Leckstroms q_{Vs} sinken *effektiver Förderstrom* q_{ve} und *volumetrischer Wirkungsgrad* η_v mit dem Ausgangsdruck p_2 . Der auf jeweiligem Druckniveau sich einstellende Leckverlust ändert sich nicht allein mit der Pumpenbauart, sondern auch mit den Gestaltungsvarianten einer Bauart. So nimmt für die Innenzahnradpumpe der effektive Förderstrom bzw. der volumetrische Wirkungsgrad mit dem Druck nur geringfügig ab, Abb. 3.10a und b, wenn man die selbstverstärkende Dichtung mittels druckproportionalen hydraulischen Spaltausgleichs vorsieht. Das Verhältnis zwischen Drehzahl und Fluidstrom bleibt über einen großen Druckbereich nahezu konstant.

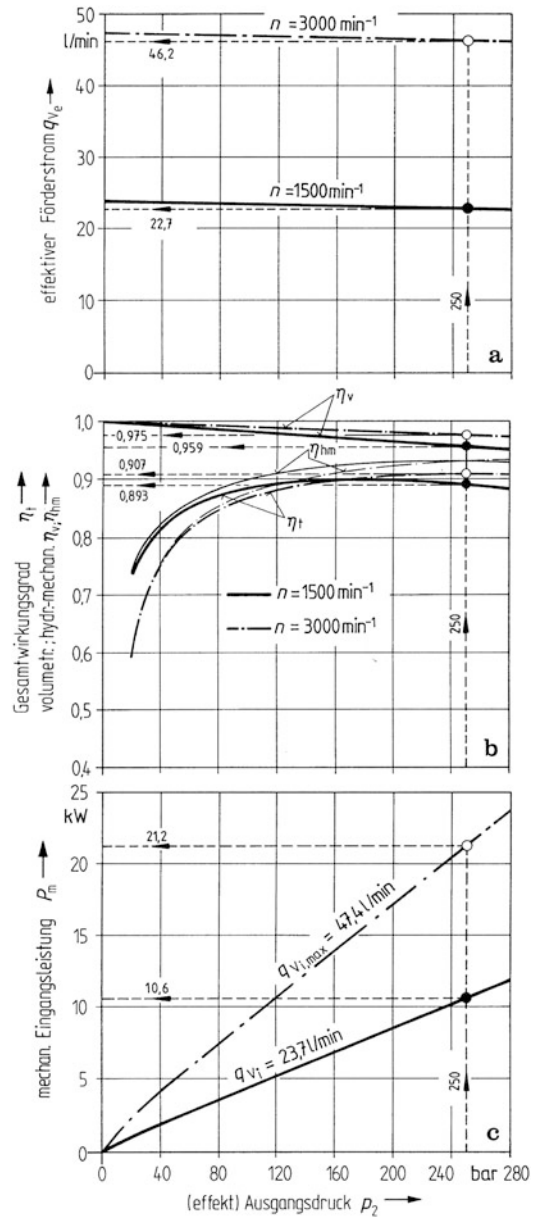
3.1.2.2 Kennlinien von Kenngrößen des Antriebs

Der *hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad* η_{hm} weist insbesondere wegen des zum effektiven Pumpendrehmoment T_e anteilig hohen Drehmomentverlusts T_s im Niederdruckbereich deutliche Abhängigkeit vom Ausgangsdruck p_2 auf. So entstehen bei der Innenzahnradpumpe relativ große Reibungsverluste im Stirnradpaar mit Innenverzahnung, Abb. 3.9b. Im Hochdruckbereich erreicht der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad dadurch hohe Werte, dass man die Lagerkraft hydrostatisch ausgleicht, Abschn. 3.1.3.

Bei Drehzahlanstieg machen sich geschwindigkeitsabhängige Flüssigkeitsreibungs- und Verwirbelungsverluste bemerkbar, Abschn. 3.1.1.4, so dass der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad sinkt.

Die Teilwirkungsgrade sind viskositätsabhängig, wenngleich anteilig unterschiedlich. So hängt der volumetrische Wirkungsgrad infolge Spaltausgleichs für die Innenzahnradpumpe kaum von der Viskosität ab, der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad hingegen stärker.

Abb. 3.10 Kennlinien einer verlustbehafteten Verdrängermaschine der Bauart Zahnradpumpe mit Innenverzahnung und einem geometrischen Fördervolumen von $V_g = 15,8 \text{ cm}^3$ bei den konstanten Antriebsdrehzahlen $n = 1500$ und 3000 min^{-1} , einem Hydrauliköl mit kinematischer Viskosität $\nu_1 = 20 \text{ mm}^2/\text{s}$, einer Flüssigkeitstemperatur $\vartheta_{1f} = 60^\circ \text{ C}$ (ISO VG 46) nach Eckerle [11, 52]. **a** Effektiver Förderstrom q_{ve} über Ausgangsdruck p_2 (q_{ve}, p_2 -Kennlinien); **b** Pumpenwirkungsgrade η_v , η_{hm} , η_t über Ausgangsdruck p_2 (η^P, p_2 -Kennlinien); **c** mechanische Eingangsleistung P_m über Ausgangsdruck p_2 bei minimalem und maximalem theoretischen Förderstrom q_{vi} (P_m, p_2 -Kennlinien)



Im unteren Betriebsdruckbereich ($p_2 \approx p_{2\min}$) wird der Gesamtwirkungsgrad η_t stärker vom hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad η_{hm} , im oberen Druckbereich ($p_2 \approx p_{2\max}$) maßgeblich vom volumetrischen Wirkungsgrad η_v bestimmt, Abb. 3.10b.

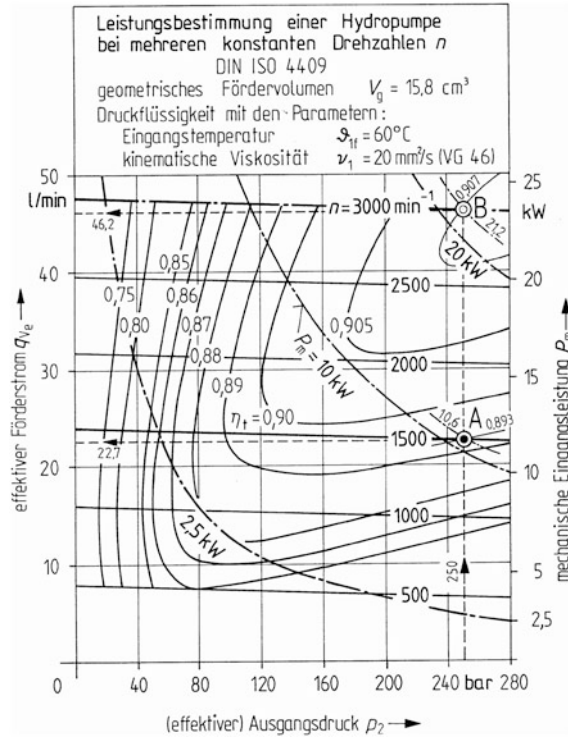


Abb. 3.11 Pumpenkennfeld einer verlustbehafteten Verdrängermaschine der Bauart Zahnradpumpe mit Innenverzahnung (RPH, Eckerle [11, 52]). Zusammenfassung von Pumpenkennlinien aus Abb. 3.12a–c

3.1.2.3 Pumpenkennfeld

Faßt man Einzelkennlinien zum Kennfeld zusammen, erhält man über das von mehreren Parametern abhängige Betriebsverhalten im Beharrungszustand einen umfassenden Überblick. Die zweiparametrische Abhängigkeit hydraulischer Kenngrößen wird i. Allg. in der Ebene mittels Projektion von Höhenlinien als Kennfeld wiedergegeben [5, 8, 11, 12].

Der funktionelle Zusammenhang hydraulischer Kenngrößen q_{ve} , p_2 lässt sich in seiner Abhängigkeit von Kenngrößen des Antriebs n , η_t durch das Kennfeld wiedergeben. Zweckmäßig stellt man im *Pumpenkennfeld* die Schar der q_{ve} , p_2 -Kennlinien mit der Antriebsdrehzahl n als Parameter dar, Abb. 3.11. Zusätzlich kann die Pumpenleistung P_m als Hyperbelschar eingetragen werden, um die Wahl und Auslegung der an die Pumpe anzupassenden Antriebseinheit zu erleichtern.

Verbindet man die Arbeitspunkte gleichen Gesamtwirkungsgrads η_t zu „Höhenlinien“, ergeben sich Muschelkurven, die Linien gleich guter Energieumformung für die zugrunde liegende Pumpenbauart und Baugröße darstellen.

Die Innenzahnradpumpe erreicht in vorliegender druckkompensierter Variante und Baugröße (Fördervolumen) einen Gesamtwirkungsgrad η_t von rund 90 %. Der optimale Arbeitsbereich um den Bestwirkungsgrad $\eta_{t,opt}$ liegt bei hohen Ausgangsdrücken p_2 und

großen Antriebsdrehzahlen n . Dies kennzeichnet das Betriebsverhalten der schnelllaufenden Hochdruckpumpe. Bei größter zulässiger Antriebsdrehzahl im oberen Arbeitspunkt (B) verschiebt sich der Bestwirkungsgrad in die Nähe des höchstzulässigen Ausgangsdrucks $p_{2\max}$. Bei Nenndrehzahl um den Arbeitspunkt (A) nimmt der Gesamtwirkungsgrad nur geringfügig ab [10, 11].

Nicht allein *Höhe und Lage des Wirkungsgradoptimums*, sondern ebenso das *günstige Teilförderverhalten* bilden die Beurteilungskriterien für die Güte einer Pumpenkonstruktion. Zur Optimierung der Wirkungsgradcharakteristik kann die Konstruktionsmethodik (VDI 2222 Bl. 1) hilfreich sein. So wurden hier die Gestaltungsprinzipien der Selbsthilfe (Druckkompensation) und des Kraftausgleichs (Lagerkraftausgleich) angewendet.

3.1.3 Methodische Pumpenauswahl nach Konstruktionskatalog: *Nieder-/Hochdruckpumpen*

Der Maschinen- oder Anlagenplaner steht vor der Aufgabe, unter den vielfältigen Bauarten die geeignete Pumpe für den vorliegenden Einsatzfall zu wählen.

Die Vielzahl an Auswahlvarianten ergibt sich dadurch, dass außer nach Grundbauarten zusätzlich zwischen verschiedenen Gestaltungsvarianten (Bauformen) zu unterscheiden ist. Bei Verstellpumpen muss weiterhin auf die geeignete Verstelleinrichtung geachtet werden.

Für die Beurteilung sollten nicht allein branchentypische Anforderungen oder allgemeine Kenngrößen für Hydropumpen (DIN ISO 4391, DIN 24564 Teil 1) summarisch herangezogen werden. Da die Pumpe wesentlichen Anteil am Betriebsverhalten der Hydroanlage hat, sind vielmehr die Eigenschaften der Bauarten nach den Anforderungen des Arbeitsprozesses zu bewerten, die sich aus einem Katalog von Betriebsanforderungen ergeben. Es können z. B. geräte- oder anlagenspezifische Einflüsse bzw. wirtschaftliche Gesichtspunkte im Vordergrund stehen. Als *Arbeitshilfe* zum methodischen Vorgehen kann die folgende **Leitlinie wichtiger Merkmale** dienen [23–26]:

- Funktion (hydraulische Kenngröße)
zulässiger Betriebsdruck am Pumpenausgang: Dauerdruck p_{zul} und Höchstdruck p_{max} mit zulässiger Belastungszeit t_B bzw. relativer Einschaltdauer $t_r = t_B/t_S$ als Verhältnis Belastungszeit zu Spieldauer wie für die Betriebsarten Kurzzeit- bzw. Aussetzbetrieb von elektrischen Maschinen (DIN EN 60034 Teil 1);
- Funktion (Kenngröße des Antriebs)
Antriebsdrehzahl: maximale n_{max} und minimale Drehzahl n_{min} mit Angabe der Grenzbedingungen, z. B. zulässige Belastungszeit t_B bzw. relative Einschaltdauer t_r ;
- Wirkprinzip (Wechselwirkung von Kenngrößen)
Druck-Drehzahl-Charakteristik: Abhängigkeit des Ausgangsdrucks p_2 von der Antriebsdrehzahl n mit Angabe der Grenzen des Förderbereichs (siehe Pumpenkennfeld, Abb. 3.11);

- Auslegung (Funktions- und Bauteilsicherheit)
nominelle Lebensdauer L_h : bei unterschiedlichen Lastkollektiven (Einstufenbeanspruchung im Dauerbetrieb, Mehrstufenbeanspruchung im Teillastbetrieb mit einzelnen Druckspitzen (Betriebsfestigkeit);
- Gebrauch (Umgebungsbelastbarkeit)
Schädigungsgefahr durch tribologische Beanspruchung (Verschleißschäden): bei Verschmutzung der Druckflüssigkeit oder *durch thermische Beanspruchung*: bei hoher Flüssigkeits- ϑ_f oder Umgebungstemperatur ϑ_{amb} ;
- Gebrauch (Überlastbarkeit)
Schädigungsgefahr durch mechanische Beanspruchung: bei wiederholten Druckspitzen;
- Wirkprinzip (optimale Funktionserfüllung)
Wirkungsgradcharakteristik: Hoher Wirkungsgrad η_t im zulässigen Arbeitsbereich (Förderverhalten) und geringe Wirkungsgradabhängigkeit von Betriebsparametern (siehe Wirkungsgradkennlinien, Abb. 3.10a–c, und Pumpenkennfeld, Abb. 3.11);
- Wirkprinzip (Güte der Momentanverdrängung)
Pulsation: geringe Volumenstrom- δq_{V_e} und Druckpulsation δp_2 ;
- Wirkprinzip (Güte der Lastanpassung)
Ausnutzungsgrad: störungsfreie Anpassung an konstanten oder stark schwankenden Schluckstrom des motorischen Teils der hydraulischen Anlage (H-Motor, Zylinder);
- Sicherheit und Ergonomie (Arbeits- und Umweltsicherheit)
Größe des externen Leckverlusts $q_{V_{s,ex}}$, *lärmarme Gestaltung*: geringe Geräuschemission L_{WA} , *Beständigkeit*: gegen schwerentflammbare und/oder umweltverträgliche Hydraulikflüssigkeit;
- Gestaltung und Gebrauch (Aussteuerbarkeit, Stelldynamik)
bei *Verstellpumpen*: Stellbereich und -geschwindigkeit, Größe des internen Leckverlusts $q_{V_{s,in}}$, Auswahl an Stelleinrichtungen;
- Instandhaltung (Verfügbarkeit)
wartungsarm und instandsetzungsfreundlich;
- Kosten (Aufwand, wirtschaftliche Wertigkeit)
vorgegebene Kostengrenzen: Betriebs-, Nebenkosten.

Nach dieser Leitlinie, die auf wesentliche, prinzipielle Merkmale begrenzt ist, können für das jeweilige Anforderungsprofil Bewertungskriterien zusammengestellt werden. Diese ergeben sich nach zu erfüllenden

- technischen Forderungen (VDI 2222 Bl. 1)
- technischen Wünschen (VDI 2222 Bl. 1)
- wirtschaftlichen Entscheidungen (VDI 2235).

Die Reihenfolge in der Leitlinie entspricht weniger der Bedeutung einzelner Merkmale als dem zweckmäßigen Vorgehen bei der Pumpenauswahl. So sollten Funktion und Wirkprinzip geklärt sein, bevor Merkmale der Auslegung, des Gebrauchs und der Gestaltung in den Auswahlvorgang einbezogen werden.

Die Bauarten unterscheiden sich nicht nur in den Gestaltungsmerkmalen des wirklichen Lösungsprinzips (Verdrängerprinzip) sondern auch in der kennzeichnenden Eigenschaft des zulässigen Betriebsdrucks p_{zul} , auch wenn Produktverbesserungen durch Gestaltoptimierung das erreichbare Druckniveau der Bauarten einander angenähert haben. Das erste Merkmal der Leitlinie enthält daher eine charakteristische Eigenschaftsgröße (Hauptdatum), die bereits auf eine bestimmte Bauart hinweist. Für die Suche nach konstruktiven Lösungsprinzipien vereinfacht man das methodische Vorgehen (VDI 2222 Bl. 1), indem man vollständige Systematiken und Lösungskataloge aufstellt [27]. Auch für die Suche nach einer geeigneten Pumpe kann man einen **Konstruktionskatalog** (VDI 2222 Bl. 2) mit dem grundsätzlichen Aufbau *getriebetechnischer Konstruktionskataloge* (VDI 2727 Bl. 1) erstellen. Dieser bietet für *drehzahlveränderbare Antriebe (CVT)* hydraulische Lösungen für den generatorischen Getriebeteil an. Enthält der Katalog die Kenngröße *zulässiger Betriebsdruck* gleich Dauerdruck (ISO 5598) am Ausgang ($p_{zul} \approx p_2^p$) als *Zugriffsmerkmal*, lässt sich bei gewähltem Nenndruck (PN) der Anlage (DIN EN 764 und DIN EN 1333) als Systemdruck eine Vorauswahl nach der Grundbauart treffen, Tab. 3.1 (Zugriffsteil).

Der Höchstdruck p_{2max}^p eignet sich weniger als Auswahlgröße, da er die Obergrenze eines nur kurzzeitig über den Berechnungsdruck hinausgehenden Druckverlaufs darstellt.

Die Spalten der Lösungen in Tab. 3.1 (Hauptteil) lassen die Unterteilung nach Verdrängerprinzipien erkennen und ermöglichen über das *Gestaltungsmerkmal Hubverstellung* eine Auswahl von Pumpen mit veränderlichem Verdrängungsvolumen, also von *Verstellpumpen*. Um die Lösungsauswahl gezielt einzugrenzen, ist die Spalte mit dem Ausgangsdruck p_{zul}^p für Pumpen um weitere Spalten mit einer Reihe von Zugriffsmerkmalen zu ergänzen. Bei deren Festlegung kann man sich an den „Kenngrößen für Hydrogeräte“ orientieren. Die Kenngrößen für Hydropumpen (DIN 24564 Teil 1) sind *auswählerleichternde Merkmale* der verschiedenen Bauarten, Tab. 3.2.

Um zu beurteilen, ob das Verdrängerprinzip einer Pumpe die Funktion „Förderdruck/-strom erzeugen“ optimal erfüllt, ist der Gesamtwirkungsgrad η_t ein wichtiges Merkmal. Insbesondere bei großer installierter Leistung P_m gewinnt dieses Merkmal an Gewicht, da Verlustleistung P_s und Wärmezufuhr Φ_{th} im Hydrokreislauf beachtliche Größen annehmen können. Allerdings erlaubt das Einzelmerkmal „Bestwirkungsgrad“ $\eta_{t,opt}$ im erweiterten Zugriffsteil, Tab. 3.2, nur eine begrenzte Aussage über die optimale Funktionserfüllung, da nicht allein das Wirkungsgradoptimum als Gütekriterium für die Energieumformung einer Pumpenbauart zu bewerten ist. Vielmehr stellen der Wirkungsgradverlauf in der Umgebung des Optimums, dessen Lage im Arbeitsbereich sowie der Wirkungsgrad an den Grenzen des zulässigen Arbeitsbereichs wichtige Beurteilungskriterien für das Förderverhalten dar.

Zur Konkretisierung der Auswahl reicht der an „Kenngrößen Hydrogeräte“ orientierte Zugriffsteil, Tab. 3.2, i. Allg. nicht aus. Für den projektierenden Ingenieur sind daher *Zusatzinformationen* nützlich, die in Form von Bemerkungen, Kennlinien oder Kennfeldern in einem **Anhang zum Konstruktionskatalog** dargestellt werden können.

Das komplexe Merkmal „*Wirkungsgradcharakteristik*“ als Beurteilungsmaßstab für das Förderverhalten wird durch Pumpenwirkungsgrad-Kennlinien wiedergegeben. Im mathe-

Tab. 3.1 Systematik der Verdrängermaschinenbauarten im Sinne eines getriebetechnischen Konstruktionskatalogs nach VDI 2222 Bl. 2 und VDI 2727 Bl. 1; Zugriffsteil mit den Merkmalen zulässiger Betriebsdruck für H-Pumpen bzw. Abtriebsmoment für H-Motoren; Erläuterung des Zugriffsteils für Pumpen siehe vorliegenden Abschnitt, für Motoren siehe Abschn. 3.2.5; Erläuterung des Gliederungsteils für Pumpen und Motoren siehe Abschn. 3.1.4 bzw. 3.2.6; Erläuterung des Hauptteils siehe Abschn. 3.1.5–11 bzw. 3.2.7–11

Gliederungsteil „Hydraulische drehzahlveränderbare Antriebe“ (generatorischer bzw. motorischer Getriebeteil)		Geometrie Achslage Kolben zu Gehäuse	Hauptteil Verdränger- maschinen- Bauart (Verdrängerprinzip)	Graph. Symbole DIN ISO 1219 Teil 1 Prinzipbild VDI 2152	Zugriffsteil Kenngröße für Hydropumpe DIN 24 564 T.1 Bet.-druck P_{zul} bar	Hydromotor T_e^M Nm					
nach VDI 2127,2727 (Triebwerkssystem, kinemat. Kette)											
Energieumformer für Gleich-Puls-Fluidstrom bzw. für gleichsinnige Drehbewegung (fortlaufend) (Hydropumpen und Hydromotoren (Verdrängermaschinen))		Maschinen mit rotierenden Verdrängerelementen Fördern / Schlucken in Umfangrichtung der Verdrängerelemente	Drehkolbenmaschinen Fördern / Schlucken in Richtung axialer Richtung der Verdrängerem.								
			Doppelläufer- system	konzentrisch	Zahnrad- maschine mit Außenverzahnung		120 ... 250	2 ...112			
				exzentrisch	Zahnrad- maschine mit Innenverzahnung		63 ...300	—			
			Treibschieber- system	exzentrisch	Zahnring- maschine		120	0,7 ...980			
				konzentrisch	einhubige Flügelzellen- maschine		70 ...175	50 ...1130			
			Sperrschieber- system	konzentrisch	mehrhubige Flügelzellen- maschine		175 ...230	140 ...7450			
				konzentrisch	Sperrflügel- maschine		175	22 ...762			
			Sperrtrommel- system	konzentrisch	Rollflügel- maschine		—	140 ...1600			
				konzentrisch	Schrauben- maschine		80 ...160	—			
			Hubkolbenmaschinen Fördern / Schlucken senkrecht zur Triebwellenachse	Fördern / Schlucken radial zur Triebwellenachse	zu Achslage ○ parallel ● radial u. senkr. ○ senkrecht ● räumlicher	Getriebeart Kurbel- /Kurvtrieb räumlicher					
						Axialkolben- system	parallel	Axialkolben- maschine / Taumel- scheibenbauart		200 ... 300	17 ...1000
							radial	Axialkolben- maschine / Schräg- scheibenbauart		320 ... 400	140 ...3000
						Radialkolben- system	senkrecht	Axialkolben- maschine / Schräg- achsenbauart		350 ...400	25 ...4500
							radial	Radialkolben- maschine mit Innenexzenter		210 ...700	20 ...20000
Parallelkolben- system	senkrecht	Radialkolben- maschine mit Außenexzenter					210 ...350	6380 ...170000			
	radial	Reihenkolben- maschine		200 ...1000	—						

zu Veränderbarkeit des Verdrängungsvolumens ● im Betrieb : Verstelleneinheit ○ mit konstruktivem Aufwand möglich

Tab. 3.2 Kenngrößen der Verdrängermaschinenbauarten im Sinne eines erweiterten Zugriffsteils für H-Pumpen zum Konstruktionskatalog nach Tab. 3.1

Baarten der Verdrängerpumpen	Kenngrößen für Hydropumpen DIN 24 564 Teil 1								
	Antriebsdrehzahl (maximale Drehzahl)	effektiver Förderstrom bei Nenn Drehzahl ($\eta_n=1500\text{min}^{-1}$)	zulässiger Betriebsdruck (Dauerdruck) (DIN 24-312)	Nenngröße geometr. Fördervolumen (ISO 3662)	Druckflüssigkeitstemperaturbereich	kinemat. Viskositätsbereich (40°C)	A-Schallleistungspegel (DIN 45635)	Gesamtwirkungsgrad (Bestwirkungsgrad)	
	n_{max} min ⁻¹	$q_{V_e}^P$ l/min	p_{zul}^P bar	V_g^P cm ³	$\varrho_{\text{min}}^P \dots \varrho_{\text{max}}^P$ °C	$\nu_{\text{min}}^P \dots \nu_{\text{max}}^P$ mm ² /s	L_{WA} dB	$\eta_{t,\text{opt}}$ —	
Außenzahradpumpe/									
mit festem Spalt	800...3000	6,5... 280	120	5,3... 200	-15...+80	22... 90	68... 88	0,80	
druckkompensiert mit:									
druck. radial. Abdichtg.	800...3000	1,5... 24	175	1... 16	-15...+80	42... 90	68... 85	0,89	
saugs. radial. Abdichtg.	2000...3500	6... 243	210... 250	4... 162	-15...+80	20... 100	61... 76	0,90	
Innenzahradpumpe/									
ein-/mehrstufig	1200...5000	5,6... 576	63... 250	5,1... 500	-20...+80	20... 100	73... 83	0,87	
druckkompensiert	2500...4500	5,4... 370	175... 300	3,6... 250	-20...+80	28... 100	69... 79	0,93	
Zahnringpumpe	1500...1800	4... 50	120	3,15... 40	-10...+80	16... 150	70... 84	0,80	
Flügelzellenpumpe									
mehrhubig/									
nicht druckkompensiert	500...3000	2,7... 42	100	2,8... 40	-10...+70	10... 52	81... 88	0,80	
druckkompensiert	600...1800	4,3... 294	175... 230	3... 196	-10...+70	16... 75	73... 80	0,85	
einhubig	900...5000	12,8... 188	70... 175	8,5... 125	-10...+80	16... 100	75... 82	0,80	
Sperrflügelpumpe	1500...3900	3,3... 313	175	4,4... 226	-30...+70	41... 90	66... 68	0,92	
Schraubpumpe	4500	13,5...2625	80... 160	9...1750	-10...+90	2... 100	62... 80	0,90	
Axialkolbenpumpe/									
Taumelscheibenbauart	500...2000	8,6... 74	200... 300	6... 52	-15...+80	15... 100	83... 87	0,90	
Schrägscheibenbauart	1500...3700	39... 534	320... 400	28 500(1000)	-25...+80	10... 100	75... 81	0,89	
Schrägachsenbauart	950...6000	71...3584	350... 400	94...3584	-25...+80	10... 100	85... 98	0,90	
Radialkolbenpumpe/									
außen beaufschlagt	300...2000	1,7... 198	210... 700	1,2... 133	-10...+70	15... 110	69... 83	0,90	
innen beaufschlagt	1200...2600	4,8...1218	210... 350	16...1015	-15...+80	12... 100	74... 82	0,90	
Reihenkolbenpumpe	300...1000	1650...6677	200...1000	124...36×10 ³	-30...+120	15... 110	83... 88	0,70	

matischen Modell für Verdrängermaschinen von Schlösser, Abschn. 3.1.1.4, lässt sich mit Hilfe bauarttypischer Verlustfaktoren C_{iv} für den Gesamtwirkungsgrad η_t ein geschlossener Ausdruck angeben. Dieser ermöglicht es, Kennlinien für einzelne Pumpenbauarten zu entwerfen, Abb. 3.12.

Der Einfluss von Betriebsparametern (ν , ρ) wurde in erster Näherung vernachlässigt, neuere konstruktive Entwicklungen wie Druckkompensation und hydrostatische Gleitlagerung, die insbesondere der Zahnrad- und der Hubkolbenpumpe höhere Betriebsdrücke erschließen, Abschn. 3.1.4, sind in den Verlustfaktoren C_{iv} nicht berücksichtigt.

Die Wirkungsgradcharakteristik kann von einer Bauform zur anderen sehr unterschiedlich sein. So weisen die druckkompensierten Gestaltungsvarianten der Zahnrad-

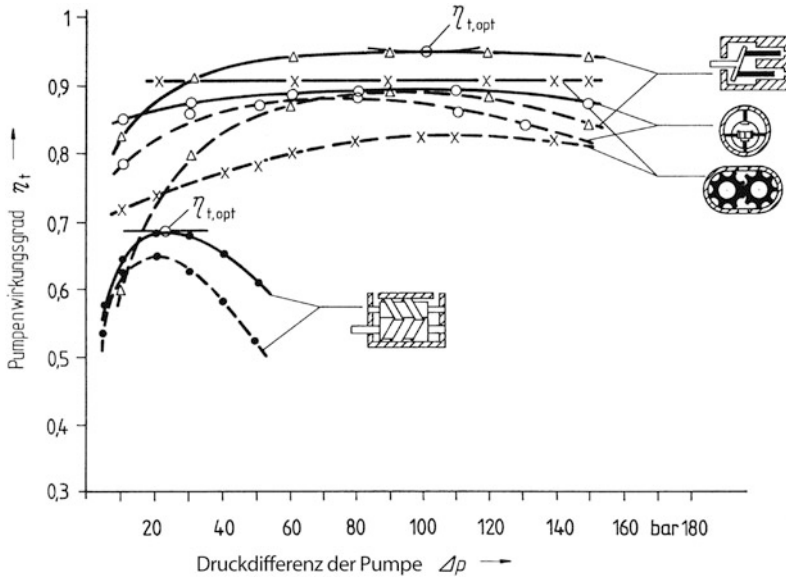


Abb. 3.12 Gesamtwirkungsgrade η_t über Druckdifferenz der Pumpe Δp (η_t , Δp -Kennlinien) für verschiedene Bauarten der H-Pumpen mit einem geometrischen Fördervolumen von $V_g = (10 \dots 50) \text{ cm}^3$ bei den konstanten Drehzahlen $n = 1500/1000 \text{ min}^{-1}$ als ausgezogene/gestrichelte Kurve (Schraubenpumpe $n = 3000/1500 \text{ min}^{-1}$), einem Hydrauliköl mit kinematischer Viskosität $\nu_1 = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$ und Dichte $\rho_1 = 0,856 \text{ g/ml}$ nach Schlösser [12]

pumpe eine verbesserte Wirkungsgradcharakteristik auf, Abb. 3.13, die ein Ergebnis der Konstruktionsoptimierung nach dem Gestaltungsprinzip der Selbsthilfe ist.

Mittels selbstverstärkender Dichtung des hydraulischen Spaltausgleichs, Abschn. 3.1.4, lässt sich der Förderbereich nicht nur zu höherem Betriebsdruck auf der Ausgangsseite, p_2 , erweitern, Abb. 3.13b, c, auch verläuft der Gesamtwirkungsgrad η_t in der Umgebung des Optimums zunehmend flacher, und das Wirkungsgrad-Streuband verengt sich, Abb. 3.13c. Dies beruht auf dem im Vergleich zum festen Dichtspalt verringerten Einfluss von Fertigungstoleranzen.

Bewertungskriterien lassen sich häufig aus der *Wechselbeziehung einzelner Merkmale* gewinnen, um die Pumpenauswahl gezielt vornehmen zu können. So sind nominelle Lebensdauer und Funktionssicherheit nicht allein herstellungsbedingten Eigenschaftsschwankungen nach Werkstoffzustand und Fertigungstoleranzen unterworfen.

Betriebsbedingte Eigenschaftsänderungen, z. B. bei Feststoffverschmutzung der Hydraulikflüssigkeiten, können wesentlichen Einfluss haben. Hier zeigt sich die Verflechtung der Merkmale Auslegung und Sicherheit mit dem Merkmal Gebrauch darin, dass die äußere Störgröße Flüssigkeitsverunreinigung den vorzeitigen Ausfall der Pumpe durch Verschleißschaden nach sich ziehen kann. Die Pumpenbauarten unterscheiden sich mit Abwandlung des Verdrängerprinzips in Bezug auf *Empfindlichkeit gegen Feststoffverschmutzung*.

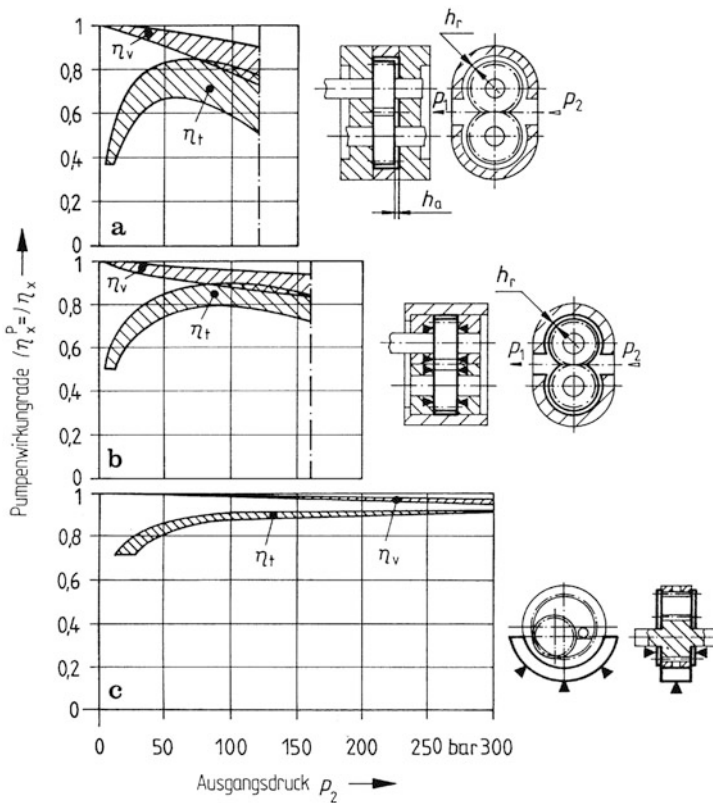


Abb. 3.13 Pumpenwirkungsgrade η_v , η_t über Ausgangsdruck p_2 (η^P , p_2 -Kennlinien) der Bauart Zahnradpumpe mit Außen- bzw. Innenverzahnung bei der konstanten Drehzahl $n = 1500 \text{ min}$, einem Hydrauliköl mit kinematischer Viskosität $\nu_1 = 37 \text{ mm}^2/\text{s}$, einer Flüssigkeitstemperatur $\vartheta_{1f} = 50^\circ \text{C}$ für unterschiedliche Gestaltungsvarianten nach Ebertshäuser [26]; **a** Außenzahnradpumpe mit festem Spalt; **b** Außenzahnradpumpe mit axialem Spaltausgleich; **c** Innenzahnradpumpe mit axial-radialem Spaltausgleich

Ordnet man den Pumpenbauarten kennzeichnende Spalthöhenbereiche zu, Tab. 3.3, lässt sich somit die Anforderung an die Flüssigkeitsreinheit durch eine bauarttypische Partikelgrößenverteilung, d.h. durch den anzustrebenden Reinheitsgrad der Hydraulikflüssigkeit (ISO 4406), angeben, Abb. 3.14.

So sollte für die Zahnradpumpe mit einer maximalen Spalthöhe von $h = 5 \text{ }\mu\text{m}$ die entsprechende Partikelgröße in möglichst geringer Anzahl auftreten, so dass sich die Reinheitsklassen 19/16 bis 17/14 empfehlen. Bei der Flügelzellenpumpe ist wegen des engeren Spalts an den Flügelspitzen die Zulassung auf die höheren Reinheitsklassen 14/10 bis 13/8 beschränkt. Entsprechend ist die Hubkolbenpumpe nach der Gleitflächenpaarung Steuerscheibe/Zylinderblock zu beurteilen. Bei dieser mit derjenigen bei der Zahnradpumpe vergleichbaren Spalthöhe ist eine über die Reinheitsklassen 16/13 bis 15/12 hinausgehen-

Tab. 3.3 Bauartkennzeichnende Spaltenhöhenbereiche in funktionsbedingten Dicht- und Führungsspalten von H-Pumpen [28]

Zahnradpumpe	Spalthöhe h
Zahnrad zur Seitenplatte (axial)	$h_r = (0,5 \dots 5) \mu\text{m}$
Zahnrad zur Seitenplatte (axial)	$h_a = (0,5 \dots 5) \mu\text{m}$
<i>Axialkolbenpumpe</i>	
Kolben zum Zylinder (radial)	$h_r = (5 \dots 40) \mu\text{m}$
Ventilplatte zur Zylinder-Trommel	$h_a = (0,5 \dots 5) \mu\text{m}$
<i>Flügelzellenpumpe</i>	
Spitzen der Flügel (radial)	$h_r = (0,5 \dots 2) \mu\text{m}$
Seiten der Flügel (axial)	$h_a = (5 \dots 13) \mu\text{m}$

de Flüssigkeitsverunreinigung zu vermeiden, da bereits der höhere Betriebsdruck p_2 eine größere Verschleißbeanspruchung mit sich bringt.

Bauartabhängig maximal zulässige Verschmutzung (Verschmutzungsgrad DIN 24564 Teil 1) und Flüssigkeitsreinhaltung sind durch wirksame Filterung entsprechender Filterfeinheit in Einklang zu bringen.

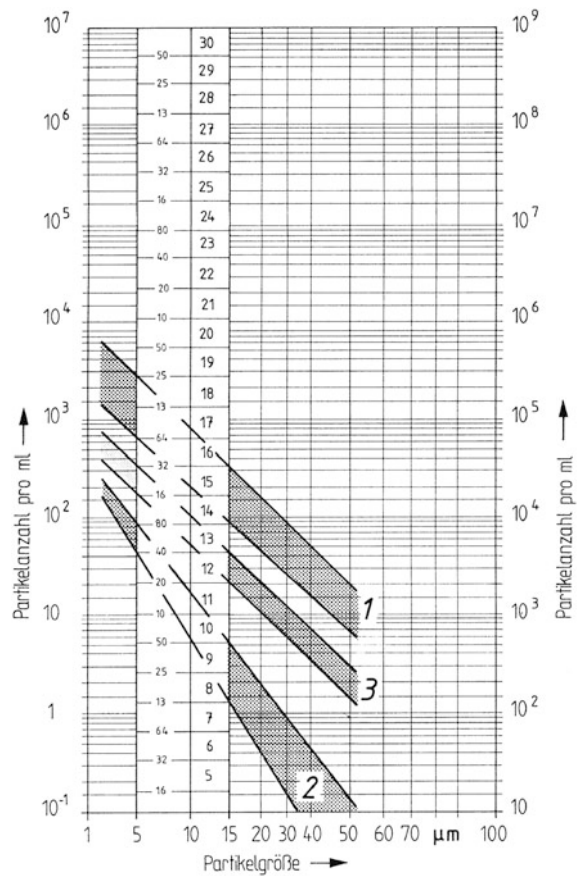
Verschleiß beeinträchtigt die Funktionserfüllung mit zunehmender Einsatzdauer, so dass außer zwischen Gebrauch und Instandhaltung langfristig auch zum Wirkprinzip eine Beziehung besteht.

Die Förderstromänderung dient als indirekte Verschleiß-Messgröße im Verschmutzungstest nach ISO DIS 21017. Die Verschleißanalyse mittels Kurzzeit-Verschleißversuchs kann zum unmittelbaren Vergleich der zulässigen Verschmutzung verschiedener Pumpenarten herangezogen werden [29, 30]. Allerdings bestehen Vorbehalte dagegen, das allein auf volumetrischer Verschleiß-Messgröße und auf Teilchen einer Referenzbeschaffenheit beruhende Analysenergebnis „ Ω -Wert“ auf das Langzeit-Verschleißverhalten unter Betriebsbeanspruchung zu übertragen [29–31]. Auch bewirkt nicht allein Abrasion Funktionsverlust, denn es können die Verschleißmechanismen Adhäsion bei Mangelschmierung zwischen Gleitflächen und „tribochemische Reaktionen“ durch schwerentflammare Hydraulikflüssigkeiten ebenfalls Lebensdauer bestimmend sein, Abschn. 5.3.

Der Vermeidung von Lärm in Hydroanlagen ist bereits bei der Pumpenauswahl Aufmerksamkeit zuzuwenden. Als Hauptgeräuschquelle muss insbesondere die H-Pumpe den Anforderungen eines „ergonomiegerechten Erzeugnisses“ (VDI 2242 Bl. 2) genügen. Durch zweckmäßige Wahl des Lösungsprinzips (Verdrängerprinzips) kann die Schallentstehung verringert, damit die erste Lärminderungsmaßnahme an der Erregerstelle im Sinne des „lärmmarmen Konstruierens“ (VDI 3720 Bl. 5) vorgenommen werden.

Die Luftschallabstrahlung der Gehäuseoberfläche durch Wechselkräfte zeigt Abb. 3.15.

Abb. 3.14 Bauarttypische Reinheitsklassen von Hydraulikflüssigkeiten nach ISO 4406. 1 Zahnradpumpe, 2 Flügelzellenpumpe, 3 Hubkolbenpumpe



In Abhängigkeit vom Ausgangsdruck p_2 , der dem Nenndruck (PN) der Anlage (Systemdruck) entspricht, ist der A-Schalleistungspegel L_{WA} von H-Pumpen aufgetragen (DIN 45635 Teil 26). Die Luftschallemission erhöht sich qualitativ übereinstimmend mit zunehmendem Systemdruck p_{zul} und steigt ferner mit den Parametern Fördervolumen V_g und Antriebsdrehzahl n . Nach seinem Wert unterscheidet sich der A-Schalleistungspegel L_{WA} allerdings bis zu 12 dB bei den einzelnen Pumpenbauarten.

Lärminderungsmaßnahmen an und mit akustisch aktiven Bauteilen verringern mechanische und hydraulische Anteile des Pumpengeräuschs, so dass Produktverbesserungen durch Gestaltoptimierung die Luftschallemission ständig herabsetzen, Abschn. 3.1.13.

Luftschall erzeugende Wechselkräfte haben ihre Ursache in der ungleichförmigen Änderung des Förderstroms, die im Druckraum der Pumpe Druckpulsationen (Druckstoßzyklen) hervorruft. Ist die Förderstrompulsation groß, so wirkt sich das nicht nur auf das Eigengeräusch der Pumpe, sondern auf die Gesamtanregung der Hydroanlage ungünstig aus. Deren Volumenstrompulsation kann bei bekanntem hydraulischen Eingangswiderstand durch Messung der Druckpulsation ermittelt werden [32]. Die Gesamtpulsation enthält

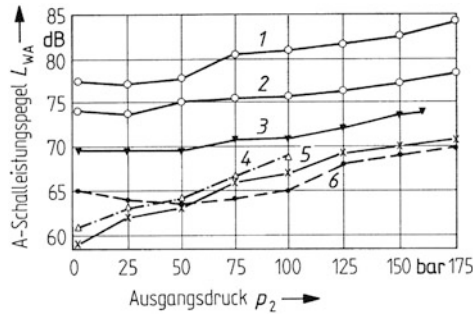


Abb. 3.15 Luftschallemission L_{WA} über Ausgangsdruck p_2 (L_{WA} , p_2 -Kennlinien) für verschiedene Bauarten der H-Pumpen mit einem geometrischen Fördervolumen von $V_g = (16 \dots 23) \text{ cm}^3$ bei konstanter Drehzahl $n = 1500 \text{ min}$ und einem Hydrauliköl mit kinematischer Viskosität $\nu_1 = 35 \text{ mm}^2/\text{s}$ nach VDI 3720 Bl. 5; 1 Axialkolbenpumpe, 7 Kolben; 2 Außenzahnradpumpe, 12 Zähne; 3 Flügelzellenpumpe, 11 Zellen; 4 Schraubpumpe, 2-gängig; 5 Sperrschieberpumpe, 4 Kammern; 6 Innenzahnradpumpe, 6/7 Zähne

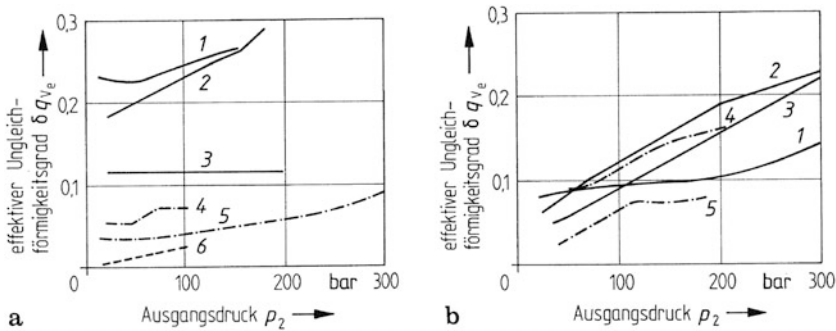


Abb. 3.16 Effektiver Ungleichförmigkeitsgrad δq_{ve} über Ausgangsdruck p_2 für verschiedene Bauarten und Gestaltungsvarianten der H-Pumpen bei konstanter Drehzahl $n = 1500 \text{ min}$ und einem Hydrauliköl mit kinematischer Viskosität $\nu_1 = 36 \text{ mm}^2/\text{s}$, einer Flüssigkeitstemperatur $\vartheta_{1f} = 50^\circ \text{ C}$ nach Theissen, Risken [32]. **a** Bauart Zahnrad- und Schraubpumpe. 1 Außenzahnradpumpe $z = 10$, kompensiert; 2 $z = 11$, teilkompensiert; 3 $z = 14$, kompensiert; 4 Innenzahnradpumpe $z = 13 + 18$, kompensiert; 5 $z = 13 + 20$, kompensiert; 6 Schraubpumpe $g = 2$; **b** Bauart Kolben- und Flügelzellenpumpe. 1 Radialkolbenpumpe $z = 7$, verstellbar; 2 Axialkolbenpumpe, Schrägachse $z = 7$; 3 Schrägscheibe $z = 9$, verstellbar; 4 Sperrflügelpumpe $z = 4$; 5 Flügelzellenpumpe $z = 10$

Pulsationsanteile, die auf die Kompressibilität der zu fördernden Druckflüssigkeit und auf die Leckstromschwankung zurückzuführen sind. Die von Bauart und Gestaltung der Pumpe abhängende Volumenstromschwankung ist der maßgebende Pulsationsanteil, der sich im effektiven Ungleichförmigkeitsgrad δq_{ve} für verschiedene H-Pumpen widerspiegelt, Abb. 3.16.

Der Ungleichförmigkeitsgrad δq_{ve} erweist sich als konstruktiv beeinflussbar. So lässt sich innerhalb einer Grundbauart die Anzahl der Verdrängerelemente erhöhen und damit

nach dem Gestaltungsprinzip der Aufgabenteilung durch viele gleiche Funktionsträger die Ungleichförmigkeit des Förderstroms verringern, Abschn. 3.1.12.

3.1.4 Pumpenbauarten nach Verdrängerprinzipien: *Dreh-/Hubkolbenmaschinen*

Reuleaux hat bereits 1875 in seiner Theoretischen Kinematik [33] die Verdrängermaschinen nach kinematischen Wirkprinzipien der Bewegungsumformer, also nach getriebetechnischen Merkmalen geordnet. Lösungsmerkmale zur Erfüllung fluid- technischer Funktionen, wie Art des Druckaufbaus, der Ein- und Auslasssteuerung oder Verstellung des Volumenstroms, fanden als Gliederungsgesichtspunkte keine Berücksichtigung.

Die Bewegungsaufgabe besteht bei Pumpen darin, eine Volumen bildende Bewegung nach Verdrängerprinzip zu erzeugen. Die Getriebefunktion, die gleichsinnige Drehbewegung der Antriebswelle in eine schiebende oder vorwiegend drehende Bewegung der Verdrängerelemente zu wandeln, kann mit einer Vielfalt getriebetechnischer Lösungen erfüllt werden. Es ergibt sich das *Triebwerk der Verdrängermaschine*, das allerdings nicht nur als Bewegungsumformer, sondern als mechanisch-hydraulischer Energieumformer zu betrachten ist. Entsprechend ist die Bewegungsenergie der Verdrängerelemente in hydrostatische Energie umzuformen. Allen Verdrängermaschinenbauarten ist daher gemeinsam, dass normal zur Wirkfläche der Verdrängerelemente Kräfte und Bewegungen auf das Druckmittel (Flüssigkeit) übertragen werden.

Ordrende Gesichtspunkte strukturieren die Mannigfaltigkeit der Verdrängermaschinenbauarten im Sinne des *Gliederungsteils eines Konstruktionskatalogs* (VDI 2222 Bl. 2). Im Fall getriebetechnischer Kataloge (VDI 2727 Bl. 1) stehen Gesichtspunkte wie Getriebegeometrie, Getriebeart, Gliederzahl, kinematische Kette u. a. im Vordergrund. Verdrängermaschinen gliedern sich nach entsprechenden Merkmalen, wengleich diese nicht ausschließlich kinematischer Art sein können.

Wirkbewegung des Verdrängers

Dieses systematisierende Merkmal ist kinematischer Art und liefert für die Triebwerkssysteme von Verdrängermaschinen eine erste Unterscheidung nach *Pfaff* [34], Tab. 3.1 (Gliederungsteil).

Daß die Verdrängerelemente eine wechselsinnig (rückkehrend) schiebende Bewegung ausführen, kennzeichnet die Hauptgruppe der *Hubkolbenmaschinen*. Wird die Volumenbildung durch vorwiegend gleichsinnig (fortlaufend) drehende Verdrängerelemente bewirkt, liegt die Hauptgruppe der *Drehkolbenmaschinen* vor.

3.1.4.1 Drehkolbenmaschinen

Nach der Anzahl der Lösungsvarianten übertrifft die Hauptgruppe mit rotierenden Verdrängerelementen die mit oszillierenden Verdrängerelementen. In dem Bestreben, bei schnelllaufenden Maschinen die Massenkräfte zu beherrschen, werden bei drehendem

Verdrängerelement die kinematischen Zusammenhänge durch ein weiteres systematisches Merkmal verdeutlicht. So unterteilt *Wankel* [35] die Rotationskolbenmaschinen nach deren Schwerpunktverhalten in Dreh-, Kreis- und Umlaufkolbenmaschinen. Im Gegensatz zu Verbrennungskraftmaschinen steht bei Verdrängermaschinen nicht die Schnellläufigkeit im Vordergrund, so dass hier die Untergliederung nach fluidtechnischen Merkmalen erfolgt.

Förderrichtung in Bezug zur Drehkolbenachse

Die Förderrichtung ergibt sich als kennzeichnendes Merkmal von Drehkolbenmaschinen. Die Mehrzahl der Maschinen mit rotierenden Verdrängerelementen fördert in Umfangsrichtung, nur eine Bauart fördert in Achsrichtung. Erfolgt die *Förderung der Flüssigkeit in Umfangsrichtung*, spricht man von Umfangsmaschinen. Bei dieser großen Gruppe der Drehkolbenmaschinen, die auch Kapselmaschinen genannt werden, kann die Lage der Drehachse in der Ebene des kreisförmigen Gehäuses (Kapsel) konzentrisch oder exzentrisch zur Gehäuseachse sein.

Achslage des Drehkolbens zum Gehäuse (Kapsel)

Aus der *Umfangsmaschine mit konzentrischer Drehachse des Verdrängers* leitet man fünf verschiedene Triebwerksysteme ab.

Diese unterscheiden sich durch die Gestaltung der Hauptfunktionsträger Verdrängerflügel und Trennflügel sowie nach der gestaltungsbestimmenden Anforderung, dass Verdränger- und Trennflügel einander ausweichen, damit der Läufer umlauffähig ist. Das Doppelläufersystem weist zwei miteinander kämmende, gekoppelte Läufer auf, deren starre Verdrängerflügel für den anderen Läufer jeweils als Trennflügel wirken. Beim Treibschiebersystem sind die Verdrängerflügel als Schieber oder Klappe beweglich, der Trennflügel ist starr. Das Sperrschiebersystem stellt hierzu die kinematische Umkehrung dar. Das Sperrtrommelsystem enthält starre Verdrängerflügel, während der Trennflügel als fortlaufend drehendes Element ausgebildet ist.

Allen Drehkolbenmaschinen mit kreisförmigem Gehäuse und konzentrischer Drehachse der Verdrängerelemente ist gemeinsam, dass die Hubverstellung im Betrieb, damit die Änderung des Verdrängungsvolumens, nicht möglich ist. Die konzentrischen Kapselmaschinen sind daher lediglich Konstantpumpen.

Ist die Drehachse der Verdrängerelemente exzentrisch, bedarf es keines Trennflügels, da Saug- und Druckraum durch den exzentrischen Läufer selbst oder bei kleiner Exzentrizität durch den Verdrängerflügel abgedichtet werden. Man benötigt dann mehr als zwei Verdrängerflügel, die während des Umlaufs Kammern veränderlichen Volumens bilden. Aus der *Umfangsmaschine mit exzentrischer Drehachse der Verdrängerelemente* kann man 2 verschiedene Triebwerksysteme ableiten, die sich durch die Gestaltung des Verdrängerflügels unterscheiden. Das exzentrische Doppelläufersystem mit starren Verdrängerflügeln weist eine den Läufer umschließende Kapsel auf, die drehbar ist und einen zweiten Läufer bildet. Beim exzentrischen Treibschiebersystem ist die Hubverstellung im Betrieb, damit die Änderung des Verdrängungsvolumens, möglich. Die einhubige Flügelzellenpumpe ist als Verstellpumpe geeignet, indem der Läufer mit beweglichen Verdrängerflügeln ausgeführt und somit die zwischen Kapsel und Läufer bestehende Exzentrizität verstellbar wird.

Die Bauarten mit *Förderung der Flüssigkeit in Achsrichtung* sind von grundsätzlich anderem Aufbau. Dieser besteht aus einer Schnecke oder Schraube, die gegen das Gehäuse abgedichtet ist, dass bei Drehung zwischen zwei Schneckenzähnen eine in Förderrichtung wandernde allseitig abgeschlossene Kammer entsteht. Beim Schraubenläufersystem entsteht eine geschlossene, sich axial verschiebende Dichtlinie durch eine zweite Schnecke.

3.1.4.2 Hubkolbenmaschinen

Die Hauptgruppe mit oszillierenden Verdrängerelementen erfordert ein Triebwerksystem, das die Getriebefunktion „wechselsinnig Schieben bei gleichsinnigem Drehantrieb“ erfüllt. Die Vielfalt getriebetechnischer Lösungen zur Erzeugung hin- und hergehender Schubbewegungen lässt sich nach kennzeichnenden Merkmalen im Konstruktionskatalog „Mechanische Huberzeuger“ (VDI 2727 Bl. 2) ordnen. Wichtige Gliederungsmerkmale sind die Anzahl der Glieder und die Getriebegeometrie. Erstere kann 3 bis 10 betragen, letztere eben oder räumlich sein. Als vorwiegende Getriebearten sind in Hubkolbenmaschinen der Kurventrieb (VDI 2147) und der Gelenktrieb (VDI 2145) anzutreffen, die Gliederzahl beschränkt sich i. Allg. auf 3, bei Verstellbarkeit des Hubes im Betrieb auf mindestens 4. Da die Bewegungsrichtung der Verdrängerelemente mit der Förderrichtung übereinstimmt, ist der fluid- technische Gesichtspunkt:

Förderrichtung in Bezug zur Triebwellenachse

mit dem kinematischen Merkmal:

Achslage der Schubkolben zur Triebwelle

gleich bedeutend. Aus der Anordnung der Zylinder und ihrer Lage zur Triebwellenachse leitet man drei verschiedene Triebwerksysteme ab, die sich in der Bewegungsrichtung des Verdrängerelements „zylindrischer Kolben“ im Zylinderblock unterscheiden. Gestaltungsbestimmende Anforderungen folgen aus den Kriterien Verdrängungsvolumenbildung, Kraftleitung, Ein- und Auslasssteuerung (Umsteuerung). Diese Kriterien bilden zugleich eine Reihe kennzeichnender Merkmale, aus denen sich nach *Molly* [36] eine Klassifizierung der Verdrängermaschinen herleiten lässt.

Getriebegeometrie

Im Hinblick auf die Getriebegeometrie ist das erste Triebwerksystem den *räumlichen Mechanismen*, die beiden folgenden sind den *ebenen Mechanismen* zuzurechnen.

Beim *Axialkolbensystem* sind die Zylinder parallel auf einem Zylinder angeordnet. Die Kolben werden formschlüssig über eine zwangsläufig geschlossene kinematische Kette einer räumlichen Schubkurbel oder kraftschlüssig über einen räumlichen Kurventrieb hin- und hergehend bewegt. Die Kolbenhubbewegung entsteht bei axialer Abstützung der Kolben auf einer schiefen Ebene. Hierbei können die Mittenachse des Zylinderblocks und die Triebwellenachse zusammenfallen oder einen spitzen Winkel bilden.

Bei zusammenfallender Achslage wird die Hubbewegung der Kolben über ein raumfestes, scheibenartiges Kurvenglied erzeugt, dessen Kurvenebene schräg zur Triebwellenachse steht. Hält man den Zylinderblock fest und dreht das Kurvenglied, so dass dessen

Führungskurve eine räumliche Bewegung ausführt, entsteht die Taumelscheibenbauart. Die Ein-/Auslasssteuerung erfolgt über Ventile. Wird in kinematischer Umkehrung das Kurvenglied festgehalten und der Zylinderblock gedreht, liegt die Schrägscheibenbauart vor. Die Ein- und Auslasssteuerung nimmt hier ein planförmiger Drehschieber wahr, dessen bewegtes Schließelement vom Boden des Zylinderblocks gebildet wird. Im Gegensatz zur Taumelscheibenmaschine ist bei der Schrägscheibenmaschine die Hubverstellung im Betrieb, damit die Änderung des Verdrängungsvolumens, möglich.

Die Schrägscheibenpumpe ist als Verstellpumpe geeignet, indem das fest stehende Kurvenglied schwenkbar ausgeführt und somit der von Scheibe und Achse eingeschlossene Neigungswinkel verstellbar wird.

Ist die Mittenachse des Zylinderblocks gegen die Triebwellenachse im spitzen Winkel geneigt, wird die Hubbewegung der Kolben über die Kurbelscheibe erzeugt, die senkrecht zur Triebwerkachse steht und als Triebflansch mit dieser verbunden ist. Überträgt man die Drehbewegung der Kurbel auf den Zylinderblock, führen die Kolben eine räumliche Dreh- und Schubbewegung aus. Es entsteht die Schrägachsenbauart. Kinematisch handelt es sich hierbei um ein fünfgliedriges räumliches Kurbelgetriebe mit 10 Gelenkbeweglichkeiten der Bezeichnung $D-D_3 = D_3 = DS-D$ (VDI 2156). Der Boden des Zylinderblocks dient auch hier als Drehschieber. Hubverstellung ist konstruktiv verwirklicht, indem der Zylinderblock um die Triebwellenachse schwenkbar ausgeführt wird. Allerdings ist die Drehbewegung vom Triebflansch auf den Zylinderblock zu übertragen. An Stelle eines zusammengesetzten Kurbel-Kegeleädergetriebes wird für die Zylinderblockmitnahme bei Hubverstellbarkeit die räumliche Schubkurbel abgewandelt oder mehrgliedrig ausgeführt.

Beim **Radialkolbensystem** liegen die Zylinder radial in einer Ebene und senkrecht zur Triebwellenachse. Die Kolben werden kraftschlüssig über einen ebenen Kurventrieb hin- und hergehend bewegt. Je nachdem, ob es sich um eine mehrhubige oder einhubige Radialkolbenmaschine handelt, weist das Kurvenglied eine von der Kreisform abweichende oder eine kreiszylindrische Führungskurve auf. Letztere ergibt den Exzenter als Sonderfall der Kurvenscheibe. Hierbei wird der drehbare Zylinderstern angetrieben und der Exzenter steht fest. Die Berührungslage der Eingriffsschieber (Kolben) zum Kurvenglied (Exzenter) ist gestaltungsbestimmend dafür, ob dieses Getriebeglied als Exzenterischeibe oder als Exzenterring mit den Kolben im Eingriff steht. Bei der Bauart mit innen liegendem Exzenter ist dieser von den eingreifenden Kolben umgeben und deren Hubbewegung wird von einer Exzenterischeibe erzeugt. Die Zylinder werden von außen beaufschlagt, der Zylinderblock trägt auf dem äußeren Umfang Steueröffnungen, die die im fest stehenden Gehäuse liegenden Zu- und Abführkanäle überstreichen. Bei der Bauart mit außen liegendem Exzenter umschließt dieser die eingreifenden Kolben und deren Hubbewegung wird von einem Exzenterring erzeugt. Die Zylinder werden von außen beaufschlagt. Die Steueröffnungen befinden sich innerhalb des Zylindersterns, der einen zapfenförmigen Drehschieber überstreicht.

Die Hubverstellung im Betrieb, damit die Änderung des Verdrängungsvolumens ist bei der Außenexzentermaschine möglich. Bei der Innenexzentermaschine kann ebenfalls Volumenänderung vorgesehen werden, wenngleich nur mit größerem Aufwand. Die

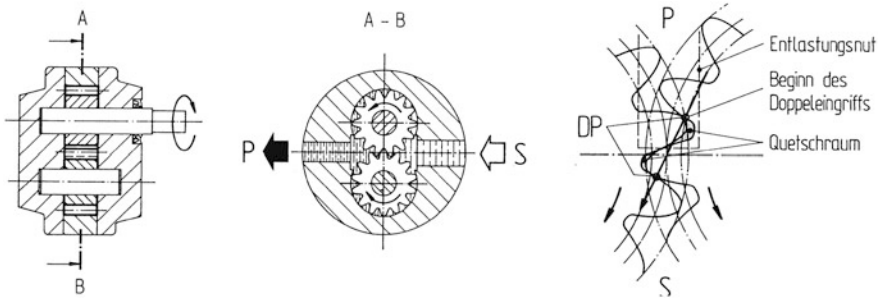


Abb. 3.17 Außenzahnradpumpe mit festem Spalt (Dreiplattenpumpe), Verdrängerprinzip und Zahneingriff bei Evolventenverzahnung mit druckseitiger Entlastungsnut

Außenexzentermaschine wird dadurch zur Verstellpumpe, dass das alle Kolben umschließende Kurvenglied verrückbar ausgeführt und somit die zwischen Exzentering und Achse bestehende Exzentrizität verstellbar wird.

Beim **Parallelkolbensystem** liegen die feststehenden Zylinder parallel in einer Ebene und senkrecht zur Triebwellenachse. Die Kolben werden zwangsläufig über die ebene Schubkurbel oder kraftschlüssig über einen ebenen Kurventrieb hin- und hergehend bewegt. Die antreibenden Getriebeglieder Kurbel bzw. Kurvenscheibe werden drehwinkelversetzt in einer Kurbel- bzw. Nockenwelle zusammengefasst. Die Ein-/Auslassteuerung erfolgt über Ventile. Im Gegensatz zur kurbelwellengetriebenen ist bei der nockenwellengetriebenen Parallelkolbenmaschine die Hubverstellung im Betrieb, damit die Änderung des Verdrängungsvolumens nur ausführbar, wenn jeder Kolben mit einer Steuerkante versehen und somit durch Drehung der Kolben um die jeweilige Zylinderachse Füllungsbegrenzung ermöglicht wird.

3.1.5 Zahnradpumpe: Außen-/Innenzahnrad-, Zahnringpumpe

Außenzahnradpumpe (Konstantpumpe); Nr. 1, Tab. 3.1, Abschn. 3.1.3

Wirkungsweise Die nicht im Eingriff stehenden Zähne des treibenden und des getriebenen außen verzahnten Stirnrads oder Außenrads (Läufers) wirken als Verdrängerflügel und fördern vom Saugraum S zum Druckraum D, Abb. 3.17, wo Druckflüssigkeit von den Zähnen des Gegenrads aus den Zahnlücken verdrängt wird. Das im Grunde der Zahnücke verbleibende Quetschöl nimmt sehr hohen Druck an. Entlastungsnuten oder -bohrungen (Steuerkanten) am seitlichen Gehäusedeckel leiten das Quetschöl in den Druckraum ab, um Überlastung der Lager durch Druckspitzen zu vermeiden.

Die Trennung von Saug- und Druckraum erfolgt über den längs der Eingriffslinie sich bewegenden Eingriffspunkt (Dichtpunkt mit Liniendichtung) und mittels Kapselung über den

engen Radialsplatt zwischen Zahnköpfen und Gehäusestirnwand sowie über den Axialsplatt zwischen Radpaar und Gehäuseseitenwand (Flächendichtung).

Außenzahnradpumpe mit festem Dichtspalt (Dreiplattenpumpe) erfordert kleine Spiegle durch enge Toleranzen, z. B. Axialspiel 0,03 bis 0,04 mm, fertigungstechnisch durch Dreiplattenbauweise einhaltbar, Abb. 3.17. Auf Grund des von der Fertigung, Betriebstemperatur, Verlagerung und Verformung der Pumpenteile abhängigen Radialspiels am Gehäuseumfang und des Axialspiels zwischen Rädern und Gehäuse ist wegen Lager- und Zahnkopfreibung und Leckverlustes diese Pumpenart auf den Niederdruckbereich begrenzt ($p_2 = 80$ bar, $p_{2\max} = 120$ bar).

Nach längerer Betriebszeit tritt Aufweitung des Gehäuses und Verschleiß an den Dichtflächen auf, so dass mit Vergrößerung des Spaltvolumens der interne Leckstrom $q_{V_s, \text{in}}$ ansteigt. Die vom Druckraum auf das Zahnradpaar einseitig in Saugrichtung ausgeübten Radialkräfte bewirken ungleichmäßigen Lagerdruck, so dass mit erhöhter druckabhängiger Reibungskraft ein großes Verlustmoment T_s folgt, Abschn. 3.1.1.3.

Außenzahnradpumpe mit hydraulischem Spaltausgleich (druckkompensierte Pumpe). Wegen unzureichender Wirkungsgradcharakteristik, Abb. 3.13a, konnte sich die Bauform mit festem Dichtspalt nicht behaupten. Für die Zahnradpumpe ließ sich der Gesamtwirkungsgrad wirksam verbessern, indem man die Verdrängermaschine mit selbstverstärkenden Dichtungen ausstattete. Beim hydraulischen Spaltausgleich (Druckkompensation) wird nämlich aus dem ausgangsseitigen Betriebsdruck die Hilfwirkung gewonnen, einen Dichtdruck zu erzeugen. Steigt mit dem Betriebs- der Anpressdruck auf die Wirkfläche des Dichtspalts, verringert sich die Spalthöhe und der hydraulische Widerstand nimmt zu. Dadurch hält man den Leckstrom unabhängig vom Betriebsdruck klein und nahezu konstant. Um eine sich gegenseitig unterstützende Wechselwirkung zwischen Druckaufbau und Dichtung herbeizuführen, benötigt man aktive Systemelemente. Häufig stellen Dichtelemente gleichzeitig Ausgleichselemente dar, mit deren Hilfe Lagerkräfte infolge ungleichmäßigen Lagerdrucks ausgeglichen werden. Das Prinzip der Selbsthilfe wurde somit ergänzt durch das des Kraftausgleichs, um neben dem volumetrischen den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad anzuheben, somit durch Konstruktionsoptimierung den Gesamtwirkungsgrad der Außenzahnradpumpe zu verbessern (Hochleistungspumpe).

Die Axialspalte sind von grundsätzlichem Einfluss auf die Leckverluste, so dass zunächst der Ausgleich axialer Spalte und Druckkräfte angestrebt wurde [37]. Zwischen Zahnradpaar und Gehäuse begrenzt axial verschiebbare Dichtelemente (Membran, Platte, Lagerträger) verringern den Axialsplatt und erweitern den Einsatz von *Zahnradpumpen mit axialem Spaltausgleich* auf den Mitteldruckbereich ($p_{2\max} = (100 \dots 170)$ bar), Abb. 3.13b.

Berücksichtigt man auch die radialen Spalte zwischen Zahnkopfflächen des Radpaars und Gehäuse, lässt sich die Wirkungsgradcharakteristik an die der Hubkolbenmaschinen mit konstantem Verdrängungsvolumen annähern und der Einsatz von *Zahnradpumpen mit axial-radialem Spaltausgleich* auch bei niedriger Viskosität der Druckflüssigkeit auf den Hochdruckbereich ($p_2 = 300$ bar, $p_{2\max} = 330$ bar), Abb. 3.13c, ausdehnen.

Neben der Wirkungsgradcharakteristik ist bei den Hochdruck-Zahnradpumpen das lärmarme Gestalten in den Vordergrund gerückt [38–41]. Nachdem es gelungen war,

Quetschöldruckspitzen mittels strömungsgerechter Entlastungsnuten zu vermeiden [42], blieben der Druckaufbau in den Zahnkammern und die Förderstompulsation die wichtigsten Einflussgrößen auf die Lärmübertragung und -abstrahlung. So richtete sich die weitere Gestaltoptimierung darauf, allmählichen Druckaufbau und geringere Ungleichförmigkeit des Förderstroms zu erreichen.

Man unterscheidet die vollständig druckkompensierten Pumpen nach Lage der Wirkflächen im radialen Dichtspalt zwischen Saug- und Druckraum, da hierdurch die Art der Druckanpassung (Druckaufbau) bestimmt wird.

- *Pumpe mit druckseitiger radialer Abdichtung.* Bei druckseitiger Lage der Abdichtzone wird durch kompensierte Radialdruckkräfte an den Lagerstellen der Verlagerung der Räder in Richtung Saugseite entgegengewirkt. Auf diesem Wirkprinzip beruhte die Pumpenvariante, deren seitlich an den Zahnrädern anliegendes Dichtelement „Lagerbrille“ zusätzlich mit Dichtungseinsätzen „Stopfen“ auf der den Zahnrädern abgewandten Seite versehen war (früher: Brillenpumpe RE, Bosch). Nahezu übergangslos wurde das zu komprimierende Kammervolumen mit der unter ausgangsseitigem Betriebsdruck stehenden Flüssigkeit verbunden. Dieses Lösungsprinzip der kleinen Druckzone zog rasche Druckänderungen nach sich und rief Druckschwingungen und stoßartige Lagerkräfte hervor. Um den Vorgang der Druckanpassung zeitlich zu verzögern, brachte man Steuernuten zur Vorkompression der Kammerinhalte an.

Als das wirksamere Lösungsprinzip, allmählichen Druckaufbau herbeizuführen, erwies sich die

- *Pumpe mit saugseitiger radialer Abdichtung.* Bei saugseitiger Lage der Abdichtzone werden die Zahnräder bei Belastung um das Maß ihres Lagerspiels zur Saugseite hin gedrückt. Dabei addieren sich die Lageänderungen infolge Durchbiegung der Radachsen und der Nachgiebigkeit der seitlich anliegenden Gleitlagerträger als Dichtelement, Abb. 3.18. Der Radialspalt vergrößert sich von Null an der Saugseite (Einlaufspur durch Mikroeinfräsen einer Laufbahn in das Pumpengehäuse) kontinuierlich zur Druckseite hin. Die radiale Abdichtzone erstreckt sich über einen großen Einlauf-Drehwinkel von mehreren Zahnteilungen und bewirkt sehr gute Druckanpassung. Axiale Druckfelder beaufschlagen die Lagerträger stirnseitig. Diese führen eine begrenzte Einstellbewegung aus und legen sich mit einer dem Betriebsdruck entsprechender Kraft an das Außenradpaar an. Der Ausgleich axialer Spalte wird somit vom aktiven Dichtelement „Lagerträger“ übernommen. Demgegenüber erfolgt der Spaltausgleich zwischen Zahnrädern und Gehäuse ohne zusätzliche Dichtelemente. Der radiale Spaltausgleich kann somit als passiver Ausgleich bezeichnet werden [41].

In die vollumschließenden Lagerträger sind gerollte Lagerbuchsen aus dem Mehrschichtwerkstoff Stahl/Sinterbronze/Kunststoff (P1 DIN ISO 3547 Teil 4, VDI 2543) kraftschlüssig eingebaut (eingepresst). Die hoch belastbaren Trockengleitlager stellen bei zeitweiser Mangelschmierung (Mischreibung) oder unzureichender Schmierfähigkeit des Hydrauliköls störungsfreien Lagerbetrieb sicher [43]. Anfahren unter Betriebsdruck, kurzzeitiges Unter-

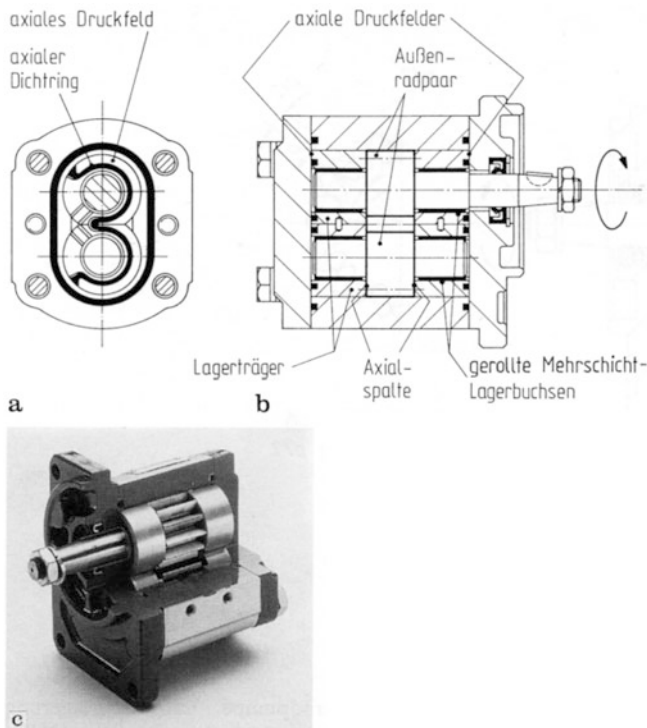


Abb. 3.18 Außenzahnradpumpe mit hydraulischem Spaltausgleich, saugseitige radiale Abdichtung (S, Buchsenpumpe, Bosch Rexroth). **a** Gehäusedeckel, axiale Druckkompensation mittels Dichtelementen (Lagerträgern); **b** Längsschnitt, radiale (passive) Druckkompensation durch Zahnkopfanlage an saugseitiger Laufbahn im Pumpengehäuse; **c** Schnittmodell

schreiten der Mindestdrehzahl, hohe Antriebsdrehzahlen (bis 4000/min) sind möglich. Der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad ist infolge höherer Lagerbelastung und größerer Dichtlänge etwas niedriger als bei druckseitiger radialer Abdichtung.

Dieses Lösungsprinzip der großen Druckzone und die Lagergestaltung mit Mehrschicht-Lagerbuchsen (Buchsenpumpe S, Bosch) verminderten bereits deutlich die Geräuscentstehung (A-Schalleistungspegel L_{WA} von 85 auf 76 dB bei 250 bar und 1500/min, Abschn. 3.1.3) [39–42, 44–46].

Nach Optimierung des Druckaufbaus verbleibt die Förderstrompulsation als konstruktiv beeinflussbare Größe für das lärmarme Gestalten. So verminderte sich mit Erhöhung der Zähnezahl von 9 auf 12 der Ungleichförmigkeitsgrad, Abb. 3.16, von 22 % auf 14 %, damit auch die Geräuscentwicklung (L_{WA} von 76 auf 61 dB) [46]. Eine weitere Erhöhung der Zähnezahl würde das Kammervolumen zu klein, die Zahneingriffsfrequenz zu groß werden lassen, wodurch das Verhältnis Bau- zu Verdrängungsvolumen sowie die Schallabstrahlung nachteilig verändert würden.

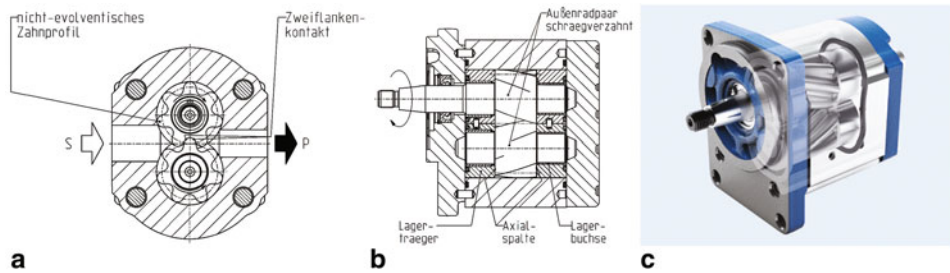


Abb. 3.19 Geruschreduzierte Auenradpumpe mit nicht-evolventischem Verzahnungsprofil (AZPJ, SILENCE PLUS-Pumpe, Bosch Rexroth). **a** Längsschnitt mit schragverzahntem Auenradpaar; **b** Querschnitt in Anschlussmitte mit nicht-evolventischer Profilform ohne Quetschhohlraum; **c** Schnittmodell

Als wirtschaftliche und lärmarme Lösung hat sich die **Pumpe mit nicht-evolventischer Schrägverzahnung** erwiesen, die aus der Kombination dreier Prinzipien hervorgegangen ist: die **Zweiflankendichtung**, die **Schrägverzahnung** und **das nicht-evolventische Verzahnungsprofil** [47], Abb. 3.19.

Der kontinuierliche Zweiflankenkontakt stellt sich am spielfrei arbeitenden Forderradpaar aufgrund engster Toleranzen von Achsabstand und Zahnprofil ein. Die hydraulische Eingriffsstrecke der Standardverzahnung, Abb. 3.17, halbiert sich. Da letztere quadratisch auf den drehwinkelabhängigen Förderstrom einwirkt, reduziert sich mit der Sonderverzahnung die Förderstrompulsation auf ein Viertel [48, 49].

Die Schrägverzahnung führt zu einem Eingriffswechsel, der nicht mehr gleichzeitig auf der vollen Flankenbreite sondern räumlich und zeitlich verteilt stattfindet. Es stellt sich am Forderradpaar höhere Laufruhe ein. Zusätzliche Axialkräfte werden stirnseitig von den aktiven Dichtelementen Lagerträger hydrostatisch aufgenommen.

Aufgrund des nicht-evolventischen runden Verzahnungsprofils kämmen die Forderrader nicht nur an den Zahnflanken sondern auch im Bereich tiefsten Zahneingriffs, nämlich im Kopf- und Fubereich. Der Eingriffspunkt (Dichtpunkt DP) bewegt sich auf einer geschlossenen Eingriffslinie (Eingriffs-Acht). Ein sprunghafter Wechsel zwischen Einzel- und Doppeleingriff zweier aufeinander folgender Flanken bleibt somit aus. Es bildet sich kein schädlicher Raum, so dass keinerlei Quetschhohlraum mehr auftreten können.

Die genannte Prinzipkombination führt zu einer Konstruktionsoptimierung, die das Gerauchverhalten der Auenradpumpe wesentlich verbessert, s. Abschn. 3.1.13.3. So ist im Vergleich zur Standardpumpe das Eigengerusch um durchschnittlich 15 dB(A) geringer, die für die Korperschallubertragung magebliche Druckpulsation sinkt annähernd um 75 %. Aufgrund verringerter Zähnezahl (7) ist die Frequenz des Eigengeruschs um 35 % niedriger, erzeugt somit eine angenehmer wahrzunehmende Klangcharakteristik.

Die geruschreduzierte Pumpe besitzt die gleichen Anbaumae wie die Standardpumpe und ist ebenfalls bis 280 bar einsetzbar. Vielfältige Einsatzmöglichkeiten eröffnen sich bei Anlagen mit dominierendem Hydraulikgerauch oder in geruschsensibler Umge-



Abb. 3.20 Geräuschreduzierte Außenzahnradpumpe (AZPJ, Bosch Rexroth). Kontinuierlicher Zahnradkontakt mit Eingriffspunkten auf geschlossener Eingriffslinie

bung, etwa an Werkzeugmaschinen und mobilen Arbeitsmaschinen mit elektromotorischem Antrieb. Doch auch bei dieselmotorisch betriebenen Maschinen ist der Einsatz pulsationsreduzierter Pumpen dann sinnvoll, wenn Fahrzeugstrukturen weniger zu Schwingungen angeregt, Geräuschemissionen zu Fahrerkabine oder Fahrgastraum vermindert werden sollen (SILENCE PLUS, Bosch Rexroth) [50, 51].

Innenzahnradpumpe (Konstantpumpe); Nr. 2, Tab. 3.1.

Wirkungsweise Die nicht im Eingriff stehenden Zähne (Verdrängerflügel) des treibenden außen verzahnten Kleinrads oder Ritzels (Innenläufers) Abb. 3.21, und des getriebenen innen verzahnten Rads oder Hohlrads (Außenläufers) fördern Druckflüssigkeit vom Saug- zum Druckraum, deren Trennung durch Flankenberührung längs des Zahneingriffs, mittels Kapselung über den kleinen Radialspalt zwischen Zahnkopfflächen und Füllstück (Sichel) außerhalb des Eingriffsbereichs sowie über den Axialspalt zwischen Zahnradpaar und Gehäusewand erfolgt.

Die günstigere Überdeckung am Innenradpaar verlängert gegenüber dem Außenradpaar den Zahneingriff, damit erstreckt sich die Füll- und Verdrängungszone über ein großes Zahneingriffsfeld, Abb. 3.21a.

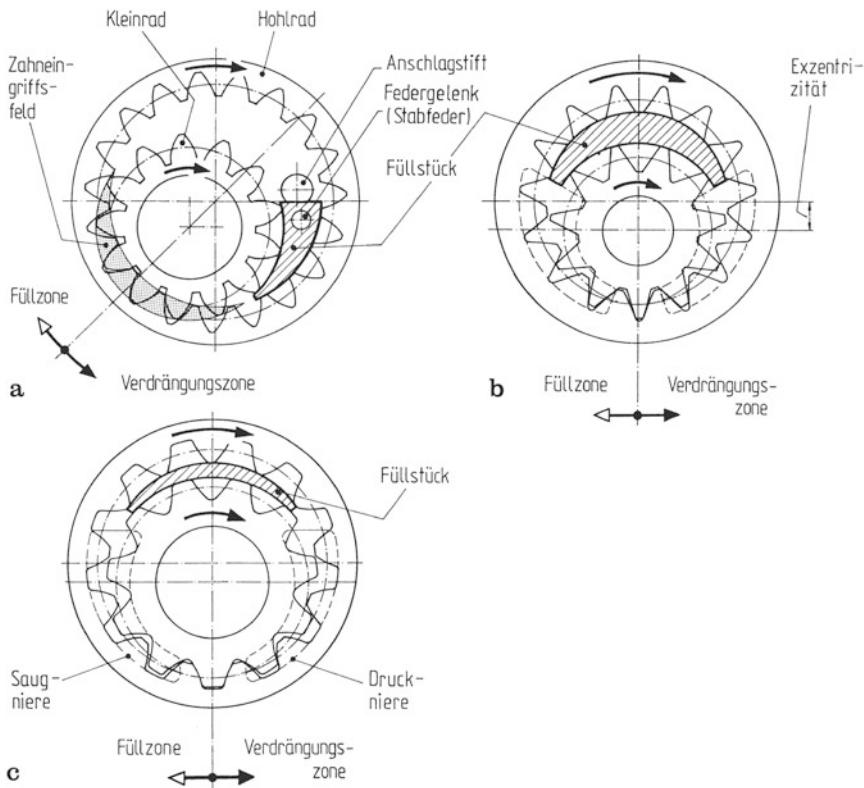


Abb. 3.21 Innenzahnradpumpe, großes Eingriffsfeld, Verzahnungsprofile am Innenradpaar. **a** Evolventen-Kurzverzahnung (System Eckerle); **b** Empirische Spezialverzahnung (Bucher, System Truninger); **c** Trochoidenverzahnung (Integral Hydraulik und SHW, System Trochocentric)

Mit dem längeren Zahnengriff umfasst der Verdrängungsvorgang eine größere Druckzone, die niedrigere Füllgeschwindigkeit der Zahnkammern erhöht die Saugfähigkeit.

Wegen gleichen Drehsinns der beiden Räder liegt beim Innenradpaar stets positive Übersetzung vor, die mit dem Ritzel als treibendem Rad eine Übersetzung ins Langsame, $i \geq 1$, ist (DIN 868, DIN 3960). Je mehr sich diese dem unteren Grenzwert $i = 1$ nähert, desto günstiger sind die Zahnengriffverhältnisse und umso kleiner ist die Förderstompulsation. Gegenüber dem Außenradpaar mit vergleichbarer Verzahnungsgeometrie (Eingriffsteilung, Modul) sinkt beim Innenradpaar, z. B. mit dem (negativen) Zähnezahlverhältnis $u = -z_2/z_1 = -20/13$, das einer Übersetzung $i = n_1/n_2 = z_2/z_1 = 20/13 = 1,54$ entspricht, der Ungleichförmigkeitsgrad des Förderstroms um 30 %. Entsprechend geringer ist die Geräuschentwicklung mit der Folge großer Laufruhe.

Zwischen Förderstompulsation, Druckpulsation und Verzahnungsprofil bestehen Zusammenhänge [38–40]. Außer der profilverschobenen Evolventenverzahnung mit genormten Bezugsprofil (DIN 867, DIN 3993) [52, 53], Abb. 3.21a, wendet man spezielle

Verzahnungsgeometrien an, deren Evolvente nicht bezugsprofilgebunden ist oder deren Profilform von der Evolvente abweicht [54, 55]. So kann beim Innenradpaar sowohl das Flankenprofil des Ritzels als auch das des Hohlrads Bezugsprofil sein, nach dem man die Profilform der Gegenflanke erzeugt. Diese ergibt sich als Hüllkurve gesteuert von der Abrollbewegung des Rollkreises auf oder in dem Wälzkreis [56]. So folgen aus dem aus spitz zulaufenden Geraden bestehenden Flankenprofil des Ritzels das Verzahnungsprofil des Hohlrads (Außenläufers) bzw. aus dem konvexen Kreisbogenflankenprofil des Hohlrads das konkave Verzahnungsprofil des Ritzels (Innenläufers). Im ersten Fall erhält man eine Innenzahnradpumpe mit Zykloiden-Geradflankenverzahnung (System Truninger [57]), im zweiten Fall eine solche mit Trochoidenverzahnung (System Trochocentric [58, 59]), Abb. 3.21b, c. Der große Modul führt zu großem Fördervolumen auf engem Raum. Eine über die Grenzen genormter Verzahnungen hinausgehende Auslegung führt auf Innenradpaare mit kleinem Zähnezahlnunterschied, $(z_2 - z_1) = 6 \dots 2$, wodurch die Förderstompulsation herabgesetzt wird. Mit dem geringen schädlichen Raum im Bereich tiefsten Zahneingriffs und der günstigen Flankenschmiegun (konkav/konvex) verbinden sich kleine Quetschraumbildung und langsame Volumenverkleinerung während der Verdrängung aus den Zahnücken. Dienen im Sondergetriebebau spezielle Verzahnungsgeometrien vorrangig der Steigerung der Tragfähigkeit, zielen die Gestaltungsvarianten der Innenzahnradpumpe mit von der Evolvente abweichender Profilform darauf ab, die bevorzugten Eigenschaften der gleichen Grundbauart im Hinblick auf Leistungsdichte und Laufruhe zu optimieren [60].

Um eine günstige Wirkungsgradcharakteristik zu erhalten, sind der mit dem Betriebsdruck ansteigende Leckstrom q_{V_s} sowie das durch Ungleichmäßigkeit des Lagerdrucks verursachte Verlustmoment T_s klein zu halten. Dies erfolgt mit Hilfe *zweier Lösungsprinzipien*, dem der Mehrstufigkeit oder dem des hydraulischen Spaltausgleichs.

Zweistufige Pumpe Bei festem Spalt ist ein guter Wirkungsgrad bis zu einem Ausgangsdruck von ca. 125 bar zu erzielen. Man teilt daher die Aufgabe, dauernd einen Förderdruck von z. B. 250 bar zu erzeugen, auf zwei Verdrängereinheiten gleichen Fördervolumens auf, die man in Reihe schaltet. Während der Förderstrom gleich bleibt, addieren sich die Teilförderdrücke der beiden Stufen. Trotz hohen Ausgangsdrucks sind in jeder Verdrängereinheit Spaltvolumen und Reibungskraft klein, da diese sich aus der Stufendruckdifferenz, also aus dem Teilförderdruck bestimmen. Die geringere Druckbeanspruchung der Verdrängereinheiten wirkt sich günstig auf deren Druckpulsation, Laufruhe und Gebrauchsdauer aus (QX, Bucher [61]).

Die nicht kompensierte zweistufige Pumpe (Dreiplattenpumpe) geht auf das Prinzip der Aufgabenteilung bei gleicher Funktion zurück. Nach diesem Gestaltungsprinzip zusammen mit einer Rotorgleitlagerung, die über den weitgehenden Förderbereich im Schmierspalt den Reibungszustand Flüssigkeitsreibung aufrechterhält, erschließt sich der Innenzahnradpumpe der Hochdruckbereich [$p_2 = 250$ bar, $p_{2max} = 400$ bar].

Sollen der Ausgangsdruck weiter erhöht oder Druckflüssigkeiten niedrigerer Viskosität eingesetzt werden, verringert man den Teilförderdruck und erhöht die Stufenzahl, um den

Leckstrom klein zu halten. Auf Grund sehr schwacher Krümmung der Zahnflanken ist die örtliche Flächenpressung niedrig. Hierzu kommt die hohe Saugfähigkeit. Beide Merkmale lassen den Einsatz niedriger viskoser Sonderflüssigkeiten, etwa schwerentflammbarer Druckflüssigkeiten zu, die schlechte Schmiereigenschaften aufweisen und zu Kavitation neigen (QXV, Bucher).

Die zweistufige Pumpe kann als Stromteiler fein abgestuftes Teilungsverhältnis realisieren. Wirkt ein Zahnradpaar motorisch, erfolgt eine Druckerhöhung im Sinne des Druckübersetzers (QXT, Bucher).

Wird durch geringfügige Modifikation der symmetrische Aufbau genutzt, kann sowohl im Zwei- als auch im Vierquadrantenbetrieb gearbeitet werden. Letzterer lässt die Funktionen des Beschleunigens, Bremsens und der Richtungsumkehr einschließlich der Energierückgewinnung zu (QXM, Bucher) [62–64].

Innenzahnradpumpe mit hydraulischem Spaltausgleich Das Prinzip der selbstverstärkenden Dichtung, aus dem Ausgangsdruck den Dichtdruck zu erzeugen, macht aktive Systemelemente erforderlich, Abb. 3.22.

Die Dichtelemente stellen gleichzeitig Ausgleichselemente dar, mit denen ungleichmäßiger Lagerdruck ausgeglichen wird. Aus der Kombination der Gestaltungsprinzipien Selbsthilfe und Kraftausgleich ergibt sich die Optimierung des Gesamtwirkungsgrads der Innenzahnradpumpe [10, 11, 65, 66].

Die axiale Kompensation ist konstruktiv einfach zu verwirklichen. Die Funktion des Spalt- und Kraftausgleichs erfüllt die axial verschiebbare Dichtscheibe, Axialscheibe genannt, Abb. 3.22a. Den spaltweitenden Kräften werden etwa gleich große Kompensationskräfte F_{ax} entgegengesetzt, die über ein Druckfeld auf der äußeren, an den Lagerkörper grenzenden Seiten des Dichtelements im Bereich der Verdrängungszone die Axialscheiben an Hohlrad, Ritzel und Füllstück (Sichel) andrücken, so dass die axialen Spalthöhen druckunabhängig klein und konstant gehalten werden. Der Einsatz von *Innenzahnradpumpen mit axialem Spaltausgleich*, z. B. mit einseitiger Kompensation [67], ist auf den Niederdruckbereich ($p_2 = 80$ bar, $p_{2max} = 120$ bar) beschränkt. Darüber wird die Innenzahnradpumpe ausschließlich vollständig druckkompensiert ausgeführt. Als *Zahnradpumpe mit axial-radialem Spaltausgleich* nähert sich die Innenzahnradpumpe bezüglich der Wirkungsgradcharakteristik den Hubkolbenmaschinen mit konstantem Verdrängungsvolumen und hat damit einen vergleichbaren Einsatzbereich.

Die vollständig druckkompensierten Varianten gliedern sich nach dem Wirkprinzip des Spaltausgleichs im radialen Dichtspalt zwischen Saug- und Druckraum. Ein Ausgleich in radialer Richtung ist schwieriger zu erreichen als in axialer, da die Abdichtzone nicht von planen Wirkflächen gebildet, sondern in ihren Gestaltungsmerkmalen durch die drei Hauptfunktionsträger – Hohlrad, Füllstück, Ritzel – festgelegt wird.

Pumpe mit radialer Kompensation über das Hohlrad. Der radiale Spaltausgleich wird mittels eines radial verschiebbaren Dichtelements „Dichtungsblock“, eines segmentartigen Steuerkolbens, Abb. 3.22b, herbeigeführt. Hier ist die Lage der Achsen des Innenradpaars unbestimmt, da das Hohlrad zwischen Ritzel und Steuerkolben „schwimmend“ gelagert

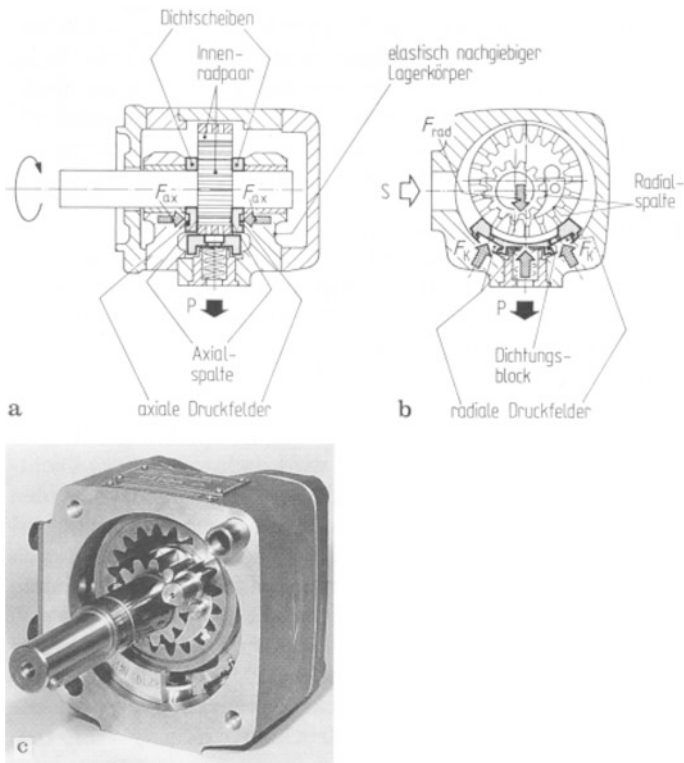


Abb. 3.22 Innenzahradpumpe mit hydraulischem Spaltausgleich, vollständig druckkompensiert (IPH, Eckerle und Voith). **a** Axiale Druckkompensation mittels Dichtelemente Axialseiben; **b** radiale (aktive) Druckkompensation mittels Dichtelement Steuerkolben; **c** Schnittmodell

ist. Der spaltweitenden Kraft F_{rad} werden etwa gleich große Kompensationskräfte F_K entgegengesetzt, deren zur Gehäusemitte gerichtete Resultierende über Druckfelder auf der äußeren, an das Gehäuse grenzenden Seite des Dichtelements den Steuerkolben an das Hohlräder, dieses im Bereich der Verdrängungszone an das Füllstück und Ritzel andrücken. Das über eine Drehstabfeder elastisch bewegliche Füllstück, Abb. 3.21a, stützt sich über den Anschlagstift am Gehäuse ab. Die Kompensationskräfte F_K halten nicht nur die radialen Spalthöhen druckunabhängig klein, sondern heben auch das Flankenspiel des Innenradpaares im Zahnengriff auf.

Die am Außenläufer (Hohlräder) wirkende spaltweitende Kraft F_{rad} übt auf den Innenläufer (Ritzel) eine Gegenkraft aus, die von den Gleitlagern aufzunehmen ist. Die indirekte Kraftleitung verformt die Läuferwelle durch Biegung. Gegen Verkanten bei Wellenschiefstellung an Gleitlagern (VDI 2201 Bl. 2) ist der Lagerkörper elastisch nachgiebig gestaltet (Elastiklager).

Aus dem Lösungsprinzip der kleinen Druckzone mit nahezu übergangsloser Druckanpassung in der Zahnkammer folgen unabhängig vom Betriebsdruck minimale Spalthöhe

und spielfreier Zahneingriff, so dass die Hohlraddkompensation den Einsatz der Innenzahnradpumpe in den Hochdruckbereich ($p_2 = 345 \text{ bar}$, $p_{2\text{max}} = 420 \text{ bar}$) erweitert (IPH, Eckerle und Voith).

Neben der Verbesserung der Wirkungsgradcharakteristik schließt die Gestaltoptimierung die Verringerung der Schallübertragung und -abstrahlung ein. Die aus dem verlängerten Zahneingriff herrührenden günstigen Eigenschaften der Innenzahnradpumpe lassen sich steigern, indem außer der Verwendung spezieller Verzahnungsgeometrien weitere konstruktive Maßnahmen an Einzelelementen vorgenommen werden, die auch die Schallabstrahlung verbessert [52, 11].

Pumpe mit radialer Kompensation über das Füllstück. Ist die Lage der Achsen des Innenradpaars bestimmt, lässt sich der radiale Spaltausgleich über ein geteiltes Füllstück erreichen. Das Füllstück wird dadurch aktives Dichtelement, das man als einen aus Segment und Segmentträger bestehenden Sichelkörper ausführt. Die Füllstücksegmente werden gegen die Zahnkopfflächen des Innenradpaars radial auseinander gedrückt und stützen sich in Umfangsrichtung gegen einen Haltestift ab. Zwischen den Segmenten wird eine bewegliche Hochdruckdichtung (federbelastete Dichtrollen) erforderlich, die sich über einen größeren Drehwinkel erstreckt. Aus diesem Lösungskonzept der großen Druckzone folgt ein weit kleineres radiales Druckfeld als bei fehlendem radialem Ausgleich. Über die Flächenverhältnisse, die durch Steuernuten in den Axialscheiben variiert werden können, stellt sich die radiale Kompensation, d. h. die Anpresskraft der Segmente auf die Zahnräder ein [68]. Nach diesem Gestaltungsprinzip zusammen mit einer optimierten hydrostatischen Rotorgleitlagerung ist die Segmentpumpe im Hochdruckbereich einsetzbar ($p_2 = 250 \dots 300 \text{ bar}$) EIPS, Eckerle [69]; IVPS, Voith [70]).

Drehzahlvariable Pumpenantriebe (DvP) Die Zahnradpumpe mit Innenverzahnung vereint die Vorzugsmerkmale des hohen zulässigen Betriebsdrucks einer Hubkolbenpumpe mit der geringen Geräuschemission einer Schraubepumpe. Es liegt daher nahe, den allen konzentrischen Kapselmaschinen anhaftenden Nachteil fehlender Hubverstellung zu umgehen, um gerade für diese Bauart nach alternativen Lösungen zur Anpassung an den Volumenstrombedarf zu suchen, Abschn. 3.1.16.

Zahnringpumpe (Konstantpumpe); Nr. 3, Tab. 3.1.

Wirkungsweise Das Verdrängerprinzip entspricht dem der Innenzahnradpumpe. Die Trennung von Saug- und Druckraum erfolgt gegenüber dem Zahneingriffsbereich über einen Radialspalt, der ohne Füllstück von aneinander gleitenden Zahnkopfkanten des Hohlrad und des Ritzels gebildet wird. Füll- und Verdrängungszone erstrecken sich über ein sehr großes Eingriffsfeld, Abb. 3.23.

Besonders niedrige Füllgeschwindigkeit und hohe Saugfähigkeit sind mit Laufruhe und guter Füllung im oberen Drehzahlbereich verbunden. Die Achsen des Läuferpaars sind in ihrer Lage bestimmt und um eine halbe Zahnhöhe exzentrisch gelagert.

Das Lösungsprinzip der Zahnringpumpe erfordert eine von der Evolvente abweichende Profilform. Der kleinstmögliche Zähnezahlnunterschied für Innenradpaare von $|z_2| - z_1 = 1$

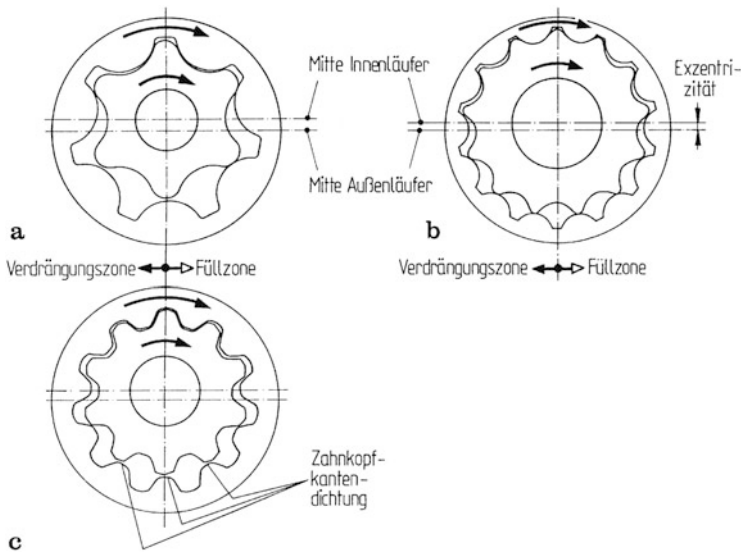


Abb. 3.23 Zahnringpumpe, Verzahnungsprofile am Innenradpaar. **a** Trochoidenverzahnung, Zähnezahlverhältnis $u = -z_2/z_1 = -7/6$ (Hydraulik-Ring, System Ring Rotor); **b** Trochoidenverzahnung, Zähnezahlverhältnis $-14/13$ (ZF-Rotor-Pumpe, System Eaton); **c** Trochoiden-Spezialverzahnung, Zähnezahlverhältnis $-11/10$ (SHW, System Duocentric)

überschreitet die geometrischen Grenzen profilverschobener Evolventenverzahnungen (DIN 867, DIN 3990) [53]. Unter den allgemein von Radlinien (Trochoiden) [56] abgeleiteten Verzahnungen ist die Zykloidenverzahnung (DIN 868) bedeutsam wegen ihrer im Vergleich zur Evolventenverzahnung geringeren Mindestzähnezahl und günstigeren Schmiegun. Die anzustrebende stetige Änderung des Kammervolumens während eines Umlaufs lässt sich mit verschiedenen Trochoidenverzahnungen verwirklichen. Fertigungsgerecht wählt man als Flankenprofil ein geometrisch einfaches Bezugsprofil. So kann die Trochoideninnenverzahnung des Außenläufers aus konvexen Kreisbögen (Hypotrochoide) gebildet werden. Aus diesen folgt das konkave Verzahnungsprofil des Innenläufers als innere Hüllkurve [71]. Die Gegenflanken des Innenläufers weisen verrundete Zahnkopfkanten auf, die auf den Kreisbogenflanken des Außenläufers gleiten (System Rotorpumpe [72, 73]), Abb. 3.23a.

Bereits für kleine Zähnezahlen, z. B. bei dem Zähnezahlverhältnis $u = -z_2/z_1 = -7/6$, das einer Übersetzung von $i = -u = 7/6 = 1,17$ entspricht, kommt man deren unterem Grenzwert $i = 1$ sehr nahe. Damit sind günstige Zahneingriffsverhältnisse und kleine Förderstrompulsation erzielbar. Der große Modul bringt außer großem Fördervolumen auf engem Raum niedrige Zahneingriffsfrequenz mit sich, die das Schallspektrum bei höheren Frequenzen verbessert. Außer durch Geräuscharmheit zeichnen sich Zahnringpumpen durch kleines Bauvolumen aus, das aus dem größtmöglichen Wellendurchmesser beim kleinstem Außendurchmesser des Außenläufers folgt.

Hat die kompakte Bauweise Vorrang, kann die Zähnezahzahl vergrößert werden [73], Abb. 3.23b. Mit kleineren Zahnkammern verringert sich zwar das Fördervolumen, gleichzeitig auch der Ungleichförmigkeitsgrad und damit die Geräusentwicklung.

Die Trochoidenverzahnung mit großem Modul lässt sich auf größten eingriffsfreien Bereich in Füll- und Verdrängungszone sowie auf kleinsten schädlichen Raum am Zahneingriff mittels geometrischer Auslegung optimieren [60], so dass Leistungsdichte und Laufruhe hohen Anforderungen genügen (System Duocentric [59]), Abb. 3.23c.

Ringpumpe mit hydraulischem Spaltausgleich Ursprünglich wurde die Ringpumpe nur mit festem Spalt (Dreiplattenpumpe) ausgeführt, wobei Außenläufer mittels Wälzstoßens oder Räumens verzahnt oder Rotorsätze als druckdichte Sinterformteile verwendet wurden.

Höhere Leistungsdaten bei im Vergleich zur Innenzahnradpumpe minimalem Hohlrad Durchmesser (Bauraumleistung) erzielt man durch unterschiedlich gestaltete aktive Systemelemente. Unterscheidet sich die axiale Kompensation von der Innenzahnradpumpe kaum, sind für den Ausgleich im radialen Dichtspalt der füllstücklosen Bauart mit nur zwei verbleibenden Hauptfunktionsträgern – Hohlrad, Ritzel- spezielle aktive Systemelemente entwickelt worden.

Pumpe mit radialer Kompensation über Dichtelemente. Im jeweiligen Hohlradzahn befindet sich ein Dichtelement, das den Zahnkopf des Ritzels nur über einen geringen Drehwinkelbereich berührt und auf der Rückseite mit reduziertem Betriebsdruck beaufschlagt wird (Superlip-System) [74]. Die Gleitgeschwindigkeiten an den Dichtelementen sind gering, der Eingriffsbereich groß, so dass verschleiß-, leckverlust- und pulsationsarmer Betrieb im Mitteldruckbereich ($p_2 = 100$ bar, $p_{2\max} = 125$ bar) möglich wird (IPN, Voith [75]). Als Ringpumpe mit axial-radialen Spaltausgleich (IPM, Voith [75]) lässt sich der Betrieb auf den oberen Mitteldruckbereich ($p_2 = 175$ bar, $p_{2\max} = 210$ bar) erweitern.

Pumpe mit radialer Kompensation über Lagerring. Das Hohlrad stützt sich auf einen im Gehäuse quer zu seiner Achse bewegbar, jedoch mittels Kompensationsstift undrehbar aufgenommenen Lagerring ab. Dieses als Gleitlagerring ausgebildete Systemelement erzeugt, bedingt durch die am Drehpunkt eingeleiteten hydrostatischen Kräfte, ein Stützmoment. Dieses Moment sorgt für eine in jedem Betriebspunkt vorhandene optimale Dichtwirkung an den Zahnköpfen. Über die Position des Drehpunkts relativ zur hydraulischen Kraftresultierenden kann die Anpresskraft (radiale Kompensation) der Zahnköpfe aneinander gesteuert werden. Die Formgebung an den Zahnköpfen ermöglicht weichen Eingriff auch bei den sehr kleinen Baugrößen. Da die Ringpumpe mit axial-radialen Spaltausgleich (EIPR, Eckerle [76]) versehen auch bei niedrigen Drehzahlen hohen volumetrischen Wirkungsgrad erreicht, eignet sich diese Bauform für den Einsatz im oberen Mitteldruckbereich ($p_2 = 200$ bar, $p_{2\max} = 250$ bar). Erhöhte Wirtschaftlichkeit etwa für den Einsatz an Schnellauftoren erzielt die füllstücklose Ringpumpe durch reduzierten Materialanteil, einseitige Axialkompensation, vereinfachte Nothandbetätigung und räumliche Integration von Ventilen [71].

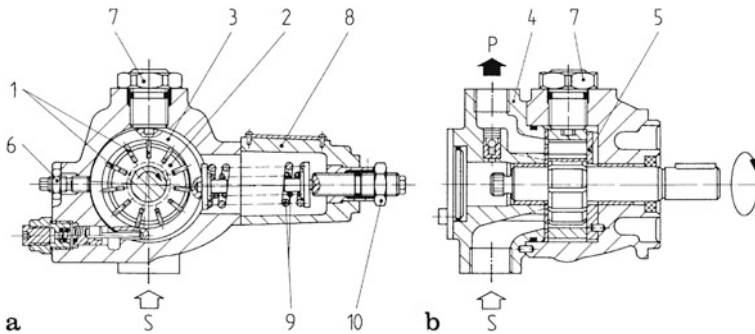


Abb. 3.24 Flügelzellenpumpe mit Hubring, Einfachflügeln, direkt gesteuert über mechanischen Druckregler (Nullhubregler) (V 5, Bosch Rexroth). P Druckseite, S Saugseite, 1 Verdrängerflügel (Einfachflügel), 2 Rotor, 3 Hubring, 4 Deckel mit Steuerscheibe, 5 Axialscheibe, 6 Fördervolumeneinstellschraube, 7 Höheneinstellschraube, 8 Federgehäuse, 9 Stellfeder, 10 Druckeinstellschraube

3.1.6 Flügelzellenpumpe: einhubig/doppelhubig

Flügelzellenpumpe, einhubig (Verstellpumpe); Nr. 4, Tab. 3.1.

Wirkungsweise Die in Radialschlitzen des Rotors gleitenden Verdrängerflügel (Treibschieber), Abb. 3.24, werden vom kreisförmigen, exzentrisch im Stator angeordneten Laufring (Hubring) als feststehende, außen liegende Hubkurve geführt. Die von 2 Flügeln, Rotor, Hubring und Seitenscheiben gebildeten Verdrängerzellen fördern bei Drehung des Rotors Druckflüssigkeit vom Saugraum S zum Druckraum P. Das Kammervolumen ändert sich hierbei stetig, jedes Flügelpaar fördert einmal je Umdrehung. Hohe Kammerzahl und ungerade Flügelzahl (z. B. 11) ergeben geringe Förderstrom- und Druckpulsation. Die Flügel werden für niedrige Drücke durch Fliehkraft, für mittlere Drücke hydraulisch vorgesteuert mittels Beaufschlagens der Flügelunterseiten durch den Betriebsdruck zum Anliegen an die Hubkurve gebracht. Außer durch Vorsteuernuten an der Steuerscheibe wird die Druckanpassung durch Vor- und Dekompression verbessert, die sich über eine Höhenverstellung des Hubrings herbeiführen lässt. Hierzu dient die Höheneinstellschraube. Die Geräuschemission kann somit vor Inbetriebnahme minimiert werden.

Das geometrische Volumen V_g lässt sich durch Einstellen der Exzentrizität, d. h. durch radiales Verstellen des im Gehäuse beweglich gelagerten Hubrings verändern (Exzentreringverstellung). Hubbegrenzung und damit maximaler Förderstrom werden über die Fördervolumeneinstellschraube festgelegt.

Die einhubige Flügelzellenpumpe ist als Verstellpumpe für Steuer- und Regelungsaufgaben einsetzbar. Die *direkt gesteuerte Flügelzellenpumpe* weist einen mechanischen Druckregler auf, Abb. 3.24, der als einfachste Ausführung eines Reglers die *Nullhubregelung* ermöglicht. Der auf die Lauffläche wirkende Kammerdruck verschiebt den Hubring aus seiner Exzentrizität gegen die Druckkraft der Stellfeder. Der Förderstrom nimmt den Wert an, der dem abtriebsseitig benötigten Schluckstrom entspricht. Ist der voreingestellte

Höchstdruck erreicht, befindet sich der Hubring in Nullhublage nahezu konzentrisch zur Rotorachse. Lediglich der Leckverlust wird abgedeckt. Der effektive Förderstrom sinkt jedoch auf Null, während der ausgangsseitige maximale Betriebsdruck bei geringstem Leistungsverlust und niedriger Erwärmung der Hydraulikflüssigkeit aufrechterhalten wird.

Die Feineinstellung der Federvorspannung erfolgt über die Druckeinstellschraube, die Anpassung an Druckbereich und Kennliniensteigung über entsprechende Stellfederkombination. Direkt gesteuerte Flügelzellenpumpen haben sehr kurze Stellzeiten [78, 79].

In radialen und axialen Spalten ist die kurze Dichtlänge auf die Flügeldicke beschränkt und vom Verdrängerprinzip vorgegeben.

Flügelzellenpumpen mit festem Dichtspalt mit feststehender Axialscheibe sind auf Grund begrenzten volumetrischen Wirkungsgrads auf den Niederdruckbereich ($p_2 = 70$ bar) beschränkt, Abb. 3.24.

Flügelzellenpumpe mit hydraulischem Spaltausgleich (druckkompensierte Pumpe). Das zwischen Gehäuse und Rotor begrenzt axial verschiebbare Dichtelement Scheibe wirkt nach dem Gestaltungsprinzip der Selbsthilfe über den ausgangsseitigen Betriebsdruck und seitliche Wirkflächen (Druckscheibe) einseitig gegen Drehkolben und Anlaufscheibe, die mit Steueröffnungen versehen ist (Steuerscheibe). Die Anlauffläche kann auch unmittelbar von Deckel bzw. Gehäuse gebildet werden, wenn die Funktion der Steuerscheibe in das aktive Systemelement Druckscheibe integriert ist (PDV 1, A. Teves; PV, Hydraulik-Ring). Die Druckscheibe sorgt für gleichmäßigen, druckunabhängigen seitlichen Dichtspalt und ermöglicht eine leicht gängige Verstellung des Hubrings bei kleinem Leckstrom. Die Rotorlagerung ist zwar axial, nicht jedoch radial entlastet. Durchbiegung der Rotorwelle und Lagerreibung werden mittels betriebssicher gestalteten Gleitlagern (hoch belastbaren Trockengleitlagern P 1 DIN 1494 Teil 4) und Anlaufgleitflächen (metallischen Verbundlagern) in Grenzen gehalten. Der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad erreicht somit günstige Werte und der Einsatz *einhubiger Flügelzellenpumpen mit axialem Spaltausgleich* lässt sich auf den Mitteldruckbereich ($p_2 = 160$ bar, $p_{2\max} = 180$ bar) erweitern, Abb. 3.25.

Dem Abheben der Flügel vom Hubring beim Umsteuervorgang begegnet man durch hydraulische Vorsteuerung. Der auf den Mitteldruckbereich angehobene zulässige Betriebsdruck erhöht die Beanspruchung im Tribokontakt Flügel/Hubring. Verbessert man die Struktur des Tribosystems, vermeidet man vorzeitige Verschleißschäden und erzielt genügende Lebensdauer sowie günstige Wirkungsgradcharakteristik. Richtige Gestaltung der Flügelkanten fördert den Reibungszustand Flüssigkeitsreibung, sichert also wirksame Schmierung. Der Kontaktzustand lässt sich durch Verringern der örtlichen Flächenpressung beeinflussen. Hierzu bedient man sich der *hydraulischen Entlastung der Flügelkanten* nach dem Lösungsprinzip:

Pumpe mit Doppelflügeln Hydraulische Entlastung kann durch in Umfangsrichtung geteilte Flügel erreicht werden (V 4, Bosch Rexroth [79]; VVB, Vickers Systems). Die in den Rotorschlitzen geführten Flügel sind gegeneinander radial verschiebbar und bilden zwei Dichtkanten, deren günstigere Ansmiegung an die Laufringkontur die radiale Abdichtung

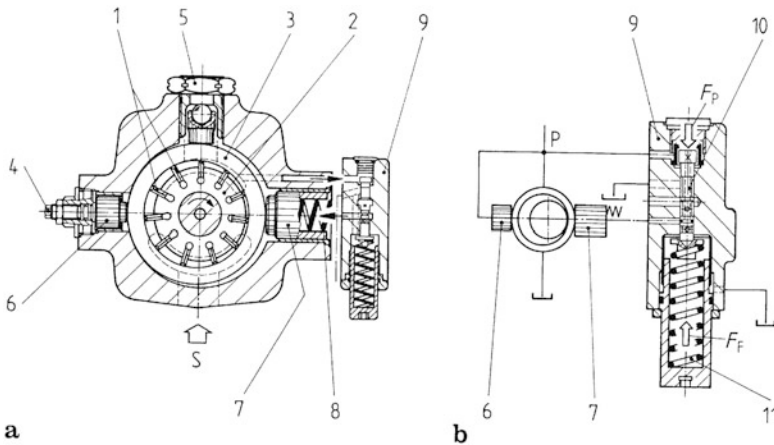
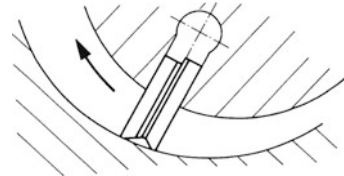


Abb. 3.25 Flügelzellenpumpe mit Hubring, Doppelflügel, vorgesteuert über hydraulischen Druckregler (Bauart V 4, Bosch Rexroth). **a** Querschnitt. S Saugseite, 1 Verdrängerflügel (Doppelflügel), 2 Rotor, 3 Hubring, 4 Fördervolumeneinstellschraube, 5 Höheneinstellschraube, 6 kleiner Stellkolben, 7 großer Stellkolben, 8 Stellfeder, 9 Druckregler; **b** Wirkprinzip des Druckreglers (Standard C) als Baustein eines Verstellprogramms für die Pumpensteuerung. 10 Steuerkolben, 11 Reglerfeder

Abb. 3.26 Entlastungsgesteuerter Doppelflügel, einzelner Rotorschlitz mit gegeneinander verschiebbaren Flügeln



verbessert. Gegensinnig angestellte Fasen an den Flügelkanten ergeben einen Ringkanal, der zum Druckausgleich zwischen Flügelvorder- und -rückseite führt. Es wird die örtliche Flächenpressung in der Kontaktzone ebenso herabgesetzt wie der Mischreibungsanteil an der Flügelkantenreibung, Abb. 3.26.

Die *vorgesteuerte Flügelzellenpumpe* ergibt sich bei Verwendung eines hydraulischen Druckreglers, Abb. 3.25, der die Weiterentwicklung des mechanischen, Abb. 3.24, darstellt und die Verstellpumpe für vielfältige Steuer- und Regelungsaufgaben verwendbar macht.

Beim hydraulischen Druckregler ist der Hubring zwischen zwei Stellkolben eingespannt, von denen der kleine ständig, der große durch den Steuerkolben mit der Druckleitung über interne Kanäle des Druckreglers verbunden ist. Der Steuerkolben wird durch die Reglerfeder in seiner Endlage gehalten, Abb. 3.25b. Der Steuerkolben kann entweder – wie dargestellt – einseitig vom Eingangsdruck der Pumpe oder beidseitig von einem Differenzdruck beaufschlagt werden, so dass bei erreichtem Drucksollwert der Steuerkolben öffnet, der angeschlossene große Stellkolben mit dem Tank verbunden wird und die Pumpe abregelt. Der Vorteil des hydraulischen Druckreglers besteht somit nicht nur darin, ferngesteuert verschiedene Maximaldrücke (Nullhubdrücke) einstellen und die Abschaltgrenze stufenlos

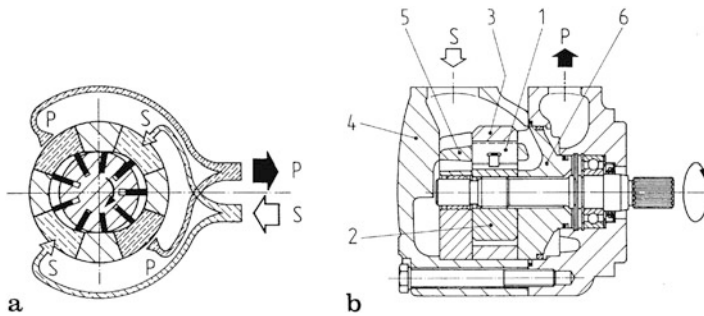


Abb. 3.27 Flügelzellenpumpe mit ovalförmiger Hubkurve. **a** Verdrängerprinzip mit paarweise gegenüberliegender Druck- und Saugzone; **b** Flügelzellenpumpe mit zweiteiligen Flügeln (VSH, Vickers Systems), P Druckseite, S Saugseite, 1 Verdrängerflügel (zweiteiliger Flügel), 2 Rotor, 3 feststehender Hubring, 4 Deckel, 5 Axialscheibe (Druckscheibe) mit Lagerbuchse, 6 Gegenplatte

parallel verschieben zu können (q_v, p -Kennfeld). Darüber hinaus ermöglichen hydraulische Ein- oder Zweikolbenregler und deren Beschaltung mit hydraulischen Steuergeräten die Druck-, Strom- oder Leistungsregelung (Reglerprogramm zu V 4, Bosch Rexroth; zu VVB, Vickers Systems; PDV 1, A. Teves).

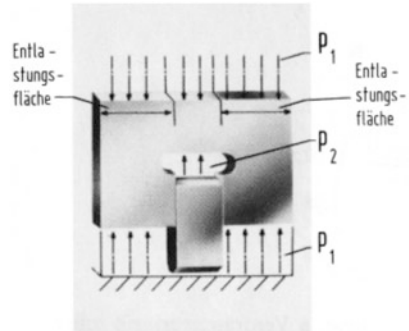
So lassen sich durch Kombination mit voreingestellten Druckventilen bis hin zu elektrisch angesteuerten Proportionalventilen für die hydraulische Förderstrom-Druck-Regelung erzeugter Betriebsdruck und Volumenstrom dem jeweiligen Bedarf anpassen, so dass günstige Energienutzung verwirklicht werden kann. Im Vergleich zur direkt gesteuerten weist die vorgesteuerte Flügelzellenpumpe längere Stellzeiten auf, da komplizierte Regelungsvorgänge verminderte Dynamik nach sich ziehen.

Flügelzellenpumpe, doppelhubig (Konstantpumpe); Nr. 5, Tab. 3.1.

Wirkungsweise Entspricht der der einhubigen Flügelzellenpumpe. Die in Radialschlitzen des Rotors gleitenden Verdrängerflügel (Treibschieber) werden im Gegensatz zur einhubigen Bauart vom ovalförmigen, zentrisch im Stator angeordneten Laufring als feststehende, außen liegende Hubkurve geführt. Das Zellenvolumen ändert sich sinusähnlich. Zwei Saug- und Druckräume liegen einander gegenüber, Abb. 3.27a, so dass jedes Flügelpaar zweimal je Umdrehung fördert.

Flügelzellenpumpe mit hydraulischem Spaltausgleich (druckkompensierte Pumpe). Die Druckscheibe, Abb. 3.27b, sorgt für gleichmäßig geringen Axialspalt. Die hydraulische Vorsteuerung bringt die Flügel zur vollen Anlage an die Hubkurve. Die nach dem Prinzip der Selbsthilfe druckunabhängige radiale und axiale Abdichtung ergibt kleinen Leckstrom. Wegen der symmetrischen Anordnung von Druck- und Saugzone, Abb. 3.27a, heben sich die Druckkräfte gegenseitig auf, so dass die Rotorlagerung auch radial entlastet ist. Die nach dem Prinzip des Kraftausgleichs erzielte geringe Lagerreibung verursacht nur einen kleinen Drehmomentverlust. Der mittels Konstruktionsoptimierung erreichte Gesamtwirkungsgrad

Abb. 3.28 Entlastungsgesteuerter zweiteiliger Flügel (Intraflügel, Bauart Vickers Systems), Hauptflügel mit eingepasstem Innenflügel [80]



hebt den Einsatz *doppelhubiger Flügelzellenpumpen mit axialem Spaltausgleich* bis in den oberen Mitteldruckbereich ($p_2 = 175$ bar, $p_{2\max} = 200$ bar) an.

Mit dem höheren zulässigen Betriebsdruck steigt im Bauteilsystem Flügel/Hubring die tribologische Beanspruchung. Um diese zu mindern, bedient man sich der *hydraulischen Entlastung* nach den Lösungsprinzipien:

Pumpe mit Doppelflügeln (V 2, Bosch Rexroth [78, 79]) siehe einhubige Flügelzellenpumpe, Abb. 3.26.

Pumpe mit zweiteiligen Flügeln (Intra-Flügelzellenpumpe V, VQ, VSH, Vickers Systems [80, 81]). Der in den Hauptflügel eingepasste Innenflügel stützt sich im Schlitzgrund des Rotors ab und gewährleistet bei ständiger Beaufschlagung durch den Betriebsdruck die sichere Anlage des Hauptflügels an die Hubkurve. Jedoch ist die druckbeaufschlagte Fläche auf die Unterkante des Innenflügels beschränkt, so dass sich die Flächenpressung an der Oberkante des Hauptflügels entsprechend dem Flächenverhältnis der Flügelkanten reduziert. Insbesondere im Ansaugbereich mit höchstem Wirkdruck auf die Flügel vermindert die hydraulische Entlastung die Flügelkantenreibung, Abb. 3.28.

Bei der doppelhubigen Gestaltungsvariante der Flügelzellenmaschine lässt sich durch ruckfreies Ausbilden der Hubkurvenübergänge – Zusammensetzung aus Sinoiden und Parabeln höherer Ordnung – die Flügelbeschleunigung minimieren und der Verdrängungsvorgang bezüglich kleiner Änderungsgeschwindigkeit des Kammervolumens optimieren. Strömungsgünstige Auslegung der Vorsteuernuten und richtige Phasenlage der Öffnungspunkte für Vor- und Dekompression in den Kammern ergeben kleine Druckwechselgeschwindigkeit und vermeiden Druckspitzen. Damit findet die für die Grundbauart Flügelzellenpumpe ohnehin geringe Volumenstrompulsation (effektiver Ungleichförmigkeitsgrad $\delta q_{Ve} = 0,05 \dots 0,1$, Abb. 3.16b) ihre Ergänzung in kleiner Druckpulsation. Ausreichende Füllung der Kammern stellt man durch große, nach Lage und Form optimierte Ansaugquerschnitte sicher. Erregende Wechselkräfte werden vom verformungsarm gestalteten Hubring aufgenommen, während das Gehäuse vorwiegend die Halterung der Bauteile übernimmt.

Die nach dem Prinzip der Aufgabenteilung verminderte Anregung des Gehäuses lässt Deformationsschwingungen und damit indirekte Luftschallabstrahlung kaum entstehen.

Zudem weist die Grundbauart mit der für in Umfangsrichtung fördernde, rotierende Verdrängerelemente (Kapselmaschinen) kennzeichnenden konzentrischen Gehäuseform eine kleine Abstrahlfläche auf. So brachte die konstruktive Lärminderung auf Grund systematischen Vorgehens eine sehr geräuscharme Pumpe ($L_{WA} = (73 \dots 80)$ dB bei 140 bar und 1500/min).

Die zur Lärminderung genutzte Aufteilung der Funktionen „Halten“ und „Kraft leiten“ auf Gehäuse und feststehenden Hubring (Cartridge-Bauweise) führt auf die lösbare Gliederung der Baustruktur. Der Austausch von Verschleißteilen wird erleichtert, indem man die vormontierte Baugruppe „Rotor, Hubring, Seitenplatten“ auswechselt. Hinsichtlich Instandhaltung und Fertigung sind somit das Instandhaltungs- mit dem montagegerechten Gestalten verknüpft [80].

3.1.7 Sperrflügelpumpe: *doppelhubig* (Konstantpumpe); Nr. 6, Tab. 3.1

Wirkungsweise Die in Radialschlitzen des Stators gleitenden Trennflügel (Sperrschieber), Abb. 3.29, werden vom zentrisch gelagerten Rotor als umlaufende, innen liegende Hubkurve geführt. Die Trennung von Saug- und Druckraum erfolgt durch zwei gegenüberstehende Schieber. Die von den Schiebern, doppelhubiger Kurve des Rotors, Gehäuse und Seitenplatten gebildeten Kammern fördern bei Drehung des Rotors Druckflüssigkeit vom Saugraum S zum Druckraum P.

Die Sperrflügelpumpe (Sperrschiebersystem) ist die kinematische Umkehrung der Flügelzellenpumpe (Treibschiebersystem).

Das Kammervolumen ändert sich wegen symmetrischer Förderkurven stetig. Zwei Kammern liegen einander gegenüber, Abb. 3.29b, so dass jede zweimal je Umdrehung fördert. Mittels zweier auf der Welle in Reihe, um 90° versetzt angeordneter Rotoren erhält man vier umlaufende Kammern. Die Teilförderströme überlagern sich bei entsprechender Gestaltung der Hubkurven derart, dass die kinematische Förderstrompulsation verschwindet und lediglich infolge Kompression und Leckstroms verbleibende Anteile zur Gesamtpulsation beitragen. Die Schieber werden für den Anlauf durch eine Blattfederschwinge, im Betrieb hydraulisch vorgesteuert mittels Beaufschlagens der Schieberunterseiten durch den Betriebsdruck zum Anliegen an die Hubkurven gebracht. Die durch langen Umfangsspalt erzielbare radiale, bei festem Axialspalt durch kleines Axialspiel erreichbare axiale Abdichtung ergibt kleinen Leckstrom. Wegen symmetrischer Anordnung von Druck- und Saugzone heben sich die Druckkräfte gegenseitig auf, so dass die Rotorlagerung radial entlastet, das verursachte Verlustmoment klein ist [41, 82, 83].

Die Struktur des Tribosystems Schieber/Rotor ließ sich verbessern, indem die Schieberkanten für kleine Flächenpressung mit großer Rundung gestaltet, die Schieber zur Sicherung der Flüssigkeitsreibung hydraulisch entlastet wurden, Abb. 3.29c. Die erreichten Merkmale Lebensdauer und Wirkungsgradcharakteristik heben den Einsatz der Sperrflügelpumpe in den Mitteldruckbereich ($p_2 = 175$ bar, $p_{2max} = 210$ bar).

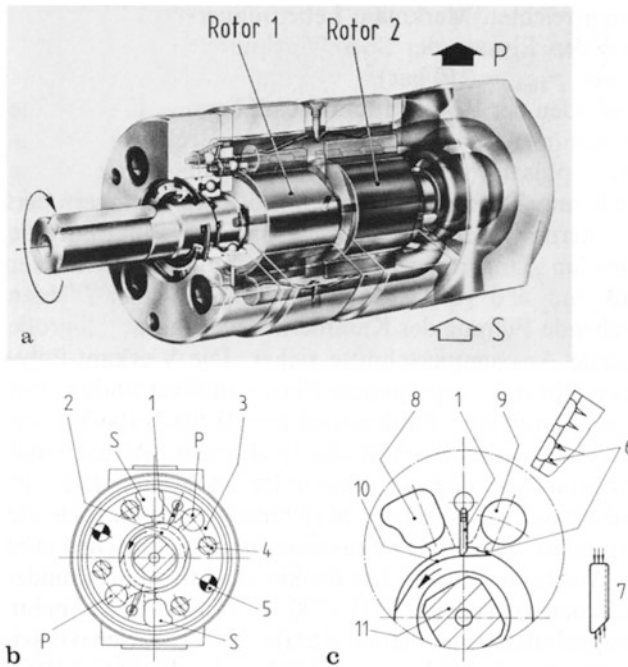


Abb. 3.29 Sperrschieberpumpe (SIRO-Pumpe, Sauer-Sundstrand). **a** Schnittmodell mit 2 um 90° versetzt angeordneten Rotoren; **b** Querschnitt. P Druckseite, S Saugseite, 1 Sperrschieber, 2 Rotor, 3 Stator, 4 Zuganker, 5 Zentrierstift; **c** Verdrängerprinzip mit 6 Vorsteuerschlitzen, 7 hydraulisch entlastetem Schieber, 8 Saugkanal großen Querschnitts, 9 Druckkanal, 10 optimierte Rotor-Hubkurve, 11 Vierkant-Polygonwelle

Durch ruckfreies Ausbilden der Rotor-Hubkurvenübergänge lässt sich die Schieberbeschleunigung minimieren, der kompressions- und leckstrombedingte Anteil der Förderstrompulsation kompensieren. Im Steg eingebrachte Vorsteuerschlitze, die sich zum Druckkanaleinlass hin öffnen, verzögern den Druckanstieg beim Umsteuern und verhindern Druckspitzen. Damit findet die für Sperrflügelpumpe ohnehin sehr geringe Volumenstrompulsation (effektiver Ungleichförmigkeitsgrad $\delta q_{Ve} \approx 0$ [41]) ihre Ergänzung in einer kleinen Druckpulsation. Ausreichende Füllung der Kammern stellt man durch große strömungsgünstig gestaltete Ansaugquerschnitte sicher. Die Vierkant-Polygonform des Rotorsitzes ergibt eine vorgespannte Formschlussverbindung mit hohem Flächentrageanteil, damit eine flankenspielfreie Welle-Nabe-Verbindung. Die Rotoren lassen sich so mit kleinem Radialspiel genau zentrieren und mit geringster Drehwinkelabweichung gegeneinander versetzen. Die auf Berührung und Kraftübertragung zwischen Maschinenelementen zielende Gestaltoptimierung verhindert zudem das Entstehen von Geräuschen und körperschallerzeugender Wechselkräfte. So hat die konstruktive Lärminderung auf Grund systematischen Vorgehens (VDI 3720 Bl. 3) bei dieser ohnehin sehr geräuscharmen

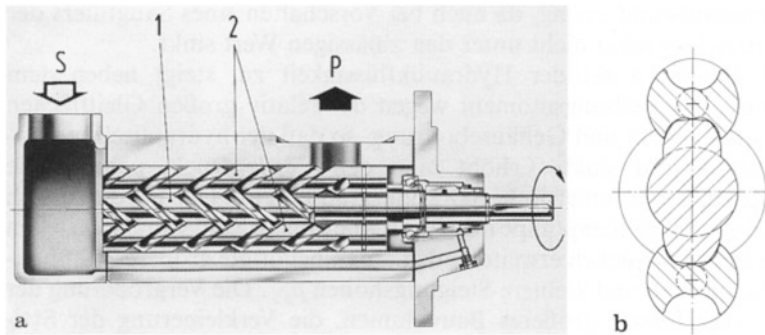


Abb. 3.30 Schraubenpumpe mit 3 Spindeln (L 3, Leistritz). **a** Längsschnitt mit axial druckkompensiertem Spindelpaket. 1 Antriebsspindel, 2 Laufspindeln; **b** Querschnitt, schraffiert: Stirnschnitte der Schneckenverzahnungen, nicht schraffiert: Strömungsfläche als Restquerschnitt aus doppelachtförmiger Gehäusebohrung vermindert um Stirnschnitt des Dreierschneckenpaars

Pumpenbauart eine weitere Herabsetzung der Schallemission auf $L_{WA} = (66 \dots 68)$ dB bei 140 bar und 1500/min erbracht (SIRO-Sperrschieberpumpe, Sauer-Sundstrand) [83].

3.1.8 Schraubenpumpe: Zwei-/Dreispindelpumpe (Konstantpumpe); Nr. 8, Tab. 3.1

Wirkungsweise Zwei oder mehrere Schraubenläufer kämmen miteinander und bilden abgedichtete Kammern, die sich bei Drehung kontinuierlich in axialer Richtung bewegen. Die eingeschlossene Druckflüssigkeit wird ohne Quetschen und Verwirbeln vom Saugraum S zum Druckraum P gefördert. Die Schneckenverzahnungen der zylindrischen Spindeln weisen die Zähnezahl $z_1 = 2$ und in jeder Wälzachse entgegengesetzte Steigung auf (DIN 3975). Dies folgt aus der Bedingung für die Trennung von Saug- und Druckkammern mit Hilfe dichtkämmender Schnecken Zahnflanken (minimales Flanken- und Kopfspiel). Hinzu kommt die Flächendichtung, die sich aus der Kopffläche der Schnecken und dem umschließenden Pumpengehäuse ergibt (enger Radialspalt).

Während der **Zweispindelpumpe** im Niederdruckbereich ($p_2 = 40$ bar) Aufgaben des Stofftransports etwa in der Verfahrenstechnik vorbehalten sind, herrscht die **Dreispindelpumpe** in der Fluidtechnik vor (L 3, Leistritz [84]; SF, SE, Allweiler [85]). Die mittig gelagerte Antriebsspindel kämmt mit zwei seitlichen Laufspindeln, Abb. 3.30a. Die Laufspindeln erfüllen lediglich Dichtfunktion, werden mittels Verdrängereffekts getrieben und laufen nahezu ohne Drehmomentübertragung mit. Bis auf die von Flüssigkeitsscherung herführende Wandreibung unterliegen die Zahnflanken keiner tribologischen Beanspruchung, somit treten an den Verdrängerelementen keine Verschleißschäden infolge tangentialen Gleitens der Schnecken zähne auf. Die spezielle Verzahnungsgeometrie – Flankenform günstiger Flankenschmiegun aus Kombination von Evolventen- und Zykloidschraubenfläche – ergibt eine wirksame Liniendichtung innerhalb des Eingriffsfelds, wodurch sich der Leckverlust verringert, Abb. 3.30b.

Die symmetrische Anordnung der Laufspindeln dient dem Kraftausgleich, so dass sich die Radialkräfte an der Antriebsspindel aufheben und die Flüssigkeitsreibung bei Flankenberührung auch unter höherem Förderdruck erhalten bleibt. Die Laufspindeln stützen sich radial über breite Zahnkopfkanten an der Gehäusebohrung ab. Axialkräfte lassen sich hydraulisch ausgleichen, indem man die Lagerzapfenstirnflächen mit dem Betriebsdruck beaufschlagt. Stimmt man die axialen Wirkflächen des Spindelpakets aufeinander ab, kann der Schubausgleich ohne aktive Ausgleichselemente erreicht werden. Der Wellenbund der Antriebsspindel dient lediglich zur axialen Führung der Laufspindeln, so dass sich eine besonders kompakte Bauweise ergibt (30 % Gewichtersparnis). Außerdem sinkt das Verlustmoment, der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad steigt (L 3, Leistritz).

Die erreichten Güteerkmale hoher Bestwirkungsgrad ($\eta_{t,opt} = 0,9$) und große Lebensdauer ($L_h > 40.000$ h) heben den Einsatz der Schraubenpumpe in den Mitteldruckbereich ($p_2 = 160$ bar, $p_{2,max} = 250$ bar), in Sonderausführung in den Hochdruckbereich bis 400 bar.

Da die rotierenden Teile dynamisch ausgewuchtet sind und kein Quetschraum gebildet wird, sind hohe Drehzahlen (bis 4500/min) bei kleinem Schneckendurchmesser und große Förderströme (bis 3500/min) bei kleinem Bauvolumen möglich. Die Ansaughöhe ist groß (Grenzwert der Saugrohrlänge 8,5 m), was auch für Hydraulikflüssigkeiten mit höherer Viskositätsklasse und schlechterem Luftabscheidungsvermögen Betriebssicherheit gewährleistet. Wirksames saugseitiges Filtern mit entsprechender Filterfeinheit ist möglich, der Filterwartungsaufwand gering, da auch bei Vorschalten eines Saugfilters der Eingangsdruck langfristig nicht unter den zulässigen Wert sinkt.

Nimmt die Viskosität der Hydraulikflüssigkeit zu, steigt neben dem Ansaugverlust das Reibungsmoment wegen der relativ großen Gleitflächen zwischen Laufspindeln und Gehäusebohrung, so dass der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad sinkt. Erhöht man den Förderdruck, nehmen die Leckverluste zu, der volumetrische Wirkungsgrad fällt ab. Der Förderbereich ließe sich bei der Schraubenpumpe nur durch eine höhere Zahl von Dichtstellen zu höheren Betriebsdrücken erweitern, d. h., man benötigte größere Zahnbreiten b_1 der Schnecken und kleinere Steigungshöhen p_{z1} . Die Vergrößerung der Zahnbreite zöge jedoch größeres Bauvolumen, die Verkleinerung der Steigungshöhe geringeren Förderstrom nach sich.

Nach Geimer [86] lässt sich die bisher empirisch erfolgende Pumpenauslegung durch methodisches Vorgehen ablösen, indem man den Kammerdruckverlauf für verschiedene Spindelstellungsvarianten untersucht und das Druckaufbauprofil optimiert: Variiert man die Konstruktionsparameter „Flankenspiel der Spindeln“ und „Radialspalt zwischen Spindeln und Gehäuse“ systematisch, erweist sich das Flankenspiel als maßgebende Einflussgröße für den Leckverlust.

Das theoretische Fördervolumen V_i ist gleich dem Produkt von Strömungsfläche, Abb. 3.30b, und Steigungshöhe und ist vom Drehwinkel unabhängig [1, 87]. Das zwischen benachbarten Schneckenzähnen eingeschlossene Kammervolumen wird durch Abwälzen der Gegenflanke stetig verdrängt, wobei ein und derselbe Schnecken Zahn ständig im Eingriff bleibt. Das mit der Kolbenpumpe von unendlichem Hub vergleichbare Verdrängerprinzip bringt daher einen sehr gleichförmigen Förderstrom bzw. nahezu verschwindenden

Ungleichförmigkeitsgrad ($\delta q_{ve} = 0,015$) mit sich. Eine geringfügige Förderstrompulsation entsteht lediglich auf Grund wechselnder Anzahl der Dichtlinien beim Abwälzen der Schnecken Zahnflanken. Der Druckaufbau erfolgt stetig von der Saug- zur Druckseite. Somit werden ebenso wenig nennenswerte Druckpulsationen wie erregende Wechselkräfte verursacht, zu Körper- und Flüssigkeitsschall führende Schwingungen kaum hervorgehoben. Die vereinfachte Gestaltung des Pumpenkörpers als konzentrischer Block ergibt eine kleine Abstrahlfläche, so dass die konstruktive Lärminderung bei der ohnehin äußerst geräuscharmen Pumpenbauart eine weitere Herabsetzung der Schallemission ($L_{WA} = (62 \dots 80)$ dB je nach Fördervolumen bei 160 bar und 1500/min) (Bauart Leistritz L 3) [84] erbrachte.

Die Antriebsspindeln werden aus Werkstoff genügender Härte und Gleiteigenschaften sowie mit hoher Oberflächengüte hergestellt. Bei extremen Anforderungen an die Geräuscharmheit kann der mechanische Geräuschanteil infolge Berührung und Kraftübertragung zwischen Maschinenelementen dadurch herabgesetzt werden, dass man die Laufspindeln aus hochdämpfendem Gleitwerkstoff herstellt ($L_{WA} < 68$ dB).

Die aufgelöste Bauweise, bestehend aus dem einschiebbaren Spindelpaket als Grundbaustein und verschiedenen Pumpenkörpern als Anpassbausteinen, ergibt ein Pumpenbaukastensystem großer Variantenvielfalt.

3.1.9 Axialkolbenpumpe: *Taumel-/Schrägscheiben-, Schrägachsenbauart*

Diese Hauptgruppe der Hubkolbenmaschinen umfasst die Hochdruck-Kolbenpumpen, deren Förderbereich durch hohe Betriebsdrücke und mittlere Förderströme gekennzeichnet ist. Unter den sich in der Achslage der Hubkolben unterscheidenden Triebwerksystemen, Tab. 3.1, ist das Axialkolbensystem das weitaus vorherrschende. Zwar wirft die Energieumformung mit dem räumlichen Kurbel-/Kurventrieb größere konstruktive Probleme auf als mit dem ebenen Kurventrieb des Radialkolbensystems. Insbesondere stellt die Beherrschung der hohen Kraftdichte erhebliche Anforderungen an die Gestaltung von Kraftleitungszonen etwa im räumlichen Kurvengelenk (Kolben/Taumel- bzw. Schrägscheibe) oder in der räumlichen kinematischen Kette (Kolben/Schubstange/Triebscheibe). Die Gestaltungsprinzipien der Kraftleitung müssen daher neben der Richtlinie des beanspruchungsgerechten Gestaltens beim Entwerfen von Triebwerkteilen in Axialkolbenmaschinen besonders beachtet werden.

Andererseits ist das Axialkolbensystem wegen des *kleinen leistungsbezogenen Bauvolumens* besonders geeignet für den Fahr- und Arbeitsantrieb in der Mobilhydraulik sowie als Einbaueinheit stationärer Hydrogetriebe. Ein weiterer Vorteil ergibt sich aus der *axialen Ein-/ Auslasssteuerung mittels Planschiebers*. Letzterer kann sowohl als aktives Dichtelement (axiale Spaltkompensation) wie als tragfähiges Axialgleitlager (hydrostatische Entlastung) für schwankenden Förderdruck ausgelegt werden, im Gegensatz zum Drehschieber mit festem Ringspalt bei der Radialkolbenmaschine.

Die Axialkolbenmaschinen gliedern sich nach Lage der Zylinderblock- zur Triebwellenachse in *zwei Bauarten*. Es handelt sich um die

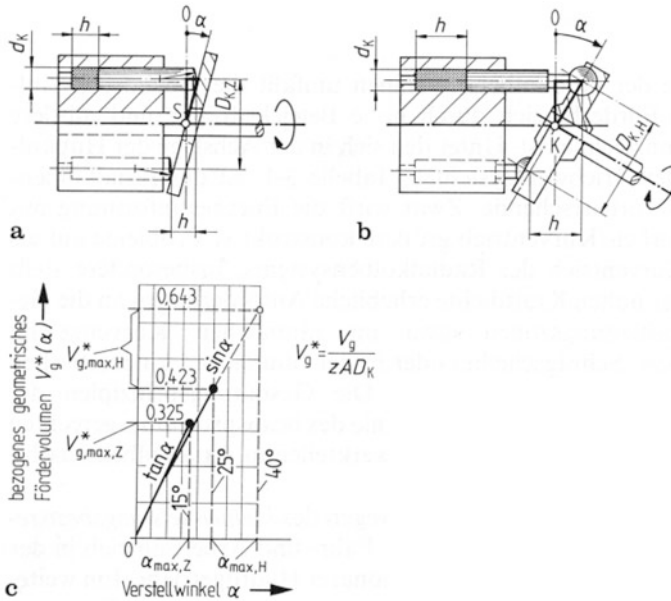


Abb. 3.31 Arten der Verdrängungsvolumenbildung beim Axialkolbensystem. **a** Schrägscheibenbauart (MZ-Maschine); **b** Schrägachsenbauart (MH-Maschine nach Molly [36, 88]); **c** Bezogenes geometrisches Fördervolumen über dem Verstellwinkel (V_g^* , α -Kennlinie) mit zulässigem größten Verstellwinkel und maximalem Fördervolumen für 1 MZ-Maschine, 2 MH-Maschine

- Schrägscheibenbauart und die
- Schrägachsenbauart,

für die eine Hubverstellung im Betrieb zwecks Änderung des Verdrängungsvolumens möglich ist. Bei der kinematischen Umkehrung der Schrägscheibenbauart ist dies nur mit großem Aufwand möglich, so dass die Taumelscheibenbauart lediglich als Konstantmaschine ausgeführt wird. Deren Umsteuerung erfolgt über Ventile oder durch triebwellenbetätigten Planschieber. Die einfache und robuste Baustruktur sichert dieser Variante ohne Hubverstellung ebenfalls ihre Anwendungen.

Aus dem geometrischen Merkmal „Achslage Zylinderblock/Triebwelle“ leitet sich die **Art der Verdrängungsvolumenbildung** her. Letztere ist nach Molly zur Klassifizierung von Verdrängermaschinen [36, 88, 89], hier als *Ordnungsprinzip* der Axialkolbenpumpen, eingeführt worden.

Als hydraulische Kenngröße ergibt sich ergänzend zu (3.20), Abschn. 3.1.1.1, für die Axialkolbenpumpe der **Schrägscheibenbauart** sowie der **Taumelscheibenbauart** nach Abb. 3.31a das geometrische Fördervolumen

$$V_g = zAh = zAD_{K,Z} \tan \alpha \quad (3.40a)$$

mit $h = D_{K,Z} \tan \alpha$ Kolbenhub und $D_{K,Z}$ Teilkreisdurchmesser der Trommel, für die Axialkolbenpumpe der **Schrägachsenbauart** nach Abb. 3.31b ist das geometrische

Fördervolumen

$$V_g = zAh = zAD_{K,H} \sin \alpha \quad (3.40b)$$

mit $h = D_{K,H} \sin \alpha$ Kolbenhub, $D_{K,H}$ Teilkreisdurchmesser des Triebflansches, $A = \pi d_K^2/4$ Kolbenfläche, D_K Kolbendurchmesser, α Verstellwinkel, z Kolbenzahl.

Setzt man vereinfachend gleiche Kolbenzahl ($z = 7$ oder 9) und Kolbenfläche A voraus, unterscheiden sich die geometrischen Fördervolumina V_g der Bauartvarianten in der Verknüpfung der Konstruktionsparameter D_K und α durch

$$D_{K,Z} \tan \alpha \text{ und } D_{K,H} \sin \alpha.$$

Der Verstellwinkel α ist bei der Schrägscheibenbauart mit Rücksicht auf die Kraftleitung nur beschränkt variabel, $\alpha_{\max,Z} = 18^\circ$, so dass bei gleichen Teilkreisdurchmessern, $D_{K,Z} = D_{K,H} = D_K$, die Schrägachsenbauart auf Grund ihres größeren zulässigen Verstellwinkels, $\alpha_{\max,H} = (25 \dots 40)^\circ$, ein 1,5- bis 2,7-fach höheres geometrisches Fördervolumen $V_{g,\max}$ erzielt, Abb. 3.31c. Um das geringere Fördervolumen auszugleichen, müßte bei der Schrägscheibenbauart der Teilkreisdurchmesser $D_{K,Z}$ entsprechend größer gewählt werden, der das Bauvolumen der Verdrängermaschine maßgeblich beeinflusst, Tab. 3.4.

Zum Ordnungsprinzip Drehmomenterzeugung bei Axialkolbenmaschinen siehe Axialkolbenmotore, Abschn. 3.2.6.

Axialkolbenpumpe in Taumelscheibenbauart (Konstantpumpe); Nr. 9, Tab. 3.1.

Wirkungsweise Die Zylinder liegen parallel auf einem Zylindermantel, dessen Mittenachse mit der Triebwellenachse zusammenfällt. Die Hubbewegung der Kolben als Verdrängerelemente wird durch Drehung der winkelfest mit der Welle verbundenen Taumelscheibe erzeugt bei im Gehäuse feststehendem Zylinderblock. Die Ein-/Auslasssteuerung erfolgt meist über federbelastetes Saug- und Druckventil (selbsttätige Ventile) oder zwangläufig über Steuerscheibe (Planschieber). Die nicht umlaufenden Kolben stützen sich auf die stillstehende Scheibe des als Taumelscheibe wirkenden Axial-Wälzlagers über Kugelköpfe (Pilzkolben) oder hydrostatisch entlastet auf Gleitschuhen ab [90, 91].

Axialkolbenpumpe, Schrägscheibenbauart (Konstant-/Verstellpumpe); Nr. 10, Tab. 3.1

Wirkungsweise Die Zylinder liegen parallel oder leicht geneigt auf einem Zylindermantel (Trommelanordnung), dessen Mittenachse mit der Triebwellenachse zusammenfällt. Die Hubbewegung der Kolben 1, Abb. 3.32, wird durch die nicht umlaufende Schrägscheibe 2 bei Drehung des Zylinderblocks 5 erzeugt. Dieser wird über Triebwelle 3 mit Kerbzahnprofil 4 angetrieben. Die Ein-/Auslasssteuerung (Umsteuerung) erfolgt über ebene bzw. sphärische Steuerscheibe (Planschieber) 6 mit zwei nierenförmigen Steueröffnungen, die jeweils etwa die Hälfte der Zylinderräume mit dem Saug- bzw. dem Druckanschluss verbinden (Schlitzsteuerung). Sind die mit der Saugniere verbundenen Zylinder gefüllt, werden sie im unteren Totpunkt durch den Dichtsteg vom Sauganschluss getrennt und schneiden bei weiterer Drehung die Druckniere an, um das unter Betriebsdruck zu verdrängende

Tab. 3.4 Bauartkennzeichnende Eigenschaften der Axialkolbenmaschinen

Bauarten der Axialkolbenmaschinen	
Schrägscheibenbauart (MZ – System)	Schrägachsenbauart (MH – System)
<i>Vorzugsmerkmale:</i>	<i>Vorzugsmerkmale:</i>
Einfache und kompakte Baustruktur des Triebwerksystems;	Gutes (statisches) Anlaufverhalten wegen geringer Kolbenreibung
Hohe Stellgeschwindigkeit, kurze Stellzeit für volumetrische Steuerung ($\min t_b = 40 \text{ ms}$) ^a ;	Großer Stellbereich für großes Stellverhältnis hydrostatischer Antriebe (Getriebe) ($j = i_{\max} / i_{\min} = 6 \dots 9$)
Verstellbar über Nulllage (Reversierpumpe, Vierquadrantenbetrieb)	Verstellbar über Nulllage (sofern nicht Schwenkschlittenbauform)
Instandhaltungsgerecht durch gegliederte Baustruktur mit leichter Austauschbarkeit verschleißender Triebwerkteile	Großes theoretisches Verdrängungsvolumen ($V_{i,\max} = 1000 \dots 3000 \text{ cm}^3$) ^a wegen großen Verstellwinkels ($\alpha_{\max,H} = 25 \dots 40^\circ$) ^a
Durchgehende Triebwelle für Mehrstrommaschinen, Anbau von Hilfsaggregaten	Höhere zulässige Drehzahl wegen längerer Kolbenführung und günstigeren Saugverhaltens ($\max n = 4750 \text{ min}^{-1}$) ^a
Weniger störanfällig gegen Drehschwingungen	Höhere zulässige Verschmutzung (Verschmutzungsgrad)
Lange nominelle Lebensdauer (Lagerlebensdauer)	Niedrigere Geräuschemission (Schalleistungspegel)
<i>Nachteilige Merkmale:</i>	<i>Nachteilige Merkmale:</i>
Größere Kolbenreibung wegen querkraftbelasteter Kolben	Kompliziertere Baustruktur und größerer Fertigungsaufwand
Kleineres theoretisches Verdrängungsvolumen ($V_{1,\max} = 250 \dots 400 \text{ cm}^3$) ^a wegen kleinen Verstellwinkels ($\alpha_{\max,Z} = 18^\circ$) ^a	Größeres leistungsbezogenes Bauvolumen und Gewicht wegen schräg ausladenden Gehäuses
Größerer interner Leckverlust wegen mehrerer hydrostatischer Entlastungen	Höherer Ein-, Auslassverlust wegen längerer Kanalführung (sofern Schwenkgehäusebauform)
Niedrigere zulässige Drehzahl wegen fliehkraftbelasteter freier Kolbenenden	Niedrigere Stellgeschwindigkeit, längere Stellzeit ($\min t_b = 150 \text{ ms}$) ^a
Kleinere Ansaughöhe, so dass zulässiger Eingangsdruck zu beachten ($\min p_{1,\text{abs}} \geq 0,8 \text{ bar}$) ^a	Aufwändige Triebwellenlagerung für lange Lebensdauer (Lagerlebensdauer)
Niedrigere zulässige Verschmutzung (Verschmutzungsgrad) wegen Schmutzeintrags bei querbewegtem Steuerscheibenspalt	Störanfällig gegen Drehschwingungen wegen ungleichmäßig übersetzender kinematischer Kette

^aGrößenwerte hängen von Bauform, Baugröße, Betriebszustand ab

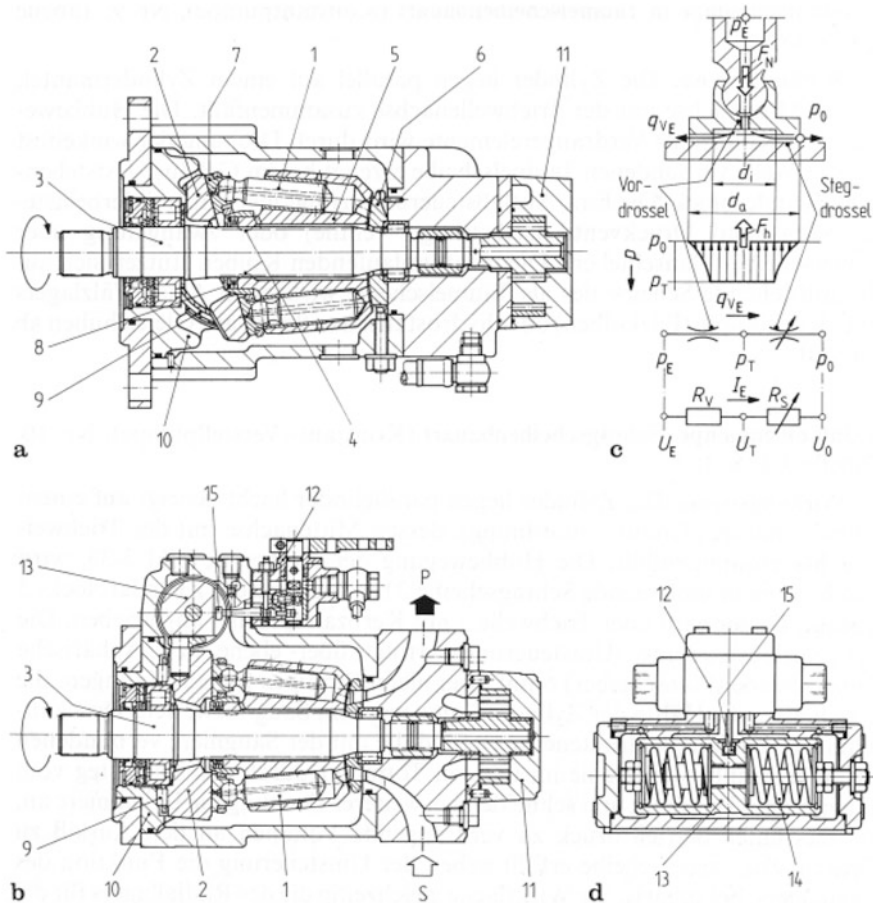


Abb. 3.32 Axialkolbenpumpe, Schrägscheibenbauart (A 4 V, Hydromatik Brueninghaus, Bosch Rexroth); **a** Längsschnitt senkrecht zur Schwenkachse; **b** Längsschnitt in Schwenkachse; **c** Ebener Gleitschuh als hydrostatisches Axiallager mit hydraulischer Widerstandsschaltung und elektrischem Analogon des Spannungsteilers; **d** Hydraulische Steleinrichtung, druckabhängig (Bauart HD, Hydromatik) als Grundbaustein eines Verstellprogramms für die Pumpensteuerung

Volumen an den Auslass zu fördern. Die Steuerscheibe erfüllt neben der Umsteuerung die Funktion des Axiallagers, bei sphärischer Wirkfläche gleichzeitig die des Radiallagers für die Kolbentrommel. Je nach Zylinderzahl (5–9) genügend niedrige Förderstrom- und Druckpulsation, damit geringe Geräuschbildung. Die Förderrichtung wechselt mit der Drehrichtung. Entlastung der Kolbenabstützung auf der Gleitfläche (Schrägscheibe) von der örtlichen Flächenpressung erfolgt hydrostatisch mittels kugelig angelenkter Gleitschuhe 7.

Durch enges Laufspiel und langen Ringspalt an den Kolben (Flächendichtung), wegen langer Führung der quer belasteten Kolben *I* sowie durch optimierten Spalt zwischen innen gelagerter Kolbentrommel 5 und Steuerscheibe 6 mittels an den Steuerspiegel

andrückender Feder 8 und hydrostatischer Teilentlastung ist die Axialkolbenpumpe in Schrägscheibenbauart bei hydrostatisch entlasteten Gleitschuhkolben mit hohem volumetrischen Wirkungsgrad und hinreichender Lebensdauer im oberen Hochdruckbereich ($p_2 = 400 \text{ bar}$, $p_{2\text{max}} = 450 \text{ bar}$) einsetzbar.

Der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad ist wegen Übertragung des Antriebsmoments über die Kolbenführung und der dadurch erhöhten Kolbenreibung niedriger als bei der Schrägachsenbauart.

Die Querbelastung der *Elementpaarung Kolben/Zylinder* bewirkt neben Verkanten und elastischem Verformen des Kolbens ungleiche Druckverteilung im verformten, vom konzentrischen Ringspalt, Abschn. 2.1.4.2-, abweichenden Gleitraum mit zusätzlicher Druckkraft und hoher Kantenpressung in den Berührungsflächen. Die Elementpaarung ist als exzentrisch belastetes Radial-Gleitlager mit axialer Bewegung (zylindrische Gleitführung VDI 2201 Bl. 1) zu betrachten. Durch günstige Gleitraumgestaltung mindert man die Kolbenreibung auch bei höheren Drehzahlen [92].

Nach *van der Kolk* [93] baut sich im konvergenten Spaltsegment der verkanteten Kolben-Zylinder-Paarung ein hydrodynamischer Tragdruck auf, der ausschließlich auf rotationsbedingte Tragdruckentwicklung eines starr angenommenen Radial-Gleitlagers mit einseitig erhöhtem Randdruck zurückgeführt wird. Allerdings liegt wegen Druckpulsation beim Wechsel von Druck- und Saughub instationäre Belastung vor. Im Vergleich zum stationären Gleitlager ist bei der instationären Gleitführung Kolben/Zylinder der Drehzahlbereich der Mischreibung recht groß. Flüssigkeitsreibung und Betriebssicherheit sind umso eher zu erreichen, je höher Viskosität und Drehzahl und je niedriger der Betriebsdruck vorgegeben werden.

Nach *Renius* [94] ist neben der translationsbedingten Tragdruckentwicklung zu unterscheiden nach Tragdruckanteilen infolge Quergleitlagereffekts bei Kolbenrelativdrehung und infolge Verdrängungseffekts bei Annähern der Gleitflächen. Der rotatorische Tragdruckanteil ist dann am größten, wenn keine Relativdrehung zwischen Kolben und Zylinder stattfindet, so dass sich bei reiner Translation des Kolbens eine Art Verdrängungsdruck praktisch ohne Reibungsverluste entwickelt. Das Mischreibungsgebiet lässt sich durch Gestaltung des Laufspiels am Kolben wirksam eingrenzen, die Kolbenreibung verringern, indem die Gleitführung für möglichst kleines Laufspiel ausgelegt wird. Daneben vermindert sich die Kolbenreibung, wenn Kolben-Ringnuten entfallen, bei Pumpenbetrieb kleine, bei Motorbetrieb große Führungslänge vorgesehen und der Endbereich des Zylinders elastisch gestaltet wird.

Nach *Regenbogen* [95] empfiehlt sich für höhere Drehzahlen die unterbrochene Zylinderführung, da bei Rücknahme der scherenenden Mantelfläche im Mittenbereich der Gleitpaarung die Kolbenreibung sinkt. Die Ausbildung der Kolben-Zylinder-Paarung als hydrostatische Gleitführung mit synchron zur umlaufenden Lastrichtung beaufschlagten Lagertaschen [96] erweist sich wegen zu geringer Wirkungshöhe gemessen am Aufwand als ungeeignet. Die tribologische Beanspruchbarkeitsgrenze folgt aus der maximalen Gleitgeschwindigkeit von 15 m/s, da in den Kolbenumkehrlagen Mischreibung auftritt.

Verbundführungen mit eingepressten Laufbüchsen oder Stahl-Bleibronze-Verbundguss [97, 98] vermindern die Anlaufreibung und sichern der Elementpaarung Notlaufeigenschaften.

Die *Elementpaarung Schrägscheibe/ebener Gleitschuh* stellt ein hydrostatisches Axialgleitlager dar, dessen Felddruck mittels Zufuhr schmierfähiger Druckflüssigkeit durch eine Kolbenbohrung aus dem Verdrängerraum in einer kreisförmigen Tragtasche, Abb. 3.31c, aufgebaut wird. Im Gegensatz zur externen Versorgung mit Schmierflüssigkeit ändert sich bei Versorgung aus dem Verdrängerraum der Zufuhrdruck mit dem Betriebsdruck, somit die Lagertragkraft proportional mit aufzunehmender Kolbenkraft. Tragfähigkeit des ebenen Gleitschuhs zur Aufnahme der hydraulischen Kolbenkraft sowie optimale Spalthöhe für minimale Verlustleistung sind durch Auslegen des Gleitschuhs sowie des konstanten hydraulischen Vorwiderstands der Laminardrossel zu sichern [99, 100].

Zur Erlangung größerer Überlastbarkeit und Verstopfungsunempfindlichkeit wurde das hydrostatische Tellerlager „ebener Kreisgleitschuh“ in einzelnen Gestaltungsmerkmalen variiert, insbesondere die Laminardrossel von der Kapillare zur Spiralnute als Flächendrossel (Thoma-Gleitschuh) [101, 102] oder zur kombinierten Widerstandsform Kapillare/Flächendrossel abgewandelt [100].

Wegen des bei selbst reinigenden Drosselformen größeren Fertigungsaufwands wird der teilentlastete Gleitschuh bevorzugt, bei dem die Druckflüssigkeit schwach gedrosselt in die Lagertasche strömt. Je nach Bauart und Größe werden 90 bis 98 % der Kolbenkraft hydrostatisch, der Rest hydrodynamisch getragen (hybrides Axial-Gleitlager [103, 104]).

Nach Böinghoff [105], der die Mehrgelenkanordnung Kolben-Kugelgelenk-Gleitschuh untersuchte, bewirken Massen- und Reibungskräfte am Gleitschuh sowie Reibung im Kugelgelenk Neigungsmomente bei Verstellwinkeln über 0° . Schon bei relativ niedrigen Drehzahlen gelangt der zur Gleitebene geneigte Gleitschuh zur Flüssigkeitsreibung und ist darin einem kippbeweglichen Gleitklotz vergleichbar. Anders als beim Axial-Kippsegmentlager beruht der dynamische Tragkraftanteil weniger auf Staubaumbildung des sich verengenden Schmierkeils (Schleppströmung) als auf der Relativbewegung der Gleitflächen senkrecht zur Strömungsrichtung (Verdrängungsströmung). Im Vergleich zum vollentlasteten weist der teilentlastete Gleitschuh zwar größeres, mit dem Druck zunehmendes Verlustmoment, dafür im mittleren Drehzahlbereich geringere Leckverluste auf. Bei höheren Drehzahlen ist eine geringe Drosselung zwecks Stabilisierung vorzusehen. Zum Aufbau eines ausreichenden Verdrängungsdrucks sind zusätzliche Gleitflächen erforderlich, so dass der betriebssicher gestaltete teilentlastete Gleitschuh außerhalb des eigentlichen Dichtstegs weitere Stege aufweist. Das Mischreibungsgebiet lässt sich eingrenzen, die Gleitschuhreibung verringern, indem die Gestaltung des Gleitschuhs optimiert wird. Verdrängungsstege sollten hinreichend außerhalb der Lagertasche liegen und genügend breit sein, um das dynamische Aufrichtmoment zu vergrößern. Die Anfahrverluste setzt man dadurch herab, dass der Gleitschuhaußendurchmesser d_a groß, das Durchmesser Verhältnis des Dichtstegs, d_i/d_a , zur Vergrößerung des statischen Aufrichtmoments klein gewählt wird, ferner das hydrostatisch teilentlastete Kugelgelenk mit großem Kugeldurchmesser und gu-

ter Schmiegun g sowie in den Gelenken Werkstoffpaarungen mit niedrigen Reibungszahlen (Gleitwerkstoffe) vorgesehen werden.

Nach *Regenbogen* [95] lässt sich mit hydrostatisch teilentlasteter Paarung Kugel/Kugelpfanne die unerwünschte Kolbenrelativdrehung auf das Kugelgelenk verlagern, damit ein günstigerer hydrodynamischer Tragdruckaufbau herbeiführen und die Kolbenreibung um den rotatorischen Anteil mindern. Zum Aufbau eines ausreichenden hydrostatischen Tragdruckanteils kann die Kugelpfanne des Gleitgelenks mit kreisförmigen, sich in Kalottenmitte schneidenden Rillen versehen werden, die über die Kolbenbohrung mit Druckflüssigkeit aus dem Verdrängerraum versorgt werden.

In der *Elementpaarung Zylindertrommel/Steuerspiegel* überlagern sich gleichfalls hydrostatische und hydrodynamische Tragdruckanteile (hybrides Axial-Gleitlager). Bei der hydrostatisch entlasteten Steuerscheibe wird die Tragfläche geringfügig kleiner bemessen als der aufzunehmenden Axialkraft entspricht, um das Anliegen der Kolbentrommel am Steuerspiegel, damit kleinen Leckverlust, sicherzustellen.

Die restliche Axialkraft nimmt der hydrodynamische Schmierfilm auf (hydrostatische Teilentlastung). Stabilisierung der Schmierspalthöhe, Minderung der Verlustleistung (optimale Schwimmhöhe), Erreichen der Betriebssicherheit (Überlastbarkeit) stellen an das Axiallager Trommel/Steuerscheibe höhere Anforderungen als an das Axial-Kippsegmentlager Schrägscheibe/Gleitschuh. Anders als bei den an der Schrägscheibe (Spurscheibengleitfläche) sich unabhängig einstellenden Gleitschuhen ist beim hydrostatischen Axiallager mit konzentrischer Ringnut die Gleitraumgeometrie konstruktiv vorgegeben. Hinzu kommen lastbedingte Störeinkwirkungen. Laständerung und Wirkungslinienverlagerung der resultierenden Axialkraft erfolgen auf der druckseitigen Steuerscheibenhälfte mit einer der Kolbenzahl entsprechend erhöhten Frequenz. Da mit der Kapillare ein Vorwiderstand in der geforderten Höhe nicht zu erzielen ist, wurde vorgeschlagen, das Lösungsprinzip des hydrostatischen Ringnutlagers „ebene/kalottenförmige Steuerscheibe“ in einzelnen Gestaltungsmerkmalen zu variieren derart, dass man intermittierende Druckflüssigkeitszufuhr [101, 102] oder unter Nutzung der Steuerscheibenbewegung vibrierende Drosselkolben [100] anwendet.

Um bei Erhöhung der Antriebsdrehzahl kavitationsbedingten Schäden entgegenzuwirken, wird auf die numerische Strömungsanalyse (CFD) des Umsteuervorgangs zurückgegriffen, Abschn. 7.3.5.2.

Untersuchung von Tribosystemen durch Rechnersimulation In den Elementpaarungen stellt jede der hydrostatischen Dicht- und Lagerfugen ein *tribologisches System* dar, das Druckräume gegeneinander abdichtet und äußere Kräfte reibungs- und verschleißarm aufnehmen soll. Das vielfach beeinflusste Gesamtverhalten von Fugen ist mit vereinfachten rechnerischen Mitteln nur schwer und ungenau zu erfassen. *Numerische Verfahren* ermöglichen es, Strömungsvorgänge in laminar durchströmten Fugen analytisch untersuchen, ferner die Verlagerung der den Spalt bildenden Elemente zueinander und die in den Spalten auftretenden Verluste (Reibung, Leckage) zu bestimmen. Anhand der Verluste kann die *Güte der Dicht- und Lagerfugen* bewertet, hieraus eine *Optimierung der Makrogeometrie*

(z. B. Durchmesser/Längenverhältnis der Paarung Kolben/Zylinder, Entlastungsgrad eines Kolbenschuhs) und eine *Optimierung der Mikrogeometrie* (z. B. Spaltweite, Spaltform, Oberflächengüte) vorgenommen werden.

Es bestehen Simulationsprogramme in mehreren Varianten, die darauf abzielen, durch Diskretisierung die Auswirkungen hydrostatischer, hydrodynamischer, elastohydrodynamischer, thermischer Effekte auf durchströmte Fugen in der *Modellanalyse* möglichst vollständig zu erfassen. Die Auswirkungen im Kolben-Buchse-Kontakt wurden bereits mehrfach mit unterschiedlichen Zielsetzungen behandelt [93–95], Abschn. 7.3.6.

Bei Hart-Hart-Paarungen neu gestalteter Tribosysteme für Biofluide zielt man auf makrogeometrische Parameter für eine geeignete Konturierung an Buchse und Kolben ab. Hierzu werden die mechanischen Beanspruchungen an deren Oberfläche ebenso wie der Schmierfilmaufbau im laminar durchströmten Ringspalt simulativ untersucht. Für die Modellanalyse zeichnet sich die *Simulationskopplung* ab, in die sich vorhandene IT-Werkzeuge einbetten lassen [106–110]. Mittels FEM-Analyse werden zunächst die Parameter (Radius, Konturlänge) für minimale Vergleichsspannungen an hochbeanspruchten Festkörperkontakten ermittelt. Hierbei wirkt sich das Kantentragen infolge Kolbenschiefstellung aus. Desweiteren sind die Parameter für optimalen Schmierfilmaufbau in festgelegten Betriebspunkten (Führungslänge, Spalthöhe) zu bestimmen. Auf Grundlage der Reynoldsschen Differentialgleichung wird der Schmierfilm über die Volumenstrombilanz aus Druck- und Scherstrom beschrieben. Zur Abbildung der Kolbenkrümmung ist die Biegebalkentheorie zu implementieren. Da die Parallelität des Schmierspalt in axialer Richtung während der Hubbewegung des Kolbens gestört wird, sind Auswirkungen weiterer Effekte durch Änderung des Reibungszustands in Misch- und Festkörperreibung, ferner durch Kavitation sowie elastische Aufweitung der Buchse einzubeziehen. Als Bewertungskriterium für den Einfluss von Konturen dient der rechnerisch ermittelte Gesamtverlust infolge Reibung und Leckage pro Hub. Damit gelangt man zur gezielten, betriebspunktbezogenen Auslegung von Axialkolbenverdrängern [111, 112].

Konstruktive Neuerungen in Tribosystemen Tribologisch hoch belastete Elementpaarungen bilden einen Schwerpunkt für Innovationen in der Fluidtechnik. Die gezielte Anwendung von Konstruktionsprinzipien sowie von Neuerungen in Material- und Fertigungstechnik ist zum Gegenstand industriebezogener Forschungsthemen geworden, wobei die Axialkolbenmaschine der Schrägscheibenbauart stellvertretend für andere Verdrängereinheiten steht. Im Sinne des Prinzips vom tribologisch richtigen Gestalten nach *Peeken* [113] lassen sich *konstruktive Veränderungen von Tribosystemen* herleiten, die auf die Steigerung von Güteigenschaften an Verdrängern abzielen. Hierzu zählen die Leistungsdichte, die Lebensdauer und das Wirkungsgradverhalten. Hinzu kommen Forderungen der Umweltverträglichkeit. So folgt die ökologische Gefährdung in sensiblen Gebieten nicht allein aus der mangelnden biologischen Abbaubarkeit mineralölbasierter Druckflüssigkeiten. Gefährdend ist ebenfalls die toxische Wirkung von Wirkstoffzusätzen und der schwermetallhaltige Abrieb von Bauelementen. Die Substituierung durch additivfreie, bio-

logisch schnell abbaubare Fluide sowie durch buntmetallfreie Elementpaarungen erfordert konstruktive Maßnahmen, die auf *umweltverträgliche Tribosysteme* abzielen [114].

Das Neugestalten von Tribosystemen erfolgt vorrangig durch Feingestalten der Bauelemente einer Paarung. Hierzu zählen konstruktive Maßnahmen, die sich auf die **Veränderung der Kontaktflächen** beschränken. Die Veränderung kann über die Makrogeometrie (Formabweichungen der Oberflächen, z. B. durch Konturieren), die Mikrogeometrie (Gestaltabweichungen höherer Ordnung, z. B. durch Schmiertaschen und Stege), über Werkstoffverbunde (Verbundkörper, z. B. durch Beschichten wie Aufdampfen, chemisches Abscheiden) oder über die Änderung der Gefügestruktur (z. B. durch Kaltverfestigen) erfolgen. Bezieht man in das Neugestalten auch die Werkstoffauswahl der Bauelemente ein, kommt noch die **Änderung der Grundwerkstoffe** in Betracht [2.60].

- Kontaktflächenänderung über die *Oberflächengestalt*:

Die *makrogeometrische Oberflächengestaltung* zielt etwa beim Optimieren zum umweltverträglichen Tribokontakt auf Formabweichungen von der zylindrischen Oberfläche ab, die als *Konturierung des Kolben-Buchsen-Paars* zusammengefasst werden. Denn an harten Gleitpartnern, etwa am PVD-beschichteten Kolben und an vergüteter Stahlbuchse, sind bereits vor der Montage Konturen einzuarbeiten. Diese ähneln den Einlaufkonturen konventioneller Gleitpaarungen und lassen sich als Kreisbögen simulativ ermitteln. Diese gehen jeweils an vorderer und hinterer Buchsenkante sowie an den Kolbenenden tangential in die zylindrische Wandung über. Geeignete Endbearbeitungsverfahren sind das Außen-Rundschleifen mittels profilierter Scheibe (Profilschleifen) an den Kolbenenden. An den Buchsenkanten kann plastisches Aufweiten über Dorn (Druckumformen) eingesetzt werden. Damit verbessert man Schmierfilm- und Tragdruckaufbau, so dass sich der Wirkungsgrad gegenüber zylindrisch gefertigten Gleitpartnern erhöht [115, 116].

Die *mikrogeometrische Oberflächengestaltung* begünstigt die hydrodynamische Schmierfilmbildung durch gezielt eingebrachte Gestaltabweichungen, etwa von Mikrokavitäten (Schmiertaschen) in Verbindung mit konvergenten Mikrospalten (Stegen). Strukturierungsverfahren sind das angepasste Laserstrahlabtragen, das Mikrofräsen und das Mikro-Senk-Erodieren [117, 112, 118].

- Kontaktflächenänderung über *Werkstoffverbunde*:

PVD-beschichtete Kontaktflächen substituieren mit Hilfe der Plasmavakuumtechnik die Komponente Bronze (bzw. Sondermessing) in Standard-Gleitwerkstoffen. So lässt sich durch PVD (Physical Vapor Deposition) physikalische Abscheidung aus der Gasphase (reaktives Sputtern) der Stahlgrundkörper, etwa Kolben oder Spiegelspiegel, mit einer reibungsarmen und hoch verschleißfesten Schicht, z. B. auf Festkörperschmierstoffbasis WC/C (Wolframkarbid/Kohlenstoff) überziehen. Es entsteht ein Verbundkörper mit multilamellarem Schichtaufbau, in den WC-reiche und C-reiche Lamellen abwechselnd eingelagert sind. Dies bringt sehr günstiges Einlauf-Glättungsverhalten unter Reibungsbeanspruchung mit sich. Es handelt sich um ein Dünnschichtverfahren, das im Vergleich zum thermischen Spritzen wegen guter Konturabbildung der Makrostruktur eine Nachbearbeitung beschichteter Oberflächen erübrigt [119].

Durch *Variation der Schichtsysteme*, etwa indem Metall-Kohlenstoff-Verbunde auf der Basis gradierteter HfC- oder ZrC-Schichten (Hafnium- oder Zirkonkarbide) verwendet werden, kann der Anteil des Festkörperschmierstoffs über die Schichtdicke variiert, damit Härte und E-Modul höhenabhängig eingestellt werden. Die Anpassung des Tribosystems an auftretende Belastungen wird damit möglich [120, 121].

Setzt man insbesondere umweltverträgliche Druckflüssigkeiten ein, lässt sich durch PVD-beschichtete Kontaktflächen nicht nur die Verunreinigung mit schwermetallhaltigen Abriebpartikeln unterbinden. Darüber hinaus überträgt man sekundäre Funktionen der Fluide auf die Kontaktfläche des Werkstoffverbunds. Bisher den Fluiden zugesetzte reibungs- und verschleißmindernde Wirkstoffe erübrigen sich. So gelangt man zum *umweltverträglichen Tribosystem* [122, 114].

Lasergeneriertes Keramikbeschichten elastischer Stahlgrundkörper, etwa von Kolbentrommel (Lagerplatte)/Steuerspiegel (Ventilplatte), ergibt durch lokales Sintern bzw. Verschmelzen pulverförmigen Materials verschleißfeste Keramik-Metall-Verbundsysteme [123].

Im Vergleich zum vollkeramischen Bauteil sind Festigkeits- und Verformungsverhalten konventioneller Grundwerkstoffe (zumeist Stahl) sehr genau vorhersagbar.

- Grundwerkstoffänderung durch *keramische Bauelemente*:

Das Keramikbeschichten enthält auch nachteilige Merkmale. So weist neben der Schichthaftung die geringe Schichtdicke Probleme dahingehend auf, dass sich die Vorzüge keramischer Werkstoffe – Verschleißresistenz, geringe Dichte, geringe Wärmeausdehnung, hohe Steifigkeit, chemische Beständigkeit, geringe Umwelteinwirkung – nur begrenzt nutzen lassen. Massive keramische Bauelemente schöpfen diese Vorzüge aus, lassen jedoch Zuverlässigkeits- und Lebensdauervorhersagen nur als Abschätzung zu und ziehen die Umgestaltung von Bauelement wie Bauelementumgebung nach sich, um Zugspannungen zu minimieren. Nach der Wärmebehandlung (Sintern) erfordert die Einhaltung von Fertigungstoleranzen eine Endbearbeitung von Funktionsflächen, die wegen hoher Härte i. a. mit Diamantwerkzeugen durchgeführt werden muss [124, 125].

Die *Grünbearbeitung* vollkeramischer Präzisionselemente, etwa von Buchse oder Kolben, erreicht die endkonturnahe Geometrie vor der Wärmebehandlung durch herkömmliches spanendes Abheben. Mit einem reaktionsgebundenen Aluminiumoxid (Al-haltige Precusormischungen) kann die Hartbearbeitung minimiert, hohe Maßgenauigkeit durch Vorkörperbearbeiten und kontrolliertes Sinterschrumpfen erzielt werden [126].

Der Kolbenhub h aller an der Schrägscheibe anliegenden Kolben wird vom Teilkreisdurchmesser $D_{K,Z}$ der Trommel und dem zwischen Schrägscheibe und Triebwellenachse eingeschlossenen Verstellwinkel α bestimmt, der fast nur noch veränderlich ausgeführt wird (Verstellpumpe). Der Kolbenrückzug für den Saughub erfolgt zwangläufig und fliehkraftunterstützt, da die in der Trommel 5 leicht geneigt liegenden Kolben 1 den Niederhalter (Rückholplatte) mit steigender Drehzahl entlasten.

Hub h und geometrisches Fördervolumen V_g vergrößern sich mit zunehmendem Verstellwinkel α , konstruktiv mit durch Drehverstellung der im Verstelldeckel 10 wälzgelagert (9) abgestützten Schrägscheibe 2. Deren Gestaltung als Wiege folgt dem Prinzip der direkten

und kurzen Kraftleitung, da die großflächige Auflage der Kalotte die elastische Verformung klein hält. Um Querbelastung und Beanspruchung des Kolben-Zylinder-Systems zugunsten der Merkmalkombination „hoher Wirkungsgrad und große Lebensdauer“ zu begrenzen, ist der größte zulässige Verstellwinkel, damit auch das geometrische Fördervolumen beschränkt.

Reicht die Ansaughöhe zur vollständigen Füllung nicht aus, wird über eine vorgeschaltete Füllpumpe positiver Eingangsdruck erzeugt. Daneben kann die Hilfspumpe (Zahnradpumpe) 11 die Aufgabe der Speisepumpe für den Betrieb im geschlossenen Kreislauf sowie die der Steuerpumpe für die hydraulische Pumpenverstellung wahrnehmen.

Bei hohen Antriebsdrehzahlen verschlechtert sich nicht nur das Saugverhalten, sondern auch der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad durch erhöhte Kolbenreibung, die sich infolge fliehkraftbedingten Kippens der freien Kolbenenden einstellt.

Mit der Schrägscheibenbauart lassen sich *kurze Stellzeiten* t_b verwirklichen, denn das Verstellglied Schrägscheibe weist wegen kleinen Bauvolumens geringe Massenträgheit auf, Tab. 3.4, Abschn. 3.1.9.

Pumpenverstellung Gegenüber der in den Hintergrund getretenen Hand- und elektromotorischen Verstellung schafft erst die hydraulische Verstellung die Voraussetzung für hohe Stellgeschwindigkeiten, so dass die Axialkolbenpumpe der Schrägscheibenbauart als Verstellpumpe für vielfältige Steuer- und Regelungsaufgaben verwendbar wird.

Bei Verstellung über die Nulllage ($\alpha = 0^\circ$) hinaus erfolgt stoßfreie Förderstromumkehr (2 Verstellrichtungen). Die Schlitzsteuerung erlaubt es die Schrägscheibenpumpe auch als Motor für 2 Drehrichtungen zu betreiben (verstellbare Pumpe-/Motor).

Die Kombination des Grundbausteins „hydraulische Stelleinrichtung“ mit einem zum Baukastensystem ausbaufähigen Programm an Steuer- und Regelgeräten (Verstellprogramm) [78, 79, 127, 128] ermöglicht es, die Pumpenverstellung unterschiedlichen Steueraufgaben anzupassen, somit die Vorteile der verlustarmen Verdrängersteuerung (Pumpensteuerung) optimal zu nutzen. Man unterscheidet folgende *Arten der hydraulischen Verstellung* je nach Steueraufgabe:

- *Steuerdruckabhängige Verstellung*. Die federzentrierte Stelleinrichtung, Abb. 3.31d, ändert das Stellvolumen und damit die Lage des Stellkolbens durch externe Vorsteuerung. Ein nach eingestelltem Steuerdruck beaufschlagtes drosselndes Wegeventil 12 gibt den Durchfluss zum federzentrierten Stellkolben 13 frei. Dieser verschiebt sich so lange, bis Kräftegleichgewicht zwischen Kolben 13 und Messfeder 14 herrscht. Hierbei bringt der Kolben den Steuerschieber des Ventils 12 über die mechanische Rückführung 15 in Ruhestellung und beendet den Stellvorgang (Folgekolben). Dabei wird das Verstellglied „Schrägscheibe“ um den Verstellwinkel α ausgelenkt, welcher der Lage des Stellkolbens entspricht.

Die steuerdruckabhängige Verstellung kann mit Druckregelung und Leistungsbegrenzung überlagert werden.

- *Steuerstromabhängige Verstellung*. Enthält die hydraulische Stelleinrichtung keine Messfeder, ändert sich die Lage des Stellkolbens abhängig von dem durch das Ventil

fließenden Steuervolumen. Mit entsprechender Ventilansteuerung lassen sich einfache Steueraufgaben und Regelungsaufgaben lösen.

- *Wegabhängige Verstellung.* Die hydraulische Stelleinrichtung wird über drosselnde Wegeventile angesteuert, die mittels Hebels oder Stößels (Fühlerventil) mechanisch betätigt werden, z. B. zur Verwirklichung einer progressiven Pumpenkennlinie.
- *Drehzahlabhängige Verstellung.* Die Kopplung eines Regelventils mit der Fahrpedalstellung für die Kraftstoffzumessung führt zu drehzahlabhängiger Verstellung, etwa zur vollen Nutzung des Motormoments bei hydrostatischem Fahrentrieb.
- *Elektrohydraulische Verstellung.* Die Beaufschlagung des Stellkolbens erfolgt über Stetigventil, dessen elektrisches Eingangssignal von weitgehend beliebiger Zeitabhängigkeit sein kann.

Bezieht man die Verstellpumpe in einen elektrohydraulischen Antriebsregelkreis ein, indem man eine Kenngröße des Abtriebs zurückführt und über ein elektrisch angesteuertes Stetigventil die Schrägscheibe mittelbar verstellt, wird die zu regelnde Kenngröße mittels Änderung des Fördervolumens beeinflusst. Die Axialkolbenpumpe arbeitet als *Servopumpe* und eignet sich in der Schrägscheibenbauart für anspruchsvolle Regelungsaufgaben (Pumpen- oder Primärregelung). Die Druck- und Schwenkwinkelregelung der Verstellpumpe, etwa für den Hochdruckbereich (A4 VSO, Bosch Rexroth), erfolgt über ein schnelles Proportional-Wegeventil (Regelventil). Dessen integrierter (analoger) Ansteuerelctronik ist volle Reglerfunktionalität für die elektrohydraulische Druck-, Förderstromregelung (DFE) übertragen. Die in das Pumpenstellsystem integrierte Sensorik besteht aus einem Liniensensor für den Schwenkwinkel (Hallprinzip) und einem angebauten Druckaufnehmer (SYHDFEE, Bosch Rexroth [129]).

Arbeitet die elektrohydraulische Stelleinrichtung, etwa für den mittleren Hochdruckbereich (A10 VSO, Bosch Rexroth), mit digitaler Ventilelektronik, lässt sich in das Regelventil eine Datenbus-Schnittstelle (CAN-BUS) leicht integrieren. Die Ankopplung an ein Feldbussystem nutzt die serielle Kommunikation mit der übergeordneten Maschinensteuerung, um Reglerparameter anzupassen, Diagnosewerte auszugeben, Prozessoptimierungen vorzunehmen (SYDFEC, Bosch Rexroth [130]).

Drehzahlvariable Pumpenantriebe (DvP). Außer durch Volumeneinstellung lässt sich die Bedarfsanpassung des Förderstroms auch durch Drehzahlsteuerung über die elektrische Antriebseinheit herbeiführen, Abschn. 3.1.16.

Axialkolbenpumpe, Schrägachsenbauart (Konstant- oder Verstellpumpe); Nr. 11, Tab. 3.1.

Wirkungsweise Die Zylinder liegen parallel auf einem Zylindermantel (Trommelanordnung), dessen Mittenachse in einem spitzen Winkel α gegen die Triebwellenachse geneigt ist (Schrägachsen- oder Thoma-Maschine).

Die Hubbewegung der Kolben 1, Abb. 3.33, wird durch die Schräganordnung der Zylindertrommel 2 bei deren Drehung erzeugt. Die Trommel 2 wird über die rotierende Triebscheibe (Triebflansch) 4 angetrieben, die mit der Triebwelle 3 ein integriertes Trieb-

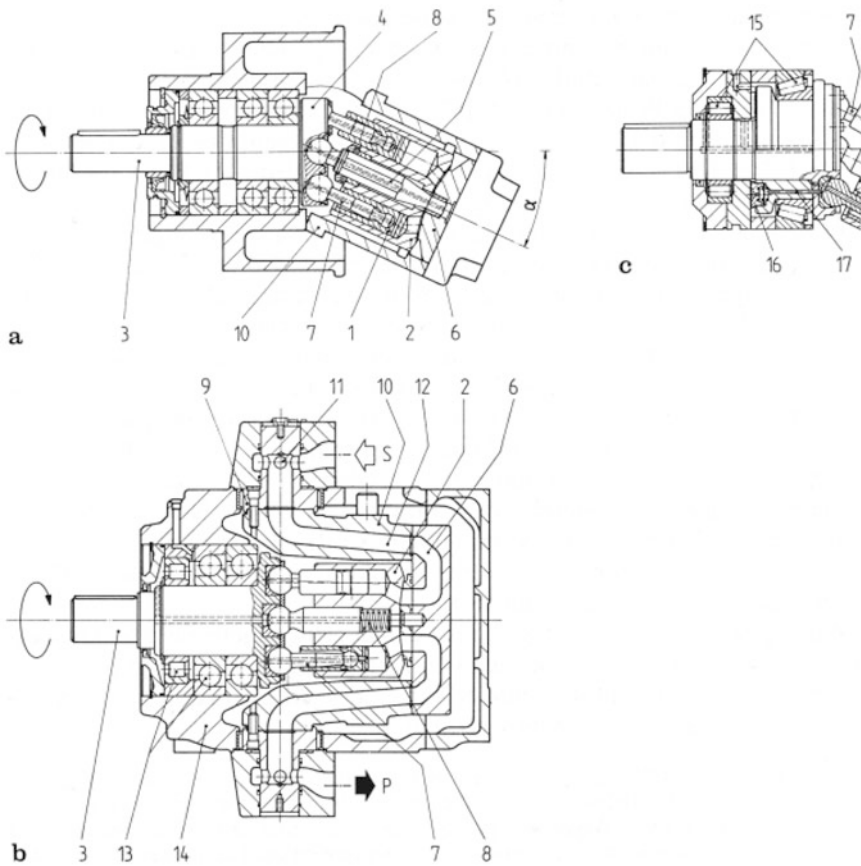


Abb. 3.33 Axialkolbenpumpe, Schrägachsenbauart in der Gestaltungsvariante Schwenkgehäuse (Thomasmachine). **a** Längsschnitt senkrecht zur Schwenkachse (A2V, Baureihe 1, Hydromatik Brueininghaus, Bosch Rexroth); **b** Längsschnitt in Schwenkachse (A4V, Baureihe 5, Hydromatik); **c** Lagerkombination Radial-Rollenlager/hydrostatisches Axiallager mit ebenen Segmentgleitschuhen (SL, Hydromatik)

werkteil bildet. Das Anlenken der Kolben *1* an den Triebflansch *4* geschieht über die an beiden Enden kugelig ausgebildeten Schubstangen (Pleuel) *7*.

Die Trommelmitnahme erfolgt meist kardanlos durch die direkt an den Kolbenhemden anliegenden Schubstangen (Stangenmitnahme). Hierbei wird die Trommel *2* über einen Mittenzapfen *5* geführt. Bei größeren Verstellwinkeln ($\alpha > 25^\circ$) birgt die ungleichförmige Winkelgeschwindigkeit am Abtrieb der Gelenkkette die Gefahr, die Trommel zu Drehschwingungen anzuregen [131]. Großwinkelmaschinen übertragen die Drehbewegung des Triebflanschs dadurch homokinetisch (gleichförmig), dass die axiale Kraftleitung von den Kolben, die Synchronisierung von einem Kegelradpaar oder einem doppelten Kreuz-(Kardan-)Gelenk (Gelenkwelle, W-Anordnung) wahrgenommen wird (z. B. F11 bzw. V11,

Volvo Hydraulik). Die Ein- und Auslasssteuerung wird von der sphärischen Steuerscheibe (Planschieber) 6 mit zwei nierenförmigen Steueröffnungen ausgeführt (Schlitzsteuerung). Die Druckflüssigkeitszu- und -abfuhr erfolgt nach Abb. 3.33b bei der **Schrägachsenbauart mit Schwenkgehäuse 10** (Thoma-Prinzip [132, 133]) über Drehdurchführungen 11 durch die Gelenkzapfen 9 und lange Kanäle 12 im Schwenkgehäuse. Die sphärische Steuerscheibe 6 ist gleichzeitig das Radial-Axial-Gleitlager für die Kolbentrommel [134]. Die Förderrichtung wechselt bei Schlitzsteuerung mit der Drehrichtung. Je nach Zylinderzahl (7, 9) erreicht man genügend niedrige Förderstrom- und Druckpulsation, damit begrenzte Geräuschbildung.

Durch enges Laufspiel und langen Ringspalt an den Kolben (Flächendichtung) sowie durch optimierten Spalt zwischen innen gelagerter Trommel 2 und Steuerscheibe 6 mittels an den Steuerspiegel andrückender Feder 8 und hydrostatischer Teilentlastung ist die Axialkolbenpumpe in Schrägachsenbauart mit hohem Gesamtwirkungsgrad, in der Auslegung für hohe mechanische Beanspruchungen, Abb. 3.33c, für lange Lebensdauer im oberen Hochdruckbereich ($p_2 = 350 \text{ bar}$, $p_{2\text{max}} = 400 \text{ bar}$) einsetzbar.

Der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad ist höher als bei der Schrägscheibenbauart. Da die Kolbenkraft sich an der Tribscheibe abstützt, wirkt (abgesehen von Mitnahme- und Zentrifugalkraft) keine Querkraft auf die Elementpaarung Kolben/Zylinder.

Die *Elementpaarung Kugel/Kugelpfanne* der kugelig angelenkten Schubstangen 7 wird in den Berührungsflächen von Kolben und Triebflansch hydrostatisch entlastet mittels Zufuhr schmierfähiger Druckflüssigkeit durch Schubstangenbohrung aus dem Verdrängerraum.

Nach *Regenbogen* [95], der die Mehrgelenkanordnung Kolben-Schubstange-Kugelgelenk untersuchte, sind die Reibungsverhältnisse beim Kolben mit Schubstange weit günstiger als beim Gleitschuhkolben. Wegen der geringen Querbelastung sind Anfahrreibung und Mischreibungsgebiet sehr klein. Die zentrische Kolbenlage wird auch bei höheren Drehzahlen beibehalten, die Kolbenreibung von der Scherreibung im Schmierfilm bestimmt. Diese lässt sich über das Laufspiel am Kolben konstruktiv beeinflussen. Im Gegensatz zur hoch belasteten Kolben-Zylinder-Paarung der Schrägscheibenbauart kann bei der Schrägachsenbauart das Spiel der Gleitführung erheblich größer gewählt werden (angewendete relative Führungsspiele 1 bis 2,5%). Vorwiegend führt der Kolben die zwangläufige translatorische Bewegung aus.

Um die auf den Triebflansch wirkenden großen Axial- und Radialkräfte (Kippmoment) im Gehäuse 14 aufzunehmen, ist die Triebwellenlagerung 13 auf hohe Tragkraft und Steifigkeit auszulegen [79].

Wird langfristig bei Höchstdruck oder unter Lastkollektiven mit wiederholten Druckspitzen gefördert, wendet man eine besonders langlebige Lagerkombination an, Abb. 3.33c, die aus Radial-Wälzlagern 15 und hydrostatischem Axiallager mit ebenen Segmentgleitschuhen (Slipper-Lager) 16 besteht [79]. Die Zufuhr schmierfähiger Druckflüssigkeit erfolgt wiederum durch Bohrungen in Schubstange 7 und Lagerring 17 aus dem Verdrängerraum.

Der Kolbenhub h aller in der Trommel geführten Kolben wird vom Teilkreisdurchmesser $D_{K,H}$ des Triebflanschs und dem von Triebwelle und Zylinderblock eingeschlossenen

Verstellwinkel α bestimmt, der konstant eingestellt (Konstantpumpe) oder veränderlich ausgeführt wird (Verstellpumpe). Den Kolbenrückzug beim Saughub erzwingt man durch den Niederhalter (Rückholplatte), der die Kolbenanlenkung als formschlüssiges Kugelgelenk (Umschlusspaar) ausgestaltet.

Hub h und geometrisches Fördervolumen V_g vergrößern sich mit zunehmendem Verstellwinkel α , konstruktiv wird dies erreicht durch Schwenkverstellung der im Gehäuse 14 über wälzgelagerte Gelenkzapfen 9 abgestützten Zylindertrommel 2. Wegen fehlender Querbelastung hängt die Lebensdauer vom Betriebsdruck und von der Einschaltdauer, nicht vom Verstellwinkel ab, so dass sich große Hübe und geometrische Fördervolumen verwirklichen lassen.

Wegen des weitgehend querkraftfreien Zylinderblocks bildet sich ein gleichmäßiger Axialspalt am Steuerspiegel. Im Vergleich zur Schrägscheibenbauart ist die Schrägachsenbauart weniger verschmutzungsempfindlich und gut selbstansaugend. Zum einen erschwert die fehlende Steuerscheibenbewegung senkrecht zum Spalt (Atmen) die Schmutzeinwanderung, zum anderen reicht die Ansaughöhe zur vollständigen Füllung auch bei hohen Drehzahlen aus. Die Schrägachsenbauart ist daher für den Einsatz im offenen Kreislauf auch bei höheren Drehzahlen geeignet, Tab. 3.4, Abschn. 3.1.9.

Pumpenverstellung Gegenüber der Hand- und der elektromotorischen Verstellung hat die hydraulische Verstellung große Bedeutung, so dass die Axialkolbenpumpe der Schrägachsenbauart als Verstellpumpe für vielfältige Steuer- und Regelungsaufgaben mit großem Verstellbereich verwendbar wird. Abweichend von der Schrägscheibenbauart sind allerdings die erzielbaren Stellgeschwindigkeiten kleiner, da das Verstellglied „Zylinderblock“ sowie angekoppelte rotierende Triebwerkteile größere Massenträgheit aufweisen.

Bei Verstellung über die Nulllage ($\alpha = 0$) hinaus erfolgt stoßfreie Förderstromumkehr (2 Verstellrichtungen).

Die Kombination der hydraulischen Stelleinrichtung mit einem Baukastensystem von Steuer- und Regelgeräten (Verstellprogramm) ist ähnlich wie bei der Schrägscheibenbauart, so dass die dort genannten *Arten der hydraulischen Verstellung* für unterschiedliche Steueraufgaben mit der Schrägachsenbauart größtenteils ebenfalls zuverwirklichen sind. Allerdings können hinsichtlich der Dynamik weniger hohe Anforderungen an die Pumpensteuerung gestellt werden [79, 127, 128].

Die *Schrägachsenbauart mit Schwenkschlitten* 10, Abb. 3.33, hat eine verschiebbare Steuerlinse 6, die auf einem Kreissegment gleitet.

Die Druckflüssigkeitszu- und -abfuhr erfolgt über Langlöcher im Kreissegment anstatt über lange und mehrfach gekrümmte Kanalführung im Schwenkgehäuse, so dass der hohe Ein- und Auslassverlust, $\Sigma \Delta p_s$, bei der Schwenkschlittenbauart entfällt [79].

Der *Kolben mit Schubstange* ist Teil einer Triebelementkette, der die Hauptfunktionen „Längsbewegung übertragen“ und „Kolbenkraft leiten“ zufällt, um für die Schrägachsenmaschine den Hub unter Last zu erzeugen. Bei kardanloser Trommelmitnahme ist eine Zwangsdrehung in den Zylinderblock einzuleiten.

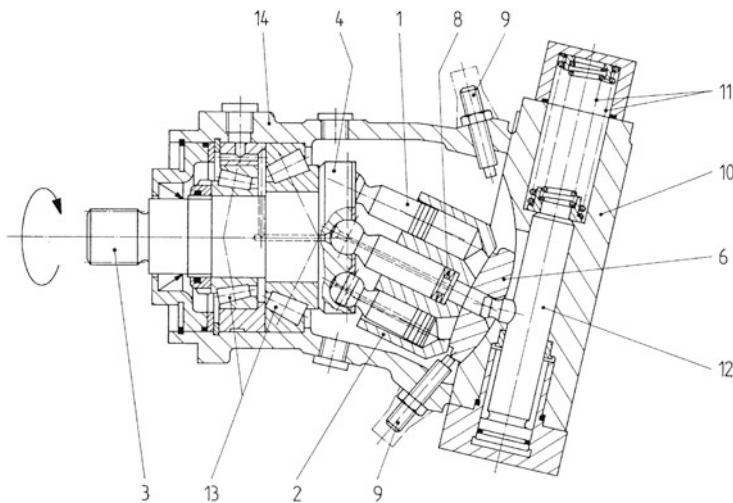


Abb. 3.34 Axialkolbenpumpe, Schrägachsenbauart in der Gestaltungsvariante Schwenkschlitten mit Kegelkolben (A7VO Baureihe 6, Hydromatik Brueninghaus, Bosch Rexroth), Längsschnitt senkrecht zur Schwenkachse

Die Triebwerkteile Kolben und Schubstange erfüllen daher die Nebenfunktion „Zylinderblock mitnehmen“, indem sich die Schubstange an das Kolbenhemd anlegt. Der Pleuel wälzt sich bei Umdrehung der Triebwelle am Kolbenhemd auf einem Kegelmantel ab. Dabei weicht die Schubstange etwas aus der Kolbenlängsachse ab, so dass der Zylinderblock dem Triebflansch geringfügig naheilt. Doch ist wegen geringer Abwinkelung der Schubstange die Querbelastung in der Kolben-Zylinder-Paarung gering und erhöht sich auch infolge Mitnahme- und Zentrifugalkraft nur unwesentlich. Dies ermöglicht den gegenüber der Schrägscheibenmaschine großen Verstellwinkel und ergibt kleinen Drehmomentverlust auch bei hohen Drücken und kleinen Drehzahlen.

Bereits bei den *Kolbenbauarten ohne Stangenmitnahme*, Abb. 3.35a, b, entwickelte sich aus dem Kolben mit kugelig angelenkter Schubstange (a) der sphärische Kolben mit Schubstange aus einem Stück (b). Die größere Ausgleichsbewegung quer zur Hubrichtung erfordert es hierbei, den Schubstangenschaft trotz seiner Knickgefährdung sehr dünn auszulegen, damit er nicht an der Zylinderwand anstößt [135]. Auch die *Kolbenbauarten mit Stangenmitnahme*, Abb. 3.35c, d, haben sich vom gegliederten Triebwerkteil „Kolben mit kegeligem Kolbenhemd und kugelig angelenkter Schubstange“ (c) zum integrierten Triebwerkteil „Kegelkolben“ (d) weiterentwickelt. Die Zusammenfassung von Kolben und Schubstange zu einem Werkstück bietet mit weniger Fertigungsaufwand die wirtschaftlichere Lösung. Die kegelige Kolbenform schließt ferner wegen des allmählichen Querschnittsübergangs vorzeitiges Bauteilversagen durch Schwingbruch weitgehend aus. Die Kolbendichtung wird von zwei anpassungsfähigen Kolbenringen übernommen, welche die Dichtlänge des sphärischen Kolbenmantels (Liniendichtung) vergrößern. Die Zwangsdrehung der Trommel erfolgt durch die direkt an den Laufflächen der Zylinder

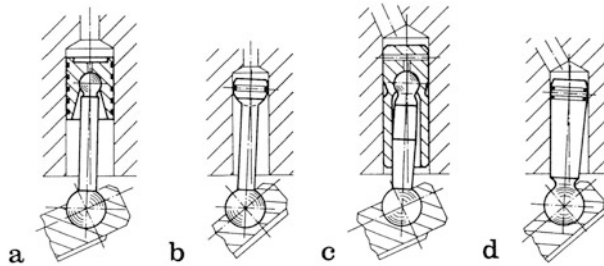


Abb. 3.35 Kolbenbauarten, Gestaltungsmerkmal gegliedertes und integriertes Triebwerkteil Kolben/Schubstange. **a, c** Zylindrische Kolben mit Schubstange (Pleuel); **b** Sphärischer Kolben und Schubstange integriert; **d** Kegelkolben

anliegenden Kolben, die sich bei Umdrehung der Triebwelle in der Zylinderbohrung auf einem Kegelmantel abwälzen.

Die **Kegelkolbenmaschine**, Abb. 3.34, erlaubt größere Verstellwinkel ($\alpha_{\max, H} = 28^\circ$). Über die Stellschrauben für Verstellwinkelbegrenzung 9 lassen sich maximaler und minimaler Förderstrom einstellen. Nachteilig ist der einseitige Verstellbereich bei der Schwenkschlittenbauform, so dass der Förderstrom über die Pumpennullstellung hinaus nicht geändert, also die Förderrichtung nicht umgekehrt werden kann. Die Abschlussplatte 10 enthält zugleich die hydraulische Stelleinrichtung, deren Stellkolben 12 mittels Messfeder 11 hier in der Ausgangsstellung verharret. Über Kugelnzapfen und Steuerlinse 6 wird das Verstellglied „Zylindertrommel“ 2 ausgelenkt. Die übrigen Triebwerkteile entsprechen in ihrer Funktion denen der Schwenkgehäusebauform und sind in der Erläuterung zu Abb. 3.33a, b erklärt.

Gestaltungsmerkmale wie steifes Gehäuse, Triebwellenlagerung hoher Tragkraft und Steifigkeit durch vorgespannte Kegelrollenlager 13, großflächige Abstützung des Verstellglieds „Trommel“ in der Abschlussplatte 10, schließlich das integrierte Triebwerkteil „Kegelkolben“ werden den Forderungen nach langer Lebensdauer und Lärmarmut gleichermaßen gerecht ($L_{WA} = (87 \dots 98)$ dB je nach Fördervolumen bei 300 bar und 970/min, bei hydrostatisch entlastetem Triebwellenlager $L_{WA} = (85 \dots 91)$ dB) (A7V bzw. A7V-L Baureihe 5.1, Hydromatik Brueninghaus, Bosch Rexroth) [79].

3.1.10 Radialkolbensystem: außen/innen beaufschlagt

Die Konstruktion ebener Kurventriebe wirft geringere Probleme auf als die des räumlichen Kurbel- und Kurventriebs beim Axialkolbensystem. Die Beherrschung der hohen Kraftdichten stellt zwar ebenfalls hohe Anforderungen an die Gestaltung etwa des ebenen Kurvengelenks (Kolben/Exzenter). Allerdings gleichen sich die Kolbenstützkräfte an der Hubkurve wegen der verteilten radialen Wirkungsrichtung am Entstehungsort weitgehend aus, so dass die resultierende Lagerkraft des Exzenters im Gehäuse wesentlich

kleiner ist als die algebraische Summe der Stützkräfte. Diesem Gestaltungsprinzip des Kraftausgleichs durch symmetrische Zylinderanordnung (Zylinderstern) verdankt die Hubkolbenmaschine dieser Bauart ihre hohe Belastbarkeit. Die Radialkolbenmaschine ist daher für *sehr hohe Betriebsdrücke* geeignet und zeichnet sich als Hochdruck-Kolbenpumpe durch Betriebssicherheit und hohe Lebensdauer aus.

Die Radialkolbenmaschinen gliedern sich nach Berührungslage der Kolben zum Exzenter in *zwei Bauarten*, die beide Hubverstellung im Betrieb zulassen.

Es handelt sich um die

- außen beaufschlagte Bauart (innen abgestützt) und die
- innen beaufschlagte Bauart (außen abgestützt)

Die **außen beaufschlagte Bauart** hat einen rotierenden Innenexzenter, der insbesondere für Pumpenbetrieb den Vorteil kleiner Gleitgeschwindigkeiten zwischen Kolben und Hubkurve hat. Allerdings ist eine Hubverstellung konstruktiv schwierig. Diese Maschine wird daher vorwiegend als Konstantmaschine ausgeführt. Demgegenüber weist die innen beaufschlagte Bauart einen nicht umlaufenden Außenexzenter auf, der sich im feststehenden Gehäuse einfach verrückbar abstützen lässt, so dass diese Bauart nach Verdrängerprinzip als Verstellmaschine anzusehen ist.

Beim Umlauf des Exzenters ändert sich die Berührungslage der Wirkflächen an Kolben und Hubkurve. Um den Kontaktzustand in der Elementpaarung, damit die Struktur des tribologischen Systems Kurvengelenk, zu verbessern, erfordert die Kraftleitung eine *größere ausgleichende Bewegung quer zur Hubrichtung* in der Kolbenführung. Meist wird die Kolbenabstützung als relativ zum Gehäuse bewegliche Verbindung ausgeführt. Dies ist ein Nachteil des Radialkolbensystems, insbesondere des außen beaufschlagten, gegenüber dem Axialkolbensystem, bei dem nur kleine ellipsenförmige Ausgleichsbewegungen quer zur Hubrichtung auftreten [36].

Die Ein-/Auslasssteuerung erfolgt bei der außen beaufschlagten Bauart über *selbsttätige Ventile*, die durch die Druckdifferenz zwischen beiden Seiten der Schließelemente gesteuert werden. Die Ventile öffnen erst, wenn die Druckdifferenz hinreichend klein ist, so dass Druckstöße und -pulsationen vermieden werden. Bei der druckabhängigen Ventilsteuerung läuft somit der Umsteuervorgang auch ohne Lärm mindernde Maßnahmen an der Steuergeometrie geräuscharm ab. Allerdings tritt bei höheren Drehzahlen eine Minderung des volumetrischen Wirkungsgrads wegen verzögerten Öffnens und Schließens ein. Bei der **innen beaufschlagten Bauart** erfolgt die Ein- und Auslasssteuerung über den in der Bohrung des rotierenden Zylindersterns einfach unterzubringenden Drehschieber, der zugleich als Radiallager dient. Neben dem größeren Leckverlust am Steuerzapfen, dessen radialer Spalt nicht kompensiert werden kann, hat die *Schlitzsteuerung* den Vorteil, höhere Drehzahlen zuzulassen, da keine Ventilmassen zu beschleunigen sind.

Radialkolbenpumpe, außen beaufschlagt (Konstantpumpe); Nr. 12, Tab. 3.1.

Wirkungsweise Die Zylinder liegen radial in einer Ebene (Sternanordnung), die Zylinderachsen schneiden die Triebwellenachse senkrecht (Abb. 3.36). Die Hubbewegung der Kolben *l* wird durch Drehung des Innenexzenters als umlaufende Hubkurve (Exzenter-

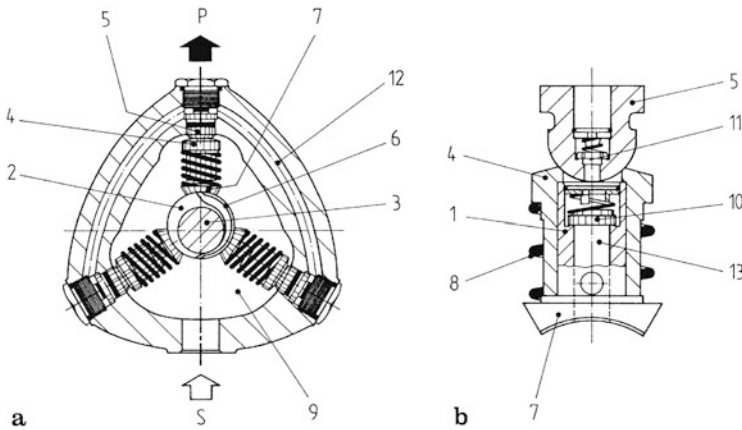


Abb. 3.36 Radialkolbenpumpe, außen beaufschlagt (R4, Bosch Rexroth). **a** Querschnitt mit 3 über Gehäusekanäle zu einem Druckanschluss zusammengefassten Kolben; **b** Einzelelementpaarung Kolben/Zylinder mit Gleitschuh und sphärischem Stützelement

scheibe) 2 erzeugt, wobei der Zylinderstern im Gehäuse feststeht. Der Innenexzenter 2 wird von der Triebwelle 3 angetrieben und bildet mit dieser ein integriertes Triebwerkteil (Exzenterwelle). Die Hohlkolben 1 drücken sich durch die Federn 8 an die Hubkurve an und werden in Zylinderbüchsen 4 geführt, die über sphärische Stützelemente 5 an das Gehäuse beweglich angelenkt sind. So wird der Bewegungsausgleich quer zur Hubrichtung ermöglicht. Die Beaufschlagung der Zylinder erfolgt über Umfangschlitz 6 in der Hubkurve und Kolbenbohrung 13 aus dem Saugraum 9, die Ein-/Auslasssteuerung über federbelastetes, selbsttätiges Saug- (10) und Druckventil 11 (druckabhängige Ventilsteuerung). Die Kanalführung 12 im Gehäuse dient zur Abfuhr von Druckflüssigkeit und fasst die Verdrängerräume mit dem Druckanschluss (P) zusammen.

Die Förderrichtung ist von der Drehrichtung unabhängig, die selbsttätigen Ventile wirken als Gleichrichter. Je nach mit dem Druckanschluss zusammengefasster Zylinderzahl (3 bis 5 je Einzelstern) erzielt man niedrige Förderstrom- und Druckpulsation, damit geringe Geräuschbildung.

Bei Einheiten kleinerer Leistung ($P_m = 1 \text{ kW}$) stützen sich die Kolben zur Herabsetzung der Relativbewegung zwischen Kolben und Exzenter auf einer die Zylinderfläche der innen liegenden Hubkurve voll umschließenden Gleitbuchse (Lagerschale) ab. Bei Einheiten mittlerer Leistung ($P_m \leq 25 \text{ kW}$) liegen die Kolben 1 über Segmentgleitschuhe mit zylindrischer Gleitfläche 7 unmittelbar am Innenexzenter 2 an und bilden mit der umlaufenden Hubkurve (Zapfengleitfläche) ein hydrodynamisches Radiallager mit kippbeweglichen Klötzen (Radial-Kippsegmentlager).

Durch enges Laufspiel und langen Ringspalt an den Kolben (Flächendichtung) ist die außen beaufschlagte Radialkolbenpumpe mit Gleitschuhkolben im oberen Hochdruckbereich, hier für kleineren Förderstrom, aber sehr hohen Druck, bei hohem Gesamtwirkungsgrad und langer Lebensdauer einsetzbar ($p_2 = 700 \text{ bar}$) (z. B. R4, Bosch Rexroth) [78, 79].

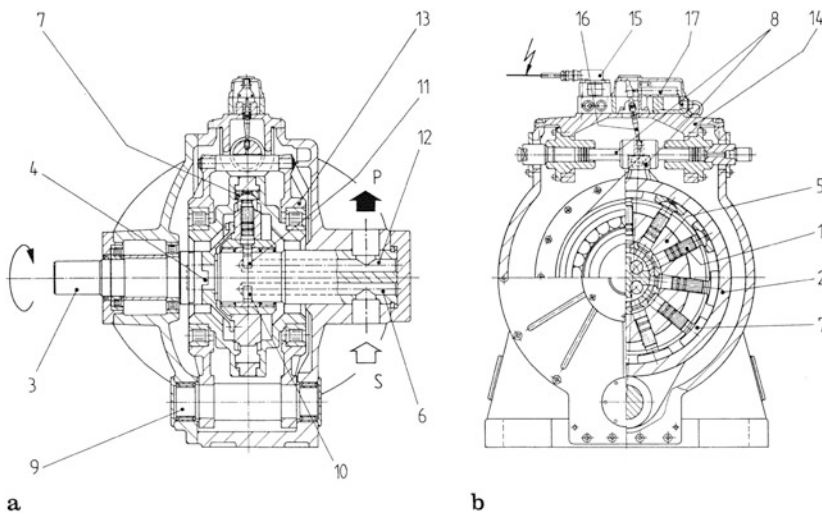


Abb. 3.37 Radialkolbenpumpe, innen beaufschlagt (RX, Wepuko Hydraulik) mit elektrohydraulischer Stelleinrichtung (Nr. 6) als Baustein eines Verstellprogramms für die Pumpensteuerung. **a** Längsschnitt in Schwenkchse; **b** Querschnitt senkrecht zur Schwenkchse

Die Belastbarkeit der Radialkolbenpumpe lässt sich nach dem Gestaltungsprinzip des Kraftausgleichs steigern, indem die symmetrische Zylinderanordnung zu einem zweireihigen Zylinderstern erweitert wird. Die Triebwelle trägt zwei um 180° versetzte Exzenter, so dass sich wegen gegenüberliegender Druckzonen die Kolbenstützkräfte vollständig ausgleichen. Die Lagerung der Exzenterwelle ist daher bis auf das verbleibende Moment entlastet. Wendet man eine Ein-/Auslasssteuerung (Saugschlitz/Druckventil) an, welche die Zufuhr schmierfähiger Druckflüssigkeit aus dem Verdrängerraum zur hydrostatischen Entlastung der Elementpaarung Hubkurve/Segmentgleitschuh ermöglicht, erhält man die außen beaufschlagte zweireihige Radialkolbenpumpe für ebenfalls sehr hohen Druck ($p_2 = 450$ bar, $p_{2\max} = 630$ bar), jedoch als Einheit großer Leistung für große Förderströme bei sehr hoher Lebensdauer ($L_h = 50.000$ h) und wegen fehlenden Saugventils für höhere Drehzahl (z. B. RE, Wepuko Hydraulik) [136].

Aus der vorwiegend als langsam laufender Motor betriebenen Radialkolbenmaschine mit innerer Kolbenabstützung und Exzenterverstellung wurde eine Verstellpumpe entwickelt, die im mittleren Hochdruckbereich ($p_2 = 210$ bar, $p_{2\max} = 315$ bar) nicht nur für großen Förderstrom einsetzbar wird, sondern außerdem die Verstellung des Fördervolumens über einen großen Stellbereich (1:10) ermöglicht (RP 1400–140K, Düsterloh) [137].

Radialkolbenpumpe, innen beaufschlagt (Verstellpumpe); Nr. 13, Tab. 3.1.

Wirkungsweise Die Zylinder liegen radial in einer Ebene (Sternanordnung), die Zylinderachsen schneiden die Triebwellenachse nach Abb. 3.37 senkrecht. Die Hubbewegung der Kolben l wird durch Drehung des auf dem ruhenden Steuerzapfen 6 gelagerten

Zylindersterns 5 erzeugt, wobei der Außenexzenter als nicht umlaufende Hubkurve (Exzenterring) 2 im Gehäuse feststeht. Der Zylinderkörper 5 wird über die Triebwelle 3 und die formschlüssig-quernachgiebige Kupplung 4 angetrieben. Die im Zylinderstern 5 geführten Kolben 1 drücken sich durch Fliehkraft und Betriebsdruck an die Hubkurve an und stützen sich über kugelig angelenkte Gleitschuhe 7 beweglich ab. Dies ermöglicht den Bewegungsausgleich quer zur Hubrichtung. Die Beaufschlagung der Zylinder wird vom innen liegenden Steuerzapfen (Drehschieber) 6, die Ein-/Auslasssteuerung über die radial durchströmten Steuernuten Saugschlitz 10 und Druckschlitz 11 (zwangläufige Schlitzsteuerung) wahrgenommen. Die Druckflüssigkeitszu- und -abfuhr erfolgt durch kurze Kanäle (Bohrungen) im Steuerzapfen 6.

Die Förderrichtung wechselt mit der Drehrichtung (Schlitzsteuerung). Je nach Zylinderzahl (9, 11) genügend niedrige Förderstrom- und Druckpulsation und damit geringe Geräuschbildung.

Durch enges Laufspiel und langen Ringspalt an den Kolben (Flächendichtung) sowie verringerte Flächenpressung bei Kolbenabstützung auf großem Umfang der außen liegenden Hubkurve ist die innen beaufschlagte Radialkolbenpumpe mit hohem Gesamtwirkungsgrad für große Lebensdauer im oberen Hochdruckbereich ($p_2 = 350$ bar, $p_{2\max} = 500$ bar) einsetzbar (z. B. RX, Wepuko Hydraulik [138]).

Der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad ist bei der Radialkolbenmaschine wegen Übertragung des Antriebsmoments über die Kolbenführung und der folglich erhöhten Kolbenreibung sowie infolge Reibung der Kolbenabstützung auf dem Exzenter mit großem Radius niedriger als bei anderen Hubkolbenmaschinen.

Die Querbelastung der *Elementpaarung Kolben/Zylinder*, die aus dem Schrägungswinkel der Hubkurve des Exzenters folgt, bewirkt ähnlich wie bei der Axialkolbenmaschine in Schrägscheibenbauart, neben Verkanten und elastischem Verformen des Kolbens ungleiche Druckverteilung. Die auf die Kolbenführung wirkende Querbelastung hängt von der Gestaltung der Kolbenabstützung ab.

Bei der *Kolbenbauart mit Kreuzkopfführung*, Abb. 3.38c, werden nach dem Gestaltungsprinzip der Aufgabenteilung Führung und Querkraftaufnahme im Anlenkpunkt des Gleitschuhs gesonderten Führungskulissen zugewiesen. Der Kolben bleibt querkraft- sowie momentenfrei und erfüllt lediglich Dichtfunktionen [139]. Mit zunehmender Beherrschung des Reibungsverhaltens an Elementpaarungen hydrostatischer Verdrängermaschinen erfüllen die *Kolbenbauarten ohne Kreuzkopfführung*, Abb. 3.38a, b, die Doppelfunktion „Dichten und Führen“ störungsfrei, so dass der Kolben wegen des geringeren Bauaufwands nur noch als integriertes Triebwerkteil „Tauchkolben“ ausgeführt wird. Liegt der Anlenkpunkt des Gleitschuhs innerhalb der Kolbenführung (b), ist vom Kolben eine Querkraft, liegt der Anlenkpunkt außerhalb der Kolbenführung (a), ist eine Querkraft mit zusätzlichem Kippmoment zu übertragen. Der letztgenannte ungünstigste Belastungsfall führt zwar zu konvergentem Spaltsegment der verkanteten Kolben-Zylinder-Paarung, doch baut sich darüber hinaus ein hydrodynamischer Tragdruck annähernd wie im Axial-Gleitlager auf. Mittels günstiger Gestaltung der Gleitflächengeometrie trägt man zusätzlicher Druckkraft und hoher örtlicher Flächenpressung Rechnung.

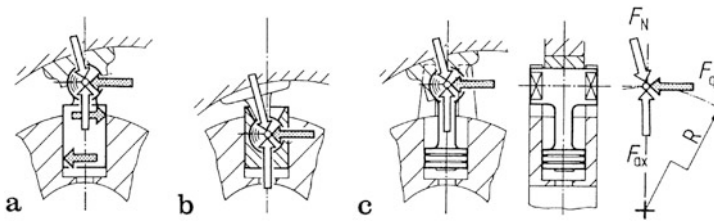


Abb. 3.38 Kolbenbauarten als gegliedertes und integriertes Triebwerkteil mit Lageänderung des Gleitschuh-Anlenkpunkts nach Weigle [139]. **a, b** Kolben und Führung integriert (Tauchkolben); **c** Kolben (Scheibenkolben) mit Kreuzkopfführung

Konstruktive Neuerungen Vereinigt man die getrennten Triebwerkteile Kolben und angelenkter Gleitschuh zu einem Integralbauteil, entsteht der *einteilige Kippkolben*. Die Anzahl tribologischer Kontakte verringert sich, in der Folge auch Reibung und Verschleiß. Der Kolbenfuß ist als Gleitschuh ausgebildet und stützt sich auf der zylindrischen Gleitfläche des Außenexzenters ab. Mit dessen exzentrischer Lage stellt sich eine gewollte Neigung zwischen Kolben- und Zylinderachse ein. Die Kippkolben sind stets radial zum Exzentrering ausgerichtet. Letzterer beteiligt sich folglich nicht nur an der Funktion „Hub erzeugen“ (Hubring), sondern nimmt auch die Funktion „Führen“ der Verdrängerelemente wahr. Die Funktion „Dichten“ übernimmt gesondert ein Kolbendichtring. Der Kolben geht zum Kolbenboden in einen zylindrischen Keil über. An diesem bildet sich über den Kolbenumfang eine Drucksichel, aus der die resultierende Querkraft folgt. Somit übt der Betriebsdruck auf die Zylinderwand eine direkte Kraftwirkung aus, die vom Kippwinkel des Kolbens abhängt. Der Gleitschuh am Kolbenfuß ist ein hydrostatisches Radiallager mit selbst-einstellender Spalthöhe. Anstelle eines zylindrischen Steuerzapfens übernehmen *konische Steuerplatten* die Ein-/Auslassteuerung und die Abstützung des Zylindersterns im Gehäuse. Die mit nierenförmigen Steueröffnungen versehene Platte ermöglicht weite Querschnitte der Kanäle mit sanfter Richtungsänderung, die andere Platte gleicht durch ausgewogene Druckfelder die Spalte aus. Zusammen bilden Steuer- und Kompensationsplatte ein mittels Druckkraft und Federvorspannung gegeneinander angestelltes hydrostatisches Lagerpaar, das aufgrund kegeliger Laufflächen und spiegelbildlicher Anordnung sowohl den radialen Anteil des Druckfeldes aufnimmt als auch das axiale Kompensations-Druckfeld für den Spaltausgleich aufbringt (Bauart RAC/IFAS [140]).

Die von 7 auf 9 erhöhte Zahl an Kolben mit verkleinertem Durchmesser verringert mit den Triebwerkskräften die Wechselbeanspruchung des Gehäuses und die kinematisch bedingte Ungleichförmigkeit, damit zugleich Körper- und Flüssigkeitsschall. Durch *geschlossene Kolben* (Cup Design) setzt man aufgrund minimalen Totvolumens den kompressionsbedingten Anteil der Volumenstrompulsation herab. Letztere wird auch auf der Niederdruckseite in Druckpulsation umgesetzt. Die hydraulische Induktivität beschreibt die dynamische Wirkung des Volumenstroms, dessen zeitliche Änderung eine Druckänderung hervorruft. Verringert man die Induktivität des zylindrischen Steuerzapfens, indem man dessen innenliegende Kanäle verkürzt, lässt sich die Niederdruckpulsation herabsetzen.

CFD-gestützt mindert die strömungsgünstige Gestaltung des Saugkanals Verwirbelungs- und Druckverlust. FE-gestützt ist der Hubring so gestaltet, dass dieser durch ebene Gleitführung am Drehen gehindert und auf der druckbeaufschlagten Seite geringer wechselformt wird. Damit verringern sich Verschleiß und Ermüdung. Insgesamt beschreibt dies die Konstruktionsoptimierung einer *Radialkolbenpumpe*, deren **2. Generation** sich folglich durch deutlich reduzierte Geräuschemission und verlängerte Gebrauchsdauer auszeichnet (Bauart RKP-II, Moog Industrial [145]).

Auf Grund kleinen Kippwinkels der Gleitschuhe 7, Abb. 3.37, ist die auf die Kolbenführung wirkende Querbelastung tragbar. Optimiertes Führungsspiel und ausreichende Zylinderführungslänge an Kolben 1 und Zylinderstern 5 verringern zudem die Kolbenreibung und halten die Betriebssicherheit auch für die vorliegende Kolbenbauart mit ungünstigem Belastungsfall aufrecht.

Die *Elementpaarung Gleitring/Segmentgleitschuh* ergibt sich daraus, dass die Kolben über Segmentgleitschuhe mit zylinderförmiger Gleitfläche unmittelbar an der Lauffläche des feststehenden Außenexzenters anliegen, der zugleich als Schwenkring dient (RV, Wepuko Hydraulik [142]). Ist der Krümmungsradius der Gleitschuhlaufsohle kleiner als der Radius des Gleittrings, bilden bereits bei geringer Schiefstellung die kugelig angelenkten Segmentgleitschuhe mit der unterbrechungsfreien Zylinderfläche des Exzentrings als bahnbestimmender Gleitfläche (Schalengleitfläche) ein hydrodynamisches Radiallager (Radial-Kippsegmentlager).

Im Vergleich zum ebenen Kreisgleitschuh an der Schrägscheibe bei Axialkolbenmaschinen, liegt am gewölbten Segmentgleitschuh eine weit günstigere Gleitraumgeometrie vor. Die Kolbenabstützung kann daher bei schnelllaufenden Radialkolbenmaschinen (Pumpenbetrieb) ausschließlich durch hydrodynamische Tragkraft erfolgen. Meist wird zusätzlich durch Zufuhr schmierfähiger Druckflüssigkeit ein hydrostatisches Druckfeld in der Laufsohle aufgebaut, das den Gleitschuh entlastet (hybrides Radial-Gleitlager [103, 104]).

Nach Harms [143], der die Mehrgelenkanordnung Kolben-Gleitschuh-Gleitring untersuchte, hat der hydrodynamische Gleitschuh eine niedrigere Übergangsdrehzahl (ins Mischreibungsgebiet) als der hydrostatisch entlastete Gleitschuh. Bei Flüssigkeitsreibung sind die Reibungsverluste beider Tragprinzipien nahezu gleich. Erst bei höheren Drehzahlen ($n > 1800/\text{min}$) zeichnet sich der hydrodynamische Gleitschuh durch geringeren Reibungsverlust aus, sofern ausreichend große Differenz zwischen den Krümmungsradien von Gleitschuhsohle und Gleitring vorgesehen wurde, die das mindest zulässige relative Lagerspiel $\psi > 0,002$ (VDI 2201 Bl. 2) überschreitet.

Hydrostatische Gleitschuhe kommen nur in Betracht, wenn der Entlastungsgrad (Anteil der hydrostatischen an der Gesamttragkraft) 90 bis 95 % möglichst übertrifft. Bis zu mittlerem Drehzahlbereich ($n \geq 1800/\text{min}$) hat der hydrostatisch entlastete Gleitschuh mit dem empfohlenen relativen Lagerspiel, $0,004 < \psi < 0,007$, den Vorteil, die Gefahr des Fressverschleißes auch bei zu klein ausgeführtem relativem Lagerspiel auszuschließen.

Bei Einheiten großer Leistung ($P_m > 190 \text{ kW}$) stützen sich die Kolben zur Herabsetzung der Relativbewegung zwischen Gleitschuh und Exzenter auf ein wälzgelagertes Umlaufgehäuse (Trommel) 13, ab, Abb. 3.37, (RX, Wepuko Hydraulik [138]). Dadurch sinkt der

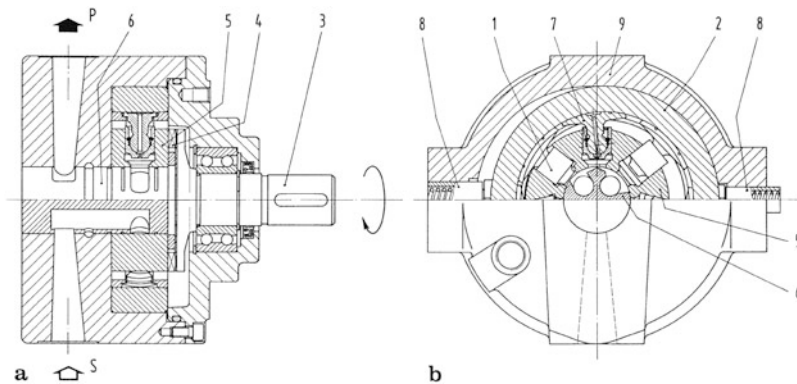


Abb. 3.39 Radialkolbenpumpe, außen beaufschlagt (RKP, Moog). **a** Längsschnitt; **b** Querschnitt

Reibungsverlust in der Elementpaarung Gleitring/Gleitschuh, es erhöht sich im Vergleich zum feststehenden Laufring der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad.

Der Kolbenhub h aller am Außenexzenter anliegenden Kolben ist gleich der doppelten Exzentrizität e , die für die außen abgestützte Radialkolbenmaschine veränderlich ausgeführt wird (Verstellpumpe). Die Anlage der Kolben, damit auch der Kolbenrückzug für den Saughub, erfolgt fliehkraftbedingt. Bei niedrigen Drehzahlen (Anlauf) erzwingt man den Kolbenrückzug mittels eingelassenen Rückzugrings.

Hub h und geometrisches Fördervolumen V_g vergrößern sich mit zunehmender Exzentrizität e , konstruktiv mittels Schwenkens des rahmenförmigen Außenexzenters 2 um den Zapfen im gehäusefesten Drehpunkt 9 (Schwenkrahmenverstellung). Die Stellbewegung wird mittels formschlüssiger Kopplung über Stellkolben und Drehschubgelenk 8 von der elektrohydraulischen Verstelleinrichtung 14 an der Oberseite des Schwenkrahmens eingeleitet. Das Stetigventil 15 beaufschlagt den Stellkolben, dessen Lage über Hebel 16 und Wegaufnahme 17 elektrisch zurückgeführt wird (Servopumpe).

Bei Einheiten mittlerer Leistung ($P_m \leq 80 \text{ kW}$) macht man das Fördervolumen veränderlich, konstruktiv durch Parallelverschieben des ringförmigen Außenexzenters 2 in parallelen Führungsbahnen 9 (Exzenterringverstellung). Die Stellbewegung wird über kraftschlüssige Kopplung von den wechselsinnig wirkenden Stellkolben 8 auf den Exzenterring 2 unmittelbar übertragen, Abb. 3.39.

Diese in der Wirkungsweise mit der Einheit großer Leistung, Abb. 3.37, vergleichbare Variante weist ebenfalls die Paarung Gleitring/Segmentgleitschuh auf, allerdings ohne Umlaufgehäuse, da sich die Gleitschuhe 7 unmittelbar am feststehenden Laufring 2 abstützen. Über Bohrungen in Kolben 1 und Kugelgelenk wird der Lagertasche zum Aufbau eines hydrostatischen Tragdrucks schmierfähige Druckflüssigkeit aus dem Verdrängerraum zugeführt. An die mittigen Dichtstege des verbreiterten Gleitschuhs schließen sich Tragleisten an, die als leicht vorgewölbte Laufsohlen mit der Zylinderfläche des Exzenterrings einen Stauraum (Schmierkeil) bilden und somit einen hydrodynamischen Tragdruck aufbauen (hybrides Radial-Gleitlager). Die Anlenkung des Gleitschuhs innerhalb der Kolbenfüh-

rung macht die Querbelastrung der Paarung Kolben/Zylinder kippmomentfrei und vermeidet das Verkanten der kurzhubigen Kolben. Der Zylinderstern 5 ist auf dem Steuerzapfen 6 gleitgelagert, wobei dem radialen Gleitraum ebenfalls Druckflüssigkeit zum Aufbau eines hydrostatischen Tragdrucks zugeführt wird [144]. Das Wälzlager der Triebwelle 3 nimmt lediglich äußere Lagerkräfte auf. Zusammen ergeben die Gestaltungsmerkmale der Kolbenbauart mit günstigerem Belastungsfall des Kraftausgleichs mit Abstützung auf hydrostatischen Druckfeldern (teilentlastete Gleitflächen), der Verstellgliedform „parallel verschiebbarer Exzenterring“ eine betriebssichere Radialkolbenpumpe in kompakter Bauweise. Leistungsdichte, Wirkungsgradcharakteristik und Lebensdauer genügen auf Grund einer Gestaltoptimierung hohen Anforderungen (RKP, Moog [145]). Durch Baugrößenerweiterung wurde der Anschluss an den oberen Leistungsbereich ($P_m = (80 \dots 220)$ kW) für die Erzeugung großer Förderströme hergestellt (RKP, Voith [146]).

Mit der außen abgestützten Radialkolbenmaschine lassen sich *kurze Stellzeiten* t_b verwirklichen, denn das Verstellglied Außenexzenter weist wegen leichter Drehbarkeit als Schwenkring geringen Reibungswiderstand, wegen kleinen Bauvolumens als Hubring geringe Massenträgheit auf.

Pumpenverstellung Die hydraulische Verstellung schafft die Voraussetzung für hohe Stellgeschwindigkeiten, so dass die innen beaufschlagte Radialkolbenpumpe als Verstellpumpe für vielfältige Steuer- und Regelungsaufgaben insbesondere bei hohen Betriebsdrücken verwendbar ist.

Bei Verstellung über die Nulllage hinaus erfolgt stoßfreie Förderstromumkehr (2 Verstellrichtungen). Die Schlitzsteuerung erlaubt es, die Radialkolbenpumpe auch als Motor für 2 Drehrichtungen zu betreiben (Vierquadrantenbetrieb).

Die Kombination der hydraulischen Stelleinrichtung mit einem zum Baukastensystem ausbaufähigen Programm an Steuer- und Regelgeräten (Verstellprogramm) [136–138, 147–149] ermöglicht es, die Pumpenverstellung unterschiedlichen Steueraufgaben anzupassen, somit die Vorteile der verlustarmen volumetrischen Steuerung (Pumpensteuerung) optimal zu nutzen [150, 151]. Man unterscheidet je nach Steueraufgabe, mehrere *Arten der hydraulischen Verstellung*, die mit den bei der Axialkolbenmaschine, Schrägscheibenbauart, genannten übereinstimmen.

So kann die steuerdruckabhängige Verstellung mit Druckregelung, Abb. 3.40, und Leistungsbegrenzung überlagert werden.

Beim hydraulischen Druckregler ist das Verstellglied „Außenexzenter“ zwischen zwei Stellkolben eingespannt, von denen der kleine ständig, der große durch den Steuerkolben mit der Druckleitung über interne Kanäle verbunden ist. Der Steuerkolben wird durch die Reglerfeder in seiner Endlage gehalten, Abb. 3.40b. Solange der Ausgangsdruck den eingestellten Sollwert unterschreitet, behält der Hubring die Lage größter Exzentrizität bei und die Pumpe erzeugt maximalen Förderstrom. Wird der Drucksollwert erreicht, öffnet der Steuerkolben. Der angeschlossene große Stellkolben wird mit dem Tank verbunden, und die Pumpe regelt über den kleinen Stellkolben auf den verbraucherseitig benötigten Volumenstrom ab. Der Betriebsdruck lässt sich auch fern betätigt mittels vorgesteuerten Druckreglers konstant halten, wobei der Drucksollwert am Druckventil durch Handhebel,

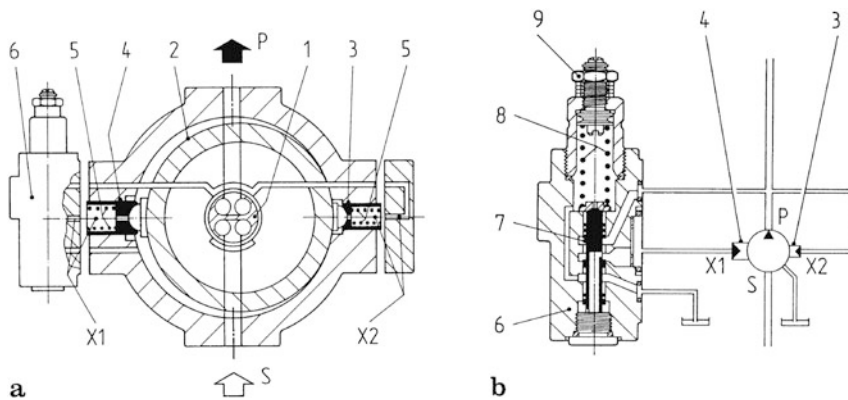


Abb. 3.40 Radialkolbenpumpe mit hydraulischer Hubringverstellung (RKP, Moog). **a** Querschnitt, P Druckseite, S Saugseite. 1 Steuerzapfen, 2 Hubring, 3 kleiner Stellkolben, 4 großer Stellkolben, 5 Stellfedern, 6 Druckregler; **b** Wirkprinzip des einstellbaren Druckreglers (Standard S) als Baustein eines Verstellprogramms für die Pumpensteuerung. 7 Steuerkolben, 8 Reglerfeder, 9 Druck-Einstellschraube

Elektromagnet oder Proportionalmagnet eingestellt werden kann. Über die Druckregelung hinaus ist durch Beschalten mit hydraulischen Steuergeräten die kombinierte Druck-Strom- oder die Leistungsregelung möglich. So lassen sich durch Kombination mit einstellbaren Druckventilen bis hin zu elektrisch angesteuerten Proportionalventilen für die hydraulische Förderstrom-Druck-Regelung erzeugter Betriebsdruck und Volumenstrom dem jeweiligen Bedarf anpassen, so dass Energie günstiger genutzt und Kühlmittel eingespart werden können.

Konstruktive Neuerungen Die elektrohydraulische Verstellung ist im Vergleich zur hydraulisch-mechanischen mit drei zusätzlichen Einheiten ausgestattet:

Lagemesssystem, schnelles Proportional-Wegeventil (Regelventil), Elektronikverstärker. Die Radialkolbenpumpe mit elektrohydraulischer Stelleinrichtung wird der Anforderung nach sehr kurzer Stellzeit für maximale Verstellung ($t_{b,min} = (10 \dots 20) \text{ ms}$) gerecht, mit der sich Reglerfunktionen wie: Förderstromregelung, Druckregelung, Leckölkompensation, ausführen lassen. Als pumpengesteuerter servohydraulischer Antrieb **Servopumpe** erfüllt die Radialkolbenpumpe der innen beaufschlagten Bauart Regelungsaufgaben, die auf Grund geforderter hoher Dynamik und Wiederholgenauigkeit üblicherweise dem ventilgesteuerten servohydraulischen Antrieb vorbehalten sind [145].

Gestaltungsmerkmale wie Kolbenbauart, hydrostatische Abstützung, Verstellgliedform werden nicht nur Anforderungen an die Pumpensteuerung und an das Betriebsverhalten gerecht, sondern sind auch das Ergebnis einer Konstruktionsoptimierung, die Möglichkeiten zur Lärminderung einbezieht. Erregende Wechselkräfte auf Grund der vom Teilungswinkel abhängigen Be- und Entlastung sind klein und werden vom verformungsarmen Hubring aufgenommen, während das Gehäuse vorwiegend die Halterung der Bauteile

übernimmt. Deformationsschwingungen und indirekte Luftschallabstrahlung entstehen somit kaum. Die konzentrische Gehäuseform weist eine kleine Abstrahlfläche auf. Außer der Schallausbreitung mindert man die Schallentstehung durch Vorsteuerschlitze am akustisch aktiven Steuerzapfen. Zur Verlangsamung des Umsteuervorgangs und Minderung des Kompressions- und Expansionseffekts lassen sich lange Drosselkerben degressiver Öffnungscharakteristik mit geringer positiver Überdeckung anbringen [150, 152] ($L_{WA} = (74 \dots 82)$ dB je nach Fördervolumen bei 280 bar und 1500/min) (RKP, Moog [145]).

3.1.11 Reihenkolbenpumpe (Konstant-/Verstellpumpe); Nr. 14, Tab. 3.1

Wirkungsweise Die feststehenden Zylinder liegen parallel in einer Ebene (Reihenordnung). Die Zylinderachsen schneiden die Triebwellenachse senkrecht. Bevorzugt wird die Reihenmaschine mit 3 Zylindern in liegender Anordnung. Die Plungerkolben werden über Kreuzkopf, Schubstange und Kurbelwelle angetrieben (Kreuzkopftriebwerk). Die Ein-/Auslasssteuerung erfolgt mittels selbsttätiger Ventile. Eine am Mantel des Plungerkolbens anliegende Stopfbuchse (als Hohlring-, Kegel- oder Federringpackung) dichtet den Verdrängerraum ab. Durch enges Laufspiel des entsprechend der Packungshöhe langen Ringspalts ist die Reihenkolbenpumpe für höchste Drücke ($p_2 = 1000$ bar, $p_{2max} = 2100$ bar) und mittlerem Förderstrom bei hohem volumetrischen Wirkungsgrad und großer Lebensdauer einsetzbar (z. B. DP, Wepuko Hydraulik; KD, Uraca).

Bei der konventionellen Druckwasserpumpe sind Triebwerk- und Zylindergehäuse durch eine Laterne getrennt und gegeneinander abgedichtet. Dies erlaubt den Einsatz von zahlreichen Fördermedien, insbesondere von nicht schmierenden und niederviskosen Druckflüssigkeiten.

Fasst man die Verdrängerräume zum gemeinsamen Druckanschluss im Zylinderkörper zusammen, verbleibt wegen der kleinen Kolbenzahl eine relativ hohe Pulsation. Auf Grund endlichen Schubstangenverhältnisses und Kompressionswinkels ist die auftretende Förderstrompulsation größer als die geometrisch ermittelte. Bei gesteigerten Drehzahlen reicht der Dämpfungseffekt des Flüssigkeitsvolumens angeschlossener Leitungen nicht mehr aus, um Schwingungsanregung hydraulischer Komponenten zu verhindern. Man strebt daher zur Verbesserung der Gleichförmigkeit einen minimalen Kompressionswinkel an, indem ein steifes Triebwerk und ein möglichst kleiner Schadraum zwischen den Pumpenventilen verwirklicht wird [153].

Pumpenverstellung Da der Hub starrer Kurvenscheiben (Nocken) auf der Triebwelle nicht verstellbar ist, erfolgte die Änderung des Verdrängungsvolumens über die Drehstellung der Kolben um die Zylinderachsen. Die Kolben waren mit schrägen Steuerkanten versehen (Schräggantenregelung). Eine verzahnte Regelstange befand sich mit den auf jedem Kolben befindlichem Ritzel im Eingriff. Dieses für Einspritzpumpen von Dieselmotoren

toren entwickelte Verstellprinzip wurde auf Hydraulikpumpen für den Höchstdruckbereich übertragen (vormalige Bauart Presspumpe, Bosch).

Das am Parallelkolbensystem bewährte Verstellprinzip „Schräggantenregelung“ wird neuerdings auch auf Hubkolbenmaschinen des Axial- und Radialkolbensystems angewendet (Bauart Golle Motor [154]).

3.1.12 Pulsation des Förderstroms: Ungleichförmigkeitsgrad

Um einen kontinuierlichen Förderstrom zu erzeugen, erfolgt die mechanisch hydraulische Energieumformung nach dem Gestaltungsprinzip der „Aufgabenteilung bei gleicher Funktion“ mittels mehrerer paralleler Verdrängerelemente. Diese fördern zeitlich phasenverschoben und erzeugen einen Gesamtförderstrom, dessen Ungleichförmigkeit wegen endlicher Verdrängerelementezahl nur unvollständig verschwindet. Die zugeführte mechanische Energie wird in einen Pulsstrom hydraulischer Art nach Schlösser [155] umgeformt. Die Welligkeit des periodischen Vorgangs wird durch den

kinematischen Ungleichförmigkeitsgrad des Förderstroms beschrieben:

$$\delta q_{V_g}^P = \frac{q_{V_g,\max} - q_{V_g,\min}}{\bar{q}_{V_g}} = \frac{\hat{q}_{V_g}}{\bar{q}_{V_g}}, \quad (3.41a)$$

also durch die Schwingungsbreite \hat{q}_{V_g} bezogen auf den zeitlich linearen (integralen) Mittelwert (DIN 5483 Teil 2, DIN ISO 4391) des momentanen Förderstroms $\dot{V}_g = q_{V_g}(t)$

$$\bar{q}_{V_g} (= q_{V_g,\text{mi}}) = \frac{1}{T} \int_0^T q_{V_g}(t) dt = q_{V_g} \quad (3.41b)$$

gleich dem geometrischen (q_{V_g}), näherungsweise dem theoretischen Förderstrom q_{V_i} , (3.23a). Wegen (3.21b) ergibt sich der kinematische Ungleichförmigkeitsgrad hinreichend genau aus den besonderen Werten \bar{q}_{V_i} , \hat{q}_{V_g} des momentanen Förderstroms $\dot{V}_i = q_{V_i}(t)$

$$\delta q_{V_g} \approx \hat{q}_{V_i} / \bar{q}_{V_i} (= \delta q_{V_i}) \text{ wegen } q_{V_g} \approx q_{V_i} = \bar{q}_{V_i}; \hat{q}_{V_g} \approx \hat{q}_{V_i}. \quad (3.41c)$$

Aus den kinematischen Eigenschaften der Verdrängermaschinenbauarten ergibt sich der Ungleichförmigkeitsgrad als Funktion der Konstruktionsparameter. Bei Zahnpumpen nimmt die Gleichförmigkeit des Förderstroms mit dem Quadrat der Zähnezahl z zu. Für Axialkolbenpumpen ist die Kolbenzahl z der einzige maßgebliche Parameter [156]. Näherungsweise gilt für alle Hubkolbenmaschinen [157]:

$$\delta q_{V_g} = \frac{\pi}{2z} \tan \frac{\pi}{4z} \text{ für ungerade Kolbenzahl,} \quad (3.42a)$$

Tab. 3.5 Kinematischer Ungleichförmigkeitsgrad des Förderstroms in Abhängigkeit von der Verdrängerzahl z der Pumpenbauarten. *a* Zahnradpumpen; *b* Kolbenpumpen

	z	7	8	9	10	11	12	13		
<i>a</i>	δq_{Vg}	31	27	24	22	20	18	16		
	z	3	4	5	6	7	8	9	10	11
<i>b</i>	δq_{Vg}	14	32,5	4,9	14	2,5	7,8	1,5	5	1,1

$$\delta q_{Vg} = \frac{\pi}{z} \tan \frac{\pi}{2z} \text{ für gerade Kolbenzahl.} \quad (3.42b)$$

Nach (3.42) weisen Kolbenmaschinen mit ungerader Kolbenzahl einen kinematischen Ungleichförmigkeitsgrad auf, der ebenso klein ist wie bei der Maschine mit der doppelten (geraden) Kolbenzahl, Tab. 3.5.

Kolbenmaschinen werden daher stets mit ungerader Kolbenzahl ausgeführt. Für Drehkolbenmaschinen ergibt sich eine mehrparametrische Abhängigkeit der Gleichförmigkeit, z. B. bei der Außenzahnradpumpe von Kopf-, und Grundkreisdurchmesser sowie vom Achsabstand [41, 158, 159]. Bei Flügelzellenpumpen ist die Kurvenform des Hubrings maßgebend.

Die Teilvolumenströme sind im Idealfall sinusförmig und bilden einen symmetrischen Mehrphasenvorgang (DIN 5483 Teil 1). Jeder Teilvolumenstrom geht aus dem vorhergehenden durch Phasenverschiebung um den gleichen Drehwinkel $2\pi/z$ hervor. Fördern findet nur während der Arbeitsphase „Druckhub“ statt, d. h. lediglich positiven Halbwellen entsprechen Förderströme. Addiert man die gleichgerichteten Teilförderströme der Verdrängerkammern phasenrichtig, ergibt sich der pulsierende Gesamtförderstrom. Er kann beschrieben werden als Mischvorgang, zusammengesetzt aus dem mittleren Förderstrom als Gleichvorgang und einem Wechselvorgang. Je größer die Phasenzahl, d. h., je mehr Verdrängerkammern gleichzeitig fördern, desto geringer ist die Welligkeit des Vorgangs, Abb. 3.41.

Außer der Anzahl vermindert die Ungeradzahligkeit der Verdrängerelemente die Pulsation. Dies lässt sich nach *Thoma* [8] anschaulich zeigen, indem der symmetrische mehrphasige Sinusvorgang im Zeigerdiagramm (DIN 5483 Teil 3) als gleichseitiges Vieleck dargestellt wird.

Die Förderstrompulsation verursacht eine Druckpulsation, die sich nicht nur auf das Eigengeräusch des Hydrogeräts Pumpe, sondern auf die Gesamtanregung der Hydroanlage und damit auf deren Abstrahlung von Geräuschen auswirkt. Außerdem führen Druckschwankungen zu dynamischer Beanspruchung von Bauteilen, insbesondere an Verbindungselementen.

Bei Volumenstrommessungen kann die Messunsicherheit unzulässig hoch sein, wenn Momentanwerte zu erfassen sind. Die Volumenstrompulsation lässt sich bei bekanntem hydraulischen Eingangsdruck auch aus der gemessenen Druckpulsation bestimmen [160, 161], ISO 9110 Teil 1.

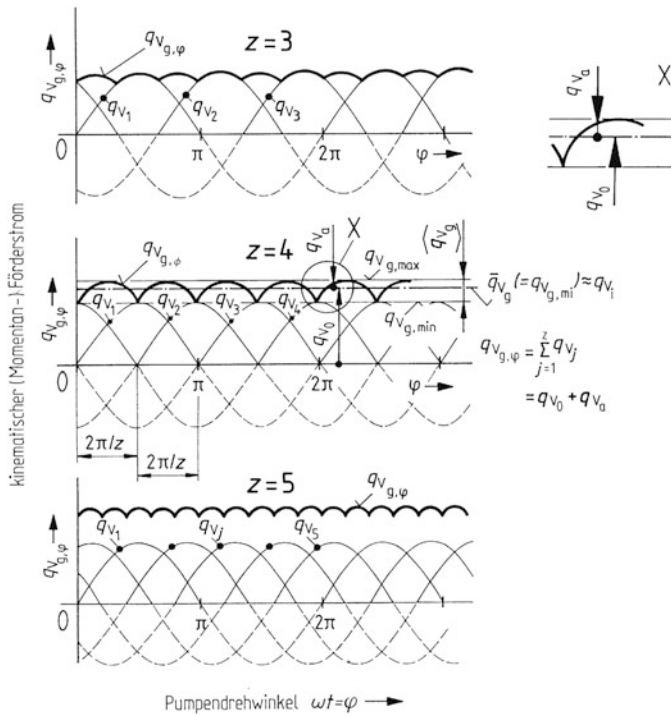


Abb. 3.41 Ablaufdiagramm der geometrischen Teilförderströme q_{Vj} und des Summenförderstroms $q_{Vg,\varphi}$ über Pumpendrehwinkel φ mit kinematischer Förderstromschwankung q_{Vg} und linearem (integralem) Mittelwert näherungsweise gleich theoretischem Förderstrom $\bar{q}_{Vg} \approx q_{Vi}$ am Beispiel der 3-, 4- und 5-Kolbenpumpe nach Backé

Die am Pumpenausgang gemessene Volumenstrompulsation überschreitet die aus kinematischen Größen berechnete erheblich. Man kennzeichnet die nach dem Verdrängergesetz geometrisch ermittelte Ungleichförmigkeit als den *kinematischen Ungleichförmigkeitsgrad* δq_{Vg} . Neben bauartabhängigen Konstruktionsparametern beeinflussen von der Druckflüssigkeit und der Anlage herrührende Betriebsparameter den Förderstrom, dessen Zeitverlauf daher von einem Sinusvorgang abweicht. So unterscheidet sich der *effektive Ungleichförmigkeitsgrad des Förderstroms* δq_{Ve} vom kinematischen durch die folgenden Pulsationsanteile

- *Kompressionspulsation* stellt sich während des Umsteuerns vom Saug- zum Druckraum ein. Öffnet sich die Förderkammer übergangslos, tritt stoßartige Verdichtung des eingeschlossenen, noch unter Saugdruck stehenden Kammervolumens auf. Die Volumenminderung zieht Rückströmung und damit Förderstromverlust nach sich. Je nach Zeitverlauf und Phasenlage bezüglich der geometrischen Förderstromschwankung nimmt die kompressionsbedingte Volumenminderung unterschiedlichen Einfluss auf die Förderstrompulsation.

Die hohe Rückströmgeschwindigkeit führt zu Kompression unter hohem Druckanstieg, der durch Vorkompression gesenkt werden kann. Hierzu wird durch den beginnenden Druckhub das Volumen der abgeschlossenen Kammer verkleinert und dessen Öffnung verzögert, bis annähernd Betriebsdruck erreicht ist. Beim Umsteuern vom Druck- zum Saugraum wird umgekehrt das abgeschlossene Kammervolumen durch den beginnenden Saughub vergrößert, bis sich annähernd Saugdruck eingestellt hat. Die Druckanpassung durch Optimierung der Umsteuerpunkte ist nur für einen Referenzbetriebsdruck möglich. Vorsteuernuten in Steuerscheiben bzw. Steuerzapfen stellen eine einfache Maßnahme zu breiterer Betriebsanpassung der Umsteuergeometrie dar. Hiermit erzielt man eine zeitliche Dehnung des Druckwechsellvorgangs und verlangsamt die verbleibende Rückströmung aus dem Druckraum.

- *Leckstrompulsation* folgt aus oszillierenden Spalthöhen unter Druckpulsation sowie aus zeitlich veränderlicher Dichtspaltgeometrie. Funktionsbedingte Dichtspalte an bewegten Verdrängerelementen weiten sich bei Druckzunahme und stellen indirekten Kurzschluss zwischen Druck- und Saugraum her.

Kräfte leitet man über Gelenke in Triebwerkteile ein. Die Schmierung sich berührender Elemente erfolgt häufig durch Druckflüssigkeit aus dem Verdrängerraum. Zeitlich veränderliche (instationäre) Belastung an Gleitflächen zieht Abwandlungen des hydraulischen Widerstands in Gleiträumen nach sich. Der Schmierstoffdurchsatz schwankt und damit auch der Leckstrom.

Der aus kinematischen Größen ermittelte Ungleichförmigkeitsgrad ist lediglich für kleine Verdrängerelementezahl und im Niederdruckbereich wirklichkeitsnah. Die Gleichmäßigkeit der Verdrängerwirkung unterliegt nicht nur Störungen, die sich aus dem Verdrängerprinzip ergeben. Es treten zusätzliche Pulsationsanteile auf, die sich dem Förderstrom als begleitende Nebengrößen überlagern, Abb. 3.42.

Die tatsächliche Förderstrompulsation wächst mit dem Betriebsdruck deutlich an. Bei den im mittleren und oberen Hochdruckbereich verwendeten Hydropumpen überschreitet der effektive Ungleichförmigkeitsgrad den kinematischen bis zum Faktor 10 [157–161].

Hinweise für die Praxis Bei den Zahnrad- und Schraubenpumpen nimmt der Ungleichförmigkeitsgrad weniger stark mit dem Ausgangsdruck zu, Abb. 3.16a, als bei den Kolben- und Flügelzellenpumpen. Letztere weisen größere Fördervolumina etwa an hohl gebohrten Kolben oder bei kleiner Einstellung an Verstellpumpen auf. Dementsprechend vergrößert sich die Kompressionspulsation, Abb. 3.16b, Abschn. 3.1.3.

Die druckabhängigen Pulsationsteile hängen von weiteren Parametern wie Drehzahl und Viskosität ab. So nimmt der Ungleichförmigkeitsgrad mit der Drehzahl ab, da wegen der Schwingungsdämpfung viskoser Flüssigkeiten die Pulsationsbreite mit höherer Anregungsfrequenz abnimmt. Zusammenfassend gilt nach *Link und Wang* [157]:

- steigender Ausgangsdruck vergrößert den Ungleichförmigkeitsgrad,
- höhere Drehzahl verringert den Ungleichförmigkeitsgrad,
- zunehmende Flüssigkeitstemperatur (abnehmende Viskosität) kann den Ungleichförmigkeitsgrad vermindern.

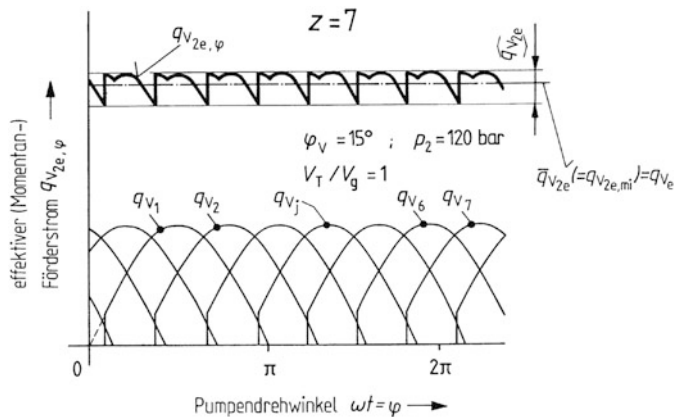


Abb. 3.42 Ablaufdiagramm der effektiven Teilförderströme q_{V_j} und des Summenförderstroms $q_{V_{2e, \varphi}}$ am Pumpenausgang über Pumpendrehwinkel φ mit effektiver Förderstromschwankung $q_{V_{2e}}$ und Mittelwert gleich effektivem Förderstrom $\bar{q}_{V_{2e}} \approx q_{V_e}$ am Beispiel einer Axialkolbenpumpe mit 7 Kolben bei festen Auslegungsparametern Vorkompressionswinkel φ_V , Verhältnis Tot- zu-Hubvolumen V_T/V_g , Ausgangsdruck p_2 nach Theissen, Risiken [32]

Die gerade bzw. ungerade Verdrängerelementezahl hat als Beurteilungskriterium für die Gleichförmigkeit des Förderstroms an Bedeutung verloren. Dies schränkt auch Varianten wie Kolbenpumpen mit Kurventriebwerken für pulsationsfreien Förderstrom hinsichtlich ihres Nutzwerts ein, da die Optimierung allein nach kinematischen Kriterien unzureichend ist [162, 163].

Der theoretisch 5fach so hohe Ungleichförmigkeitsgrad einer Achtzylinder-Axialkolbenpumpe im Vergleich zur Neunzylinderpumpe ist tatsächlich nur um 22 % höher. Wird die Körperschallanregung von der resultierenden Axialkraft maßgeblich verursacht, so ist deren Verminderung durch Einflussnahme auf den Zylinderdruckverlauf und die Druckwechselfunktion beim Umsteuern anzustreben.

Hier zeigte sich, dass die Druckpulsation einer optimierten Achtzylinderpumpe zwar etwas größer als die einer Neunzylinderpumpe ist. Deren zu Deformationsschwingungen führende, daher als Schallanregung wirksame Axialkraft beträgt jedoch das Doppelte derer bei der Achtzylinderpumpe [164].

3.1.13 Hydroanlage als Geräuschquelle. Lärmschutzmaßnahmen

Hydrogeräte und -anlagen bringen Geräusche hervor, die wesentlich zum Gesamtgeräusch von Maschinen (Anlagen) beitragen und wegen ihrer Lautstärke und Zusammensetzung zu Geräuschbelästigung und im Extrem zu Gehörschäden führen können (VDI 2058). Höhere Energiepotenziale steigern grundsätzlich die Möglichkeit der Beeinträchtigung von Perso-

nen. Lärm setzt die Wahrnehmbarkeit von Signalen herab, führt zu Missverständnissen und Fehlverhalten, so dass auch die Arbeitssicherheit vermindert wird.

Es bestehen daher zur Lärmbegrenzung *rechtliche Anforderungen an den Schallschutz*, die sich in Gesetzen, Verordnungen und Vorschriften niederschlagen und Betreibern wie Herstellern die Messung und Beurteilung von Geräuschen in Betrieben auferlegen.

Für die Planung und Erweiterung von Anlagen stellt man die Geräuschsituation systematisch dar (VDI 2570), indem der Istzustand der *Geräuschimmission*, d. h. der Einwirkung des Gesamtgeräuschs auf bestimmte Stellen, etwa am Arbeitsplatz, im Betriebsgebäude oder auf dem Betriebsgelände unabhängig von der Art des Geräuschs einheitlich ermittelt wird (DIN 45 645 Teile 1 und 2). Bei der anschließenden Beurteilung der Geräuschimmissionen (Beurteilungspegel L_T) ist der Betreiber technischer Arbeitsmittel an das Bundes-Immissionsschutzgesetz (BImSchG), die Arbeitsstättenverordnung (ArbStV) und die Unfallverhütungsvorschrift Lärm (UVV Lärm) gebunden (VBG 121). Letztere schreiben vor, dass der Beurteilungspegel am Arbeitsplatz 85 dB nicht überschreiten darf. Dies gilt auch für bereits bestehende oder wesentlich geänderte Arbeitsplätze. Die EG-Richtlinie über Lärmschutz am Arbeitsplatz (86/188/EWG) stellt vergleichbare Anforderungen.

Für Planungen sollte darüber hinaus der Istzustand der *Geräuschemission*, d. h. der Abstrahlung von einer bestimmten Stelle, insbesondere von Geräusch bestimmenden Schallquellen, festgestellt werden. Geräuschverursachende Betriebszustände lassen sich so analysieren und die Einhaltung vereinbarter Emissionswerte nachweisen. Der Hersteller von Maschinen ist an das Geräte- und Produktsicherheitsgesetz (GPSG) gebunden und darf nur solche Arbeitsmittel in Verkehr bringen, die den anerkannten Regeln der Technik genügen. Hierzu zählen die Vorschriften des Lärmschutzes an Maschinen (89/392/EG), insbesondere die EG-Richtlinie „Lärm“ (2003/10/EG), ebenso wie die „Allgemeinen Leitsätze für das *sicherheitsgerechte Gestalten technischer Erzeugnisse*“ (DIN EN ISO 12100 Teil 1 und 2, VDI 2244), nach denen beim Betrieb auftretende Gefahren – hier durch Lärm und Erschütterungen – abzuwehren sind. Die „Allgemeinen Gestaltungsleitsätze“ schließen die ergonomische Gestaltung technischer Erzeugnisse ein. Mit dem Energiefluss in technischen Einrichtungen können sich Wellen als akustische Energie ausbreiten. Damit ist ungewollt Lärm verbunden. Um Belästigungen, Behinderungen und Gefährdungen von Menschen fern zu halten, hat die gesamte Hydroanlage den Anforderungen einer *ergonomiegerechten Konstruktion* zu genügen. Zur Lärmbegrenzung sind konstruktive Hinweise aus Einzelrichtlinien (VDI 2242 Bl. 2; VDI 3720 Bl. 5, EN ISO 11688-1 und -2) und dem sonstigen Schrifttum zu entnehmen [165–182].

3.1.13.1 Geräuschemission. Messverfahren und Emissionskenngrößen

Der unmittelbar an die Umgebung abgestrahlte Schall (Luftschallemission) wird nach unterschiedlichen Verfahren der *Geräuschmessung an Maschinen* bestimmt.

Das *Hüllflächenverfahren* (DIN EN ISO 3744) ermittelt die von einer Maschine abgestrahlte Schalleistung mit Hilfe von Schalldruckmessungen auf einer Hüllfläche, die eine Maschine umgibt bei freier Schallausbreitung (reflektionsarmer Raum). Beim Hallraumverfahren ist die Maschine in allseits geschlossener Umgebung (nahezu vollständig

reflektierendem Raum) aufgestellt, die speziell so gestaltet ist, das sich für breitbandige Quellen oder tonale und schmalbandige Quellen (DIN EN 23741) die vorgegebene Hallzeit einstellt.

Demgegenüber ermittelt die *Schallintensitätsmessung* die von einzelnen Geräuschquellen abgestrahlte Schalleistung. Erfolgt die Druckmessung für ein freies Schallfeld (über einer reflektierenden Ebene), ist die Intensitätsmessung an diskreten Punkten (DIN EN ISO 9614–1) oder mit kontinuierlicher Abtastung (DIN EN ISO 9614–2,3) unabhängig von den Eigenschaften des jeweiligen Raums.

Schalltechnische Begriffe. Geräuschemissions-Kenngrößen werden aus Schallpegeln hergeleitet, also aus logarithmierten Verhältnissen einer Schall-Feldgröße oder einer Schall-Leistungsgröße zu einer gleichartigen Bezugsgröße (DIN 5493). Beim Schalleistungsspiegel L_W ist die Schall-Leistungsgröße die abgestrahlte Schalleistung P , Bezugsschalleistung $P_0 = 1 \text{ pW}$ (DIN 1320, DIN 45 630 Teil 1 und DIN EN ISO 389, Teil 7, DIN ISO 226)

$$L_W = 10 \lg (P/P_0) \text{ dB.}$$

Ausgehend von einem Schallstrahler mit kugelförmig sich ausbreitender Welle, stehen die Leistungsgröße Schalleistung P und die Feldgröße Schalldruck p über den Schallfluss q in Beziehung. Bei Schallausbreitung im verlustfrei angenommenen Medium Luft gilt

$$P = pq.$$

Die Feldimpedanz Z_F ist der Quotient aus dynamischer bzw. kinematischer Feldgröße Schalldruck p und Schallschnelle v

$$Z_F = p/v$$

Verknüpft man die Schallfeldgrößen und berücksichtigt, dass der Schallfluss q das Integral der Schallschnelle v über die Hüllfläche S ist und bei der Kugelwelle die Feldimpedanz Z_F durch die Feldkennimpedanz Z_{F0} beschrieben werden kann,

$$q = vS, \quad Z_F = Z_{F0} = \rho c_a,$$

so ergibt sich die Schalleistung aus Schalldruck p und Hüllfläche S

$$P = pq = pvS = p^2 \frac{S}{Z_{F0}} = \frac{p^2}{\rho c_a} S.$$

Die Schalleistung ist also proportional dem Schalldruckquadrat und der Hüllfläche und hängt sonst invers von Luftdichte ρ und Schallgeschwindigkeit c_a ab. Das Hüllflächenverfahren misst den Schalldruck p und den Messflächeninhalt S , bildet mit dem Bezugsschalldruck $p_0 = 20 \text{ } \mu\text{Pa}$ und dem Bezugsflächeninhalt $S_0 = 1 \text{ m}^2$ die logarithmierten Verhältnisse Messflächen-Schalldruckpegel L_p bzw. Messflächenmaß L_S

$$L_p = 20 \lg (p/p_0) \text{ dB} = 10 \lg (p^2/p_0^2) \text{ dB,}$$

$$L_S = 10 \lg (S/S_0) \text{ dB.}$$

Durch Logarithmieren folgt aus der multiplikativen Verknüpfung von Feldgrößen die additive Verknüpfung von Pegeln. Entsprechend errechnet sich der Schalleistungspegel L_W aus der Summe von Messflächen-Schalldruckpegel L_p und Messflächenmaß L_S (Direktverfahren).

$$L_W = L_p + L_S.$$

Weitere Erläuterungen zu schalltechnischen Begriffen der Maschinenakustik z. B. für Pegel, Ausbreitung, Wandlerparameter siehe DIN 1320, DIN 45 630 Teil 1, DIN EN ISO 389 Teil 7. DIN ISO 226 [164–167].

Wichtigste Geräuschemissions-Kenngröße einer Maschine (DIN EN ISO 3744) ist der

- *A-Schalleistungspegel* L_{WA} . Dieser hängt nicht von den akustischen Eigenschaften der Umgebung ab, stellt somit eine maschineneigene Kenngröße dar. Für die festgelegten typischen Aufstellungs- und Betriebsbedingungen wird diese Kenngröße durch zeitliches und räumliches (über die Messfläche energetisches) Mitteln des gemessenen Schalldruckpegels (Mittelungspegel DIN 45 641), Korrigieren von Fremdgeräusch- und Umgebungseinflüssen sowie durch eine der menschlichen Hörempfindlichkeit angepasste frequenzmäßige Bewertung (A-Filterkurve) ermittelt. Der A-Schalleistungspegel ergibt sich aus der Summe

$$L_{WA} = \bar{L}_{pA} + L_S$$

mit \bar{L}_{pA} mittlerer korrigierter A-bewerteter Schalldruckpegel, L_S Messflächenmaß.

Der früher häufig benutzte Schalldruckpegel L hängt vom Messabstand und den akustischen Eigenschaften des Maschinenaufstellungsorts ab und reicht deshalb ohne zusätzliche Festlegungen zur Kennzeichnung der Gesamtemission nicht aus.

Ergänzend zum A-Schalleistungspegel zu bestimmende Geräuschkenngrößen lassen sich als je nach Zweck erforderliche *Zusatzangaben* ebenfalls aus dem Hüllflächenverfahren (DIN EN ISO 3744) gewinnen.

- *Arbeitsplatzbezogener Emissionswert* L_{pA} ist der zeitlich gemittelte (energieäquivalente) A-Schalldruckpegel (L_{pAeq} DIN 45 641) am Arbeitsplatz, d. h. in der Nähe der Maschine (Ohrnähe des Bedieners). Für nicht definierte Arbeitsplätze kann häufig der A-Messflächen-Schalldruckpegel \bar{L}_{pA} in 1 m Abstand von der Maschine als Anhaltswert für den A-Schalldruckpegel L_{pA} benutzt und unter bestimmten Bedingungen aus dem A-Schalleistungspegel errechnet werden nach

$$\bar{L}_{pA} = L_{WA} - L_S = L_{WA} - 10 \lg (S/S_0) \text{ dB}$$

- mit Inhalt der einhüllenden Fläche S und Bezugsflächeninhalt $S_0 = 1 \text{ m}^2$. Hieraus geht hervor, dass der mittlere Schalldruckpegel \bar{L}_{pA} auf halbkugelförmiger Hüllfläche von 1 m Radius um 8 dB niedriger als der Schalleistungspegel L_{WA} ist. Diese an einem Messpunkt des Schallfelds bestimmte oder aus der 1-m-Messfläche abgeschätzte

Geräuschemissions-Kenngröße (L_{pA} , \bar{L}_{pA}), die gleichermaßen von Störeinflüssen bereinigt für festgelegte Aufstellungs- und Betriebsbedingungen gilt, beschreibt ergänzend zum A-Schalleistungspegel die Geräuschemission von Maschinen.

Um den Beitrag einzelner Teilschallquellen an der Gesamtschallmission identifizieren und quantifizieren zu können, rückt die Geräuschemessung nach dem Intensitätsverfahren (DIN EN ISO 9614 Teil 1 bis 3) in den Vordergrund.

- *Schallintensität* $I(t)$. Diese ist als Mittelwert des Produkts von Schalldruck p und Schallschnelle v , also durch

$$I(t) = \overline{p(t) \cdot v(t)}$$

definiert und besitzt als vektorielle Größe außer dem Betrag eine Richtung. Damit läßt sich bei Intensitätsmessungen die Schallenergieflußrichtung bestimmen, die jeweilige Schallquelle orten und eine Lärminderung an Hydropumpen oder Hydroaggregaten gezielt vornehmen [183, 184].

Maschinenspezifische Folgeteile für die Geräuschemessung nach dem Hüllflächenverfahren legen Messbedingungen wie Messflächenform, Messabstand, Aufstellung und Hauptbetriebszustand fest. Insbesondere werden zusätzlich zum A-Schalleistungspegel L_{WA} zu bestimmende Geräuschemissions-Kenngrößen angegeben. Geräuschemessungen für Typprüfungen an *Hydropumpen* (DIN 45 635 Teil 26) und an *Hydroaggregaten* der Stationärhydraulik, die nicht Bestandteil einer Maschine sind (DIN 45 635 Teil 41), erfolgen auf einer Quader-Messfläche mit definierter Messpunktanordnung im Messabstand von $d = 1$ m zum einhüllenden Bezugsquader, bei fremdgeräuschfreier Aufstellung, Dauerbetriebsdruck und lastfreiem Betrieb. Zusatzangaben können das Schalldruckspektrum, die Impulshaltigkeit und der A-Schalldruckpegel über der Drehzahl am lautesten Messpunkt sein.

Emissionskennwerte technischer Schallquellen (ETS) werden nach dem Hüllflächenverfahren und maschinenspezifischen Folgeteilen für einzelne Maschinenarten ermittelt, um den Vergleich der Geräuschemission von Maschinen gleicher Art verschiedener Hersteller zu ermöglichen. Der Istzustand der Geräuschemission betrieblicher Schallquellen ist für bestimmte Maschinengruppen aus VDI-Richtlinien („VDI-ETS-Richtlinien“) entsprechender maschinenspezifischer Teile (VDI 3729 ff.) zu entnehmen. Statistisch zu erwartende mittlere Emissionskennwerte werden als Geräuschkennlinien dargestellt, deren Abhängigkeit von Maschinenkenngröße und Zusammenhang zu unterschiedlichen Bauarten aufgezeigt. Der *Stand der Lärminderungstechnik* ist durch denjenigen Schallpegel gegeben, der bei der entsprechenden Maschinengruppe mit vertretbarem technischen Aufwand unter Anwendung der Regeln der Lärminderungstechnik erreicht und unterschritten wird. Häufig ist die Geräusch-Kennzeichnung durch eine einzige Kennzahl nicht ausreichend. „VDI-ETS-Richtlinien“ vermitteln somit eine Entscheidungshilfe für die akustische Beurteilung einzelner Maschinen und geben außerdem erste Hinweise auf Maßnahmen zur Geräuschminderung.

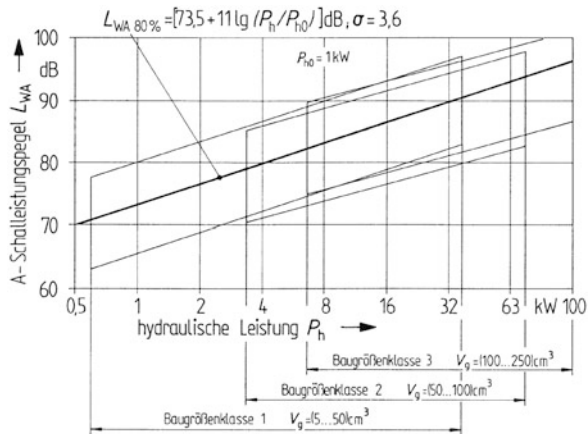


Abb. 3.43 80 %-Summenhäufigkeitskennlinie des Schalleistungspegels mit Standardabweichung σ gängiger Varianten der Axialkolbenpumpe im Nutzleistungsbereich $P_h = (0,5 \dots 125) \text{ kW}$, für den Betriebsdruckbereich $p_2 = (25 \dots 300) \text{ bar}$ bei den Drehzahlen $n = (1500, 1800, 2300) \text{ min}^{-1}$ über 3 Baugrößenklassen mit sich überschneidenden Streubereichen nach Lang und Nafz [176]

Emissionskennwerte für Hydropumpen

Um Emissionskennwerte marktgängiger Hydraulikpumpen, die nach Zeitpunkt der Markteinführung, Gestaltung und Betriebszustände erheblich streuen, übersichtlich wiedergeben zu können, ist die Darstellung der Geräuschkennlinie über dem Betriebsdruck mit Baugröße und Drehzahl als Parametern (VDI 3720 Bl. 5), Abb. 3.15, nicht geeignet. Vielmehr empfiehlt sich die Auftragung des A-Schalleistungspegels über der hydraulischen Leistung P_h , (3.33a). Diese Maschinenkenngröße macht die Geräuschemission von Hydraulikpumpen direkt vergleichbar, die bei unterschiedlichen Betriebsparametern fördern, jedoch eine identische Nutzleistung abgeben. Der statistische Zusammenhang zwischen erfassten Betriebsparametern (Baugröße, Betriebsdruck, Drehzahl) ergibt sich mit Hilfe der *multiplen Regression*. Für die wichtigen Grundbauarten Axialkolben-, Außenzahnrad-, Flügelzellen- und Innenzahnradpumpe ist die 80 %-Summenhäufigkeitskennlinie des A-Schalleistungspegels im festgelegten Leistungs-, Betriebsdruck- und Baugrößenbereich angegeben, so dass sich Hersteller und Betreiber über den derzeitigen Stand der Lärminderungstechnik orientieren können, Abb. 3.43.

Mit der Regressionsgleichung kann der Einfluss einzelner Betriebsparameter auf die Geräuschemission bauartabhängig beschrieben und als Regressionsebene dargestellt werden, Abb. 3.44.

So nimmt bei der geräuscharmen Innenzahnradpumpe die Geräuschemission mit dem Betriebsdruck relativ stark zu.

Der Vergleich mit den übrigen bauartbezogenen Regressionsebenen ergibt, dass der Betriebsdruck bei der Außenzahnrad- und der Flügelzellenpumpe geringen, bei der Axialkolbenpumpe den stärksten Einfluss auf die Geräuschemission hat. Eine Baugrößenzunahme wirkt sich bei der Axialkolbenpumpe am deutlichsten, eine Drehzahlerhöhung hingegen bei allen Bauarten merklich auf das Anwachsen der Geräuschemission aus [176].

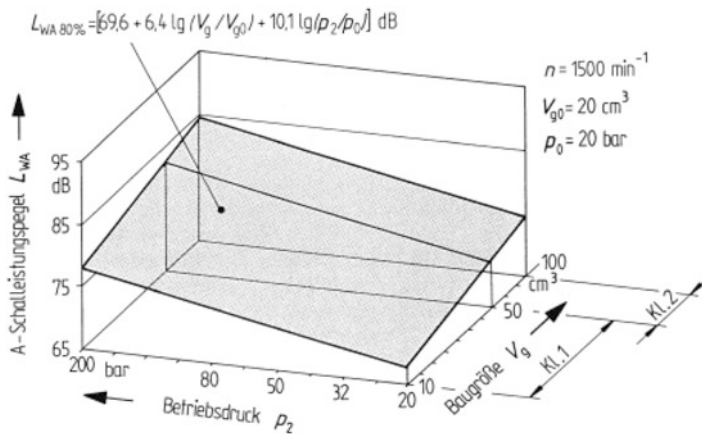


Abb. 3.44 Regressionsebene des Emissionskennwerts „A-Schalleistungspegel“ marktgängiger Varianten der Innenzahnradpumpe im Nutzleistungsbereich $P_n = 0,60$ kW für den Betriebsdruckbereich $p_2 = 25 \dots 300$ bar bei der Drehzahl $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ über zwei Baugrößenklassen nach Lang und Nafz [176]

3.1.13.2 Grundsätze der Geräuschminderung. Richtlinien des lärmarmen Gestaltens

Zur systematischen Geräuschminderung sind grundsätzliche Gesichtspunkte zusammengestellt (VDI 2570, EN ISO 11 688–1,2) [169–171]. Maßnahmen an der Schallquelle zur Beeinflussung der Geräuschursache strebt man als *primäre Maßnahmen* in erster Linie an. Ist dies zu kostspielig oder nicht möglich, sollte die Lärmeinwirkung durch Maßnahmen auf dem Ausbreitungsweg und am Einwirkungsort, d. h. durch *sekundäre Maßnahmen* gemindert werden. Lärminderung an der Schallquelle kann durch Wahl geräuscharmer Arbeitsverfahren, Änderung oder Ersatz von Maschinenelementen, Ersatz lauter Maschinen oder Wartung erreicht werden.

Die zweckmäßige Wahl des Verdrängerprinzips bei der Pumpenauswahl hinsichtlich geringer Geräuschemission, Abschn. 3.1.3, Abb. 3.15, entspricht dem Ersatz lauter Maschinen, einer bereits bei der Anlagenplanung zu beachtenden primären Maßnahme. Die Änderung von Maschinenelementen ist vom Betreiber nachträglich meist nicht ausführbar, so dass dieser i. Allg. auf die Wartung und sekundäre Maßnahmen angewiesen ist. Andererseits stellen Maßnahmen des lärmarmen Konstruierens Denkanstöße für Verhandlungen mit Herstellern dar.

Die für den Betreiber bestimmten Grundsätze der Lärminderung im Betrieb finden ihre Ergänzung in Hinweisen zur konstruktiven Lärminderung (VDI 3720 Bl. 2), die sich vorrangig an den Hersteller richten. Von den *technischen Gesichtspunkten der Lärminderung im Betrieb* sollten bei der Produktentstehung bereits jene weitgehend verwirklicht werden, die im Sinne eines systematischen Vorgehens beim lärmarmen Gestalten als *technische Möglichkeiten zur konstruktiven Lärminderung* gekennzeichnet sind. Die-

se gliedern sich in folgende Wege, die speziell für Hydrokomponenten und -systeme wie folgt dargestellt sind (VDI 3720 Bl. 5):

- *Mindern der Schallentstehung* durch konstruktive Änderungen an akustisch aktiven Bauteilen,
- *Mindern der Schallübertragung* durch Dämmen und Dämpfen von Körper- und Flüssigkeitsschall,
- *Mindern der Schallabstrahlung* durch konstruktive Maßnahmen an den Hauptabstrahlflächen.

Die der Geräuschminderung vorausgehende Analyse der Geräuschsituation gründet sich nicht allein auf maschinentypische Geräuschemissions-Kenngrößen, Abschn. 3.1.13.1, sondern auch auf die Ermittlung der Geräuschursachen der jeweiligen Schallquellenart. Die von Hydrogeräten verursachten Geräusche entstehen hauptsächlich auf *indirektem Weg* durch Schwingungen an Bauteilen. Auf Grund von Kopplung oder Leitung führen Schwingungen als Körper- und/oder Flüssigkeitsschall an Maschinenoberflächen zur Abstrahlung von Luftschall. Eine der Hauptgeräuschquellen in Hydroanlagen ist die Hydropumpe (VDI 3720 Bl. 5).

Je nach Art der Krafteinwirkung kann das Pumpengeräusch hydraulische und mechanische Ursachen haben. Die *wesentlichen Geräuschursachen* beruhen auf folgenden Mechanismen:

Förderstrompulsation durch endliche Anzahl von Verdrängerkammern, geometrisch bedingt, zieht Druckwechsellvorgänge (Druckpulsation) nach sich, die sich als *Flüssigkeitsschall* vom Verdrängerraum in Leitungen fortpflanzen. Die Grundfrequenz der Druckschwankungen entspricht der Zahl sich überlagernder Verdrängungsvorgänge je Bewegungsperiode.

Druckaufbau beim Umsteuern von Saug- auf Druckseite erfolgt mit hoher Flankensteilheit, so dass Kompressionspulsationen (Druckimpulse) das Pumpengehäuse mit Wechselkräften beaufschlagen und zu Deformationsschwingungen anregen. Diese gelten als Hauptursache der Geräuschentstehung. Gehäuseschwingungen werden als *Körperschall* über angekoppelte Bauteile fortgeleitet. Wird der Auslass der Verdrängerkammern vor Beendigung des Fördervorgangs geschlossen, entstehen Druckspitzen infolge Quetschraumbildung, die ebenfalls erhöhtes Geräusch entstehen lassen.

Ansaugvorgang kann mit Ausscheiden von Luft bei großer örtlicher Druckdifferenz und anschließendem schlagartigen „In-Lösung-Gehen“ (Aeration) verbunden sein. Dieser Vorgang tritt besonders dann auf, wenn Druckflüssigkeit ungelöste Luft enthält, somit durch *Strömungsgeräusche* die Geräuschentstehung verstärkt.

Mechanische Geräusche werden von relativ zueinander bewegten Verdränger- und Triebwerkelementen hervorgerufen, die zu *körperschallerzeugenden Wechselkräften* führen. Erregerursachen können unausgeglichene Massenkräfte, oszillierend bewegte Triebwerkteile, Teilungsfehler an Zahnrädern, elastische Verformungen von Wälzkörpern und Laufringen an Wälzlagern, die Laufgeometrie beeinträchtigende Form- und Lageabweichungen der Umbauteile sein [172, 173].

3.1.13.3 Lärminderung an der Schallquelle

Vorrangiges Ziel konstruktiver Lärminderung ist es, Schallenergie an der Stelle der Lärmmentstehung zu verringern. Gestaltungsmaßnahmen, die schallerzeugende Vorgänge beeinflussen, sind zudem am wirksamsten und wirtschaftlichsten. Um Eigengeräusche der Einzelschallquelle Pumpe und Schallanregungen angekoppelter Bauteile herabzusetzen, ist die *Lärminderung an und mit akustisch aktiven Bauteilen* vorzunehmen. Liegt mit dem Verdrängerprinzip einer Pumpenbauart die Konstruktionscharakteristik nach dem Arbeitsprinzip fest, bleiben Gestaltung, Werkstoff, Bearbeitungsqualität konstruktiv beeinflussbare schalltechnische Aspekte. Des Weiteren folgen aus der Funktionsart der Maschinenelemente Einwirkungsmöglichkeiten auf die Schallentstehung. Aus Konstruktionscharakteristik und Funktionsart der Maschinenelemente leiten sich Minderungsmaßnahmen her, die es ermöglichen, im ersten Fall hydraulisch, im zweiten Fall mechanisch bedingte Geräusche herabzusetzen [174–179].

Geräuschanalyse durch Messung

Um die abgestrahlte Schalleistung einzelner Schallquellen an Hydrogeräten zu ermitteln, erweist sich die *Intensitätsmessung an Hydropumpen* (ISO 16 902 Teil 1) als ein angepasstes Verfahren [183, 184],

Geräuschanalyse durch Rechnersimulation

Zur Klärung der Zusammenhänge bei der Geräuschenstehung nutzt man Simulationswerkzeuge, um durch *strukturdynamische Analyse* die Lärminderung an Verdrängerpumpen, deren Kopplungen und Leitungen zu optimieren.

Simuliert man die *Schwingungsanregung im Zahneingriff* der Förderverzahnung von spielfreien Außenzahnradpumpen mit Rückenflankendichtung, lassen sich anhand der Schwankungsbreiten im Zahnkraft- und Winkelgeschwindigkeitsverlauf verschiedene Verzahnungsvarianten nach Pulsationsarmut bewerten [185].

Einen Schwerpunkt bildet die Simulation des Schwingungsverhaltens von Axialkolbenpumpen der Schrägscheibenbauart. Anhand eines FE-Pumpenmodells, das neben Gehäuseteilen relevante Innenteile abbildet, berechnet man alle aus den Zylinderdrücken herrührenden *Kräfte und Momente am Triebwerk*. Die Simulationsergebnisse werden mit experimentellen Strukturuntersuchungen (Modalanalyse) verglichen. Aus den *berechneten Körperschallmaßen* („Schwingungsempfindlichkeit“) vor und nach der Optimierung leiten sich Strukturmodifikationen ab [186–189].

Koppelt man spezialisierte Simulationswerkzeuge für Hydraulik und Mechanik (Co-Simulation), lassen sich die *Druckänderungsvorgänge beim Umsteuern* simulieren. Hiernach erfolgt die Strukturmodifikation des Steuerspiegels, um über Veränderungen der Umsteuergeometrie die Geräuschenstehung zu mindern [190], Abschn. 7.3.5.2.

Konstruktive Verbesserungen zur Geräuschkinderung

Der Druckwechsel zwischen Hoch- und Niederdruck beim Umsteuern ist der wesentliche schwingungsanregende Mechanismus, der insbesondere an Axialkolbenmaschinen Geräusche entstehen lässt. Um Förderstrom- und Druckpulsation zu mindern, werden *aktive Primärmaßnahmen* untersucht, die in den Druckverlauf eingreifen durch:

- Aktor direkt im Umsteuerbereich,
- Verkipfung der Schrägscheibe,
- Änderung der Kerbgeometrie durch Aktor.

Im Gegensatz zu herkömmlichen (passiven) konstruktiven Minderungsmaßnahmen sollen aktive Maßnahmen nicht nur in einem Arbeitspunkt sondern über den gesamten Förderbereich pulsationsmindernd wirken. Die strukturdynamische Simulation bildet die Wirkung eines *hochdynamischen Piezoaktors* für die beiden erstgenannten Maßnahmen ab. Im Umsteuerbereich sinkt die Pulsation um ein Drittel, mit einer leistungsschwächeren Aktorvariante in Ventilausführung ließe sich die Pulsation bis auf die kinematische senken [191].

Beispiele für das Mindern der Schallentstehung an Hydropumpen durch *passive Primärmaßnahmen* (VDI 3720 Bl. 2 und 5). Minderungsmaßnahmen hydraulisch bedingter Geräusche infolge:

Förderstrompulsation. Gestaltungsmöglichkeiten, die auf die Flüssigkeitsschallentstehung einwirken, folgen aus dem Verkleinern des Ungleichförmigkeitsgrads über:

- *Anzahl, Form und Anordnung von Verdrängerelementen* durch: Außenradpaar großer Zähnezahlsomme, Innenradpaar kleinen Zähnezahlnunterschieds, optimierte Verzahnungsgeometrie, Profilform günstiger Schmiegun, Abb. 3.21;
- Verdoppelung der Zahnkammern mittels zweiströmiger Pumpe (S, DUO-Pumpe) oder Spielfreiheit mittels Sonderprofilform (AZPJ, SILENCE PLUS-Pumpe), Abschn. 3.1.5 und Abb. 3.45;
- große Zellenanzahl bei ungerader Flügelzahl, Abstimmen der Zellenzahl zum Drehwinkel, Abb. 3.24, an Flügelzellenpumpen;
- Auslegen der Hubkurve auf Kammern symmetrischer Förderkurven, Abb. 3.28, an Sperrflügelpumpen;
- große und ungerade Verdrängerelementezahl (7 oder 9 Kolben) an Kolbenpumpen, Kolbenträger mit versetzter Kolbenteilung oder mehrreihigen Radialkolbenpumpen, Bilder 3.31 bis 3.38, [38–46, 192–198].

Druckaufbau. Gestaltungsmöglichkeiten, die auf die Körperschallentstehung einwirken, zielen auf Druckanpassung (Verzögern des Druckwechsellvorgangs, Vorkompression, -expansion) und Quetschölabfuhr mittels Optimierung der Umsteuergeometrie sowie der Kraftleitung an akustisch aktiven Bauteilen durch:

- *Entlastungsnuten* unterschiedlicher Lage und Form im Gehäusedeckel an Zahnradpumpe [41], Abb. 3.45;
- *Vorsteuerschlitz*e kleinen Drosselquerschnitts mit unterschiedlicher Öffnungscharakteristik (progressiv, degressiv) [199] und abgestimmter Phasenlage in Steuerscheibe an Zahnrad- und Flügelzellenpumpen, im Steuerspiegel oder Steuerzapfen an Kolbenpumpen, Abb. 3.46;
- Dichtzonenverlagerung von der Druck- zur Saugseite an Außenzahnradpumpe, Abb. 3.18; Höhenverstellung des Hubrings an Verstellflügelzellenpumpen, Abb. 3.23; Verdrehen des Steuerspiegels, unsymmetrische Teilung der Steuerkanten, druckabhängig verstellbare Steuerplatte, Vorsteuerventile an Kolbenpumpen [164, 192–198];

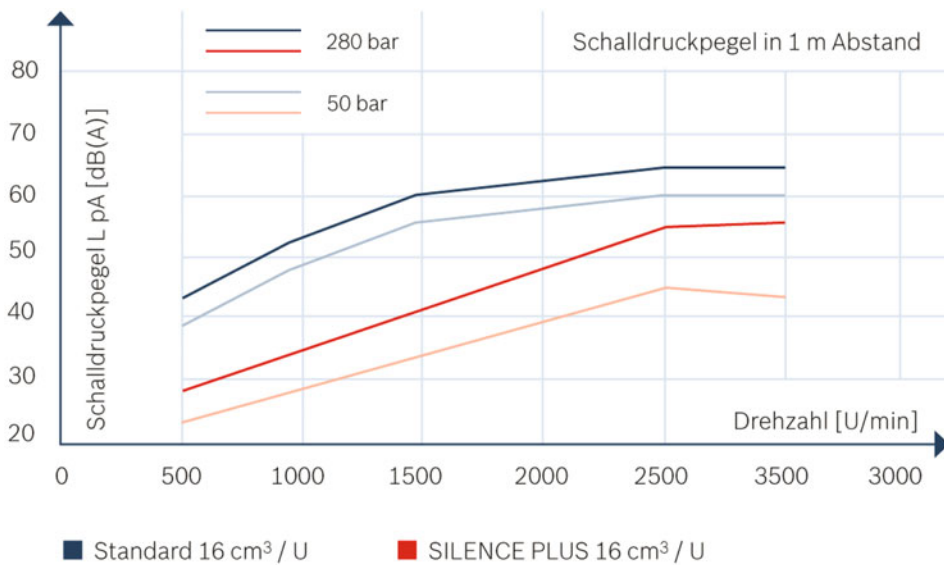


Abb. 3.45 Geräuschreduzierte Außenzahnradpumpe (AZPJ, Bosch Rexroth). Schalldruckpegel der Pumpe mit Sonderverzahnung im Vergleich zur Standardverzahnung abhängig von Drehzahl und Förderdruck

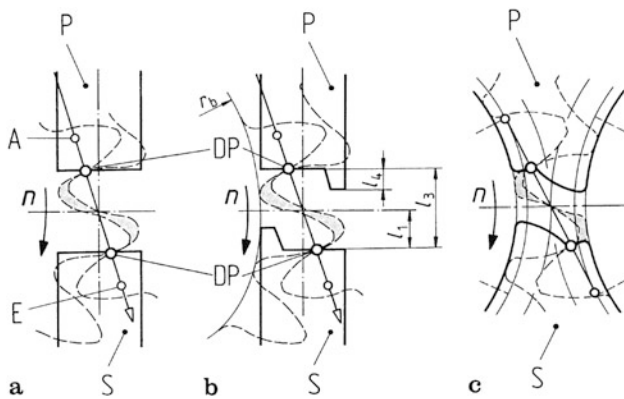


Abb. 3.46 Beispiel für das Mindern der Schallentstehung an Außenzahnradpumpen über den Druckaufbau durch Entlastungsnuten unterschiedlicher Form, Lage, Querschnitt bei Verzahnung mit Spiel, S Saugseite, D Druckseite. **a** Übliche Auslegung mit verbleibender Drucküberhöhung (Nachkompression) in der Zahnkammer; **b** Optimierte Auslegung ohne Drucküberhöhung durch Entlastungsnut bis zum Volumenminimum des Quetschraums nach Morlok [41]; **c** Optimalnut mit sofort freigebender maximaler Übertrittslänge bei hydraulischer Grenzüberdeckung nach Röper und Selteneim [200]

- *Gestaltungsprinzip der direkten und kurzen Kraftleitung* zwecks kleiner Gehäuseverformung durch kleine Kraftleitungszonen und umlenkungsarme Kraftwege mittels Funktionstrennung in kompakten, steifen Triebwerksträger und nur noch dichtendem Gehäuse (Cartridge-Prinzip) bei Flügelzellenpumpen [182] oder mittels Ersatzes von Drehzapfen- durch Wiegenverstellprinzip an Axialkolbenmaschine [197], Abb. 3.33;
- *Gestaltungsprinzip des Kraftausgleichs* zwecks Aufhebens erregender Wechselkräfte am Entstehungsort über symmetrische Anordnung der Hubkurve an Flügelzellen- [180–182], der Förderkammern an Sperrflügelpumpen [41], Abb. 3.26 und 3.28; über Ausgleichselemente an Zahnradpumpen mit hydrostatischem Spaltausgleich, Abb. 3.18.

Ansaugvorgang. Gestaltungsmöglichkeiten, die der Strömungsgeräuschenentstehung entgegenwirken, richten sich auf Verringerung des eintrittsseitigen Druckverlusts (Ansaugeverlust) und ausreichende Füllung der Verdrängerkammern mittels variabler Konstruktionsparameter im Ansaugteil durch:

- *große Ansaugquerschnitte im Pumpengehäuse*, ausreichende Nennweite der Saugleitung; kurzes, gerades Saugrohr mit abgeschrägtem Einlassquerschnitt;
- *Dichtung des Saugraums gegen Fremdluft der Umgebung*, Vermeiden von Undichtigkeiten in Leitungsverbindungen und Wellendichtungen an selbstansaugenden Pumpen; vollständiges Anlegen der Flügel an Hubkurve mittels Flügelvorsteuerung an Flügelzellenpumpen;
- *positiver Eingangsdruck* mittels Behälteranordnung mit geodätischer Zulaufhöhe, Abb. 3.4a, 3.5a, oder mittels Füllpumpe;
- *ausreichende Bemessung des Behälters* zur Luftabscheidung, Abscheidesieb, Abschn. 3.1.14.
- Minderungsmaßnahmen mechanisch bedingter Geräusche, die hydraulisch bedingte Geräusche verstärken können:

Mechanische Geräusche. Gestaltungsmöglichkeiten, die körperschallerzeugende Wechselkräfte herabsetzen, folgen aus der Einwirkung auf die

- *Bewegung von Maschinenelementen* durch:
 - vollständigen Massenausgleich rotierender Triebwerkteile, etwa dynamisches Auswuchten des Läufers;
 - kleine Massen und teilweiser Massenausgleich oszillierender Triebwerkteile;
 - Vermeiden von Eigenfrequenzen des Triebwerkstranges in Nähe geräuschbestimmender Schallerregerfrequenzen; Auslegen von Hubkurvenübergängen auf kleine maximale Beschleunigung eingreifender Verdrängerelemente (Bewegungsgesetze höherer Ordnung wie Sinoide und Potenzfunktion für Kurvengetriebe nach VDI 2143);
- *Berührung und Kraftübertragung zwischen Maschinenelementen* durch Vermeiden schadensverursachender Voraussetzungen und Beanspruchungen (VDI 3822 Bl. 5), indem man die Struktur tribologischer Systeme (DIN 50 320, DIN 50 323) wie Drehgelenke, Gleit- und Wälzlager, Wälzgelenke Zahnflankenpaar, Kurvengelenke Hubkurve/Verdrängerelement günstig beeinflusst. Etwa über die Elementeneigenschaften, z. B. Stoffe genügender Härte, Druckfestigkeit, Gleiteigenschaften (DIN 50 282) und Güte der Oberflächengestalt (Bearbeitungsqualität) (VDI/VDE 2601), ferner über die

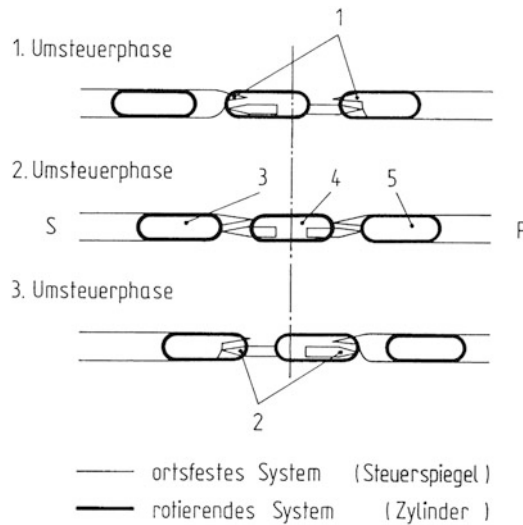


Abb. 3.47 Beispiel für das Mindern der Schallentstehung an Axialkolbenpumpen über den Druckaufbau durch Vorsteuerschlitze als System der rotierenden Steuerspiegelnieren; Abwicklung mit Dämpfungsschlitz progressiv 1, Dämpfungsschlitz degressiv 2, noch nicht umgesteuerte Zylinderreihe 3, umzusteuerte Zylinderreihe 4, bereits umgesteuerte Zylinderreihe 5 (Vierfachschlitz mit degressiven Schlitzformen) nach Nikolaus [194]

Wechselwirkungen der Elemente, z. B. über den Kontaktzustand mit geringer örtlicher Flächenpressung durch günstige Schmiegun, den Reibungszustand Flüssigkeitsreibung durch wirksame Schmierung, das Vermeiden von Form- und Lagefehlern an Lagerbauteilen und die Wahl hochdämpfender Gleitwerkstoffe wie Kolbenbohrungen und Steuerspiegel als metallische Verbundgleitlager, z. B. mit Cu-Pb-Sn-Lagermetall-Gusslegierung (DIN EN 1982, VDI 2203) [97, 98] an Axialkolbenpumpen, oder als Mehrschichtlager mit Kunststoff-Laufschicht, z. B. mit PTFE (DIN ISO 3547 Teil 4, VDI 2543) [201, 43] an Zahnrad-, Flügelzellen- und Schraubepumpen.

- *Wechselwirkung zwischen Maschinenelementen und dem umgebenden bzw. eingeschlossenen Medium* durch: ununterbrochene Anlage der Hauptflügel an Hubkurve mittels Flügelvorsteuerung an Flügelzellenpumpen, Abb. 3.47; strömungsgünstige Gestaltung von Kanälen und Querschnittsänderungen in Steuerelementen und Gehäuse.

3.1.13.4 Lärminderung bei der Schallausbreitung

Die technischen Möglichkeiten zur konstruktiven Lärminderung (VDI 3720 Bl. 2) setzen sich fort, indem entstandene akustische Energie in ihrer Ausbreitung behindert wird. Da an Hydrokomponenten die indirekte Schallausbreitung überwiegt, kommt nach dem Mindern der Schallentstehung dem Mindern der Körper- und Flüssigkeitsschallausbreitung erhebliche Bedeutung zu. Dies nicht zuletzt deswegen, weil hier dem Betreiber Minde-

rungsmaßnahmen zugänglich bleiben, die der Lärminderung im Betrieb (VDI 2570) zuzuordnen sind.

Körperschallübertragung. Pegel bestimmend für die Gesamtschallemission der Hydrokomponenten an Maschinen oder Anlagen ist häufig nicht die einzelne Hydropumpe, sondern die Funktionsgruppe „Antriebsaggregat“. Letztere besteht i. Allg. aus Elektromotor, Hydropumpe und Steuergeräten, wird mit dem Flüssigkeitsbehälter zusammengefasst und über Pumpenträgerfuß mit dem Behälterdeckel verschraubt. Längs dieses Übertragungswegs werden die schallerzeugenden Schwingungen der Hydropumpe an die großen abstrahlfähigen Flächen von Deckel und Behälterwänden weitergeleitet. Die Kopplung des Antriebsaggregats über Rohrleitungen an Steuer- und Abtriebsaggregat stellt eine weitere Körperschallbrücke dar. Je nach Steifigkeit der Kopplung können hierbei Resonanzen auftreten.

Flüssigkeitsschallübertragung. Der durch Förderstropmpulsation erzeugte Schall breitet sich in der Anlage ungehindert aus und kann diese zu Schwingungen, damit zu starker Luftschallabstrahlung anregen. Durch ungünstiges Verhältnis Durchmesser/Länge des Leitungsstrangs wird die Ausbreitung von Schallwellen begünstigt. Von besonderem Einfluss ist der frequenzabhängige hydraulische Widerstand (akustische Impedanz) am Pumpenausgang und in Abschlusselementen (Ventilen) [202].

Um die Geräuschemission eines Antriebsaggregats zu senken, sieht man Minderungsmaßnahmen bei der *Schallübertragung durch Dämmen und Dämpfen* vor [203–207].

Hinweise für die Praxis

Beispiele für das Mindern der Schallübertragung an Hydroaggregaten (VDI 3720 Bl. 2 und 5). Minderungsmaßnahmen, welche die indirekte Schallausbreitung verringern, beeinflussen den Körper- oder den Flüssigkeitsschall. Da diese ineinander umwandelbar sind, sollten die Maßnahmen möglichst am gleichen Wirkort eingeleitet werden, so dass beide Übertragungswege gleichzeitig entkoppelt werden. Gestaltungsmöglichkeiten, die auf die Körperschallübertragung einwirken, folgen aus dem *Entkoppeln von Körperschallbrücken* durch:

- *Flanschbefestigung der Pumpe* an Elektromotor und Abstützen auf Behälter mit nur einem gemeinsamen Trägerfuß bei waagerechter Pumpenanordnung bzw. mittels Trägerflanschs bei Tauchpumpen oder seitlicher Anordnung;
- Pumpenbefestigung durch *Isolierelement Dämpfungsrings* [208] an Pumpenträger, Verbinden der Pumpenwelle durch *drehnachgiebige Wellenkupplung* (Ausgleichskupplung VDI 2240) [209], Abb. 3.48;
- Befestigen von Trägerfuß und Aufbauten auf *dickwandigem Behälterdeckel*, verformungsarme Behältergestaltung durch Stahlschweißkonstruktion in Plattenbauweise, Abb. 3.49a, bei großen Behältern mit Versteifungssicken [210].
- Befestigen von Trägerfuß und Aufbauten auf *Rahmen*, biegesteifer Geräteträger durch Stahlkonstruktion in Profilbauweise mit Abstützung auf Behälter als Kasten an Stelle auf Deckel als Platte großer Abstrahlfläche;

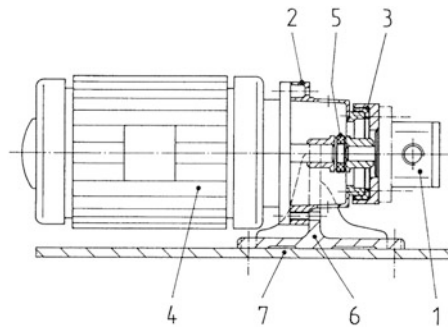


Abb. 3.48 Beispiel für das Mindern der Schallübertragung an Hydroaggregaten über das Entkoppeln von Körperschallbrücken bei der Pumpenbefestigung, -abstützung und Wellenverbindung (Bauart KTR) [208, 209] durch 1 Pumpe waagrecht befestigt mittels Dämpfungsring D 3, in Kombination mit Pumpenträger 2, Elektromotor 4 verbunden über drehnachgiebige Wellenkupplung 5, gemeinsamer Fußflansch 6 abgestützt auf Behälterdeckel 7

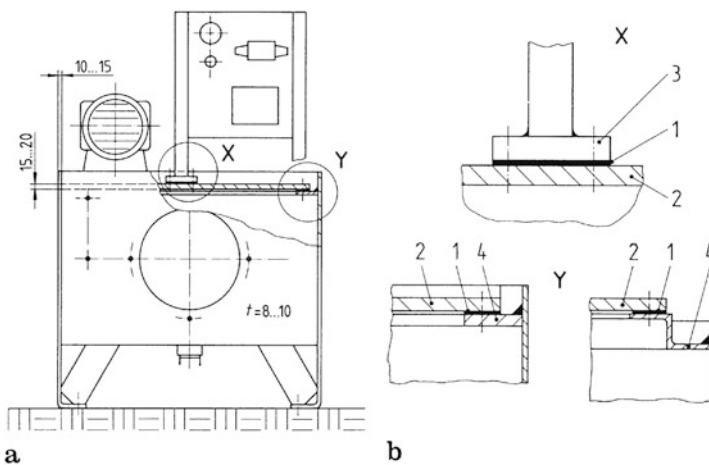


Abb. 3.49 Beispiel für das Mindern der Schallübertragung und -abstrahlung an Hydroaggregaten bei steifem Behälter und elastischer Auflage bzw. Abstützung der Aufbauten (Bauart Adelman) [210] durch **a** Plattenbauweise, dickwandiger Behälterdeckel; **b** Isolierung mittels Schalldämmfolie 1 zwischen Aufbauten 3 und Behälterdeckel 2 sowie zwischen 2 und 4 Leckaufangelement der Behälterwanne

- elastische Auflage des Behälterdeckels oder elastisches Abstützen von Aufbauten auf Deckel mittels *Flachelements* (Schalldämmfolie) [210], Abb. 3.49b, elastische Aufstellung des Geräteträgers mittels *Isolierelements gebundene Gummifeder* (Schwingmetall) (VDI 2062 Bl. 2) [211] auf möglichst fester, massenbehafteter Unterlage;
- flexible Leitung *Schlauch* zwischen Pumpe und Ventilen, *elastische Halterung* von Rohrleitungen über Dämmelement (Rohrschelle mit Gummieinlage oder Abhängebügel als kombiniertes Feder-Dämpfer-Element (VDI 3733) [212, 213];

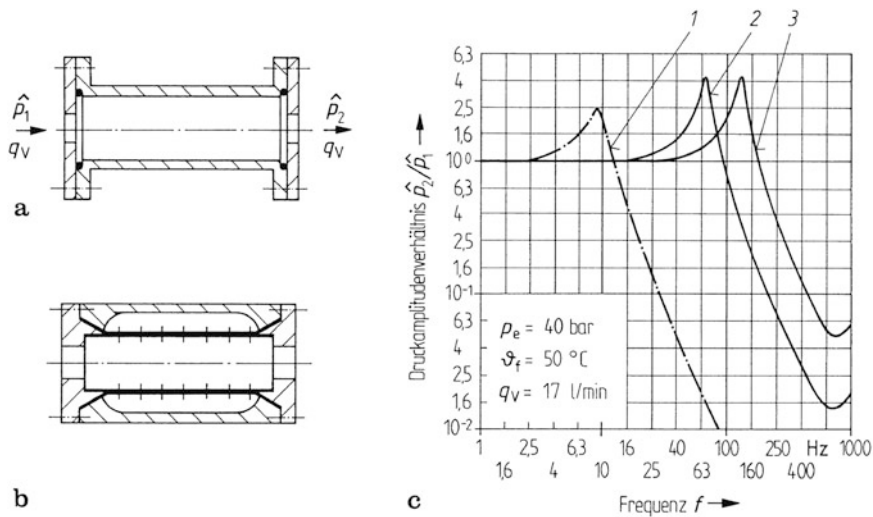


Abb. 3.50 Beispiel für das Mindern der Schallübertragung an Hydroaggregaten über das Entkoppeln von Flüssigkeitsschallübertragungswegen durch Flüssigkeitsschalldämpfer. **a** Reflexionsschalldämpfer der Bauart Ausdehnungskammer; **b** der Bauart Druckminderrohr; **c** Amplitudenkennlinien der Druckpulsation von Reflexionsschalldämpfern. 1 Ausdehnungskammer mit Dämpfervolumen $V_D = 360 \text{ cm}^3$, 2 mit $V_D = 1300 \text{ cm}^3$, 3 Druckminderrohr nach Hoffmann [217]

- *Sperrmasse* auf Rohrleitung hinter Pumpe (Sperrmassenringe VDI 3733), *Zusatzmasse*, ggf. als Montageblock, zwischen Isolierelement und Unterlage bei elastischer Aufstellung.

Gestaltungsmöglichkeiten, die auf die Flüssigkeitsschallübertragung einwirken, folgen aus dem *Entkoppeln des Übertragungswegs von Flüssigkeitsschall* durch:

- *Flüssigkeitsschalldämpfer* (VDI 2567) in Druckleitung vom Ort der Schallentstehung (hintere Pumpe) als Reflexionsschalldämpfer nach dem Effekt der Schallwellenüberlagerung durch Reflexion, also der passiven Interferenzbildung (Flüssigkeitsschalldämmung), abzustimmen auf Druckpulsationsfrequenz und vorgeschaltete Leitung in der einfachen Bauart *Ausdehnungskammer*, seltener in der Bauart *Druckminderrohr* als kombinierter Reflexions- und Absorptionsdämpfer (Flüssigkeitsschalldämmung und -dämpfung) für breitbandigeren Wirkungsbereich [207], Abb. 3.50. Bei verzweigten Rohrleitungssystemen empfiehlt sich die rechnergestützte Auslegung des Schalldämpfers [214] ebenso wie beim gezielten Ändern von Leitungslängen und Einbauen von Stichleitungen nach dem Wirkprinzip des Abzweigresonators [215], Silencer (Bauart HYDAC) [216].
- *Hydrospeicher* (DIN EN 14359) im Abzweig der Druckleitung als Reflexionsschalldämpfer nach dem Wirkprinzip des gasgefüllten Volumenresonators (Flüssigkeitsschalldämmung); mit auf Druckschwankung abzustimmenden Gasvolumen und Fülldruck meist in der Bauart *Membranspeicher* [217], Abb. 5.16c, Abschn. 5.2.2, Pulsationsdämpfer (Bauart HYDAC), Abb. 5.25, Abschn. 5.2.4.

- flexible Leitung *Schlauch* in der Druckleitung als Absorptionsschalldämpfer nach dem Effekt der Werkstoff- und Grenzflächendämpfung.
- *aktive Flüssigkeitsschalldämpfer* am Ort der Schallentstehung (hintere Pumpe) oder am Schallschutzobjekt (Zylinder, Montagegewand) nach dem Effekt der Schallwellenüberlagerung durch Erzeugen einer Gegendruckpulsation, also der aktiven Interferenzbildung, entsprechend dem Prinzip des Abzweigens eines Volumenstroms *ventilgesteuert* nach drehzahlabhängiger Impulsvergabe, *ventilgeregelt* nach druckschwankungsproportionaler Führung für breitbandigeren Wirkungsbereich. Ventilgeregeltes Abzweigen und Zuschalten eines Volumenstroms verbessert den volumetrischen Wirkungsgrad. Praktische Anwendung dann, wenn die Nachteile des Reflexionsschalldämpfers – ungenügende Dämpfung im Niederfrequenzbereich und Minderung der Laststeifigkeit wegen großen Dämpfervolumens – ausgeglichen werden sollen. Kombination eines passiven Dämpfers für hochfrequenten mit einem aktiven Dämpfer für niederfrequenten Wirkungsbereich ist wirtschaftlich von Vorteil [218].

Schließlich besteht eine Möglichkeit zur konstruktiven Lärminderung darin, die fortgeleitete Schallenergie daran zu hindern, sich in Luftschall zu wandeln.

Schallabstrahlung. Körperschall gelangt an die Außenfläche von Hydrokomponenten und Leitungen, die selbst nicht akustisch aktiv sind, und wird als Luftschall abgestrahlt. Insbesondere bei Aggregaten mit vielen Hydrogeräten und Leitungen kann die Geräuschemission den von der Pumpe abgestrahlten Schallpegel durch Kopplung wesentlich übertreffen.

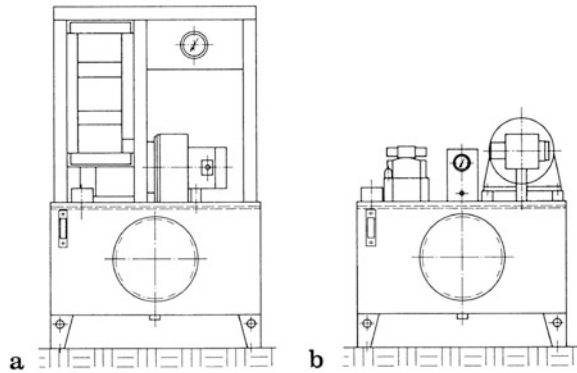
Die Gesamtemission des Pumpenaggregats kann gesenkt werden, indem die Schallabstrahlung an den Einzelflächen gemindert wird, welche die größten Anteile zum Gesamtschallpegel beisteuern. Dies müssen nicht Flächen mit höchstem Körperschallpegel sein, da die Schallabstrahlung von Flächengröße und Abstrahlgrad der verschiedenen Strukturen bestimmt wird [219].

Hinweise für die Praxis

Beispiele für das Mindern der Schallabstrahlung an Hydroaggregaten (VDI 3720 Bl. 2 und 5). Minderungsmaßnahmen, die an Hauptabstrahlflächen, z. B. an der Montagegewand, den abgestrahlten Luftschall verringern, beeinflussen die Körperschallanregung an abstrahlenden Bauteilen oder den Abstrahlgrad plattenähnlicher Strukturen. Gestaltungsmöglichkeiten folgen aus dem *Verringern der Körperschallanregung* über impedanzändernde Maßnahmen wie

- schwingungsdämpfende Beläge (VDI 3727) durch Verwenden von einschichtigen *Entdröhlbelägen* oder zweischichtigen *Verbundplatten* aus Deckblechen mit hochdämpfender Zwischenschicht (Impedanzerhöhung durch Dämpfung) [220, 221];
- Anbringen von *Zusatzmasse* in Nähe Wechselkrafteinleitungsstelle, so dass wegen größerer mitbewegter Plattenmasse die Impedanz bei hohen Frequenzen an Stelle des „Platten-“ nunmehr „Massencharakter“ aufweist (Impedanzerhöhung durch Zusatzmasse);
- flexible Leitung *Schlauch* zwischen Pumpe und Ventilen, elastische Rohrdurchführung *Gummimanschette* durch Montagegewand an Stelle starrer Halterung mittels Schottver-

Abb. 3.51 Beispiel für das Mindern der Schallabstrahlung an Hydroaggregaten über das Verringern des Abstrahlgrads durch Gestaltvariation des Ventilmontagesystems von Platten- zu Blockstruktur. **a** Plattenähnliche Montagewand; **b** Steuerblock



schraubung zwecks Fehlanpassung der Schwingwiderstände an der Krafteinleitungsstelle (Impedanzsprung VDI 3720 Bl. 6).

Weitere Gestaltungsmöglichkeiten folgen aus dem *Verringern des Abstrahlgrads* durch:

- *Lochbleche* (Lochflächenanteil mindestens 30 %) zur Herbeiführung des akustischen Kurzschlusses (Druckausgleichs), *Montageleiste oder -gitter* zur Ventilbefestigung;
- *schwere und biegeeweiche Montagewand*, ggf. nur dünnwandige und biegeeweiche Ausführung nach dem Prinzip der Beeinflussung der Grenzfrequenzlagen von Platten zu höherer Biegewellengrenzfrequenz (VDI 3720 Bl. 1, Bl. 8), um den Frequenzbereich geringerer Schallabstrahlung zu erweitern;
- *Montageblockbauweise* an Stelle der herkömmlichen Montagewandbauweise, da die Grenzfrequenz für kompakte Körper der Baugröße umgekehrt proportional ist und über einen größeren Frequenzbereich kleinere Körperschallschnelle vorliegt. Dies bringt geringere Abstrahlung mit sich. Diese Bauweise fasst die Ventile durch Steuerblöcke, Sammelplatten oder Höhenverkettung zusammen, Abschn. 4.6.2, Abb. 4.59.

Gestaltungsmöglichkeiten, die als *kombinierte Maßnahmen* die direkte als auch die körperschall- und flüssigkeitsschallerregte Luftschallabstrahlung mindern [222], ergeben sich aus der

- *Unterölanordnung* von Elektromotor und Hydropumpe mit körperschallentkoppelnder elastischer Aufhängung über Tragrahmen und Gummifeder, Schlauch und elastische Durchführung über Gummimanschette durch Behälterdeckel, kombiniert mit Auswahl der geräuscharmen Pumpenbauart Schraubpumpe, Abb. 3.52. Haupteinsatzgebiet ist der hydraulische Aufzugbau [223], Unterölmotore sind lüfterlose DAS-Motore mit weitgehend offenem Aufbau, die mit der Pumpe direkt gekuppelt im Öl betrieben werden, Schutzart IP 00, Isolierstoffklasse F, DIN EN 60034 Teil 1 [224];
- *Tauchpumpenanordnung* mit Elektromotor außerhalb des Flüssigkeitsspiegels erbringt i. Allg. nur geringe Lärminderung.

Gestaltungsmöglichkeiten, die genannte technische Möglichkeiten zur konstruktiven (aktiven) Lärminderung als *passive Maßnahmen* zum Mindern der Schallabstrahlung ergänzen

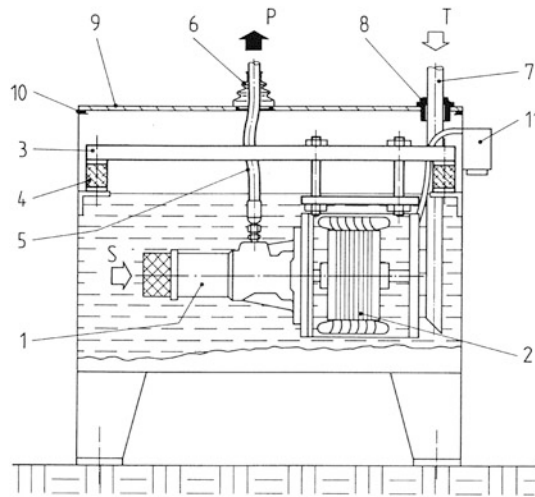


Abb. 3.52 Beispiel für kombinierte Maßnahmen am Hydroaggregat über Unterölanordnung von Elektromotor und Hydropumpe, z. B. Behälter mit eingehängtem Unterölaggregat (Bauart Allweiler) [223]. 1 Geräuscharme Schraubenpumpe, 2 Unterölmotor direkt mit Pumpe gekoppelt, 3 Tragrahmen, elastisch abgestützt, 4 Isolierelement Puffer [211], 5 Schlauch; 6 Faltenbalg [212], 7 Rücklaufleitung, 8 elastische Rohrdurchführung Gummihülse [213], 9 Behälterdeckel, 10 Schalldämmfolie und Dichtung, 11 Klemmenkasten mit flexibler elektrischer Leitung

[225], folgen aus dem Schallschutz durch Kapselung (VDI 2711) und durch Abschirmung in Räumen (VDI 3720 Bl. 2).

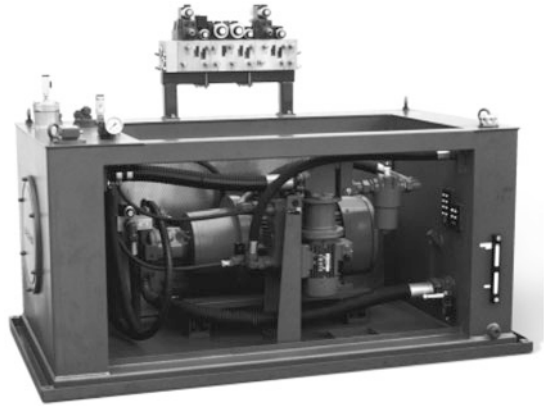
Konstruktive Neuerungen

Flüsteraggregat. Kombinierte Maßnahmen sind in Hydroaggregaten vereinigt, deren Abstrahlverhalten denen eines voll gekapselten Aggregats gleicht, ohne voll gekapselt zu sein (Flüsteraggregate). Für die Hydroanlage ergibt sich eine Reduzierung der Luftschallabstrahlung von (10 ... 20) dB(A) gegenüber einer konventionellen Anlage. Dabei ist der Behälter in U-Form ausgeführt, in dem das Hydroaggregat schwingungs isoliert befestigt ist. Eine nach oben und eine nach vorne abdeckende Schalldämmwand trägt zur Geräuschminderung wesentlich bei. Gute Zugänglichkeit und Wartungsfreundlichkeit helfen, den Betrieb zu sichern und den erreichten Geräuschpegel zu wahren [226, 227], Abb. 3.53.

3.1.14 Hydraulikbehälter: Volumen, Wärmehaushalt, Ausstattung

Belüfteter Behälter Der vorwiegend verwendete offene Behälter enthält Durchführungen für Luftein- und -austritt, so dass er die im Fluidsystem vorhandene Hydraulikflüssigkeit bei atmosphärischem Druck aufnimmt. Außer der Funktion, Flüssigkeit aufzubewahren, übernimmt der Hydraulikbehälter – ergänzt durch entsprechende Geräte – die Flüssigkeitsaufbereitung.

Abb. 3.53 Beispiel für das Mindern der Schallabstrahlung am kompakten Hydroaggregat über schallabsorbierende Umhüllung, z. B. durch liegende U-Form des Behälters, schalldämmende Abdeckung („Flüsteraggregat“ Bauart Bosch Rexroth) [227]



Um störungsfreien Betrieb der Hydroanlage zu sichern, sind nach allgemeinen Ausführungsgrundlagen (DIN EN ISO 4413) oder speziellen Ausführungsrichtlinien für Werkzeugmaschinen und andere Fertigungsmittel (VDI 3035) Grundanforderungen an den Druckflüssigkeitsbehälter gestellt, die durch Auflagen an Konstruktion und Zubehör ergänzt werden. Die Hauptanforderungen sind:

- Behältervolumen nach Betriebsbedingungen bemessen,
- Behälteroberfläche und -form nach Wärmeaustausch auslegen,
- Behälterwanne bauteilsicher und verformungsarm gestalten,
- Behälterausstattung funktionssicher und instandhaltungsgerecht konstruieren.

Überschlägige Ermittlung des Behältervolumens

Das Behältervolumen ist so zu bemessen, dass bei fehlenden Absperrorganen in den Leitungen das gesamte Flüssigkeitsvolumen aufgenommen werden kann, der Flüssigkeitsspiegel während des Betriebs nicht unter ein bestimmtes Maß sinkt, bei maximalem Füllstand ein ausreichendes Luftvolumen bleibt. Das Luftpolster sollte im Hinblick auf die Schaumbildung mindestens 10 bis 15 % des Flüssigkeitsvolumens betragen. Das Umwälzvolumen hängt von Anzahl und Art der Verbraucher sowie vom Arbeitszyklus ab. Größere Flüssigkeitsspiegelschwankungen ergeben sich bei einfachwirkenden Zylindern unterschiedlichen Flächenverhältnisses.

Überschlägig bemisst man das *Behältervolumen nach dem Förderstrom* der Pumpe mit Hilfe der Umwälzzeit nach

$$V_B = q_V t_U. \quad (3.43)$$

Unter Umwälzzeit t_U wird die Zeit verstanden, in der rechnerisch der Flüssigkeitsvorrat V_B des Behälters durch den Förderstrom q_V einmal umgewälzt wird. Eine längere Umwälzzeit bedeutet also eine größere Verweildauer der Flüssigkeit im Behälter. Es verlängert sich die nutzbare Zeit, Wärme auszutauschen und Luft abzuscheiden, so dass die Flüssigkeit wirksamer aufbereitet wird. Die nach Betriebsart und Einsatzbereich zu wählende Umwälzzeit

Tab. 3.6 Umwälzzeiten t_U für Behältermindestgröße $V_{b,min}$ und Restflüssigkeitsmenge V_R nach Kaufmann [228] und Stuhmann [229]

		$V_{B,min}$ /	t_U min	Betriebsart (Begriffe, Kurzzeichen entsprechend DIN VDE 0530 T.1)	V_R /	t_U min
Einsatzbereich	Stationärhydraulik	$V_{B,min} = q_V t_U$ mit Umwälzzeit t_U und Förderstrom q_V in // min	2	Aussetzbetrieb (S3) mit abgeschalteter Pumpe während Stillstandszeit (t_{st})	$V_R = q_V t_U$ mit Umwälzzeit t_U und Förderstrom q_V in // min	0,5
	Mobilhydraulik		3	Ununterbrochener periodischer Betrieb mit Aussetzbelastung (S6) Pumpe fördert im drucklosen Umlauf während Leerlaufzeit (t_L)		1
			6	Dauerbetrieb (S1) bei energetisch ungünstiger Widerstandssteuerung (Drosselsteuerung), z.B. langfristig über Druckbegrenzungsventil (als Druckregelventil)		2...3
			1,5	Kurzzeitbetrieb (S2) Aussetzbetrieb (S3) für bewegte Druckflüssigkeitsbehälter mit angebautem Pumpenblock (Serienaggregat) oder in einschiebbarer Kompaktbauweise (Kleinaggregat)		0,5

für die *Behälter-Mindestgröße* $V_{B,min}$ liegt zwischen 1,5 und 6 min, Tab. 3.6. Der untere Wert trägt dem begrenzten Einbauraum in der Mobilhydraulik und bei Kompaktgetrieben Rechnung. In der Stationärhydraulik räumt man der Zuverlässigkeit und damit der Verfügbarkeit Vorrang ein, so dass der obere Wert der Umwälzzeit bei der Bestimmung der Behältergröße bevorzugt wird. Dies drückt sich auch in der Umwälzzeit für die *verbleibende Restflüssigkeitsmenge* nach maximaler Entnahme V_R zwischen 0,5 und 3 min aus, wenn mit dem oberen Wert die Hälfte des Behältervorrats nicht umgewälzt wird [228–230].

Behälteroberfläche und -form Der Behälter ist so auszulegen, dass am Pumpeneinlass $\vartheta_{1f,max} = 60^\circ\text{C}$ nicht überschritten wird (DIN EN ISO 4413). Energieumformung und -übertragung bringen Energieverluste mit sich, die als Verlustwärme von der Hydraulikflüssigkeit aufgenommen werden. Oberhalb der maximal zulässigen Flüssigkeitstemperatur $\vartheta_{1f,max}$ nimmt auf Grund verminderter Viskosität der Leckverlust zu, die Alterung von Flüssigkeit und Bauteilen aus Elastomerwerkstoffen (Berührungsdichtungen, Schläuche) wird beschleunigt. Die Flüssigkeitstemperatur erhöht sich umso weniger, je wirksamer die Wärmeübertragung ist. Um bei der Auslegung hohen Anlagenwirkungsgrad und ausreichende Gebrauchsdauer zuverlässig zu verbinden, andererseits das Bauvolumen für die Flüssigkeitsaufnahme zu beschränken, ist die Kenntnis des *Wärmehaushalts der Hydroan-*

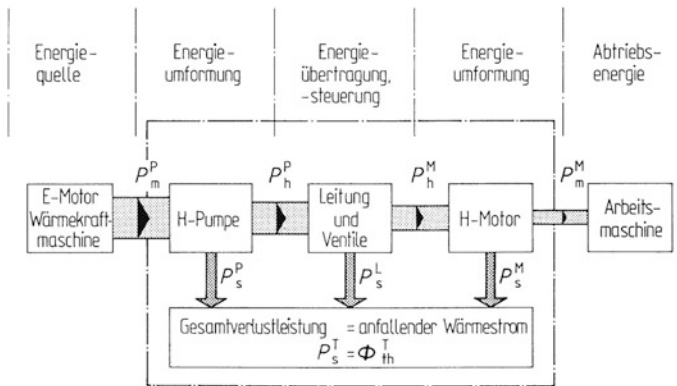


Abb. 3.54 Einzelverluste und Gesamtverlust eines Fluidsystems mit hydrostatischer Energieübertragung

lage erforderlich. Im realen System mit verlustbehafteten Hydrokomponenten verursacht die hydrostatische Energieübertragung eine Verlustleistung P_s , die der Hydroanlage einen entsprechenden Wärmestrom Φ_{th} zuführt, Abb. 3.54.

Verlustleistung. Die Verluste setzen sich aus der bei der Energieumformung in Pumpe und Motor in Wärme umgewandelten Verlustleistung P_s^P , P_s^M (3.36a), (3.71a), Abschnitte 3.1.1.4 und 3.2.1.4, sowie aus der bei der Energieübertragung und -steuerung in Wärme umgewandelten Verlustleistung P_s^L , (2–67), Abschn. 2.1.3.6, zusammen.

Sieht man die Leckverluste in Steuerventilen als nicht vernachlässigbar an, etwa bei Stromregelventilen mit Bypass zum Tank, so lässt sich ein Leitungswirkungsgrad definieren, der die zusätzlichen Verluste der Energiesteuerung berücksichtigt.

Es ist der Wirkungsgrad der Energieübertragung η_t^L , (2–66a), über den man zur entsprechenden Verlustleistung in Abhängigkeit von der hydraulischen Pumpenleistung gelangt:

$$P_s^L = P_h^P - P_h^M = P_h^P(1 - \eta_t^L). \quad (3.44)$$

Das Verhältnis von Motor- zu Pumpenleistung definiert den *Anlagenwirkungsgrad*

$$\eta_t^T = \frac{P_m^M}{P_m^P} = 1 - \frac{P_s^T}{P_m^P} = \eta_t^P \eta_t^L \eta_t^M \quad (3.45)$$

gleich dem Produkt der Teilwirkungsgrade. Die Differenz von Ein- und Ausgangsleistung beschreibt die *Gesamtverlustleistung*

$$P_s^T = P_m^P - P_m^M = P_s^P + P_s^L + P_s^M = P_h^P(1 - \eta_t^T)/\eta_t^P \quad (3.46)$$

gleich der Summe der Einzelverlustleistungen. Der Gesamtverlustleistung, die nicht nur abhängig von der hydraulischen, sondern auch von der mechanischen Pumpenleistung angegeben werden kann, entspricht der anfallende Wärmestrom

$$P_s^T = P_m^P(1 - \eta_t^T) = \Phi_{th}^T. \quad (3.47)$$

Das für eine hydraulische Anlage maßgebende absolute Gütemaß der hydrostatischen Energieübertragung, die Gesamtverlustleistung P_s^T , wird somit von der in die Anlage einzubringenden Leistung P_m^P , (3.37a), Abschn. 3.1.1.4, und vom Anlagenwirkungsgrad η_t^T , (3.48), bestimmt.

Die *rechnerische Ermittlung des Gesamtverlusts* ist schwierig. Die Leistungsübertragung wird i. Allg. durch die am Ausgang des motorischen Teils von der Arbeitsmaschine benötigte Leistung vorgegeben sein. Man kann daher in Ergänzung zu (3.47) die Verlustleistung in Abhängigkeit von der geforderten Leistung an der Welle des Hydromotors P_m^P angeben (3.71):

$$P_s^T = P_m^M(1 - \eta_t^T)/\eta_t^T = \Phi_{th}^T. \quad (3.48)$$

Der Anlagenwirkungsgrad η_t^T ist i. Allg. unbekannt. Die Kenntnis dieses relativen Gütemaßes setzt voraus, dass die Einzelverluste aller Hydrokomponenten, (3.36), (3.71) und (2–39), bekannt sind. Für die Energieumformung lassen sich die relativen Verluste aus herstellerseitig angegebenen Pumpen- und Motorkennlinien, Abb. 3.11 und 3.65, für festzulegende Arbeitspunkte entnehmen. Auch für die Energieübertragung können die Verluste aus dem Gesamtdruckverlust durch Rohrreibung und Verwirbelung annähernd bestimmt werden. Die Energiesteuerung durch Ventile verursacht i. Allg. Druck- und Leckverluste, die schwer vorhersagbar sein können. Insbesondere bei energetisch ungünstiger Widerstandssteuerung (Drosselsteuerung) ist mit größerem Verlust im konduktiven Antriebsteil zu rechnen.

Bei vom Dauerbetrieb (S 1) abweichender Betriebsart kann in Anlehnung an die Bestimmungen für die Betriebsangabe umlaufender elektrischer Maschinen (DIN EN 60034 Teil 1) die Zeitfolge der Last durch Zahlenwerte berücksichtigt werden. Für veränderliche Lasten lässt sich gleichwertiger Dauerbetrieb angeben. Folgen gleichartiger Lastspiele (periodischer Betrieb) erfasst man mit dem Verhältnis Betriebszeit t_B zu Spieldauer t_S , also mit der relativen Einschaltdauer t_r . Für Aussetzbetrieb (S 3), gekennzeichnet durch konstante Belastung während der Betriebszeit t_B und Pause während der Stillstandszeit t_{St} , ergibt sich die relative Einschaltdauer

$$t_r = t_B/(t_B + t_{St}) = t_B/t_S. \quad (3.49)$$

Legt man für elektrische Maschinen eine Nennbetriebsklasse fest, umfasst die Spieldauer bei fehlender Lastfolgenangabe mindestens $t_S = 10$ min, und die relative Einschaltdauer t_r muss einem der Werte 15 %, 25 %, 40 % oder 60 % entsprechen. Sinngemäß auf Hydroanlagen übertragen lautet die Gesamtverlustleistung bei veränderlicher Last

$$P_s^T = P_m^M t_r (1 - \eta_t^T)/\eta_t^T = \Phi_{th}^T. \quad (3.50)$$

Wird die Pumpe außerhalb der Arbeitszyklen im drucklosen Umlauf betrieben, erhält man die relative Einschaltdauer nach der Betriebsart „ununterbrochener periodischer Betrieb mit Aussetzbelastung“ (S 6), indem die Stillstandszeit t_{St} durch die Leerlaufzeit t_L ersetzt wird.

Mit der *Schätzung des Gesamtverlusts* behilft man sich dann, wenn Wirkungsgrad- und Lastfolgeangaben der Hydrokomponenten fehlen. Als Richtwert für den zeitlich gemittelten Anlagenwirkungsgrad [229] gilt: für Anlagen ohne nennenswerte Drosselung

$$\eta_t^T = 0,8 \dots 0,85, \quad (3.51a)$$

für Anlagen vorwiegend mit Drosselung

$$\eta_t^T = 0,7 \dots 0,75, \quad (3.51b)$$

Je nach Steuerungsart kann folglich nach (3.48) die Verlustleistung in Abhängigkeit von der geforderten Abtriebsleistung P_m^P grob angenähert wiedergegeben werden als

$$P_s^T = (0,25 \dots 0,18)P_m^M \text{ (Verdrängersteuerung)}, \quad (3.52a)$$

$$P_s^T = (0,43 \dots 0,33)P_m^M \text{ (Widerstandssteuerung)}. \quad (3.52b)$$

Durch *Messung der Temperaturerhöhung* kann man den Gesamtverlust einer bereits ausgeführten Hydroanlage ermitteln. Vernachlässigt man den Wärmeaustausch mit der Umgebung, erwärmt sich die Hydroanlage im Betrieb allein infolge der instationären Wärmebilanz. Fällt mit der Verlustleistung P_s^T der gleich bleibende Wärmestrom

$$\Phi_{th}^T = dQ^T/dt \approx Q_{12}/(t_2 - t_1)$$

an, wird während der Beobachtungsdauer $t_2 - t_1$ die Wärme Q_{12} zugeführt. Diese folgt nach

$$P_s^T = \Phi_{th}^T \approx \frac{Q_{12}}{t_2 - t_1} = C_{th} \frac{\vartheta_f - \vartheta_{amb}}{t_2 - t_1} = C_{th} \frac{\Delta\vartheta_f}{\Delta t} \quad (3.53a)$$

aus der messbaren Temperaturerhöhung $\Delta\vartheta_f$, also der Differenz zwischen Flüssigkeitstemperatur ϑ_f und Umgebungstemperatur ϑ_{amb} , und der Wärmekapazität

$$C_{th} = \sum_i (m_i c_i),$$

hier angeschrieben für einen zusammengesetzten Körper aus Teilkörpern i der Massen m_i und der spezifischen Wärmekapazitäten c_i .

Sieht man vom Behälter selbst ab und erfasst lediglich die Wärmespeicherung in der Masse des Flüssigkeitsvolumens der Anlage V_A , so gilt wegen

$$C_{th} = (\rho c)_{\text{Öl}} V_A$$

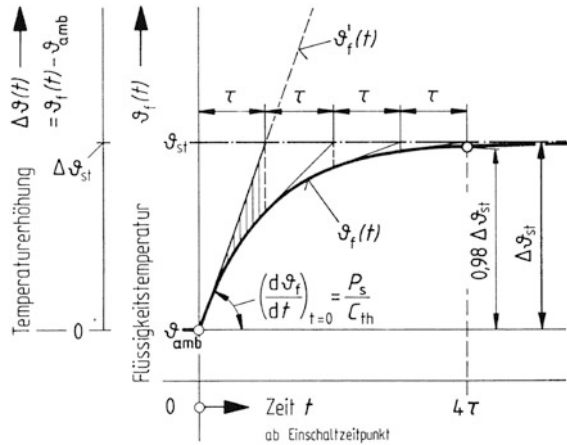
mit dem kombinierten Stoffkennwert nach Abschn. 2.1.3.6

$$(\rho c)_{\text{Öl}} = 1,8 \text{ J}/(\text{ml} \cdot \text{K})$$

als Richtwert für die Praxis (Zahlenwertgleichung):

$$P_s^T = 5 \cdot 10^{-4} V_A \Delta\vartheta_f / \Delta t \quad (3.53b)$$

Abb. 3.55 Übergangsvorgang Temperaturanstieg (Erwärmungskurve) der Hydraulikflüssigkeit nach Einschalten der hydraulischen Anlage unter konstanter Last (Dauerbetrieb), Kennwerte der Wärmeübertragung



mit P in kW, V in l, $\Delta\vartheta$ in K, Δt in h.

Bei längerer Beobachtung zeigt sich im nichtlinearen Temperaturanstieg der zunehmende Einfluss des Wärmeaustauschs mit der Umgebung. Es findet gleichzeitig eine Wärmeübertragung statt, da das Fluid nicht wärmedicht abzuschließen ist. Das thermische Gleichgewicht beschreibt die Differenzialgleichung

$$dQ^T = P_s^T dt = C_{th} d\vartheta + G_d \vartheta_f dt,$$

welche Wärmeumsatz und Wärmedurchgang erfasst. Als weitere thermische Kenngröße (DIN 1304 Teil 1, DIN 1341) geht der Wärmedurchgangskoeffizient

$$G_d = \sum_i (k_i A_i)$$

der trennenden Wände zwischen zwei strömenden Medien in die Wärmebilanzgleichung ein. Deren Lösung führt auf die zeitabhängige Flüssigkeitstemperatur $\vartheta_f(t)$, die als Übergangsgröße von der Umgebungstemperatur ϑ_{amb} auf die Beharrungstemperatur ϑ_{st} ansteigt. Es ergibt sich die *Erwärmungskurve*

$$\vartheta_f(t) = \vartheta_{st} - (\vartheta_{st} - \vartheta_{amb}) \exp(-t/\tau) \quad (3.54a)$$

in Form eines exponentiellen Übergangsvorgangs, Abb. 3.55.

Als zeitabhängiger Temperaturanstieg (Übertemperatur) $\Delta\vartheta_f$ folgt die Erwärmungskurve in der Schreibweise der steigenden Sättigungskurve

$$\Delta\vartheta_f(t) = \vartheta_f(t) - \vartheta_{amb} = \Delta\vartheta_{st} [1 - \exp(-t/\tau)] \quad (3.54b)$$

mit den Parametern Erwärmungszeitkonstante

$$\tau = C_{th}/G_d,$$

Endtemperaturerhöhung

$$\Delta\vartheta_{\text{st}} = \vartheta_{\text{st}} - \vartheta_{\text{amb}} = P_s/G_d.$$

Die **thermische Zeitkonstante** τ ist ein Maß für die *Geschwindigkeit der Flüssigkeitserwärmung* und gleich dem Quotienten Wärmekapazität durch Wärmedurchgangskoeffizient. Sieht man von der Wärmespeicherung und -leitung im Behälter selbst ab und betrachtet lediglich den Wärmedurchgang senkrecht zur benetzten Behälterwandung von Flüssigkeit zu umgebender Luft, reduziert sich die mehrparametrische Abhängigkeit der Zeitkonstante mit

$$\tau = \frac{C_{\text{th}}}{G_d} = \frac{(\rho c)_{\text{Öl}} V_A}{k A_B} \quad (3.55)$$

auf wenige thermische Stoff- und geometrische Kennwerte. Die Verlustleistung hat keinen Einfluss auf die Dauer der Flüssigkeitserwärmung.

Die Auslegung des Wärmehaushalts auf verzögertes Erreichen der Endtemperatur hat allerdings nur für Hydroanlagen praktischen Sinn, die mit veränderlicher Belastung betrieben werden. Deren Spieldauer t_s kann so kurz sein, dass der thermische Beharrungszustand nicht erreicht wird.

Die Erwärmungszeitkonstante τ beschreibt die größte Temperaturanstiegsgeschwindigkeit im Einschaltzeitpunkt. Würde letztere beibehalten, wäre die Endtemperatur bereits nach Ablauf der Zeitkonstante erreicht. Dies setzt einen linearen Temperaturanstieg nach idealisierter Erwärmungskurve, Abb. 3.55, gestrichelt, voraus, wie er bei Ermittlung des Gesamtverlusts durch Temperaturanstiegsmessung vereinfachend angenommen wird. Der Wärmeaustausch mit der Umgebung bleibt hierbei unberücksichtigt, so dass die Erwärmungsmessung nach Gl. (3.53) einen mit der Beobachtungszeit zunehmenden Fehler, Abb. 3.55, schraffiert, enthält.

Die **stationäre Temperaturerhöhung** $\Delta\vartheta_{\text{st}}$ ist ein Maß für die *Höhe der Flüssigkeitserwärmung* und bestimmt sich aus einer einzigen thermischen Kenngröße, dem Wärmedurchgangskoeffizient G_d . Beschränkt man sich auf den Wärmedurchgang senkrecht zur benetzten Behälterwandung, setzt ferner einschichtige ebene Wände aus homogenem Werkstoff voraus, führt sich die mehrparametrische Abhängigkeit der Endtemperaturerhöhung nach

$$\Delta\vartheta_{\text{st}} = \frac{P_s^T}{G_d} = \frac{1}{k} \frac{P_s^T}{A_B} \quad (3.56a)$$

auf den Wärmedurchgangskoeffizienten (DIN 1341)

$$k = 1/[(1 + \alpha_1) + (\delta/\lambda) + (1/\alpha_2)] \quad (\text{SI-Einheit: W/(m}^2 \cdot \text{K)}) \quad (3.57)$$

mit den Kennwerten: α_1 Wärmeübergangskoeffizient an benetzter Behälterinnenwand (SI-Einheit: $\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$), α_2 an gegenüberliegender Behälteraußenwand (SI-Einheit: $\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$), δ Dicke der Behälterwand, λ Wärmeleitfähigkeit der Behälterwand (SI-Einheit:

$W/(m \cdot K)$, A_B Wärmeaustauschfläche des Behälters zurück. Die Verlustleistung P_s hat unmittelbaren Einfluss auf die Flüssigkeitserwärmung.

Die Auslegung des Wärmehaushalts ist entsprechend der zeitlichen Lastfolge so vorzunehmen, dass die zulässige Temperaturerhöhung (Grenzüber Temperatur) über die Temperatur der Umgebungsluft nicht überschritten wird. Auch bei größter Erwärmung ist der an den Behälter gestellten Grundanforderung (DIN EN ISO 4413) zu genügen derart, dass die höchste Temperaturerhöhung unterhalb der zulässigen bleibt. Bei genügend langer Spieldauer t_s tritt die größte Erwärmung bei Erreichen des thermischen Beharrungszustands auf. Damit besteht für die Beharrungstemperatur ϑ_{st} die Bedingung, die vorgeschriebene Grenztemperatur am Pumpeneingang zu unterschreiten, so dass nach (3.54b), (3.56a) gilt:

$$\vartheta_{st} = (\vartheta_{amb} + \Delta\vartheta_{st}) = [\vartheta_{amb} + P_s^T / (kA_B)] \leq \vartheta_{1f,max} = 60^\circ\text{C}. \quad (3.58)$$

Die Endtemperaturerhöhung $\Delta\vartheta_{st}$, damit die Beharrungstemperatur ϑ_{st} , stellen sich theoretisch nach unendlich langer Zeit ein. Allerdings ist der thermische Beharrungszustand nach Ablauf der 4fachen Zeitkonstante zu 98 % erreicht. Es besteht hinreichendes Gleichgewicht zwischen Verlustwärme und Wärmeabfuhr.

Der freistehende Behälter hat mit einer Bodenfreiheit von 250 mm (DIN 24343) die benetzte Behälterwandung

$$A_B = 2(b + l)h + bl. \quad (3.59)$$

Mit den Abmessungsgrößen wie in (3.59) folgt das Behältermindestvolumen

$$V_{B,min} = blh, \quad (3.60a)$$

so dass unter Einbeziehung des Luftpolsters von 10 bis 15 % das

Behältervolumen nach Wärmeaustausch

$$V_B = bl(1,1 \dots 1,15)h \quad (3.60b)$$

vorzusehen ist. Hiernach kann die Nenngröße des Behälters (DIN 24 339) festgelegt werden.

Um die vorgeschriebene Grenztemperatur am Pumpeneintritt, (3.58), einzuhalten, ist bei Auslegung des Behälters nach dem Wärmehaushalt die Betriebsart zu berücksichtigen.

Für *Dauerbetrieb* (S 1) ist nach (3.56) die *Wärmeaustauschfläche des Behälters*, A_B , möglichst groß zu wählen. Es sind jedoch räumliche Randbedingungen (z. B. Einbauraum) und kostengünstiges Konstruieren (kleine Abmessungen, wenig Werkstoff bei größeren Teilen, VDI 2235) zu berücksichtigen. Um unter diesen Bedingungen niedrige Flüssigkeitserwärmung zu erzielen, optimiert man das Produkt aus geometrischer Größe und Stoffkennwert. Variabler Konstruktionsparameter ist nach (3.56a) der Wärmedurchgangskoeffizient G_d . Ihn kann man dadurch erhöhen, dass man den Wärmedurchgangskoeffizient k vergrößert. Geht man vom Behälter aus Stahl (DIN 24 339) auf Leichtmetallbehälter aus Aluminiumblech (AlMg 3) oder Aluminiumguss (GK-AlSi10Mg) [231] über, erhöht sich nach Tab. 3.7 die Wärmeleitfähigkeit λ auf das Vierfache.

Tab. 3.7 Wärmeleitfähigkeit in Behälterwandung und Dichte von Konstruktionswerkstoffen des Behälters

Wärmeleitfähigkeit	λ	λ	ρ
Dichte	ρ	W/(m K)	kg/m ³
<i>Metallische Werkstoffe:</i>			
Unleg. Stähle f. d. allgem. Stahlbau (Allgem. Baustähle)	St 37-2	48 ... 60	7800
Gusseisen mit Lamellengraphit (Grauguss)	GG-20	58 ... 60	7200
Nichtrostender Stahl	X5CrNi 18 9	15	7800
Aluminium	ALMgSi	160	2700
<i>Nichtmetallische Werkstoffe:</i>			
Polyethylen hoher Dichte	HDPE	0,44	950
Glasfaserlaminat auf Basis ungesättigter Polyesterharze	UP-GF		
Textilglasanteil Roving	55 ... 65 Gew.-%	0,29	1820
<i>Hydrauliköl ($\lambda_{\text{Öl}}, \rho_{\text{Öl}}=15^\circ\text{C}$)</i>		0,13	860 ... 880

Das Kühlmedium Luft bringt einen weit schlechteren Wärmeübergang an der Behälteraußenwand mit sich als die Hydraulikflüssigkeit an der Innenwand. Die Wärmeübergangskoeffizienten hängen nach Tab. 3.8 außer von Stoffart und Aggregatzustand von den Strömungsvorgängen der an die Behälterwand angrenzenden Medien ab.

Der Wärmedurchgangswiderstand des Behälters wird vom größten thermischen Einzelwiderstand, dem Wärmeübergangswiderstand an der Behälteraußenwand bestimmt, so dass die Näherung gilt:

$$\Delta\vartheta_{\text{st}} \approx P_s^T / (\alpha_2 A_B). \quad (3.56b)$$

Natürliche Luftkühlung

Um freie Strömung der Umgebungsluft, und damit Konvektion zu ermöglichen, ist der Behälter

- als getrennte Einheit von der Maschine auszuführen
- mit mindestens 250 mm Bodenfreiheit aufzustellen.

Tab. 3.8 Thermischer Stoffkennwert des Wärmeübergangs von Behälterwandung auf Betriebs- und Kühlmedium

Wärmeübergangskoeffizient (Wärmedurchgangskoeffizient k)	λ	n. Gl. (3.57)	α W/(m ² K)
<i>Bewegte Flüssigkeiten</i>	α_1		1815 ... 4800
<i>Ruhende Luft</i>	α_2	($\approx k$)	8,2
<i>Schlechte Luftzirkulation</i>	α_2	($\approx k$)	8,3 ... 8,6
Ungünstige Aufstellung			
<i>Leicht bewegte Luft</i>	α_2	($\approx k$)	11,6 ... 16,3
Normale allseitige Luftzirkulation			
(Freie Strömung)			
<i>Stark bewegte Luft</i>	α_2	($\approx k$)	23,3 ... 24,3
Durch Luftkühler oder Fahrtwind			
Erzwungene Strömung mit $v = 2$ m/s			

Erzwungene Luftkühlung, s. Abschn. 5.4.

Für *Aussetzbetrieb* (S 3) hinreichend kleiner relativer Einschaltdauer ist nach (3.55) das *Flüssigkeitsvolumen* V_A der Anlage möglichst groß im Verhältnis zur Wärmeaustauschfläche A_B des Behälters zu wählen, um durch niedrige Temperaturanstiegsgeschwindigkeit die Flüssigkeitserwärmung herabzusetzen.

Hinweise für die Praxis Die Ermittlung des Behältervolumens aus dem Umwälzvolumen V_B , (3.43), Tab. 3.6, ist um die Auslegung nach dem Wärmehaushalt zu ergänzen, damit die Anforderungen bezüglich der maximal zulässigen Temperatur am Pumpeneingang ϑ_{st} , (3.58), sicher eingehalten werden können.

Näherungsweise gilt für den oberflächengekühlten Behälter $k = \alpha_2$, so dass für Luftkühlung aus Tab. 3.8 entsprechend Behälteraufstellung und Kühlmittelbewegung der Wärmedurchgangskoeffizient k abzulesen ist.

Überschlägig wird von 1 m² Wärmeaustauschfläche ein Wärmestrom von 0,5 kW/K auf die Umgebung übertragen.

In der *Mobilhydraulik* lässt sich der Fahrtwind zur Verbesserung des Wärmeaustauschs nutzen. Das Bauvolumen des Druckflüssigkeitsbehälters lässt sich durch Umströmen mit Zugluft verringern, und damit die Einbaubegrenzung berücksichtigen.

Behälter aus Leichtmetall oder Kunststoff haben im Vergleich zu Stahlbehältern den Vorzug der Gewichtersparnis. Auf den Wärmeaustausch hingegen wirkt sich die Leicht-

bauweise kaum aus, da die Wärmeleitfähigkeit λ entsprechend (3.56b) vernachlässigbaren Einfluss auf den Wärmedurchgang hat.

In der *Stationärhydraulik* kann je nach vorherrschender Betriebsart der Behälter mittels freier Konstruktionsparameter ausreichend bemessen werden. Während für Dauerbetrieb (S 1) die Wärmeaustauschfläche A_B möglichst groß zu wählen ist (3.56), wird man bei Aussetzbetrieb (S 3) das Flüssigkeitsvolumen V_A der Anlage zu steigern versuchen, (3.55). Neben der Anlagengröße wirkt sich die Steuerungsart erheblich auf den Wärmehaushalt aus, da die abzuführende Gesamtverlustleistung P_s^T , (3.52b) außer von der eingebrachten Leistung P_m^P wesentlich vom Anlagenwirkungsgrad η_t^T , (3.51b) bestimmt wird. Im Gegensatz zu Anlagen ohne nennenswerte Drosselung (Verdrängersteuerung) erreichen Anlagen, die vorwiegend mit Drosselung (Widerstandssteuerung) arbeiten, bereits bei kleinen Übertragungsleistungen eine beträchtliche Gesamtverlustleistung P_s^T . Der anfallende Wärmestrom Φ_{th}^T lässt sich durch Abwandlung von Behältergestalt und -abmessungen allein nicht abführen, wenn die Leistungsgrenze des oberflächengekühlten Behälters als Wärmetauscher überschritten ist. Die den räumlichen Gegebenheiten angepasste und wirtschaftliche Lösung ergibt sich aus der Abwandlung der Kühlart, indem man den Wärmeaustausch einem gesonderten Luft- oder Wasserkühler zuordnet, Abschn. 5.4.

Behälterwannen für Rechteckbehälter aus Stahl sind im Bereich der Füllmengen $V_B = (63 \dots 1250) \text{ l}$ (Nenngröße) nach Hauptabmessungen und wichtigsten Gestaltungsmerkmalen festgelegt (DIN 24 339), Abb. 3.56. Zur Unterbringung der Behälterausstattung enthält die Konstruktion neben Bodengefälle, Wanddurchbruch für Reinigungsöffnung weitere unverzichtbare Einzelheiten, die Nebenfunktionen erfüllen. Zur Wahrung der Funktions- und der Umweltsicherheit ist ausgetretene Leckflüssigkeit zu sammeln, die z. B. bei Instandhaltungsarbeiten anfällt. Dies geschieht durch Auffangelemente, die entweder in Bodennähe durch Wanne, Abb. 3.56b, oder in Deckelebene durch verschiedene Deckelformen, Abb. 3.56d, gebildet werden. Die leicht zu reinigenden Auffangrinnen verhindern, dass schmutzhaltige Leckflüssigkeit in den Behälter zurückgeleitet wird.

Serienbehälter in Schweißkonstruktion aus Stahlblech St 37–2 werden für genormte Nenngrößen und Deckelformen angeboten [229], wobei in der Ausführung mit verschraubtem Deckel (Form B) die Reinigungsöffnung entfällt.

Serienbehälter in Gusskonstruktion haben den Vorzug der Integralbauweise, dass der Grundkörper, einschließlich komplizierter Formelemente wie Rippen zur Vergrößerung der Wärmeaustauschfläche, in einem Fertigungsgang hergestellt wird. Die gießgerechte Gestaltung verhindert zudem Spannungsüberhöhungen an Kerbstellen und bringt Gewichtseinsparung mit sich. Insbesondere Leichtmetall-Behälter aus korrosionsbeständigem Aluminium-Kokillenguss (GK- AlSi10Mg) verringern das Gewicht im Vergleich zu Stahl um 1/3, weisen günstige Festigkeit auf und sind ohne Lackierung korrosionsbeständig [231].

Die bauteilsichere, insbesondere die verformungsarme Gestaltung der Behälterwanne, die den Gewichtsdruck der Flüssigkeit aufnimmt und häufig zusätzlich Pumpe und Aufbauten trägt, verhindert zugleich Vibration und Lärm, Abschn. 3.1.13.4, Abb. 3.49.

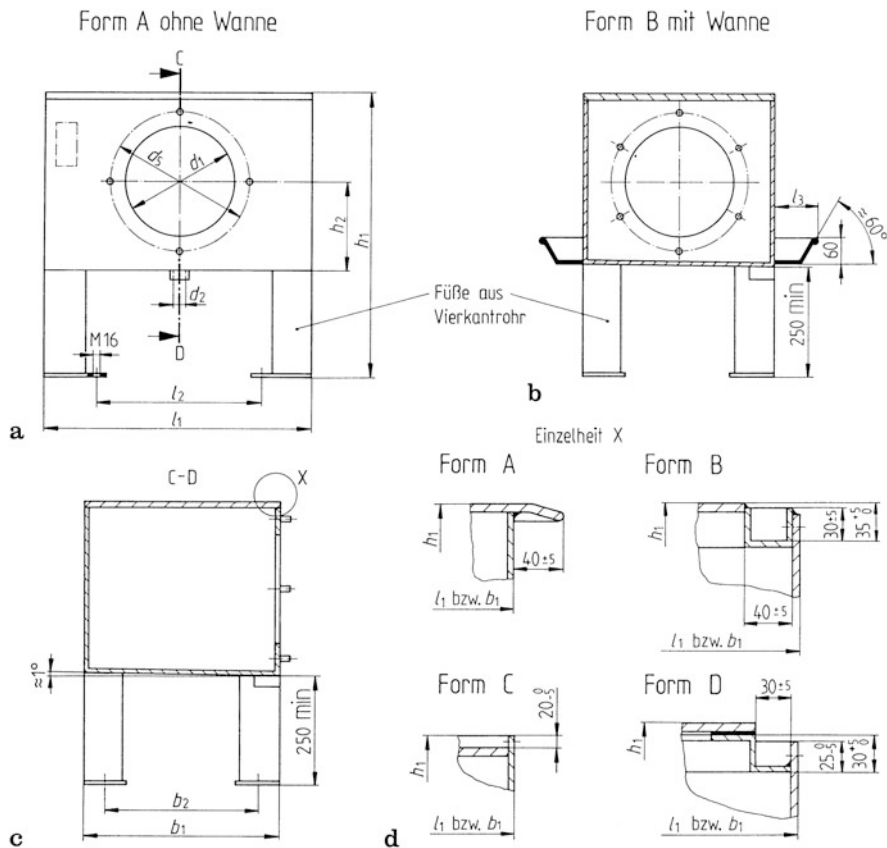


Abb. 3.56 Behälter aus Stahl, Maße, Anforderungen (DIN 24339). **a** bis **c** Behälterformen; **d** Deckelformen

Sonderbehälter in Schweißkonstruktion aus Stahlblech für große Füllmengen werden mittels Trennwänden und Sicken versteift.

Behälterausstattung Zur Flüssigkeitsaufbereitung dienen *Wartungseinrichtungen*, die den Anforderungen an die Instandhaltbarkeit hydraulischer Anlagen nach Ausführungsgrundlagen (DIN EN ISO 4413) dadurch genügen, dass einfache und wirksame Maßnahmen der betriebsstoffbezogenen Inspektion und Wartung für die Flüssigkeitsaufbereitung möglich werden (VDI 2246 Bl. 1, 2; DIN 24343), Abb. 3.56. Hierzu zählen:

- Einfüllöffnung von mindestens 50 mm Durchmesser mit Schutz gegen Eindringen von Schmutz (Einfüllsieb);
- Ausflussöffnung an tiefster Stelle mit hinreichend großem Durchmesser, deutlicher und unverwechselbarer Kennzeichnung;
- Reinigungsöffnung zur Entfernung der Schmutzrückstände (DIN 24 339, DIN EN 12285 Teil 2).

Leitungsein- und -ausgänge müssen als Rohrdurchführung am Behälter abgedichtet werden und dürfen die Zugänglichkeit bei Reparatur und Austausch von Baugruppen nicht beeinträchtigen. Hierbei ist die

- Rücklaufleitung unter Tiefststand des Flüssigkeitsspiegels (min. 100 mm) zu führen derart, dass diese nicht in der Nähe der Saugleitung endet (Strömungskurzschluss vermeiden);
- Saugleitung ohne oder mit Zwischenverschraubung durch den Behälterdeckel zu leiten. Im ersten Fall ist das Saugrohr mittels Gummihülse elastisch durchzuführen, im zweiten Fall die Saugleitung zwischen Verschraubung und Pumpe mittels Schlauch flexibel zu gestalten, vgl. Abb. 3.52. Für selbstansaugende Pumpen ist darüber hinaus der Querschnitt des Saugrohrendes zu erweitern, z. B. durch 45° bis 60° Schrägschnitt, der Abstand zum Behälterboden auf das 2- bis 3fache des Rohrdurchmessers, mindestens auf 20 bis 100 mm zu bemessen, Krümmer und Einbauteile sind zu vermeiden, Abschn. 3.1.1.1;
- Leckleitung auf kürzestem Weg drucklos zum Behälter zu führen und ggf. ein separater Leckölbehälter vorzusehen.

Um die Strömungsgeschwindigkeit niedrig zu halten, sind Saug- und Rücklaufleitung mit ausreichender Nennweite (DN) zu bemessen entsprechend vorgegebenen Richtwerten (DIN EN ISO 4413), Abb. 2.15, Abschn. 2.1.3.4.

Innen- und Außenanstrich müssen mit der Hydraulikflüssigkeit verträglich sein. Die Innenflächen haben dem Norm-Reinheitsgrad (DIN EN ISO 12944, DIN 55634) zu entsprechen. *Behälter-Anbaufilter* ragen mit der Auslassöffnung (Rücklaufilter) bzw. mit der Ansaugöffnung (Saugfilter) in den Behälter hinein, Abschn. 5.3.4.3.

Trennwände und Ablenkleche, die eine wirksame Beruhigungsstrecke für Schmutzpartikelablagerung und Luftabscheidung zu bilden vermögen, sind so einzubauen, dass die Behälterreinigung nicht behindert wird. Um die mit geringer Blasenaufsteiggeschwindigkeit vor sich gehende Luftabscheidung, Abschn. 2.2.3, zu verbessern, kann man an Stelle einer bis dicht auf den Boden oder bis zur Hälfte des Flüssigkeitsspiegels reichenden Schottwand ein schräg stehendes Sieb (0,25 mm Maschenweite, 500 Maschen/cm²) verwenden.

Die Behälterausstattung wird durch *Zubehör* vervollständigt. Hierzu zählen:

- ein Füllstandsanzeiger, der beim Befüllvorgang deutlich ablesbar, nach max. und min. Füllstand dauerhaft markiert, gegen mechanische Beschädigung geschützt sein muss;
- Einfüllöffnung mit einem Schild, das Art und Füllmenge der Hydraulikflüssigkeit angibt;
- Einfüll- und Belüftungsfilter, Abschn. 5.3.4.2.

Druckbehälter Der geschlossene Behälter für vorgespannt oder abgedichtet aufzubewahrende Hydraulikflüssigkeit verursacht größeren Bauaufwand als der belüftete Behälter. Der Druckbehälter wird jedoch dann verwendet, wenn

- einwandfreies Saugverhalten nur durch Aufbau eines Zulaufdrucks zu sichern ist, etwa bei Ansaugverlust durch hohe Antriebsdrehzahl, Abschn. 3.1.1.1;

- mittels Belüftungsfiltration der Schmutzeintrag nicht genügend zu verhindern ist, etwa bei stark staubbelasteter Umgebung, Abschn. 5.3.4.2;
- Alterung der Hydraulikflüssigkeit und Korrosion des Behälters nur durch Abschluss von Sauerstoff und Feuchtigkeit zu verzögern ist, etwa bei erhöhter Betriebstemperatur, Verunreinigung, Umwälzgeschwindigkeit bzw. korrodierender Umgebung, Abschn. 2.4.2 und 2.4.3.

Ein faserverstärkter Elastomerbalg lässt sich an die Form des Behälters anpassen und mittels Gewindeanschlussstutzen abgedichtet an den Behälter anschließen (Bauart Hydrokompensator, Techno-Parts, Pronal [232]). Das elastische Trennelement „Gummiblase“ kann innerhalb des Behälters angebracht werden und verhindert die Berührung von Luft/Gas und Flüssigkeit.

Ist der Anschlussstutzen des Trennelements zur äußeren Umgebung durchgängig, wird lediglich Luftausgleich herbeigeführt.

Ist der Behälter als Druckbehälter ausgelegt, kann die Flüssigkeit durch ein Gaspolster druckbelastet werden. Der geschlossene Behälter nimmt die Nebenfunktion eines Speichers mit Gasverspannung in der Form eines Blasenspeichers wahr, Abschn. 5.2.2. Der Betriebsdruck des Gasdruckspeichers setzt sich im Pumpeneintritt fort, die Zustandsänderung des Speichers (Ent-, Beladevorgang) ermöglicht den Volumenaustausch bei Flüssigkeitsspiegelschwankung. Zur Überbrückung großer Flüssigkeitsspiegelschwankungen wird die Blase außen am Behälter angebracht.

Wärmetauscher sind gesondert aufzustellende Geräte, mit denen die Druckflüssigkeit auf die vorgeschriebene Anlagentemperatur eingestellt wird. Wärmetauscher sind vorzusehen als

- *Kühler*, wenn die Verlustwärme durch natürliche Luftkühlung des Behälters nicht abzuführen ist, Abschn. 3.1.14 und 5.4;
- *Heizung*, wenn niedrige Umgebungstemperatur vorliegt (Mobilhydraulik) oder zum Hochfahren großer Hydroanlagen (Stationärhydraulik), bei denen einwandfreies Saugverhalten (kein Überschreiten der größtmöglichen Startviskosität) sicherzustellen ist, Abschn. 2.4 und 3.1.1.1.

3.1.15 Antriebsaggregate: *Klein-, Standard-, Sonderaggregat*

Diese werden nach Art des Antriebs, z. B. Elektro-Hydropumpe, benannt und bilden mit Behälter, weiterer Hydraulikausstattung und Zubehör eine Gerätebaugruppe. Um zu einem wirtschaftlichen Programm von Antriebsaggregaten zu gelangen, vereint man insbesondere für kleinere Nenngrößen mehrerer Funktionen auf den Behälter. Außer zum Aufbewahren und Aufbereiten der Flüssigkeit dient er als Träger des Pumpenblocks und von Steuergeräten als anschlussfertige Druckflüssigkeitsstation. Stellt man Antriebsaggregate für gleiche Funktionen in zweckmäßiger Größenstufung zusammen, erhält man die nach Behälterrauminhalt gestaffelte Baureihe. Hinsichtlich der Steuerungsfunktion lässt sich ein breites Spektrum von Varianten verwirklichen, dass man die begrenzte Zahl wiederkehrender

Grundbausteine eines Serienaggregats mit anflanschbaren Ventilen als Zusatzbausteinen kombiniert. Mit einem integrierten Steuerteil variabler Zusammensetzung lassen sich aufgabenspezifische Teilfunktionen erfüllen. Die Baureihe der Antriebsaggregate wird damit zum Baukastensystem für verschiedene Funktionen erweitert.

In der *Mobilhydraulik* wird für kleinere Leistungen wegen seiner freizügigen Anordnung in Kraftfahrzeugen und selbstfahrenden Arbeitsmaschinen der elektromotorische Antrieb dem Wärmekraftantrieb vorgezogen. Verbraucherseitig herrschen Kurzzeitbetrieb (S 2) oder Aussetzbetrieb (S 3) geringer relativer Einschaltdauer t_r vor, so dass der E-Motor von einem Druckschalter nur bei Bedarf eingeschaltet wird. Mit dem Schalt-Drucksystem verringern sich Energieverbrauch, Lärmentwicklung und Verschleiß auf ein Mindestmaß [233].

- **Kleinaggregate** bestehen aus batteriebetriebenen Gleichstrom- oder bordnetzbetriebenen Wechsel-/Drehstrommotor mit Pumpe, die über Pumpenträger am Leichtbaubehälter aus Aluminium oder Kunststoff befestigt sind. Kleinaggregate von 0,3 bis 9,5 l Behältervolumen sind serienmäßig mit Druckbegrenzungs- und Rückschlagventil, ggf. Nothandpumpe zur Sicherung der wichtigsten Funktionen bei Stromausfall ausgestattet, ferner einbaufertig gestaltet, z. B. für den Einschub in Vierkantrohre auf Lkw (KA, EA, Bucher Hydraulik [234]), Abb. 3.57b. Der zum Ventilblock erweiterte Pumpenträger erlaubt den Anschluss weiterer Ventile etwa als Einbauventile (z. B. Hub-Senk-Modul). Austauschbare Baugruppen lassen sich zu speziellen Ausführungsvarianten zusammensetzen, um unterschiedliche Steueraufgaben an Ladebordwänden, Hebebühnen oder Scherenhubtischen erfüllen zu können (EP 9, Bosch Rexroth [235]), Abb. 3.57a.

Für den mobilen Einsatz konzipierte, aber für stationäre Einsatzfälle im Kurzzeit- oder Aussetzbetrieb ebenso geeignete Kleinaggregate bilden einen Übergang zu Kompaktaggregaten mit bis zu 30 l Behältervolumen (HKL, HAWE Hydraulik; HPTM, Parker Hannifin).

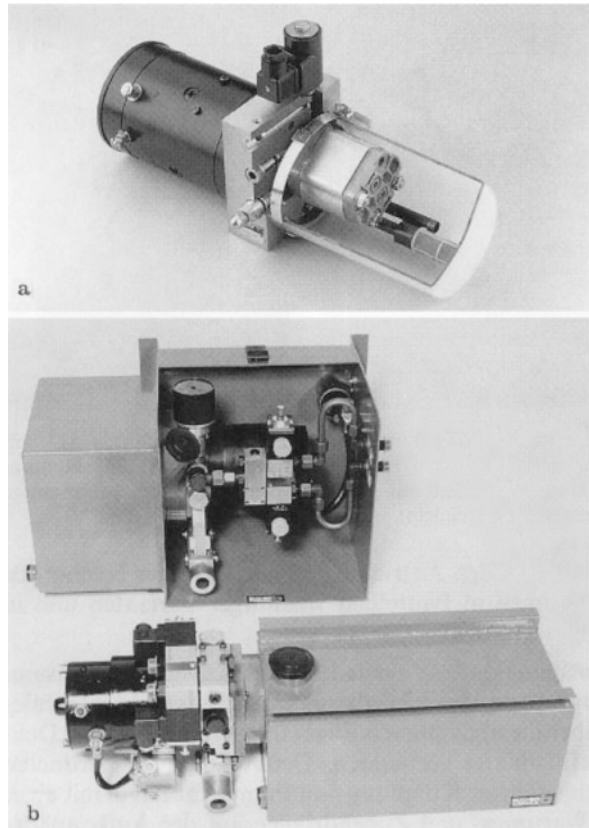
Mobilhydrauliken großen Leistungsbedarfs lassen sich nur von einem Konstantstrom- oder Konstantdrucksystem speisen, dessen Pumpe an die Wärmekraftmaschine mechanisch gekoppelt und während der Stillstandszeit im Leerlauf angetrieben wird.

In der *Stationärhydraulik* werden Antriebsaggregate kleinerer Nenngröße bis zu 63 (75) l Behältervolumen in Baureihen vielfältiger Varianten und in feiner Größenstufung eingesetzt.

- **Standardaggregate** sind fertigungsgerecht gegliederte und bausteinartig zusammengefasste Gerätebaugruppen. So wird die Behälterwanne als integrales Leichtmetall-Gussteil über die abdichtende Füge- und Montagestelle „Dekkelfuge“ mit einer Aufbauplatte verbunden. Den vertikal angeordneten Pumpenblock mit durchgeführter Kupplung und Pumpe fasst man mit einer Grundausstattung an Wartungs- und Zubehörteilen auf der Aufbauplatte zusammen. Die vormontierte Baugruppe wird mit dem Behälter verschraubt.

Eine in den Deckel integrierte Anschlussplatte ermöglicht es, nicht nur den Standardsteuerblock (für Sicherheitsventil, Druckanschluss und Manometer), sondern auch einen Funktionsblock für Wegeventile anzuschließen, Abb. 3.58a. Um sich der jeweiligen Steueraufgabe anzupassen, kann zur flexiblen Blockbauweise dadurch übergegangen werden,

Abb. 3.57 Kleinaggregate. **a** Hydro-Kleinaggregat mit Außenzahnradpumpe, Leichtmetall-Ventilblock und Gleichstrommotor (EP9; Bosch Rexroth); **b** Kompaktaggregat und Einschubaggregat mit Innenzahnrad- und Nothandpumpe im Leichtmetall-Pumpenkopf (KA, EA; Bucher)



dass die entsprechende Grundplatte mit einer über- oder nebeneinander angeordneten Blockverketzung verbunden wird (Bauarten IH 15, Bosch Rexroth [236]), Abschn. 4.6.

Dem lärmarmen Konstruieren dienen Serienaggregate u. a. mittels Pumpenauswahl und -anordnung, etwa in Gestalt der Unteröleinheit „Pumpenblock“, Abb. 3.58b. Diese auch mit Zweikreispumpe für Eilgang-Pressenantriebe ausstattbare Variante ist von gedrängter Bauweise, für den Kurzzeitzw. Aussetzbetrieb konzipiert, ermöglicht wegen der Flüssigkeitskühlung eine höhere Ausnutzung der installierten elektrischen Leistung und ist wegen des gekapselten Antriebs unempfindlich gegen den Eintrag von Schmutz in rauer Umgebung. Die Grundeinheit lässt sich durch Anbaueinheiten vervollständigen. Hierzu zählt ein Funktionsblock für Hubeinrichtung und Spannhydraulikkreise oder ein Anschlussblock, der in Längsverketzung mit Wegeventilen verknüpft wird (MPN, HAWE [237]).

Standardaggregate vereinen montagegerechte Gestaltung mit leichter Handhabung, Nachrüstbarkeit sowie Instandhaltung. Ferner verringert sich die Zahl möglicher Leckstellen und die Ersatzteil-Lagerhaltung.

Die Stationärhydrauliken großer Leistung benötigen ein Antriebsaggregat, dessen Großbehälter mit einer Gerätebaugruppe für Steueraufgaben i. Allg. hoher Komplexität zu

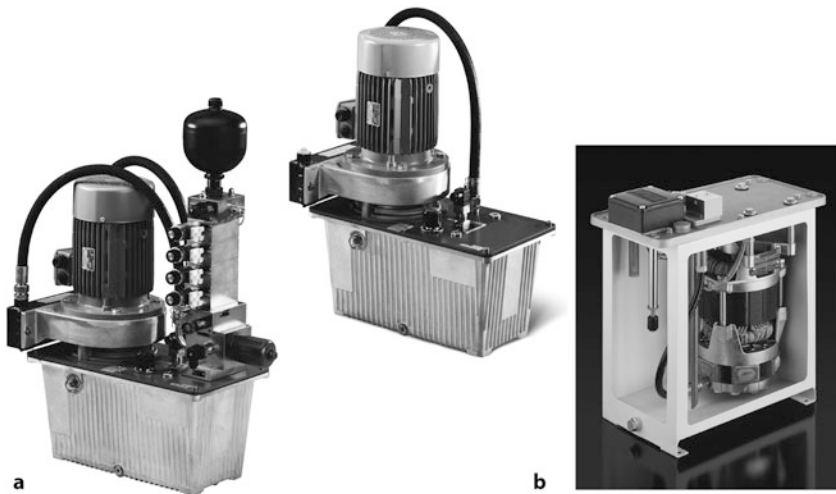


Abb. 3.58 Standardaggregate mit vertikaler Pumpenanordnung. **a** Kleinaggregat, Aluminiumbehälter 20 ... 60 l als Grundmodul und mit aufgebautem Wegeventilmodul (ABSKG, Bosch Rexroth; **b** Unterölaggregat mit Radialkolbenpumpe für variablen Ventilbau eines Ein- oder Zweistufensystems (MPN, HAWE)

kombinieren ist. Da das Bauprogramm hinsichtlich des Größenbereichs der Grundbausteine (Behälter, Ausstattung) wie nach Zahl der Zusatzbausteine (Ventilmontagesystem) erweitert ist, kann die Vielfalt der Kombinationsmöglichkeiten zunächst durch Anpassbausteine, etwa durch angepasste Reihenplatten, Wärmetauscher und anzufügende Hydrospeicher, ergänzt werden (IH 20, KOLP, ABSBG; Bosch Rexroth [236]; KA, HYDAC [238, 239] Abb. 3.59.

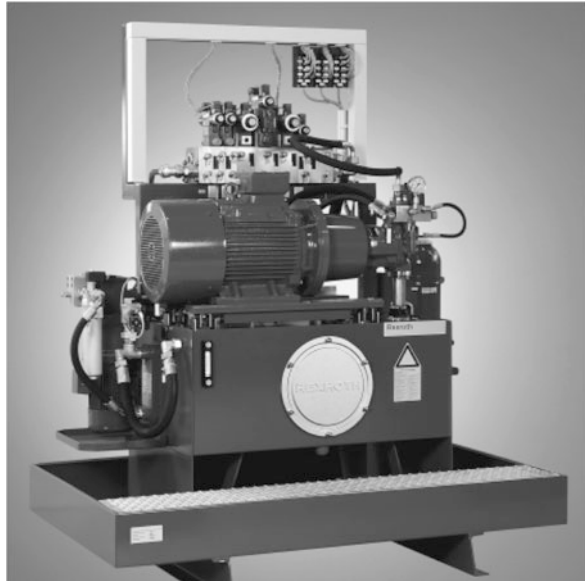
- **Sonderaggregate** sind aufgabenspezifisch angefertigte Antriebsaggregate, z. B. mit 800 ... 60.000 l Behältervolumen mit horizontaler Anordnung des Pumpenblocks, bei denen alle Komponenten auf den Tank aufgebaut oder als separate Baueinheiten (Filter-, Kühler-, Heizerstationen, Steuerstände) miteinander verrohrt werden [236].

Kompakte Großaggregate mit reduzierter Verrohrung durch horizontal angeordnete modulare Funktionsblöcke in leckagefreier Verkettung erfüllen die Ausführungsrichtlinien (DIN EN ISO 4413) im Sinne des instandhaltungsgerechten sowie umweltverträglichen Gestaltens (reproduzierbare Dichtheit) [240].

3.1.16 Drehzahlvariable Pumpenantriebe. *Hybridantriebe*

Aus den hydraulischen Kenngrößen der Pumpe folgt, dass sich der Förderstrom aus Fördervolumen und Antriebsdrehzahl ergibt, Abschn. 3.1.1.1, Gl. (3.23a). Somit lässt sich die Bedarfsanpassung außer durch Volumeneinstellung, Gl. (3.22a), auch durch *Drehzahlsteuerung über die elektrische Antriebseinheit* herbeiführen. Drehzahlvariable

Abb. 3.59 Sonderaggregat mit horizontaler Pumpenordnung, Stahbehälter 100 ... 800 l als modular aufgebaute Funktionsbaugruppe mit Montagerahmen für Ventilaufbau und elektrische Verkabelung (ABMAG, Bosch Rexroth)



Pumpenantriebe (DvP) nutzen hierfür stromrichtergespeiste Elektromotoren als Antriebseinheit. Deren Kombination mit einer geeigneten Konstantpumpe führt zu *energieeffizienten Lösungskonzepten*, die auch als *Hybridantriebe* bezeichnet werden [241].

Je mehr der Volumenstrombedarf schwankt, je ausgeprägter folglich der Teillastbetrieb ist, umso ergiebiger wird die durch Bedarfanpassung zu erzielende Energieersparnis. Vernetzt mit der übergeordneten Maschinensteuerung sind Stromrichterantrieb und Konstantpumpe auf die Zykluscharakteristik industrieller Prozesse anforderungsgerecht abzustimmen. Entsprechende Ausbaustufen sind als kompakte Baueinheiten nebst Speisegerät verfügbar [242], Abb. 3.60.

Die *grundlegende Ausbaustufe* besteht aus *Frequenzumrichter, Asynchron-Normmotor und Konstantpumpe*. Diese Kombination genügt vielen Standardanwendungen etwa für spanende Werkzeugmaschinen, die auf das Konstantdrucksystem eines offenen Kreislaufs zurückgreifen (Sytronix, FcP 5000, Bosch Rexroth [243]), Abb. 3.61.

Geht es jedoch um große Energiespareffekte bei kurzen Maschinenzyklen, setzt man den elektrischen Servoantrieb als Antriebseinheit zum präzisen Stellen ein.

Die *höchste Ausbaustufe* besteht demzufolge aus *mikroprozessorgesteuertem Umrichter (Servoumrichter), Synchron-Drehstrommotor (Servomotor) und Konstantpumpe*. Diese Kombination erfüllt höchste Anforderungen an Stelldynamik und Positioniergenauigkeit und kennzeichnet den *servovariablen Pumpenantrieb* (Sytronix, SvP 7000, Bosch Rexroth [244]), Abb. 3.62.

Verkürzte Zykluszeiten und höhere Produktivität erfordern präzise Regelvorgänge, die sich durch hohe Stelldynamik und fortgeschrittene Regelungsstrategien verwirklichen lassen. So erreicht die Druckregelung sehr kurzzeitige Druckänderungen. Die

Sytronix

FcP 5000
basic performance



basic dynamics

basic accuracy

energy efficient

DFEn 5000
advanced performance



advanced dynamics

advanced accuracy

energy efficient

SvP 7000
high performance



high dynamics

high accuracy

energy efficient

Abb. 3.60 Drehzahlvariable Pumpenantriebe (DvP), Ausbaustufen nach steigendem Anforderungsprofil basierend auf Stelldynamik, Präzision, Energieeffizienz (Sytronix, Bosch Rexroth)

digitale Drehzahlregelung garantiert hohe Wiederholgenauigkeit und stabilen Nullpunkt. Eine spezielle Funktion unterbindet Kavitation beim Anfahren unter niedrigen Drücken. Im 4-Quadrantenbetrieb eines geschlossenen Kreislaufs verwirklicht man die direkte Achsansteuerung. Prinzipbedingte Drosselverluste, wie sie an ventilgesteuerten elektro-



Abb. 3.61 Drehzahlvariabler Pumpenantrieb (DvP), grundlegende Ausbaustufe (FcP 5000-System, Bosch Rexroth). **a** Motor-Pumpen-Baugruppe, bestehend aus Asynchron-Normmotor und Innenzahnradpumpe; **b** Frequenzumrichter



Abb. 3.62 Drehzahlvariabler Pumpenantrieb (DvP), höchste Ausbaustufe (SvP 7000-System, Bosch Rexroth). **a** Motor-Pumpen-Baugruppe, bestehend aus Synchron-Servomotor und Innenzahnradpumpe, **b** Servoumrichter

hydraulischen Achsen anfallen, treten an ventillos gesteuerten Achsen nicht auf. Die mittels Druckmessumformers erweiterte Druck-/Förderstromregelung verlagert sich auf die elektrische Antriebsseite. Die Antriebsdrehzahl wird eingestellt derart, dass die geforderten Prozessvariablen eingehalten werden. Eine entsprechende Applikations-Software stellt erweiterte Funktionalitäten für elektrische Antriebsregelgeräte bereit [245]. Im Master-Slave-Betrieb können mehrere Achsen (Slaves) mit dem führenden Achsantrieb (Master) vernetzt und zu einem Systemverbund gekoppelt, Mehrachsensteuerungen energieeffizient umgesetzt werden. Anwendungsbeispiele sind Urformmaschinen der Metallurgie (Warmkammer-Druckgießmaschinen), spanende Werkzeugmaschinen und Kunststoff verarbeitende Maschinen (Spritzgießmaschinen).

3.1.16.1 Drehzahlvariabler Antrieb mit Innenzahnradpumpe

Als *Konstantpumpe für beide Ausbaustufen* eignet sich die vollständig druckkompensierte Innenzahnradpumpe (PGH 5–3X, Bosch Rexroth [246]), Abb. 3.63a.

Dieses Lösungsprinzip zeichnet sich durch geringe Leckage, hohen Gesamtwirkungsgrad und niedrigen Lärmpegel aus. Zusätzliche konstruktionsoptimierende Maßnahmen kennzeichnen die Gestaltungsvariante für den drehzahlvariablen Einsatz. Hierzu zählen der vergrößerte Sauganschluss für maximale Drehzahl (3000 min^{-1}), Abb. 3.63b, spielnachstellende radiale Spaltkompensation und hydrodynamische Rotor-Gleitlagerung für minimale Drehzahl (200 min^{-1}), Abb. 3.63c. Dadurch wurde der Drehzahlbereich erweitert, der Förderdruck für intermittierenden Betrieb erhöht (350 bar). Die Schallabstrahlung am Hydroaggregat lässt sich beim drehzahlvariablen Betrieb bis zu 20 dB(A) senken, sekundäre Lärmschutzmaßnahmen können häufig entfallen. Aufgrund der zu erzielenden Energieersparnis (30 bis 80 %) verringert sich der Eintrag an Verlustwärme, so dass sich ein gesonderter Ölkühler meistens erübrigt.

Einen robusten und energieeffizienten Linearantrieb erhält man durch Zusammenschluss von druckkompensierter Innenzahnradpumpe und Hydrozylinder. Vorschubantriebe in Werkzeugmaschinen greifen vorwiegend auf Differenzialzylinder zurück. Die FehlAbstimmung von Fördervolumen und Kolbenflächen lässt sich durch Druckventile im offenen Kreislauf ausgleichen. Mit dem servovariablen Pumpenantrieb kann der Volumenabgleich durch Drehzahlregelung verlustarm herbeigeführt werden. Dabei arbeitet die Konstantpumpe im Sinne einer *Differenzialpumpe* im geschlossenen Kreislauf. Damit gelangt man zum hydraulischen Servoantrieb als ventillosen, linearen Direktantrieb. Mit einer Lebensdauerfüllung an Druckflüssigkeit liegt ein geschlossenes System vor, das als kompakte Baueinheit oder mit separatem Zylinder verfügbar ist (CLDP, Voith Turbo H + L Hydraulic) [247].

Drehzahlvariable Innenzahnrad-einheiten arbeiten als ventillose Direktantriebe im 4-Quadranten-Betrieb nahezu mit der Dynamik von Ventilsteuerungen. Somit lassen sich Zykluszeiten in stationären Anlagen verringern, beim Senken bzw. Abbremsen von Lasten in mobilen Anlagen Energien rückgewinnen (ECOdraulics, Bucher Hydraulics [248, 249]).

3.1.16.2 Drehzahlvariabler Antrieb mit Axialkolbenpumpe

Außer auf Innenzahnradpumpen wendet man die Drehzahlsteuerung über die elektrische Antriebseinheit auch auf Axialkolbenpumpen an. Diese decken den Bereich energiein-

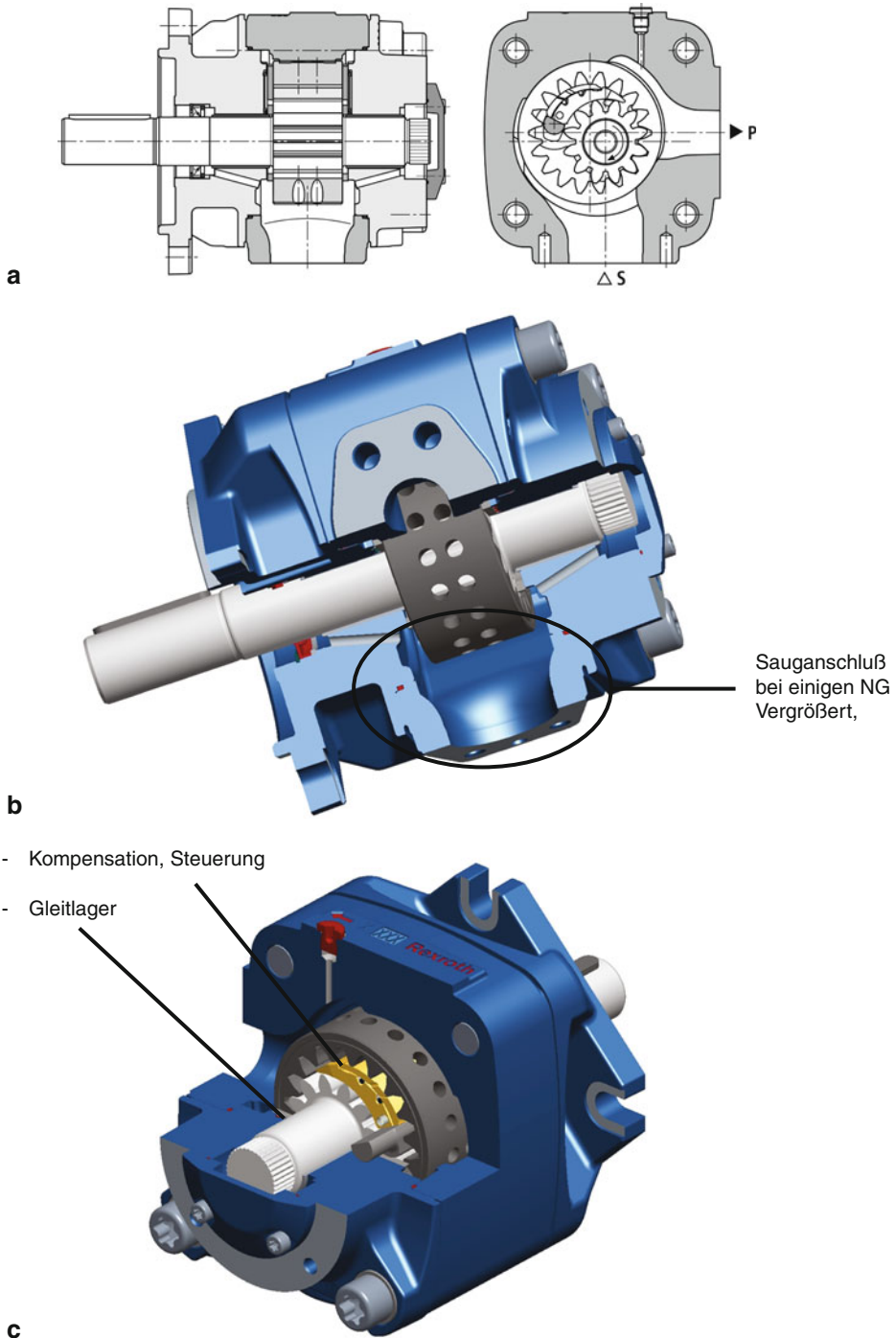


Abb. 3.63 Innenzahnradpumpe, vollständig druckkompensiert für drehzahlvariablen Antrieb (PGH 5–3X, Bosch Rexroth). **a** Längs- und Querschnitt mit radialer Kompensation; **b** Gestaltänderung für maximale Drehzahl; **c** Gestaltänderung für minimale Drehzahl

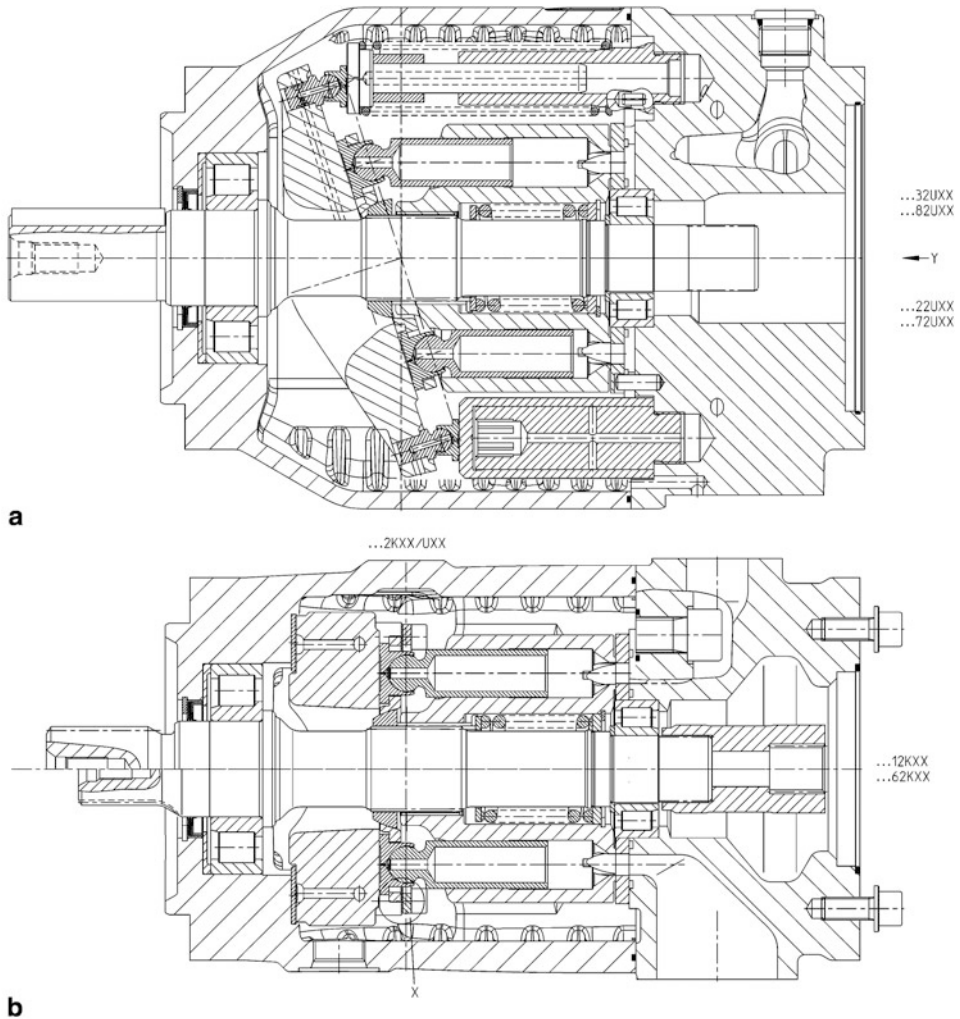


Abb. 3.64 Axialkolbenpumpe, Schrägscheibenbauart für drehzahlvariablen Antrieb (A10VZO, NG140, Bosch Rexroth). **a** Längsschnitt senkrecht zur Schwenkachse; **b** Längsschnitt in Schwenkachse

tensiver Anwendungen ab. Hierbei gelangen vielfältige Varianten für Ein- Zwei- oder Vierquadranten-Betrieb zum Einsatz. Im Vergleich zum unregelmäßigen Pumpenantrieb mindert die bedarfsorientierte Bereitstellung von Energie durch geregelten Wirkungsablauf den Energieverbrauch um bis zu 80 %.

Als *Konstant-/Verstellpumpe für unterschiedliche Ausbaustufen* eignet sich die Axialkolbenpumpe der Schrägscheibenbauart (A10 F/VZO/G, Bosch Rexroth [250]), Abb. 3.64.

Ausgehend von axialen Standardeinheiten konnte durch optimierende Gestaltänderungen an Triebwerkelementen und Gehäusebauteilen volle Start-Stop-Fähigkeit hergestellt werden. So passte man an der Elementpaarung für Ein-/Auslasssteuerung die Federvorspannung und Druckentlastung an der ebenen Steuerscheibe (Verteilerplatte) den Betriebsarten an, indem auf der Steg- oder Laufseite der Kolbentrommel (Zylinder) die Tragflächen geändert wurden. Dadurch ließ sich die Mindestdrehzahl bis auf Stillstand herabsetzen. Ferner konnten die Elemente der Umsteuerung Scheibe/Trommelstege auf beschleunigten Druckabbau abgewandelt werden derart, dass Drehrichtungsumkehr auch im offenen Kreislauf möglich ist. Durch optimierendes Gestalten von Strömungskanälen an Steuerschlitzen und Gehäuse ließ sich abhängig von der Baugröße die maximal zulässige Drehzahl (von 1500 ... 1800 min^{-1}) erhöhen auf 1800 ... 3600 min^{-1} . Damit sind auch die Vorzüge hochdrehender Servoantriebe zu nutzen.

Die *Steuer- und Regelgeräte für die Pumpenverstellung (Verstellprogramm)*, die mittels integrierter Ansteuerelektronik im Proportional-Wegeventil (Pilotventil) des Pumpenstellsystems bereits auf Systemsicht ausgelegt sind, wurden für den zu erzeugenden Stelleingriff über die Antriebsdrehzahl erweitert (SYDFEn-X, Bosch Rexroth [251]).

Neben Geräten für Standardregelungen (z. B. hydraulischer Druckregler DR, DRG; elektrischer Druck-/Förderstromregler DFE) sind solche für Momentenregelung zur Begrenzung des Antriebsmoments (Druck-Momentenregler LA.D) und für Zweipunktregelung mit einstellbaren Förderstrombegrenzungen (Zweipunktverstellung, elektrisch EZ) hinzugefügt. Damit lassen sich in Zyklen mit hohem Anteil an Druckhaltezeiten das Antriebsmoment verringern, der Antrieb kleiner und kostengünstiger bemessen.

Die *mittlere Ausbaustufe* besteht aus *Frequenzumrichter, Asynchron-Normmotor und Verstellpumpe* (Sytronix DFE 5000, Bosch Rexroth [242, 243]), Abb. 3.65.

Diese Kombination genügt mittleren Anforderungen an die Dynamik. Mit dem Druck-/Förderstromregelgerät (SYDFEn-X) ausgerüstet, wird die über Schwenkwinkelverstellung elektrohydraulisch geregelte Pumpe von der drehzahlvariablen Antriebseinheit angesteuert. Durch Zurückschwenken des Verstellglieds Schrägscheibe minimiert man Fördervolumen und Antriebsmoment. Der Druckhaltebetrieb kann unabhängig von der erforderlichen Antriebsdrehzahl bis auf Nennbetriebsdruck ohne Zeiteinschränkung aufrecht erhalten werden. Eine unzulässige Erwärmung kann beim Axialkolbenverdränger nicht auftreten, da letzterer im Gegensatz zum Zahnradverdränger die Pumpenleckage extern abführt, Volumenstrom und Druck werden im untersten Drehzahlbereich bei sehr hohem Wirkungsgrad bereit gestellt. Insbesondere für große Leistungen und lange Durchhaltezeiten steht somit eine kostengünstige Variante bereit.

Die *höchste Ausbaustufe* besteht aus *Servoumrichter, asynchron bzw. synchron betriebem Servomotor und Verstellpumpe*. Diese Kombination erfüllt höchste Anforderungen an Stelldynamik und Positioniergenauigkeit, kennzeichnet den *servovariablen Pumpenantrieb* für den oberen Leistungsbereich (Sytronix SvP 7000, Bosch Rexroth [244, 245]), Abb. 3.62.

In *beiden Ausbaustufen* ermöglichen drehzahlgeregelte Pumpenantriebe, den Prozess über die Regelgrößen Förderstrom, Zylinderdruck, Kolbenposition zu beeinflussen. Dies

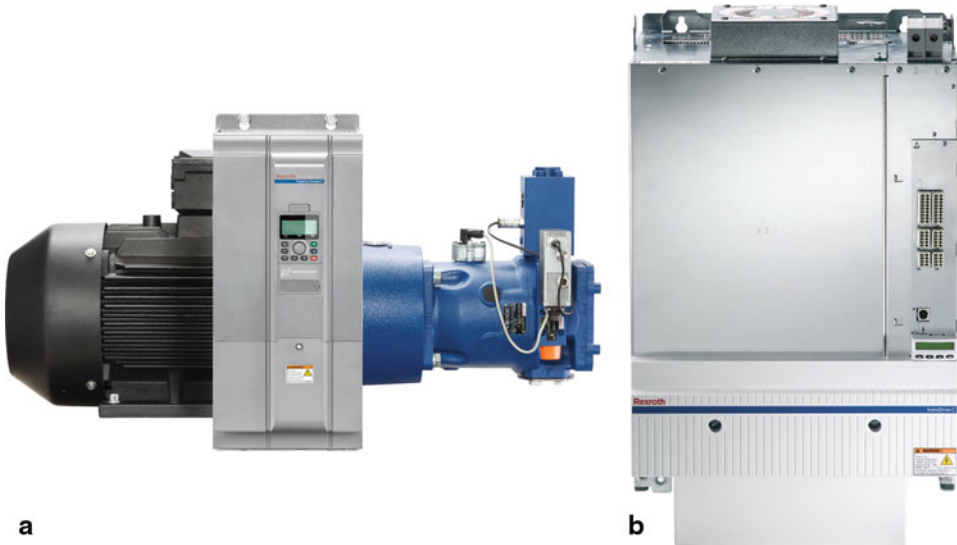


Abb. 3.65 Drehzahlvariabler Pumpenantrieb (DvP), mittlere Ausbaustufe (DFEn 5000-System, Bosch Rexroth). **a** Grundpumpe (Axialkolbenpumpe A10Z, NG100, Bosch Rexroth) mit elektrohydraulischer Stelleinrichtung (Pilotventil, Ventilelektronik, Schwenkwinkel-Wegaufnehmer); **b** Frequenzumrichter

kann im 2-Quadranten-Betrieb eines offenen Kreislaufs bzw. im 4-Quadranten-Betrieb eines geschlossenen Kreislaufs erfolgen. Letzterer steigert durch direkte (ventillos) Ansteuerung die Energieeffizienz für sehr große Leistungen. Mittels Drehzahlabsenkung wird die mittlere Geräuschemission um bis zu 10 dB(A) gemindert, so dass meist auf sekundäre Lärmschutzmaßnahmen verzichtet werden kann. Mit dem drehzahlvariablen Pumpenantrieb lassen sich auf der jeweils angemessenen Ausbaustufe kontrollierte Achsbewegungen von Einzel-Achsen, horizontal vernetzt über lokalen Feldbus auch von Mehrfach- bzw. Mehrsystem-Achsen ausführen. Anwendungsbeispiele hierfür sind Urformmaschinen der Metallurgie (Strangpressen), umformende Werkzeugmaschinen (Pressen, Abkantpressen, Ringexpander), Forstmaschinen (Sägemühlen) [248].

3.2 Hydromotoren

Hydromotoren (H-Motoren) sind hydraulisch-mechanische Energieumformer, die die von der Druckflüssigkeit übertragene und am Leitungsanschluss (Druckstutzen) bereitgestellte hydraulische Energie in rotatorische mechanische Energie umformen und diese an der Motorwelle abgeben.

Als **mechanischer Ausgang des hydrostatischen Antriebs**

- führt der H-Motor die Abtriebsbewegung „*gleichsinnig (fortlaufend) Drehen*“ aus. Die Drehrichtung lässt sich bei H-Motoren mit zwei Volumenstromrichtungen umkehren, wobei die Verdrängermaschine im „geschlossenen Kreislauf“ zu betreiben ist;
- bildet der H-Motor den motorischen Getriebeteil eines *hydraulisch drehzahlveränderbaren Antriebs*, Tab. 3.1, Abschn. 3.1.3.

Stufenlose Übersetzungsänderung lässt sich durch Verstellen von Widerständen im konduktiven Getriebeteil oder durch Ändern des Verdrängungsvolumens im generatorischen und/oder motorischen Getriebeteil erzielen.

Für energiesparende Antriebskonzepte wird an Stelle der Widerstandssteuerung die Verdrängersteuerung, insbesondere die Sekundärsteuerung durch Verstellen des Schluckvolumens genutzt. *Verstellmotoren* finden als Sekundäreinheit in Hydrogetrieben, in aufgelöster Bauweise für sekundär geregelte hydrostatische Antriebe Anwendung. Kann das Verstellglied über die Nullstellung hinaus verstellt werden (2 Verstellrichtungen), lässt sich die Drehrichtung ohne Änderung der Volumenstromrichtung umkehren (2 Drehrichtungen).

Die *Pumpe-/Motor-Einheit* nimmt eine Doppelfunktion wahr, indem sie entweder als Pumpe oder als Motor arbeitet (Hydrogenerator/-motor). Dies kann in Abhängigkeit von der Volumenstromrichtung oder ohne Änderung derselben erfolgen. Lässt sich die Verdrängereinheit in beiden Volumenstromrichtungen als Pumpe oder Motor betreiben, kann Stromrichtungsumkehr bei wechselndem Druckanschluss verwirklicht werden (Vierquadrantenbetrieb).

Entsprechend der vom hydrostatischen Antrieb geforderten Übersetzung kann der H-Motor je nach Bauart (Verdrängerprinzip) und Baugröße (Verdrängungsvolumen) als *Schnellläufer* oder *Langsamläufer* ausgelegt sein, Tab. 3.12 und 3.13, Abschn. 3.2.5 u. 6.

Der Langsamläufer eignet sich als Hochmomentmotor zum Direktantrieb von Schwermaschinen oder schweren Nutzfahrzeugen. Soll mit dem Schnellläufer eine große Drehmomentübersetzung (Wandlung) erreicht werden, schaltet man ein mechanisches Konstantgetriebe nach. Hydrostatischer Niedermomentmotor und Zwischengetriebe werden zu einer Baugruppe auf der Sekundärseite zusammengefasst (Hydrogetriebemotor).

Weist man im konduktiven Getriebeteil einer Ventilbaugruppe entsprechende Steuerungsaufgaben zu, erfüllt der H-Motor Bewegungsaufgaben, die über das Umwandeln der Leistungsfaktoren Drehzahl und Drehmoment hinausgehen. Die Drehbewegung am Abtrieb bleibt zwar erhalten, die Verknüpfung der Gliedlagen (Getriebefunktion VDI 2727 Bl. 1) zwischen generatorischem Getriebeteil (Winkel Pumpenwelle) und H-Motor (Winkel Motorwelle) kann jedoch gesteuert werden derart, dass sich außer gleichsinnig linearer Drehbewegung (Getriebefunktion D 2) andere funktionale Zusammenhänge zwischen mechanischem Ein- und Ausgang einstellen und aufeinander folgende Bewegungszyklen verwirklichen lassen.

Als **mechanischer Ausgang des hydrostatischen Antriebs**

- führt der H-Motor durch Umsteuern und Aussetzen die Abtriebsbewegung „*wechselsinnig Drehen mit Rast*“ aus. Im Gegensatz zum Schwenkmotor ist der Drehwinkel (Drehhub) unbegrenzt, mithin sind Drehbewegungen mit Rast und Umkehr (Bewegungsaufgaben „5“ bis „7“, VDI 2727 Bl. 1) ohne Wegbegrenzung durch Festanschlag realisierbar;
- bildet der H-Motor den motorischen Getriebeteil eines *hydraulischen Stellantriebs für Drehbewegung*, um Arbeitsabläufe variabler Schrittfolge auszuführen (Bewegungsabläufe mit Funktionsplänen VDI/VDE 3684, Funktionsplan DIN EN 60 848 (IEC 848)).

Damit erweitert sich der Einsatz des H-Motors vom Sekundärteil in Leistungsgetrieben für stufenlose Übersetzungsänderung auf das weitläufige Anwendungsfeld der Drehstellantriebe.

3.2.1 Motorkenngrößen

Das Beharrungsverhalten von Motoren wird durch hydraulische und mechanische Kenngrößen beschrieben. Erstere beziehen sich auf den Strömungsteil (Stutzen), letztere auf den Abtrieb (Motorwelle). Der jeweilige Energieumsatz ist für den verlustfreien Motor äquivalent, für den verlustbehafteten Motor unterscheidet er sich durch anteilige Verluste.

3.2.1.1 Hydraulische Kenngrößen des verlustfreien Motors

Für die Hydromotoren gelten sinngemäß die Grundgleichungen der Pumpen, Abschn. 3.1.1.1 und 3.1.1.2.

Die der abgegebenen mechanischen Energie gleichwertige hydraulische Energie ergibt sich bezogen auf das Volumen entsprechend (3.13a) aus der (statischen) *Druckdifferenz des Motors* (VDI 2152, DIN ISO 4391) oder dem Druckabfall (Lastdruck)

$$p_1 - p_2 = (p_{1t} - p_{2t}) - \rho g(h_1 - h_2) - \rho(v_1^2 - v_2^2)/2$$

$$\Delta p^M = \Delta p = \Delta p_t - (\rho g \Delta h + \Delta p_k), \quad (3.13c)$$

wobei hier wegen (3.14) ebenfalls gilt

$$\Delta p = p_1 - p_2 \approx \Delta p_t. \quad (3.13d)$$

Das geometrische Verdrängungsvolumen V_g ist gleich dem *geometrischen Schluckvolumen*, das sich ebenso wie für Pumpen nach Näherungsformeln ermitteln lässt, die vom Verdrängerprinzip abhängen. Hinsichtlich Nenngröße (NG) und dezimal geometrischer Stufung gelten die für Pumpen genannten Festlegungen (ISO 3662), Abschn. 3.1.1.1.

Je Wellenumdrehung ergibt sich eingangsseitig bei drucklosem Hub mittels Durchflussmessung entsprechend (3.21a) das *theoretische Schluckvolumen*

$$V_i = V_g - V_c, \quad (3.21c)$$

wobei ebenfalls die Näherung (3.21b) gilt.

Verstellmotoren können durch Verändern des Verstellwegs s bzw. des Verstellwinkels α mittels einer Verstelleinrichtung vom minimalen Schluckvolumen – häufig bei Nullhub $V_i(0)$ – bis zum maximalen Schluckvolumen $V_{i,\max}$ eingestellt werden, (3.22a, b).

Ist der volumetrische Verlust mit dem theoretischen Schluckvolumen V_i als Bezugsgröße zuverlässig zu ermitteln, gilt im realen Hydrogerät nach [1] als *gemessenes theoretisches Schluckvolumen*

$$V_i = (\Delta q_{V_e} / \Delta n)_{\Delta p \neq 0, \vartheta_{IF}}$$

die Steigerung des effektiven Schluckstroms über der Abtriebsdrehzahl ($q_{V_e}^M, n^M$ -Kennlinie) nach (3.63).

Es genügt, bei zwei unterschiedlichen Drehzahlen zu messen (DIN ISO 4391, ISO 8426).

Mit dem theoretischen Schluckvolumen V_i und der Abtriebsdrehzahl n folgt somit als hydraulische Kenngröße der *theoretische Schluckstrom* q_{V_i} entsprechend (3.23a, b), mit dem die Drehzahl proportional zunimmt und der druckunabhängig ist.

3.2.1.2 Kenngrößen des verlustfreien Abtriebs

Kombiniert man Schluckvolumen V_i , (3.21c), oder Schluckstrom q_{V_i} , (3.23a), mit der Druckdifferenz des Motors Δp , (3.13d), so erhält man das Drehmoment T_i bzw. die Leistung P_i des Abtriebs entsprechend denen des Antriebs, Abschn. 3.1.1.2.

3.2.1.3 Hydraulische Kenngrößen des verlustbehafteten Motors

Für den realen Motor ist sinngemäß von den *Grundgleichungen hydrostatischer Maschinen*, Abschn. 3.1.1.1 und 3.1.1.2, auszugehen, die den theoretischen Schluckstrom q_{V_i} und das theoretische Motordrehmoment T_i , (3.23a), (3.24) angeben. Diese Kenngrößen ohne Verluste sind für Motoren um den Leckverlust $q_{V_d} = q_{V_s}$ zu erhöhen bzw. um den Drehmomentverlust T_s zu vermindern, (3.61), (3.65).

Effektiver Schluckstrom und volumetrischer Wirkungsgrad

An funktionsbedingten Dichtspalten entweicht Druckflüssigkeit, die als nach außen tretender oder interner Leckstrom dem Hydrokreislauf bzw. der Energieumformung verloren geht.

Zum Ausgleich des Leckstroms q_{V_s} muss man am Motoreingang den theoretischen Schluckstrom q_{V_i} erhöhen, Abb. 3.8, Abschn. 3.1.1.3, so dass sich der effektive Schluckstrom oder hochdruckseitige Volumenstrom

$$q_{V_e} = q_{V_i} + q_{V_s} \quad (3.61)$$

ergibt.

Die Berücksichtigung einer weiteren Erhöhung um den volumetrischen Verlust infolge Kompressibilität ($q_{V_{s,k}}$, DIN ISO 4391) bleibt i. Allg. verfeinerten mathematischen Modellen vorbehalten, Abschn. 3.1.1.4.

Die Messung des tatsächlichen Schluckstroms erfolgt am Einlass bei bestimmten Temperatur- und Druckwerten (ISO 4409).

Das Verhältnis von theoretischem zu effektivem Schluckstrom ist der *volumetrische Wirkungsgrad*

$$\eta_v = \frac{q_{V_i}}{q_{V_e}} = \frac{q_{V_i}}{q_{V_i} + q_{V_s}} = 1 / \left(1 + \frac{q_{V_s}}{V_i n} \right). \quad (3.62a)$$

Mit dem theoretischen Schluckvolumen V_i und dem volumetrischen Wirkungsgrad η_v folgt proportional zur Drehzahl der *effektive Schluckstrom*

$$q_{V_e} = q_{V_i} / \eta_v = V_i n / \eta_v. \quad (3.63a)$$

Bei gegebenem effektivem Schluckstrom bestimmt sich hieraus das erforderliche theoretische Schluckvolumen

$$V_i = \frac{q_{V_e}}{n} \eta_v. \quad (3.64)$$

Für die Praxis (Zahlenwertgleichung):

$$V_i = 10^3 q_{V_e} \eta_v / n \quad (3.63b)$$

mit q_V in l/min, V in cm^3 , n in min^{-1} .

3.2.1.4 Kenngrößen des verlustbehafteten Abtriebs

An funktionsbedingten Gleitflächen wird hydraulisch-mechanische Energie je nach Struktur des Tribosystems in drehzahlunabhängigen und -veränderlichen Anteilen entzogen, Abb. 3.9c. Die grundlegende wie die weitergehende Verlusttrennung entsprechend den Modellen für Verdrängermaschinen gilt sinngemäß auch für Motoren, Abschn. 3.1.1.4.

Effektives Motordrehmoment und hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad

Vermindert man das theoretische Motordrehmoment T_i um den Drehmomentverlust T_s , erhält man das an der Motorwelle zu entnehmende Abtriebsmoment oder effektive Motordrehmoment

$$T_e = T_i - T_s. \quad (3.65)$$

Das Verhältnis von effektivem zu theoretischem Drehmoment ergibt den *hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad*

$$\eta_{hm} = \frac{T_e}{T_i} = \frac{T_i - T_s}{T_i} = 1 - 2\pi \frac{T_s}{V_i \Delta p}. \quad (3.66a)$$

Mit dem Druckabfall (Druckdifferenz des Motors) Δp und dem hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad η_{hm} folgt proportional zum theoretischen Schluckvolumen V_i das *effektive Motordrehmoment* (Abtriebsmoment DIN 24564 Teil 1)

$$T_e = T_i \eta_{hm} = \frac{V_i \Delta p}{2\pi} \eta_{hm} = \frac{q_{V_i} \Delta p}{2\pi n} \eta_{hm}. \quad (3.67a)$$

Für die Praxis (Zahlenwertgleichung):

$$T_e = 15,92 \cdot 10^{-3} V_i \Delta p \eta_{hm} = 15,92 q_{V_i} \Delta p \eta_{hm} / n \quad (3.67b)$$

mit T in Nm, V in cm^3 , q_V in l/min, Δp in bar, n in min^{-1} .

Das effektive Motordrehmoment T_e ist abhängig vom Druck, jedoch prinzipbedingt unabhängig von der Abtriebsdrehzahl (Nebenschlussverhalten). Abweichungen durch die begleitende Nebengröße „Mischreibung“ im Bereich niedriger und „Strömungsverlust“ im Bereich hoher Drehzahlen s. Abschn. 3.2.3 und 3.2.6.

Motorleistung und Gesamtwirkungsgrad

Das Produkt aus effektivem Schluckstrom q_{V_e} und Druckabfall (Druckdifferenz des Motors) Δp ergibt die vom Fluid übertragene und zwischen den Leitungsanschlüssen aufzunehmende *hydraulische Leistung*

$$P_h = P_{1h} - P_{2h} = q_{V_e} \Delta p, \quad (3.68a)$$

die wegen $p_1 \gg p_2$ der hydraulischen Leistung am Motoreingang (DIN ISO 4391, ISO 4409) näherungsweise entspricht:

$$P_{1h} = q_{V_e} p_1 \approx P_h. \quad (3.68b)$$

An die Arbeitsmaschine gibt die Motorwelle die

Motorleistung (Abtriebsleistung, Wellenleistung DIN 24564 Teil 1, VDI 2152)

$$P_m = \omega T_e = 2\pi n T_e \quad (3.69)$$

ab.

Die mechanische Leistung des Motors ist vom Druck Δp und von der Drehzahl n abhängig.

Aufgenommene hydraulische Leistung P_h und abgegebene mechanische Leistung P_m lassen sich als Druck-Strom-Produkt bzw. als Momenten-Winkelgeschwindigkeit-Produkt in Abb. 3.9b und d als gesamte Fläche für beliebigen Druckabfall Δp bzw. als schraffierte Fläche für beliebige Winkelgeschwindigkeit ω darstellen.

Das Verhältnis von mechanischer zu hydraulischer Leistung ergibt den *Gesamtwirkungsgrad*

$$\eta_t = \frac{P_m}{P_h} = \frac{P_h - P_s}{P_h} = 1 - \frac{q_{V_s} \Delta p + 2\pi n T_s}{P_h}, \quad (3.70a)$$

der mittels Substitution längs des Energiepfads

$$\eta_t = \frac{P_m}{P_h} = \frac{P_m}{P_i / \eta_v} = \frac{P_m}{P_m / (\eta_v \eta_{hm})}$$

als Produkt der Teilwirkungsgrade dargestellt werden kann:

$$\eta_t = \eta_v \cdot \eta_{hm}. \quad (3.70b)$$

Die bei der Energieumformung entstehende *Verlustleistung*

$$P_s = P_h - P_m = P_h(1 - \eta_t) = \Phi_{th} \quad (3.71a)$$

wird von hydraulischer Leistung P_h und Gesamtwirkungsgrad η_t bestimmt und als Wärmestrom Φ_{th} umgesetzt.

Die Verlustleistung setzt sich aus einem volumetrischen Verlust P'_s und einem hydraulisch-mechanischen Verlust zusammen,

$$P_s = P'_s + P''_s \quad (3.71b)$$

mit

$$P'_s = P_h - P_i = P_i(1 - \eta_v)/\eta_v = q_{v_s} \Delta p,$$

$$P''_s = P_i - P_m = P_m(1 - \eta_{hm})/\eta_{hm} = 2\pi n T_s.$$

Hinsichtlich drehzahl- bzw. druckabhängigen Drehmomentverlusts, wärmeabführenden und lebensdauerbestimmenden Verlustanteils gilt das für Pumpen ausgeführte, ebenso lassen sich die Verlustanteile P'_s , P''_s in Abb. 3.9b und d durch die gerasterten Flächen darstellen.

Die q_{v_e} , Δp - und T_e , ω -Kennlinien beschreiben gemeinsam die gesamten Leistungsverluste im Motor. Von der theoretischen Leistung P_i des Motors, also der hydraulischen Leistung P_h abzüglich des volumetrischen Verlustes P'_s , Abb. 3.9b, kann als Abtriebsleistung P_m nur die um den hydraulisch-mechanischen Verlust P''_s verminderte Leistung am Motorausgang entnommen werden, Abb. 3.9d [9].

Sind die hydraulischen Kenngrößen am Motoreingang q_{v_e} , Δp , also P_h , und der Gesamtwirkungsgrad η_t gegeben, bestimmen sich die Kenngrößen des Abtriebs an der Motorwelle: Motorleistung

$$P_m = P_h \eta_t = q_{v_e} \Delta p \eta_t = 2\pi n T_e, \quad (3.72a)$$

effektives Motordrehmoment

$$T_e = \frac{P_h \eta_t}{2\pi n} = \frac{q_{v_e} \Delta p \eta_t}{2\pi n} = \frac{P_m}{2\pi n}. \quad (3.73a)$$

Für die Praxis (Zahlenwertgleichungen):

$$P_m = q_{v_e} \Delta p \eta_t / 600 = n T_e / 9550, \quad (3.72b)$$

$$T_e = 15,92 q_{v_e} \Delta p \eta_t / n = 9550 P_m / n. \quad (3.73b)$$

mit P in kW, T in Nm, q_v in l/min, Δp in bar, n in min^{-1} .

Die hydraulischen Kenngrößen und die des verlustbehafteten Abtriebs lassen sich nach Abschn. 3.2.1.3 und 3.2.1.4 zusammenfassen in den *Motorwirkungsgraden*: volumetrischer Wirkungsgrad

$$\eta_v = \frac{q_{v_i}}{q_{v_e}} = \frac{V_i n}{q_{v_e}}$$

hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad

$$\eta_{\text{hm}} = \frac{T_e}{T_i} = \frac{2\pi T_e}{V_i \Delta p}$$

Gesamtwirkungsgrad

$$\eta_t = \frac{P_m}{P_h} = \frac{q_{V_i} T_e}{q_{V_e} T_i} = \frac{2\pi n T_e}{q_{V_e} \Delta p} = \frac{P_m}{q_{V_e} \Delta p}$$

Für die Praxis (Zahlenwertgleichungen):

$$\eta_v = 10^{-3} V_i n / q_{V_e} \quad (3.62b)$$

$$\eta_{\text{hm}} = 62,83 T_e / (V_i \Delta p) \quad (3.66b)$$

$$\eta_t = 62,83 \cdot 10^{-3} n T_e / (q_{V_e} \Delta p) = 600 P_m / (q_{V_e} \Delta p) \quad (3.70c)$$

mit q_V in l/min, V in cm^3 , Δp in bar, T in Nm, n in min^{-1} , P in kW.

3.2.2 Motorkennlinien

Einzelne Werte der genannten Wirkungsgrade beziehen sich auf bestimmte, meist bevorzugte Arbeitspunkte, so dass zur vollständigen Beurteilung von Verdrängermotoren Leistung und Wirkungsgrad über den gesamten Arbeitsbereich zu bestimmen sind.

Motorenkennwerte, deren Verlauf sich mit der Bauart und Baugröße ändert, sind z. B. durch folgende Kennlinien bei konstanten Betriebsbedingungen festgelegt (ISO 4409, ISO 5598):

- effektives Ausgangsdrehmoment T_e über der Drehzahl n bei verschiedenen effektiven Eingangsdrücken p_1 ,
- Motorwirkungsgrade (η_v , η_{hm} , η_t) über dem effektiven Eingangsdruck p_1 bei mittlerer Drehzahl n ,
- effektiver Schluckstrom T_e über der Drehzahl n bei verschiedenen effektiven Eingangsdrücken p_1 .

Fasst man Einzelkennlinien zum Kennfeld zusammen, erhält man einen umfassenden Überblick über das Betriebsverhalten im Beharrungszustand.

Der funktionelle Zusammenhang von Kenngrößen des Abtriebs (T_e , n , η_t) lässt sich in seiner Abhängigkeit von hydraulischen Kenngrößen (q_{V_e} , p_1) durch das Kennfeld wiedergeben. Zweckmäßig stellt man im *Motorkennfeld* die Schar der T_e , n -Kennlinien mit dem Eingangsdruck p_1 als Parameter dar, Abb. 3.66.

Zusätzlich kann außer dem effektiven Schluckstrom q_{V_e} als geneigte Geradenschar die mechanische Ausgangsleistung P_m als Hyperbelschar eingetragen werden, um die Wahl und Auslegung des an die Arbeitsmaschine anzupassenden H-Motors zu erleichtern.

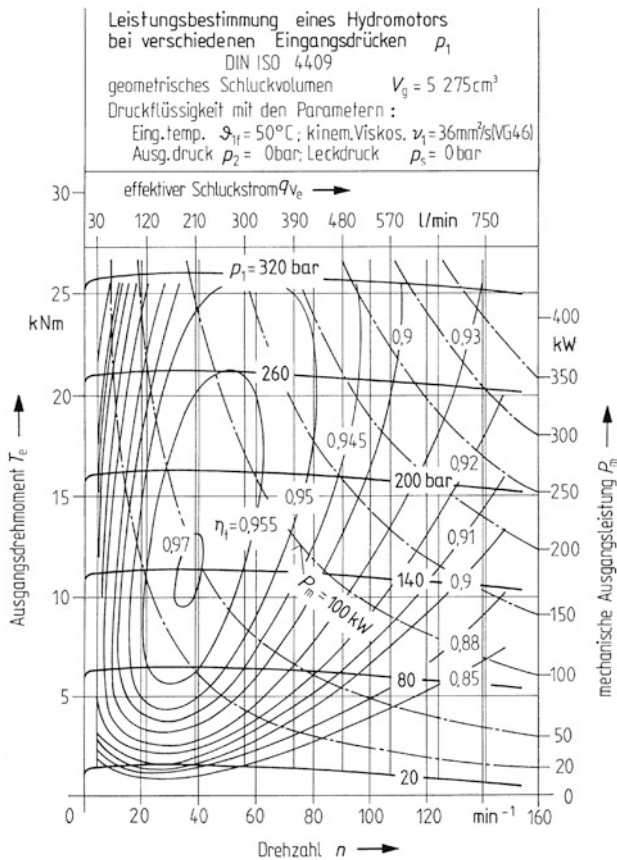


Abb. 3.66 Motorkennfeld einer verlustbehafteten Verdrängermaschine der Bauart Radialkolbenmotor, außen beaufschlagt (RM, Düsterlosh [253, 254])

Verbindet man die Arbeitspunkte gleichen Gesamtwirkungsgrads η_t zu „Höhenlinien“, ergeben sich Muschelkurven, die Linien gleich guter Energieumformung für die zugrunde liegende Motorbauart und Baugröße darstellen.

Der Radialkolbenmotor mit innerer Kolbenabstützung erreicht in vorliegender Variante mit hydrostatisch entlasteten Gleitflächen (hybriden Gleitlagern) und Baugröße (Schluckvolumen) einen Gesamtwirkungsgrad von $\eta_t = 96\%$. Die Linien konstanten effektiven Drehmoments T_e haben ihr Maximum, der Arbeitsbereich um den Bestwirkungsgrad $\eta_{t,opt}$ sein Optimum bei kleinen Drehzahlen n und mittleren Eingangsdrücken p_1 . Das im unteren Drehzahlbereich konstante Drehmoment kennzeichnet nahezu starres Drehmoment-Drehzahl-Verhalten, insbesondere das Betriebsverhalten des langsamlaufenden Hydromotors.

An der unteren Grenze des zulässigen Drehzahlbereichs von $n = (2 \dots 150) \text{ min}^{-1}$ zeigen Drehmoment- T_e und Wirkungsgradlinien η_t den Einfluss der Mischreibung in

Gleitflächen, die zu Drehmomentverlust und Absinken des hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrades führen. An der oberen Grenze des Drehzahlbereichs wirken sich geschwindigkeitsabhängige Flüssigkeitsreibungs- und Verwirbelungsverluste nachteilig auf den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad aus. Mit steigendem Eingangsdruck p_1 neigen sich die Schluckstromlinien $q_{ve}(p_1)$ zu kleineren Drehzahlen n und schneiden Höhenlinien niedrigeren Wirkungsgrads η_t . Hierin wird der Einfluss der elastischen Verformung an Dichtflächen sichtbar, der Leckverlust und einen Abfall des volumetrischen Wirkungsgrades bedingt.

Nicht allein *Höhe und Lage des Wirkungsgradoptimums*, sondern ebenso das *Teillastverhalten* innerhalb des zulässigen Arbeitsbereichs bilden die Beurteilungskriterien für die Güte einer Motorkonstruktion. Um die Wirkungsgradcharakteristik zu optimieren, wurden bei dieser Motorvariante Gestaltungsprinzipien der Selbsthilfe (hydrostatische Entlastung proportional zum Betriebsdruck) und des Kraftausgleichs (Lagerkraftausgleich) angewendet. Im Gegensatz zum Schnellläufer bei Direktantrieb oder mit Zwischengetriebe hat der langsamlaufende H-Motor im gesamten Betriebsdrehzahlbereich einen hohen Gesamtwirkungsgrad [253–255].

Um die Drehmoment-Drehzahl-Charakteristik des Hydromotors möglichst betriebsgetreu nachzubilden, sind *mathematische Modelle für Verdrängermaschinen* [3–20], die analog wie bei den Pumpen, Abschn. 3.1.1.3, anzuwenden sind. Hierbei geht man von den in Abschn. 3.2.1.3 angeführten Grundgleichungen hydrostatischer Maschinen aus und bezieht die Verluste ein (3.61) und (3.65).

An gegeneinander bewegten Triebwerkteilen tritt je nach Bewegungsform, Kontakt- und Reibungszustand (Reibbeanspruchung und Struktur des Tribosystems DIN 53320 Teil 1) ein Drehmomentverlust auf, der drehzahlunabhängig ($T_{s,m}$) oder drehzahlabhängig ($T_{s,h}$) sein kann. Der Gesamtdrehmomentverlust T_s ergibt sich zu

$$T_s = T_{s,m} + T_{s,h}.$$

Eine weitergehende Verlusttrennung lässt sich nach dem *Modell von Wilson* und dessen Erweiterung nach *Schlösser* vornehmen. Man unterscheidet neben konstantem Drehmomentverlust T_k nach Momentenanteilen infolge Druckabfalls T_p , Flüssigkeitsreibung T_η und Dichte T_ρ , Abschn. 3.1.1.4. Der so definierte Gesamtdrehmomentverlust T_s sinkt mit kleiner werdender Drehzahl n , so dass im Stillstand das höchste effektive Drehmoment an der Motorwelle, T_0^* , abzunehmen wäre, Abb. 3.9c. Dem widerspricht das tatsächlich erzeugte Anzugs- oder Startmoment, das z. T. erheblich niedriger liegt.

Um das vom bisherigen Modell abweichende Betriebsverhalten im Bereich sehr kleiner Drehzahlen für H-Motore vorherzusagen, erweiterten *Toet und Roorda* [256] das Schlössersche Modell. Sie definierten das Anlaufverhalten als das Verhältnis der für ein bestimmtes Abtriebsmoment theoretisch benötigten zur tatsächlich erforderlichen Druckdifferenz ($\Delta p_i/\Delta p_e$). Das Anzugsmoment T_0 wird von der drehzahlunabhängigen Verlustart $T_{s,m}$ mit zugeordneten Momentenanteilen T_k und T_p bestimmt, die jedoch nicht aus dem Betriebsverhalten bei mittleren Drehzahlen durch Extrapolation für die Drehzahl null zu gewinnen sind. So nimmt die Reibung in Gleitflächen mit Zunahme der Gleitgeschwindigkeit

wie des Gleitwegs ab. Ferner hängt das Abtriebsmoment von der Stellung der Motorwelle ab. Bei der Auslegung hydrostatischer Antriebe ist folglich vom minimalen Anlaufmoment bei bestimmtem Drehwinkel φ auszugehen.

Mit Hilfe der Reibungstheorie geschmierter Gleitflächen liefert *Muschelknautz* [257] eine das Anlaufverhalten einbeziehende Erweiterung des Schlösserschen Modells. Die Vergrößerung der mechanischen Verlustart $T_{s,m}$ bei sehr kleinen Drehzahlen wird durch Zusatzverlustmomente erklärt, die sich aus der Überwindung der Misch- und Anlaufreibung in den Lagern des H-Motors ergeben. Hierbei ist nach dem Zusatzverlustmoment für hydrodynamischen ($T_{s,0}$) und hydrostatischen Tragdruck ($T_{h,0}$) zu unterscheiden. Im Gegensatz zum ursprünglichen Modell mit idealisiertem Anzugsmoment T_0^* bzw. Startwirkungsgrad ($\eta_{hm,0}^* = T_0^*/T_i = 0,95 \dots 0,98$) führt die Modellerweiterung auf wirklichkeitsnahes Anlaufverhalten ($\eta_{hm,0} = T_0/T_i = 0,75 \dots 0,85$).

Zur Bestimmung der Anlaufparameter beider Modellansätze wurden Messbedingungen und Messmethoden angegeben.

Bauartspezifische Verlusteffekte erfasst das *universelle Verlustmodell* jedoch nicht, so dass dessen Aussagegenauigkeit zur Beurteilung unterschiedlicher Motorbauarten und Gestaltungsvarianten nicht ausreicht. Die Verlustbestimmungsmethoden verfeinerte man daher durch die *bauartspezifische Verlustanalyse*. An Stelle pauschaler Verluste werden die an Verdränger-, Steuer- und Triebwerkelementen auftretenden Einzelverluste gemessen. Erfasst man deren Abhängigkeit von den Betriebsparametern, können Teil- und Gesamtwirkungsgrade in variierenden Arbeitspunkten festgelegt werden [21].

Für den *Radialkolben-Innenexzentermotor* nutzte *Klie* [258] die rechnergestützte Analyse von Einzelverlusten, um den Gesamtverlust für beliebige Betriebsparameterkonstellationen (ϑ, v, p_2, p_s) im gesamten nutzbaren Betriebsbereich zu bestimmen. Somit lässt sich für den Anwender das auf den Nennbetriebszustand festgelegte Motorkennfeld, Abb. 3.66, auf beliebige Betriebsparameter abwandeln. Dem Hersteller erlaubt die differenzierte Verlustaussage, einzelne Gestaltungsmaßnahmen nach geändertem Betriebsverhalten zu überprüfen und die Konstruktion gezielt zu optimieren.

Für die *Axialkolben-Schrägachsenmaschine* mit Schwenkschlitten stellte *Bavendiek* [22] mittels rechnergestützter Verlustanalyse das Kennfeld des Verstellmotors abhängig von der Einstellung ε bei beliebigen Betriebsparametern auf; Abschn. 3.1.1.4.

3.2.3 Anlauf- und Langsamlaufverhalten: Ungleichförmigkeitsgrad

Das Anlaufverhalten von H-Motoren lässt sich nach *Nonnenmacher* [259] anhand von drei Hauptmerkmalen grob beurteilen, deren Gewichtung aus den betrieblichen Anforderungen folgt:

- sicherer Anlauf unter Vollast, wobei als Eingangsdruck i. Allg. der Maximaldruck der Anlage zur Verfügung steht (z. B. Anfahren bei Fahrantrieben in der Steigung),
- sicherer Anlauf unter Teillast bei möglichst geringem Eingangsdruck (z. B. Lüfter- und Servoantriebe),

- möglichst ruckfreier Anlauf (z. B. Positionierantriebe).

Unter Vollast beim Anlauf versteht man das effektive Drehmoment, das von der Motorwelle entsprechend der Lastkennlinie der Arbeitsmaschine abzugeben ist. Die Last kann sich vorwiegend aus der Trägheitskraft zu beschleunigender Massen, der Reibungskraft belasteter Gleitflächen oder einer Vorspannkraft (z. B. Gewichtskraft) ergeben. In jedem Fall ist zusätzlich zum anliegenden Drehmoment das Losbrechmoment ruhender Gleitflächen unter Festkörperreibung zu überwinden. Bevor sich ein tragfähiger Schmierfilm aufbaut, kann der Übergang zur Flüssigkeitsreibung instabilen Lauf infolge Ruckgleitens (stick-slip) mit sich bringen. Über die Anlaufgüte entscheiden die ungünstigen Betriebsbedingungen eines sinnvollen und üblichen Einsatzes, wonach Messbedingungen und Messverfahren auszurichten sind.

Wie bei den Pumpen ist bei H-Motoren die Gleichförmigkeit des Volumenstroms \dot{V} wegen endlicher Verdrängerelementezahl z unvollkommen. Aus der veränderlichen Summe aller Kammervolumina (ΣV_j) je Wellenposition φ , also aus der Momentanverdrängung (v DIN ISO 4391, $V_{i,\varphi}$ ISO 4392 Teil 1 bis 3)

$$\frac{d(\Sigma V_j)}{d\varphi} = \frac{dV}{d\varphi} = V' = v \quad (3.74)$$

ergibt sich die Beziehung zum Volumenstrom

$$\dot{V} = \frac{dV}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} \frac{dV}{d\varphi} = \dot{\varphi} V' = \dot{\varphi} v. \quad (3.75a)$$

Geht man beim verlustlosen Motor idealisierend von konstantem Schluckstrom und konstanter Druckdifferenz aus,

$$\dot{V} = q_{v_i} = k_1, \quad \Delta p = \Delta p_i = k_2$$

so folgt aus (3.75a) eine zur periodisch schwankenden Momentanverdrängung v komplementäre Pulsation der theoretischen Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}$ sowie eine proportionale Pulsation des theoretischen Drehmoments T_i [260], Abb. 3.67

$$\dot{\varphi}_i = q_{v_i}/v, \quad T_i = \Delta p_i v. \quad (3.75b)$$

Da die hydraulische Leistung konstant ist, muss bei der verlustlosen Verdrängermaschine die Kombination der Ausgangsgrößen eine Konstante gleicher Höhe ergeben

$$P_h = q_{v_i} \Delta p_i = T_i \dot{\varphi}_i = P_i = k_1 k_2 = k,$$

so dass Drehmoment und Drehzahl ebenfalls komplementär schwankende Größen sind.

Die Welligkeit eines periodischen Vorgangs, etwa des Volumenstroms wird entsprechend (3.41), Abschn. 3.1.11, durch die Kenngröße Ungleichförmigkeitsgrad des Schluckstroms δq_V^M beschrieben. Bei den drehwinkelabhängigen Ausgangsgrößen erfasst man die Welligkeit durch den

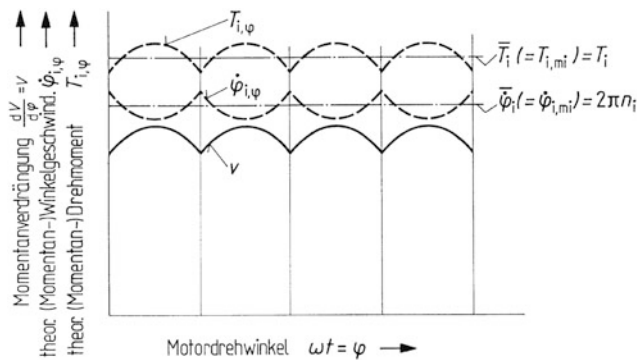


Abb. 3.67 Ablaufdiagramm der Momentanverdrängung mit den komplementären Kenngrößen des Abtriebs (Momentan-)Winkelgeschwindigkeit und Drehmoment über Motordrehwinkel mit den linearen Mittelwerten theoretische Abtriebsdrehzahl n_i und Drehmoment T_i nach Causemann und Backé [260]

kinematischen Ungleichförmigkeitsgrad des Drehmoments

$$\delta T_i^M = \frac{T_{i,\max} - T_{i,\min}}{\bar{T}_i} = \frac{\hat{T}_i}{\bar{T}_i} \quad (3.76a)$$

mit über den Vollwinkel der Motorwelle zu bildendem linearen (integralen) Mittelwert des momentanen Drehmoments $T_{i,\varphi}$ als Bezugsgröße

$$\bar{T}_i (= T_{i,mi}) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} T_{i,\varphi} d\varphi = T_i = \Delta p \frac{V_i}{2\pi} \quad (3.76b)$$

gleich dem theoretischen Drehmoment, (3.24).

Eine entsprechende Kenngröße lässt sich für die Drehzahl bilden:

$$\delta n_i^M = \hat{n}_i / \bar{n}_i \quad (3.77a)$$

mit

$$\bar{n}_i = [1/(2\pi)] \bar{\dot{\varphi}}_i = [1/(2\pi)]^2 \bar{\dot{\varphi}}_\varphi = n_i. \quad (3.77b)$$

Beim verlustbehafteten Motor wird die kinematisch bedingte Pulsation von den begleitenden Nebengrößen Leckverlust q_{V_s} und dem Drehmomentverlust T_s überlagert, die ebenfalls schwanken. So verursachen über den Umfang variierende Reibmomente Pulsation des drehzahlunabhängigen Momentenverlusts $T_{s,m}$, das über den Umfang variierende Dichtspaltvolumen bringt Pulsation des viskositätsbedingten Leckstroms q_{V_η} mit sich. Um den drehwinkelabhängigen Verlauf der Verluste zu bestimmen und sie trennen zu können, bedarf

es der *Analyse des Bewegungsverhaltens bei kleinen Drehzahlen*. Da gemessene Drehmomente bei Start und Kriechbewegung weitgehend übereinstimmen, genügt häufig ein kontinuierliches Prüfverfahren, um Anlauf- und Langsamlaufverhalten gleichermaßen zu erfassen. Es ist als Verfahren zur Bestimmung der Kennlinie von H-Motoren bei konstanter kleiner Drehzahl und konstantem Druck festgelegt (ISO 4392 Teil 1).

Der Motor wird mit bestimmter Druckdifferenz Δp beaufschlagt und der Motorwelle mittels einer einstellbaren Konstantdrehzahl-Belastungseinrichtung eine kleine Drehzahl in Richtung der Abtriebsdrehzahl aufgezwungen. Das Verfahren „konstante Zwangsdrehung“ hat sich nach *Renvert* [261] als besonders geeignet erwiesen, um periodische Schwankungen des Schluckstroms zu erzeugen. Da letztere erheblichen Einfluss auf das kontinuierliche Drehmoment haben, wird zusätzlich zum Abtriebsdrehmoment $T_{e,\varphi}$ der Gesamtvolumenstrom als Funktion des Drehwinkels gemessen. Über das gemessene momentane Schluckvolumen $V_{i,\varphi}$ lässt sich der volumetrische Verlust $q_{V_s,\varphi}$ für die gewählte Wellenposition ermitteln. Wird der zulässige Druck im Motorgehäuse überschritten, sind externer Leckstrom und Rücklaufstrom getrennt und gleichzeitig zu messen. Die Analyse des Bewegungsverhaltens setzt Kenntnis der Einzelleckströme, also des äußeren $q_{V_s,ex}$ wie des inneren volumetrischen Verlusts $q_{V_s,in}$ voraus. Um das Abtriebsdrehmoment unabhängig von der Baugröße darzustellen, dient das der angewandten Prüfdruckdifferenz Δp zugeordnete theoretische Drehmoment des Motors T_i , (3.24), als Bezugsgröße. Das relative Drehmoment für jede gewählte Wellenstellung $T_{e,\varphi}/T_i$ gibt Aufschluss über das Bewegungsverhalten bei kleinen Drehzahlen entsprechend der eingestellten Zwangsdrehzahlstufe, Abb. 3.68.

Durch Mittelwertbildung lassen sich aus dem momentanen effektiven Drehmoment **Kennwerte des Langsamlaufverhaltens** gewinnen. Hierfür benötigt man den integralen Mittelwert $T_{e,mi}$, entsprechend (3.76b), oder den arithmetischen Mittelwert $T_{e,ma}$, der aus einer hinreichenden Anzahl z effektiver Drehmomentwerte in jeweils gewählten Wellenpositionen folgt:

$$\bar{T}_e (= T_{e,ma}) = \frac{T_{e,\varphi 1} + T_{e,\varphi 2} + \dots + T_{e,\varphi z}}{z}, \quad (3.78a)$$

um den *mittleren hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad*

$$\bar{\eta}_{hm} (= \eta_{hm,ma}) = \frac{\bar{T}_e}{T_i} = \frac{\bar{T}_e}{\Delta p \frac{V_i}{2\pi}} \quad (\text{bzw. } \eta_{hm,m}) \quad (3.78b)$$

zu bilden. Die periodischen Schluckstromschwankungen je Umdrehung der Motorwelle werden durch entsprechende Kennwerte erfasst, die sich durch Mittelwertbildung des momentanen effektiven Schluckstroms $q_{V_e,\varphi}$

$$\bar{q}_{V_e} (= q_{V_e,ma}) = \frac{q_{V_e,\varphi 1} + q_{V_e,\varphi 2} + \dots + q_{V_e,\varphi z}}{z} \quad (3.79a)$$

herleiten lassen. Es folgt der *mittlere volumetrische Wirkungsgrad*

$$\bar{\eta}_v (= \eta_{v,ma}) = \frac{q_{V_i}}{\bar{q}_{V_e}} = \frac{nV_i}{\bar{q}_{V_e}} \quad (\text{bzw. } \eta_{v,mi}). \quad (3.79b)$$

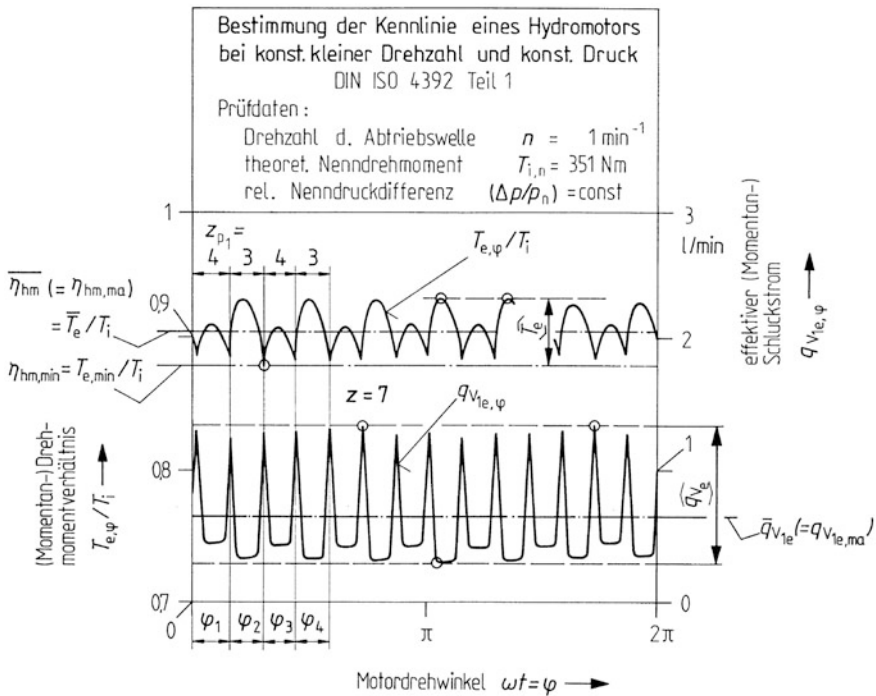


Abb. 3.68 Ablaufdiagramm des (Momentan-)Drehmomentverhältnisses und Volumenstroms am Motoreingang über Motordrehwinkel für den Axialkolben-Schrägachsenmotor mit den Kennwerten des Anlaufverhaltens mittlerer und minimaler hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad $\bar{\eta}_{hm}$ bzw. $\eta_{hm,min}$ sowie mit den Kennwerten des Langsamlaufverhaltens effektive Schwankung des Schluckstroms und des Drehmoments \hat{q}_{v_e} bzw. \hat{T}_e bei Drehzahlstufe $n = 1/\text{min}$ sowie festen Auslegungs- und Betriebsparametern nach Renvert [261]

Ergänzend können zur Kennzeichnung der Welligkeit von Schluckstrom und Abtriebsdrehmoment über die jeweiligen effektiven Schwankungen (Spitze-Tal-Werte)

$$\hat{q}_{v_e} (= \Delta q_{v_e,t}) = q_{v_{e,max}} - q_{v_{e,min}} \tag{3.80a}$$

$$\hat{T}_e (= \Delta T_{e,t}) = T_{e,max} - T_{e,min} \tag{3.80b}$$

die effektiven Ungleichförmigkeitsgrade

$$\delta q_{v_e} = \hat{q}_{v_e} / \bar{q}_{v_e} \tag{3.81a}$$

$$\delta T_e = \hat{T}_e / \bar{T}_e \tag{3.81b}$$

hinzugenommen werden. Diese Kennwerte bezeichnet man auch als relativen Schluckstrom Spitze/Spitze bzw. als relatives Drehmoment Spitze/Spitze (ISO 4392 Teil 1).

Durch Ermittlung des minimalen Drehmoments lassen sich aus dem momentanen Drehmoment **Kennwerte des Anlaufverhaltens** gewinnen. Hierfür misst man bei gegebenem Prüfdruck Δp das niedrigste Drehmoment über eine Umdrehung $T_{e,\min}$, um mit Bezug auf das integrierte theoretische Drehmoment, (3.76b), den

minimalen hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad

$$\eta_{\text{hm},\min} = \frac{T_{e,\min}}{T_i} = \frac{T_{e,\min}}{\Delta p \frac{V_i}{2\pi}} \quad (3.82a)$$

zu bilden. Berücksichtigt die Motorauslegung diesen Kennwert, der auch als minimaler Drehmomentstartwirkungsgrad bezeichnet wird, ist sicheres Anfahren des Motors aus jeder Winkelstellung garantiert. Da der Anlauf aus ungünstigster Wellenposition selten auftritt, das minimale Drehmoment $T_{e,\min}$ somit zur Überdimensionierung bzw. nachteiligen Beurteilung führt, wird zur Kennzeichnung des Anlaufs entsprechend (3.78b) der *durchschnittliche hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad*

$$\bar{\eta}_{\text{hm}} (= \eta_{\text{hm},\min}) = \frac{\bar{T}_e}{\bar{T}_g} \approx \frac{T_0}{T_i} \quad (3.82b)$$

hinzugenommen. An Stelle des nach Prüfverfahren (ISO 4392 Teil 2) anzugebenden integrierten geometrischen Drehmoments $T_{g,\text{mi}} = \bar{T}_g$, wird meist das integrierte theoretische Drehmoment $T_{i,\text{mi}} = T_i$, (3.76b), als Bezugsgröße benutzt. Der mittlere Wert \bar{T}_e wird durch Integration des gemessenen effektiven Drehmoments über eine Umdrehung $T_{e,\text{mi}}$ errechnet und ist gleich bedeutend mit dem zur Motorauslegung heranzuziehenden Anzugs- oder Startmoment T_0 .

Hinweise für die Praxis Ist die Fähigkeit eines H-Motors, gegen einen belasteten Zustand zu starten (anzufahren), sehr zuverlässig zu ermitteln, wählt man ein Prüfverfahren, das über definierte Startbedingungen ausschließlich auf die Bestimmung des Anlaufverhaltens ausgerichtet ist. Hydraulischer Prüfkreislauf und Drehmomentbelastungseinrichtung bilden den Start bei konstantem Drehmoment oder bei konstantem Druck nach. Senkt man das Lastmoment so weit, bis der Motor mit der Drehbewegung beginnt (Konstantdruckverfahren), lassen sich bei unveränderter Prüfdruckdifferenz Startmoment und Winkelveränderung der Motorwelle messen, um durch Wiederholung Kenngrößen für eine repräsentative Auswahl von Startbedingungen zu gewinnen (ISO 4392 Teil 2).

Soll die Fähigkeit des Motors, unter periodischen Schwankungen ein kontinuierliches Drehmoment abzugeben, sehr zuverlässig ermittelt werden, wählt man ein ausschließlich auf den Langsamlauf ausgerichtetes Prüfverfahren (ISO 4392 Teil 1).

Zu gesicherten Aussagen über das Anlauf- und Langsamlaufverhalten gelangt man, wenn die Kenngrößen auf statistischen Parametern beruhen. So liegt eine Anlaufwahrscheinlichkeit von 98 % bei dem kleinsten hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad vor, unterhalb dessen 2 % aller gemessenen Drehmomente liegen [261].

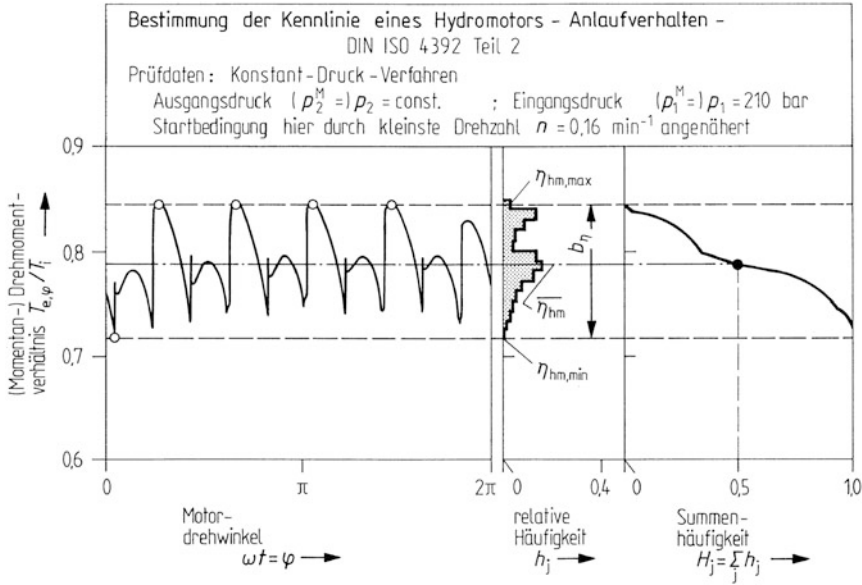


Abb. 3.69 Ablaufdiagramm des (Momentan-)Drehmomentverhältnisses über Motordrehwinkel für den Radialkolben-Innenexzentermotor mit den statischen Kennwerten des Anlaufverhaltens linearer Mittelwert und Variationsbreite des hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrads $\bar{\eta}_{hm}$ bzw. b_η bei Drehzahlstufe $n = 0,16 \text{ min}^{-1}$ und festen Betriebsparametern nach Waldeier u. Backé [262]

Eine weitergehende Beurteilung ermöglicht die Kombination zweier statistischer Parameter, nämlich des linearen Mittelwerts $\bar{\eta}_{hm}$ mit der *Variationsbreite des hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrads*

$$b_\eta = \eta_{hm,max} - \eta_{hm,min} = \hat{T}_e / T_i. \quad (3.83)$$

Die Güte des Anlaufverhaltens steigt, je höher der Mittelwert $\bar{\eta}_{hm}$ liegt und je schmäler die Variationsbreite b_η des hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrads ist. Dieses kombinierte Gütemerkmal drückt sich in Höhe und Steilheit der Summenhäufigkeitskurve aus [262], Abb. 3.69.

Die Analyse des Bewegungsverhaltens im Bereich kleiner Drehzahlen ermöglicht es, Aufschluss über

- Momentenbildung und Drehmomentverlauf über dem Drehwinkel,
- Art und Gleichmäßigkeit des Umsteuervorgangs,
- quantitative Aufteilung der Leckströme

zu erhalten. Hiernach lassen sich Schwachstellen beseitigen und eine Konstruktionsoptimierung nach günstigem Anlauf- und Langsamlaufverhalten vornehmen.

Für kleine Drehzahlen geeignete Motoren müssen nach *Klie und Lubos* zwei Hauptanforderungen genügen [263]. Leck- und Drehmomentverlust müssen klein bleiben,

insbesondere sind die Schwankungen des internen Leckstromanteils wie der summen- und differenzdruckabhängigen Reibmomentanteile niedrig zu halten.

Bei ungerader Kolbenzahl ist nach jeweils halbem Kolbenteilungswinkel $\varphi = \pi/z$ eine gerade bzw. ungerade Kolbenzahl mit dem Druckraum verbunden ($z_{p1} = (z \pm 1)/2$) (Absteuern eines Kolbens). So beteiligen sich bei 7-kolbigen Axialkolbenmotor, Abb. 3.68, im 1. Teilungswinkel φ_1 4, im Bereich des 2. Teilungswinkels φ_2 3 Kolben an der Drehmomentbildung. Bei der höheren Zahl druckbeaufschlagter Kolben entsteht ein geringeres Drehmoment an der Motorwelle, da der Drehmomentverlust überproportional ansteigt. Auf die Drehwinkelabhängigkeit wirkt der Umsteuervorgang deutlich ein. So zeigt das Drehmoment $T_{e,\varphi}$ im Bereich der Umsteuerung geringen Einbruch, während der interne Leckstrom $q_{V_s,in}$ und mit diesem der effektive Schluckstrom $q_{V_e,\varphi}$ auf Grund negativer Überdeckung zwischen Kolbentrommel und Steuerspiegel stark ansteigt.

Mittels höherer Winkelauflösung und Variation von Zwangsdrehzahl, Differenzdruck und Flüssigkeitstemperatur lassen sich Momentanwert und Anstieg der Kenngrößen einschließlich des äußeren Leckstroms $q_{V_s,ex}$ sowie weitere Einflüsse untersuchen.

Hinweise für die Praxis Optimierung von Gestaltungszonen, insbesondere an funktionswichtigen Elementpaarungen und angrenzenden Triebwerkteilen, lässt sich anhand ausgeführter Varianten einer Motorbauart methodisch verwirklichen, indem jeder Einzelverlust gemessen und eine Gewichtung der Anteile am Gesamtverlust durchgeführt wird. Die differenzierte Verlustanalyse deckt Schwachstellen auf [263].

Causemann [260] untersuchte den Radialkolben-Innenexzentermotor und fand beim hydraulisch-mechanischen Verlust die Pleuelschuhreibung als vorherrschend und mit sinkender Drehzahl am stärksten zunehmend. In der Gewichtung folgen Kolben-, Steuerscheiben- und Wälzlagerreibung. Bei den volumetrischen Verlusten entsteht der Hauptleckstrom am Kolbenbolzen. Bei niedrigen Drehzahlen lassen sich mechanische und volumetrische Verluste außer durch konstruktive Maßnahmen durch höhere Viskosität verringern.

Klie [264] verringerte den Leckstrom am Pleuelschuh unter gleichzeitiger Sicherstellung eines möglichst großen Entlastungsgrads, indem die Taschenform des Entlastungsfelds optimal gewählt wurde. Die Verformung der Pleuelschuhsohle tritt als Nebengröße auf. Um deren Störeinfluss zu beschränken, ist der angrenzende Pleuelquerschnitt beanspruchungsgerecht auszulegen.

Weiler [265] ermittelte den Drehmomentverlust am Axialkolben-Schrägscheibenmotor bei niedrigen Drehzahlen. Die Reibmomentenanteile steigen mit kleiner werdendem Schwenkwinkel stark progressiv an. Mit dem über den Umfang variierenden Kraftangriff an Kolben und Gleitschuh ändern sich Spaltweite und Taschendruck, so dass der volumetrische Verlust am Gleitschuh ebenfalls drehwinkelabhängig wird. Um den Hauptleckstrom am Gleitschuh zu senken, kann der Vordrosselwiderstand erhöht werden. Zur Reibverlustminderung lässt sich die Zylinderführung (Aufstützlänge) in der Kolbentrommel verlängern, der Dichtsteg am Kolbenschuh verbreitern.

Die Drehmomenterzeugung bringt am Schrägscheibenmotor große Querkraft, damit während des Anlaufs nach *Renius* [94], *van der Kolk* [93], *Regenbogen* [95] hohen Drehmomentverlust durch Kolbenreibung mit sich. Die Druckverteilung im Ringspalt verursacht zusätzliche Beanspruchung am verkanteten Kolben/Zylinder. Den Verlustanteil Kolbenreibung bei hohen Betriebsdrücken bestimmte *Koehler* [92]. Die hydrostatische Druckverteilung im Spalt ließ sich angeben, wobei die Spaltverformung als begleitende Nebengröße einzubeziehen ist. Zur Reibverlustminderung trägt außer der längeren Zylinderführung das günstige relative Führungsspiel ($\Psi = (0,001 \dots 0,0012)$) bei.

Vergleichende Untersuchungen zwischen Axialkolbenmotoren unterschiedlicher Bauart ergeben nach *Renvert und Weiler* [266] für den Schrägachsenmotor ein nahezu 10 % höheres Drehmomentverhältnis \bar{T}_e/T_i das nach Gl. (3.82b) dem hydraulisch-mechanischen Anlaufwirkungsgrad $\hat{\eta}_{hm}$ entspricht. Die Drehmomentschwankung \hat{T}_{ie} ist jedoch auf Grund kleinerer Kolbenzahl ($z = 7$) etwas höher als beim Schrägscheibenmotor ($z = 9$). Letzterer weist jedoch größere Leckverluste auf, die auf größere Anzahl und unterschiedliche Art der Leckstellen zurückzuführen sind.

Konstruktive Verbesserungen von Tribosystemen in Axialkolbenmaschinen siehe Abschn. 3.1.9.

3.2.4 Dynamisches Verhalten: *dynamische Kenngrößen. Schwingungskennwerte*

3.2.4.1 Anlaufvorgang und dynamische Kenngrößen

Der Anlaufvorgang wird vom verfügbaren Drehmoment T_0 bei Stillstand, also vom (statischen) Anlaufverhalten, von der Trägheit der Massen sowie von der mechanischen und hydraulischen Dämpfung an Reib- bzw. Drosselstellen bestimmt. Vom Dämpfungseffekt abgesehen folgt aus dem Momentengleichgewicht an der Motorwelle die dynamische Grundgleichung

$$T_\alpha = T_0 - T_L = J \frac{d\omega}{dt}, \quad (3.84)$$

T_0 Anzugsmoment (Startmoment) des H-Motors, T_L Lastmoment (Gegenmoment) der Arbeitsmaschine, T_α Beschleunigungsmoment des H-Motors, J Trägheitsmoment, ω Winkelfrequenz.

Hieraus folgt bei im Leerlauf mit konstantem Anzugsmoment T_0 hoch laufenden Motor ($T_L = 0$, $T_0 = T_\alpha = \text{const}$) bis zum Erreichen der stationären Drehzahl n_{st} , z. B. der vom Hersteller empfohlenen Nenndrehzahl $n_{st} = n_{nom}$, die

Normalanlaufzeit (Leerhochlaufzeit des Motors)

$$t_{A,n} = \frac{J_{dry}}{T_0} \omega_{st} = 2\pi \frac{J_{dry}}{T_0} n_{st}, \quad (3.85a)$$

Trägheitsmoment der bewegten mechanischen Teile des Motors (Rotor und angekoppelte Triebwerkteile) J_{dry} .

Die Normalanlaufzeit eignet sich als **dynamische Kenngröße** zum Vergleich verschiedener Motorbauarten.

Ist hingegen nach vorgegebener Antriebsaufgabe auszulegen, sind sowohl Lastmoment T_L als auch Massen der angekoppelten Arbeitsmaschine, J_L , einzubeziehen.

Die Drehmoment-Drehzahl-Charakteristik der Arbeitsmaschine kann durch ein drehzahlunabhängiges Lastmoment gegeben sein, das bereits im Stillstand annähernd dem (Nenn-)Betriebsmoment entspricht (konstante Lastkennlinie). Das Lastmoment kann auch während des Hochlaufs drehzahlabhängig zunehmen (linear oder quadratisch ansteigende Lastkennlinie). Hochlaufkennwerte unter Last erhält man nach (3.84) aus der Differenzialgleichung

$$J_m \frac{d\omega}{dt} + \frac{T_0 - T_{L0}}{\omega_{st}} \omega = T_0 - T_{L0},$$

die von einem konstanten Anzugsmoment $T^M(\omega) = T_0$ und einer um den Arbeitspunkt A linearisierten Lastkennlinie $T_L(\omega)$ ausgeht. Letztere setzt sich aus konstantem Lastmoment im Stillstand (Losbrechmoment T_{L0}) und einem drehzahlproportionalen Lastmoment zusammen, Abb. 3.70a. Die Differenz zwischen Motor- und Lastmoment ergibt das Beschleunigungsmoment T_α , das bis zum Schnittpunkt beider Kennlinien mit steigender Winkelgeschwindigkeit abnimmt. Im stabilen Arbeitspunkt A ist die stationäre Winkelgeschwindigkeit ω_{st} erreicht, der Hochlauf beendet. Die Lösung der Differenzialgleichung führt auf die Momentan-Winkelgeschwindigkeit der Motorwelle unter Last, $\omega_L(t)$, die nach einer Übergangsfunktion vom Stillstand ($\omega = 0$) auf die Endgeschwindigkeit ω_{st} ansteigt. Es ergibt sich die *Hochlaufkurve unter Last*

$$\omega_L(t) = \omega_{st}[1 - \exp(-t/t_A)] \quad (3.86)$$

in Form eines exponentiellen Übergangsvorgangs, Abb. 3.70b.

Parameter ist die *Anlaufzeit des Antriebs*

$$t_A = \frac{J_m}{T_0 - T_{L0}} \omega_{st} = 2\pi \frac{J_m}{T_0 - T_{L0}} n_{st}, \quad (3.87)$$

Trägheitsmoment J_m aller mit der Motorwelle verbundenen Massen, die sowohl vom Motor (J_t) wie auch von der Arbeitsmaschine als Fremdrägheitsmoment (Lasträgheitsmoment) J_L herrühren

$$J_m = J_t + J_L. \quad (3.88)$$

Die Endwinkelgeschwindigkeit ω_{st} und damit die stationäre Drehzahl n_{st} stellt sich theoretisch nach unendlich langer Zeit ein. Allerdings ist der mechanische Beharrungszustand nach 4facher Anlaufzeit des Antriebs zu 98 % erreicht. Diese Zeitspanne gilt als Dauer der Stabilisierung (Lasthochlaufzeit).

Das Trägheitsmoment aller bewegten Massen des Motors J_t umfasst außer den mechanischen Teilen J_{dry} die Flüssigkeitsmasse im Verdränger- (V_i) wie im Totkammerraum (V_0), J_f , so dass gilt

$$J_t = J_{dry} + J_f \quad \text{mit} \quad (3.89a)$$

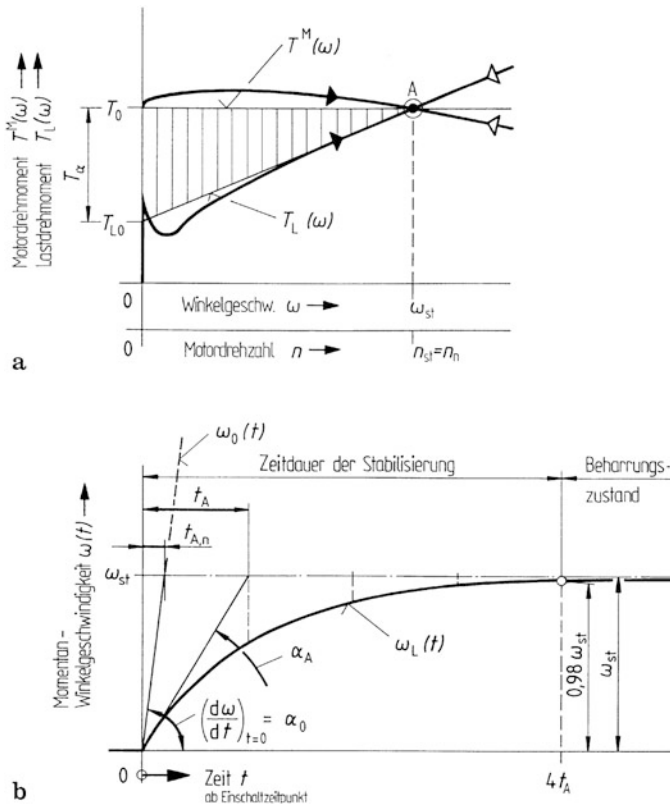


Abb. 3.70 Dynamische Eigenschaften des hydrostatischen Antriebs. **a** Um den Arbeitspunkt A linearisierte Motor- und Lastkennlinie (T^M , ω - und T_L , ω -Kennlinie), konstantes Anzugsmoment T_0 und Losbrechmoment T_{L0} mit drehzahlproportionalem Lastanteil als dünn ausgezogene Kurven, reale Kennlinien dick ausgezogen, abnehmendes Beschleunigungsmoment T_α bis zum stabilen Arbeitspunkt A; **b** Übergangsvorgang (Hochlaufkurve) des H-Motors nach Einschalten ohne Last (Leerhochlauf) $\omega_0(t)$, unter Last (Lasthochlauf) $\omega_L(t)$ mit den dynamischen Kennwerten (Hochlaufkennwerten) Normalanlaufzeit und Anlaufzeit des Antriebs $t_{A,n}$ bzw. t_A , Anlaufbeschleunigung α_0 bzw. α_A

$$J_f = m_f \left(\frac{v}{\omega} \right)^2 = \rho_{\ddot{o}l} (V_i + V_0) \left(\frac{V_i}{A_1} \right)^2 / (2\pi)^2 \tag{3.89b}$$

Flüssigkeitsmasse einer Motorfüllung

$$m_f = \rho_{\ddot{o}l} (V_i + V_0)$$

Strömungsgeschwindigkeit

$$v = q_{V_i} / A_1 = n V_i / A_1$$

A_1 Strömungsquerschnitt am Motoreingang.

Das Fremdträgheitsmoment setzt sich aus sämtlichen unterteilten Massen zusammen, die als starr gekoppelt angenommen werden. Schließt man den H-Motor unmittelbar an die Arbeitsmaschine an, die das Massenmoment 2. Grades J_L und im allgemeinen Fall zusätzlich eine mit der Geschwindigkeit v geradlinig bewegte Masse m_L aufweise, folgt das auf die Motorwelle mit der Winkelgeschwindigkeit ω reduzierte Trägheitsmoment

$$J_{L,\text{red}} = J_L + m_L \left(\frac{v}{\omega} \right)^2. \quad (3.90)$$

Verbindet man schnelllaufende H-Motoren über ein Zwischengetriebe konstanter Übersetzung (Hydrotriebemotor) mit der Arbeitsmaschine, werden zur Verwirklichung großer Übersetzungen ins Langsame mehrstufige Getriebe (Reihengetriebe) eingesetzt. Für das Stirnradgetriebe mit n Getriebestufen bezieht man die Massenmomente 2. Grades jedes (mit n_i drehenden) Wellenradsatzes (J_i) auf die (mit n drehende) Motorwelle und erhält das reduzierte Trägheitsmoment des Zwischengetriebes

$$\begin{aligned} J_{G,\text{red}} &= J_0 + J_1 \left(\frac{n_1}{n} \right)^2 + J_2 \left(\frac{n_2}{n} \right)^2 + \dots + J_n \left(\frac{n_n}{n} \right)^2 \\ &= J_0 + J_1/i_1^2 + J_2/i_2^2 + \dots + J_n/i^2 \end{aligned} \quad (3.91)$$

mit Motordrehzahl

$$n^M = n$$

Arbeitsmaschinendrehzahl

$$n_L = n_n$$

Stufenübersetzungen

$$i_1 = n/n_1, i_2 = n_1/n_2, \dots, i_n = n_{n-1}/n_n,$$

Gesamtübersetzung

$$i_n = n/n_n = i_1 i_2 \dots i_n$$

Massenmoment 2. Grades des mit Motordrehzahl n schnelllaufenden Wellenradsatzes: J_0 , bzw. des mit Arbeitsmaschinendrehzahl n_n des langsamlaufenden Wellenradsatzes: J_n .

Ist insbesondere bei Mobilantrieben das Zwischengetriebe als raumsparendes *Planetengeriebe* [267, 268] ausgeführt, sind für die jeweilige Bauart (VDI 2157) die verschiedenen Einzelträgheitsmomente der Planetenstufen auf das jeweilige Antriebsglied zu reduzieren, d. h. (3.91) entsprechend abzuwandeln [269–273].

Es tragen nur die schnelllaufende Getriebestufe (J_0) wie die bewegten Massen des Motors (J_t) unvermindert zur Trägheitswirkung bei. Die an die Abtriebswelle des Getriebes angeschlossene Arbeitsmaschine ($J_{L,\text{red}}$) wirkt hingegen um das Quadrat der

Getriebeübersetzung i vermindert auf die Motorwelle. Es folgt das gesamte reduzierte Trägheitsmoment

$$J_{\text{red}} = J_t + J_{G,\text{red}} + J_{L,\text{red}}/i^2 = J_m. \quad (3.92a)$$

Bei *Schwerantrieben* mit häufig großer Masselast sind Motor- und Getriebeträgheit vernachlässigbar, d. h., es ergibt sich das gesamte reduzierte Trägheitsmoment hinreichend genau aus

$$J_{\text{red}} \approx J_{L,\text{red}}/i^2 = J_m. \quad (3.92b)$$

Eine weitere Kenngröße, die bevorzugt zur Auslegung geregelter hydraulischer Antriebe genutzt wird, folgt aus dem Quotienten Anzugsmoment T_0 durch Trägheitsmoment der bewegten mechanischen Teile des Motors, J_{dry} , also aus der

Anlaufwinkelbeschleunigung (Beschleunigungsvermögen)

$$\alpha_0 = \frac{d\omega}{dt} = \frac{T_0}{J_{\text{dry}}}. \quad (3.93a)$$

Je höher der Größenquotient α_0 bei gegebener Leistung P_m einer Motorbauart ausfällt, desto günstiger ist das dynamische Anlaufverhalten, denn die Normalanlaufzeit $t_{A,n}$ verkürzt sich nach (3.85a) entsprechend.

Wird die Arbeitsmaschine über ein Zwischengetriebe mit dem H-Motor gekoppelt, ist (3.93a) nicht anwendbar. Zur Auslegung des Antriebs geht man davon aus, dass die Übertragungsleistung des Hydrogetriebemotors unter Vernachlässigung der Verluste konstant bleibt. Verknüpft man Anlaufbeschleunigung α_0 und Anzugsmoment T_0

$$\alpha_0 T_0 = \frac{T_0}{J_{\text{dry}}} T_0 = \left(\frac{d\omega}{dt} \right)_{t=0} \cdot T_0 = \left[\frac{d(T\omega)}{dt} \right]_{t=0} = \left(\frac{dP}{dt} \right)_{t=0} \approx \frac{\Delta P}{\Delta t},$$

folgt als weitere Kenngröße die *zeitbezogene Leistungsänderung* (power rate)

$$\frac{\Delta P}{\Delta t} \approx \frac{T_0^2}{J_{\text{dry}}}. \quad (3.94a)$$

Zur Beurteilung des dynamischen Verhaltens ergeben sich damit die folgenden Zahlenwertgleichungen:

$$t_{A,n} = 105 J_{\text{dry}} n_{\text{st}} / T_0 \quad (3.85b)$$

$$\alpha_0 = T_0 / J_{\text{dry}}, \quad (3.93b)$$

$$\Delta P / \Delta t = 10^{-3} \cdot T_0^2 / J_{\text{dry}} \quad (3.94b)$$

mit t in ms, a in $1/s^2$, DP/Dt in kW/s, J in kg m^2 , n in min^{-1} , T in Nm.

Hiernach lassen sich die dynamischen Eigenschaften der Motorbauarten tabellarisch gegenüberstellen [255, 274], Tab. 3.9.

Hinsichtlich der Kenngrößen $t_{A,n}$, α_0 , $\Delta P/\Delta t$ erweisen sich die Langsamläufer für großes Abtriebsdrehmoment T_e^M als besonders günstig.

Tab. 3.9 Dynamische Kenngrößen von Hochdruckmotoren der Hauptgruppe Hubkolbenmaschinen mit Vergleich zum Gleichstrommotor nach Kopaček und Lubos [274, 255]

Bauarten der Verdrängermotoren	Kenngrößen f. H-Motoren DIN 24564 Teil I		Dynamische Kenngrößen				
Bauartgruppe: Schnellläufer (Niedermomentmotor) Langsamläufer(Hochmomentmotor)	Abtriebsdrehmoment (Dauermoment)	Abtriebsdrehzahl (maximale Drehzahl)	Motorleistung (Dauerleistung)	Motorträgheitsmoment	Normalanlaufzeit	Anlaufwinkelbeschleunigung	Zeitbezogene Leistungsänderung (power rate)
	T_e^M Nm	n_{max}^M min ⁻¹	P_m^M kW	J_{dry}^M 10 ⁻³ kgm ²	$t_{A,n}$ ms	ϵ_0 10 ³ s ⁻²	$(\Delta P/\Delta t)_{t=0}$ 10 ³ kW/s
<i>Axialkolbenmotor</i>							
Schrägscheibenbauart	226	2810	66	12,1	15,7	18,7	4,2
Schrägachsenbauart	167	1450	25	5,2	4,7	32,4	5,4
	333	1450	49	16,4	7,5	20,4	6,8
	206	1450	31	9,8	7,2	21	4,3
<i>Radialkolbenmotor</i>							
Außenexzenterbauart	1373	250	34	1412	27	1,0	1,3
	3530	63	23	446	0,8	7,9	2,8
Innenexzenterbauart	981	400	40	20	0,9	49	48
	2618	400	108	40	0,7	64,8	170
<i>Elektromotor</i>							
Gleichstrommotor	18	3000	5,7	10	174	1,8	0,03
	196	1350	26	7700	551	0,3	0,05
	19,6	3000	6	7,2	115	2,7	0,05

Formelzeichen für Kenngrößen: DIN ISO 4391

3.2.4.2 Schwingungskennwerte des Motors

Lastschwankungen an der Arbeitsmaschine beeinträchtigen nicht nur den Gleichlauf, insbesondere das Langsamlaufverhalten, sondern regen auch das Hydrogerät zu Schwingungen an. Die Auswirkung von Drehmoment- und Druckschwankungen auf das Schwingungsverhalten wird von den dynamischen Eigenschaften des H-Motors bestimmt.

Auf Grund ihrer Kompressibilität verhält sich die Motorfüllung elastisch, vergleichbar einer Drehfeder, Abschn. 2.1.1.2, so dass aus der Drehmomentzunahme ΔT bei gegebenem Schluckvolumen V_i nach (3.24), (3.67) die Druckzunahme Δp folgt:

$$\Delta T = V_i \Delta p / (2\pi).$$

Die Volumenminderung $-\Delta V$ wird von der Federdrehung bei starrer Gehäusewandung

$$\Delta \varphi = 2\pi(-\Delta V)/V_i$$

hervorgehoben. Drehmoment ΔT und Federdrehung $\Delta \varphi$ sind nach dem Elastizitätsgesetz verknüpft:

$$\Delta T = c_{h,T} \Delta \varphi,$$

so dass man über das Gleichgewicht der auf die Flüssigkeit wirkenden Momente die hydraulische Steifigkeit gegen Verdrehung (kurz: hydraulische Drehsteife) erhält

$$c_{h,T} = \frac{V_i \Delta p}{2\pi \Delta \varphi} = \left(\frac{V_i}{2\pi} \right)^2 \frac{\Delta p}{-\Delta V}. \quad (3.95a)$$

Führt man den Stoffkennwert mittlerer isentropischer Kompressionsmodul \bar{K} sowie ein der Volumenminderung $-\Delta V$ zugeordnetes Anfangsvolumen V_0 nach (2–4) ein, lässt sich die *hydraulische Drehsteife des Motors bei starrer Gehäusewandung* (Direktions- oder winkelbezogenes Rückstellmoment D):

$$(D =) c_{h,T} = \frac{\Delta T}{\Delta \varphi} = \left(\frac{V_i}{2\pi} \right)^2 \frac{\bar{K}}{V_0} \quad (3.95b)$$

als Konstruktions- und Schwingungsparameter für die Verdrängereinheit mit drehender Abtriebsbewegung gewinnen.

Der **Schwingungskennwert** des ungedämpften Hydrogeräts wird von der *Eigenkreisfrequenz des Motors bei starrer Gehäusewandung*

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c_{h,T}}{J_t}} \quad (3.96a)$$

bzw. der *Eigenfrequenz des Motors* (Kennfrequenz des gedämpften Motors, vgl. DIN 1311 Teil 2)

$$f_0 = \omega_0 / (2\pi) \quad (3.97a)$$

wiedergegeben mit hydraulischer Drehsteife des Motors $c_{h,T}$, (3.95b), Trägheitsmoment aller bewegten Massen des Motors J_t , (3.89a).

Zugeordnetes Anfangsvolumen (nicht zusammengedrücktes Volumen V_0) ist das drehwinkelabhängige Verdrängungsvolumen, näherungsweise dessen Mittelwert, das theoretische Schluckvolumen V_i , einschließlich des bis zum Einlass A unter Druck stehenden Totkammervolumens. Ist beim Motor für zwei Volumenstromrichtungen auf der Einlass- A wie Auslassseite B Anfangsvolumen unter Druck eingeschlossen, addieren sich wegen weggleicher oder Parallelschaltung die Drehsteifen, (3.95), zur *hydraulischen Gesamtdrehsteife*

$$\begin{aligned}\bar{c}_{h,T} &= c_{h,A} + c_{h,B} \\ &= 2c_h \text{ für } c_{h,A} = c_{h,B} = c_h,\end{aligned}\quad (3.98a)$$

die sich bei ein- und auslassseitig symmetrischer Anordnung verdoppelt, d. h., die Eigenkreisfrequenz des im geschlossenen Kreislauf arbeitenden (hydraulisch eingespannten) Motors ist gegenüber (3.96a) um den Faktor $\sqrt{2}$ höher:

$$\bar{\omega}_0 = \sqrt{2} \omega_0. \quad (3.99)$$

In Analogie zur Elektrizitätslehre kann nach Abschn. 2.1.1.2 die „Elastizität“ der unter Druck stehenden Motorfüllung auch durch die *hydraulische Kapazität* C_h , (2.7), gekennzeichnet werden, die zur hydraulischen Drehsteife $c_{h,T}$ – bis auf einen Volumenfaktor – in reziproker Beziehung steht

$$C_h = [V_i/(2\pi)]^2/c_{h,T} = V_0/\bar{K}. \quad (3.100a)$$

Damit folgt als zu (3.96a) gleichwertiger Systemkennwert die *Eigenkreisfrequenz des Motors*

$$\omega_0 = \frac{V_i}{2\pi} \frac{1}{\sqrt{C_h J_t}}. \quad (3.96b)$$

Beim hydraulisch eingespannten Motor addieren sich wegen geschwindigkeitsgleicher oder Parallelschaltung die Kehrwerte der Einzelkapazitäten, (3.100a), zur *hydraulischen Gesamtkapazität*

$$\begin{aligned}\bar{C}_h &= C_{h,A} \cdot C_{h,B} / (C_{h,A} + C_{h,B}) \\ &= C_h/2 \text{ für } C_{h,A} = C_{h,B} = C_h,\end{aligned}\quad (3.98b)$$

die sich bei symmetrischer Kapazität an beiden hydraulischen Anschlüssen halbiert.

Für die Praxis (Zahlenwertgleichungen):

$$c_{h,T} = 2,533 \cdot 10^{-3} V_i^2 \bar{K} / V_0, \quad (3.95c)$$

$$C_h = 2,533 \cdot 10^{-4} V_i^2 / c_{h,T} = 10^{-1} V_0 / \bar{K}, \quad (3.100b)$$

$$\omega_0 = \sqrt{c_{h,T} / J_t} = 1,592 \cdot 10^{-2} V_i / \sqrt{C_h J_t}, \quad (3.96c)$$

mit c in Nm, C in cm^5/N , ω in $1/\text{s}$, V in cm^3 , K in bar, J in $\text{kg} \cdot \text{m}^2$.

Hinweise für die Praxis

Um Hydroanlagen nach deren dynamischen Verhalten anforderungsgerecht auslegen bzw. beurteilen zu können, ist

- die Kennlinie des Lastmoments der Arbeitsmaschine, $T_L(\omega)$, nach Größe und Charakteristik (Lastkennlinie) zu berücksichtigen;
- die am Motor anliegende *Druckdifferenz im Stillstand* Δp_0 so zu bemessen, dass das unter Anlaufreibung verfügbare Drehmoment T_0 ausreicht, um entgegen dem Lastmoment T_L genügend Beschleunigungsmoment T_α zu erzeugen. Dessen Wert bestimmt nach (3.87) die erreichbare Anlaufzeit t_A ;
- den jeweiligen Motorkennwert in einen *dynamischen Kennwert des hydrostatischen Antriebs* umzuformen, indem kennzeichnende Parameter der Leitungen sowie des angekoppelten Lastsystems berücksichtigt werden.

Vergleichbar der Normalanlaufzeit (3.85), bezieht man den Antrieb in die Anlaufwinkelbeschleunigung (3.93), wie in die zeitbezogene Leistungsänderung (3.94), dadurch ein, dass man das Trägheitsmoment des Motors, J_{dry} , durch das Trägheitsmoment aller mit der Motorwelle verbundenen Massen J_m , (3.88) bis (3.90), ersetzt.

Zur Beschreibung von Antriebsschwingungen ist nicht nur das Motorträgheitsmoment J_t um die angekoppelten unterteilten Massen J_{red} zu erweitern, sondern das Anfangsvolumen V_0 um das unter Druck stehende Leitungsvolumen V_T zu vergrößern. Ebenso ist bei elastisch aufgeweiteter Gehäuse- und Leitungswandung der Stoffkennwert \bar{K} durch den mittleren Ersatzkompressionsmodul \bar{K}' (2-10a), zu ersetzen. Von den entsprechenden Kennwerten des Motors, (3.95) und (3.100), gelangt man so zur *hydraulischen Drehsteife bzw. Kapazität des hydrostatischen Antriebs bei elastisch aufgeweiteter Gehäuse-/Leitungswandung*.

$$c'_{h,T} = [V_i/(2\pi)]^2 \bar{K}' / (V_0 + V_T), \quad (3.101a)$$

$$C'_h = (V_0 + V_T) / \bar{K}'. \quad (3.101b)$$

Entsprechend geht der Komponenten Kennwert des Motors, (3.96), über in den Systemkennwert der ungedämpften Hydroanlage unter Last, die *Eigenkreisfrequenz des hydrostatischen Antriebs*

$$(\omega'_0 =) \omega_0 = \sqrt{\frac{c'_{h,T}}{J_m}} = \frac{V_i}{2\pi} \frac{1}{\sqrt{C'_h J_m}}; \quad (3.102)$$

- das *dynamische Motorverhalten vernachlässigbar* für den hydrostatischen Antrieb, wenn das Trägheitsmoment aller mit der Motorwelle verbundenen Massen, J_m , (3.88), das Motorträgheitsmoment J_{dry} um ein Vielfaches übersteigt $J_m \gg J_{\text{dry}}$. Dies zeigt sich z. B. in der erheblichen Abweichung zwischen Normalanlaufzeit $t_{A,n}$ und Anlaufzeit t_A des Antriebs für gleiches Anlaufmoment T_0 und stationäre Drehzahl n_{st} , Abb. 3.70b. Gegenüber dem Trägheitsmoment aller mit der Motorwelle verbundenen mechanischen Massen (J_m , J_{red}) spielt das Trägheitsmoment der Flüssigkeitsmasse, J_f , (3.89b), i. Allg. kaum eine Rolle, ist doch die Dichte von Stahl rd. 10-mal so groß als die der Hydraulikflüssigkeit, Abschn. 2.2.1.

Die Drehnachgiebigkeit des hydrostatischen Antriebs wird i. Allg. von der hydraulischen Steife des eingeschlossenen Flüssigkeitsvolumens, c_h , nicht von der Federsteife der anzutreibenden Festkörpermasse, c_m , bestimmt, ist doch der mittlere isentropische Kompressionsmodul der Hydraulikflüssigkeit, \bar{K} , bis zu 130-mal kleiner als der Elastizitätsmodul von Stahl, E_{St} , Abschn. 2.1.1.1.

3.2.4.3 Schwingungsanalyse des Motors

Um das dynamische Verhalten des Hydromotors mit angekoppeltem Lastsystem möglichst betriebsgetreu nachzubilden, hat man *mathematische Modelle des hydrostatischen Antriebs* entwickelt [275–280], die sich nach Darstellung und Abstraktionsgrad unterscheiden. Hierbei geht man von den *Gleichungen verlustbehafteter hydrostatischer Maschinen* aus, Abschn. 3.3.3, um die Dämpfung des Systems zu berücksichtigen. Diesem wird Energie dadurch entzogen, dass druckabhängige Leckverluste ($q_{Vs,in}$, insbesondere $q_{V\eta}$) und drehzahlabhängige Drehmomentverluste ($T_{s,h}$, insbesondere T_η) auftreten.

Schwingungsanalyse

Die Forderung nach verlustarmen Antrieben hat zur Optimierung der Wirkungsgradcharakteristik von Hydrokomponenten geführt. Das Ziel, den hydrostatischen Energieumsatz mit hohem Wirkungsgrad in zulässigem Arbeitsbereich zu verwirklichen, ist schwer vereinbar mit der Richtlinie des schwingungsabwehrgerechten Gestaltens. Hält man die Verlustleistung P_s klein, ist der Antrieb sehr schwach gedämpft mit der Folge, dass sich der Störgrößeneinfluss durch Schwingungen vergrößert. Um daher unerwünschtes Systemverhalten von vornherein auszuschließen, wird bei der Projektierung von Hydroanlagen die *Schwingungsanalyse* anhand von gekoppelten Modellsystemen (Fluid-Struktur-Kopplungen) unerlässlich [275].

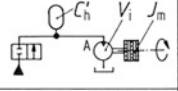
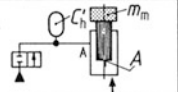
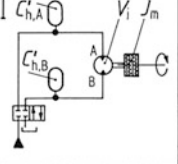
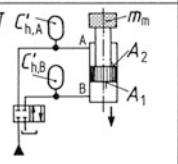
Hahmann [276] führt den hydrostatischen Antrieb auf das Modell des freien gedämpften Schwingers zurück, um die dynamischen Systemkennwerte mit geringem Aufwand ermitteln zu können. Einfacher Schwinger und Realsystem lassen sich als verhaltensgleich im interessierenden Frequenzbereich dann ansehen, wenn man von einer klar gegliederten Antriebseinheit ausgehen kann, deren Massen starr an den Motor gekoppelt sind. Ferner muss die Kapazität der Leitung für die Drehnachgiebigkeit des hydrostatischen Antriebs bestimmend sein. Wegen kraftgleicher oder Reihenschaltung ergibt sich die Gesamtkapazität eines Leitungstrangs durch Addition der Einzelkapazitäten von Rohr, Schlauch, Ventilkanal

$$C'_h = \sum_i C'_{h,i} = \sum_i (V_0/K'_i). \quad (3.103)$$

Der drehzahlabhängige hydraulisch-mechanische Verlust wird als Absolutdämpfung der schwingenden Masse, der druckabhängige volumetrische Verlust als Relativedämpfung zwischen Feder und Fußpunkt angegeben.

Um vom gedämpften linearen Schwinger ausgehen zu können, sind Lastkennlinie und Verlustcharakteristiken zu linearisieren. Aus der homogenen Lösung der Bewegungs-

Tab. 3.10 Grundvarianten des Modellsystems hydrostatischer Antrieb für drehende bzw. geradlinige Abtriebsbewegung unter Masselast im offenen und geschlossenen Kreislauf, dynamische Systemkennwerte des einfachen Dreh- bzw. Längsschwingers nach Hahmann [276]

		Modellsystem	dynamischer Systemkennwert	
			Kennkreisfrequenz	Systemdämpfung
			ω_0	D
Kreislaufart / Abtriebsbewegung	offen/ geradlinig	I 	$\omega_0 = \frac{V_i}{2\pi} \frac{1}{\sqrt{C'_h J_m}} \quad (3-102)$	$D = \frac{\pi}{V_i} \left[h \sqrt{\frac{C'_h}{J_m}} + k \sqrt{\frac{J_m}{C'_h}} \right] \quad (3-105a)$
		II 	$\omega_0 = A \frac{1}{\sqrt{C'_h m_m}} \quad (3-107)$	$D = \frac{1}{2A} \left[d \sqrt{\frac{C'_h}{m_m}} + k \sqrt{\frac{m_m}{C'_h}} \right] \quad (3-109a)$
	geschlossen/ drehend	III 	$\omega_0 = \frac{V_i}{2\pi} \frac{1}{\sqrt{\bar{C}'_h J_m}} \quad (3-99)$ $(3-103)$	$D = \frac{\pi}{V_i} \left[h \sqrt{\frac{\bar{C}'_h}{J_m}} + k \sqrt{\frac{J_m}{\bar{C}'_h}} \right] \quad (3-106)$ $(3-98b)$ mit $\bar{C}'_h = [C'_{h,A} C'_{h,B} / (C'_{h,A} + C'_{h,B})] = C'_h / 2$ für $C'_{h,A} = C'_{h,B} = C'_h$ $(3-101b)$
		IV 	$\omega_0 = A_1 \sqrt{\frac{(1/\varphi)^2}{m_m C'_{h,A}} + \frac{1}{m_m C'_{h,B}}} \quad (3-108)$ mit $A_1 = \varphi A_2$ und $(\bar{k}/\bar{C}'_h) = [A_2 p_A k_A C'_{h,B} + A_1 p_B k_B C'_{h,A}] / [C'_{h,A} C'_{h,B} (A_2 p_A + A_1 p_B)]$	$D = \frac{(d/m_m) + (\bar{k}/\bar{C}'_h)}{A_1 \sqrt{\frac{(1/\varphi)^2}{m_m C'_{h,A}} + \frac{1}{m_m C'_{h,B}}}} \quad (3-111)$ $(3-112)$

differenzialgleichung gewinnt man die dynamischen Systemkennwerte der belasteten Hydroanlage

Kennkreisfrequenz ω_0 nach (3.102), (3.103);

Systemdämpfung D nach (3.104), (3.106);

(Dämpfungsgrad ϑ DIN 1311 Teil 2, Lehrsches Dämpfungsmaß D [277]).

Bei hydrostatischen Antrieben, deren mechanischer Ausgang drehende oder geradlinige Abtriebsbewegung ausführt, kann man Motoren mit einer oder zwei Volumenstromrichtungen sowie einfach- oder doppelt wirkende Zylinder, also insgesamt vier Grundvarianten unterscheiden, Tab. 3.10.

Die Gesamtdämpfung hydrostatischer Antriebe rührt von unterschiedlichen Dämpfungsmechanismen her, die zum einen auf drehzahlabhängigem Drehmomentverlust $T_{s,h}$, zum anderen auf druckabhängigem Leckverlust $q_{v,s,in}$ beruhen. Beide Anteile, der mechanische, D_m , wie der hydraulische, D_h , sind der Wurzel aus dem Quotienten Trägheitsmoment durch hydraulische Kapazität umgekehrt bzw. direkt proportional:

$$D_m \sim (J_m/C'_h)^{-0,5}$$

$$D_h \sim (J_m/C'_h)^{0,5}$$

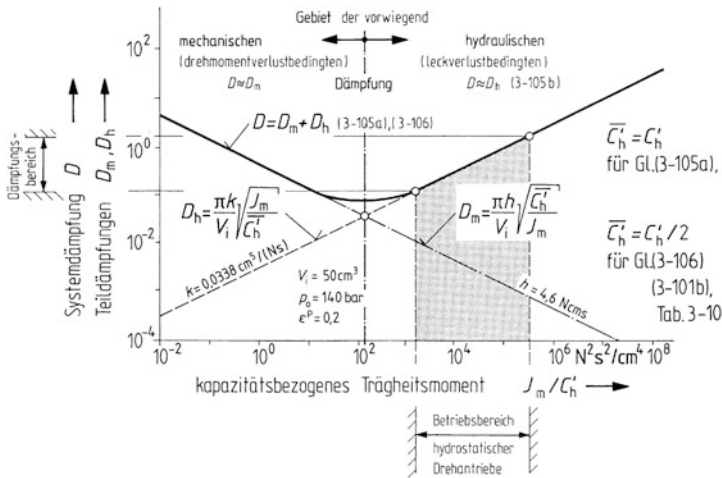


Abb. 3.71 Systemdämpfung D (Gesamtdämpfungsgrad ϑ) des hydrostatischen Drehantriebs unter Masselast über Trägheitsmoment aller mit Motorwelle verbundenen Massen, J_m , bezogen auf die hydraulische Kapazität des Leitungsstrangs unter elastischer Aufweitung, C'_h , mechanische und hydraulische Teildämpfungen D_m bzw. D_h , Betriebs- und Dämpfungsbereich bei festen Auslegungs- und Betriebsparametern nach Hahmann [278]

so dass sich ein gegensinniger Verlauf der entsprechenden Teildämpfungen ergibt. Die Systemdämpfung setzt sich aus den gegenläufigen Dämpfungsanteilen additiv zur resultierenden Becherkurve zusammen [278, 281], Abb. 3.71.

Die Dämpfungskennlinie des hydrostatischen Motorantriebs ist neben der festliegenden Baugröße V_1 und den Betriebsparametern (p, ε) bauartbedingten Festwertparametern zugeordnet, dem geschwindigkeitsbezogenen Drehmomentverlust (Dämpfungswiderstand h) und dem druckbezogenen Leckverlust (Leckstromleitwert k). Variiert man die verlustbestimmenden Konstruktionsparameter (h, k), gelangt man zum Dämpfungskennfeld des hydrostatischen Drehantriebs für unterschiedliche Motorbauarten.

Für übliche Anwendungsfälle ist der Einfluss des Trägheitsmoments aller mit der Motorwelle verbundenen Massen, J_m , groß gegen den Einfluss der hydraulischen Kapazität des Leitungsstrangs, C'_h . Der Betriebsbereich des kapazitätsbezogenen Trägheitsmoments bleibt somit auf den ansteigenden Ast der Systemdämpfung D begrenzt. Letzterer ist von der hydraulischen Teildämpfung D_h maßgeblich bestimmt, der Dämpfungsbereich im Betrieb vorwiegend durch Leckverlust bedingt:

$$D \approx D_h = \frac{\pi k}{V_1} \sqrt{J_m / \bar{C}'_h} \quad (3.104b)$$

Damit hängen die Systemkennwerte des einfachen Drehschwingers gleichsinnig veränderlich von der hydraulischen Kapazität C'_h ab. Nimmt letztere zu, sinken Kennfrequenz f_0 , (3.97a), (3.102) und Systemdämpfung D , (3.104b). Der Lastparameter Trägheitsmoment J_m hat gegenläufigen Einfluss auf die Systemkennwerte, mit größer werdender Masselast sinkt die Kennfrequenz f_0 , während die Systemdämpfung ansteigt [276, 281], Abb. 3.71.

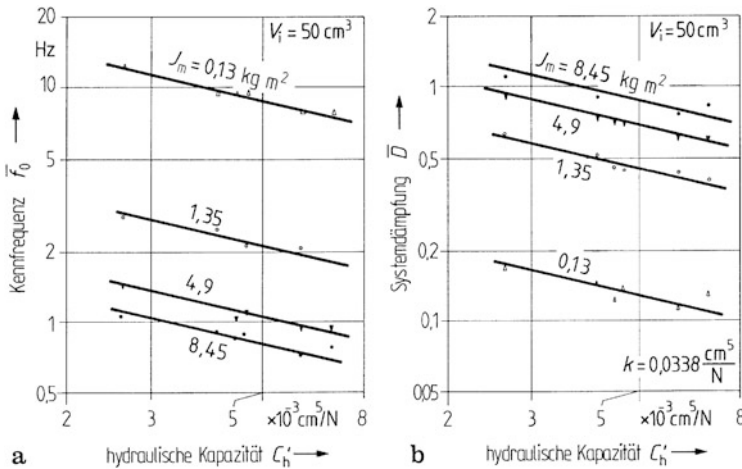


Abb. 3.72 Dynamische Systemkennwerte des hydrostatischen Drehantriebs unter Masselast über hydraulischer Kapazität C'_h bei variablem Lastparameter Trägheitsmoment J_m sowie festen Auslegungs- und Betriebsparametern. **a** Kennfrequenz f_0 ; **b** Systemdämpfung D nach Hahmann [276, 278]

Um Resonanzschwingungen zu unterbinden, strebt man eine hinreichend hohe Kennkreisfrequenz ω_0 des Antriebs relativ zu einwirkenden Betriebsfrequenzen

(Erregerfrequenzgemischen $\sum_i^n \omega_i$) sowie ausreichenden Energieentzug (Dissipation) über stärkere Dämpfung an. Das dynamische Verhalten durch schwingungsabwehrgerechtes Gestalten zu optimieren läuft somit auf die Änderung von Bauteilkennwerten im Sinne der Hochabstimmung bei gleichzeitiger Dämpfungsanhebung hinaus:

$$\eta = (\omega_n/\omega_0) \ll 1, \quad (3.105a)$$

$$D = b/b_{\text{crit}} \approx 0,5 \dots 0,9. \quad (3.105b)$$

Die hydraulische Gesamtkapazität unter elastischer Aufweitung, \bar{C}'_h , ist daher klein zu bemessen, hebt man doch bei dieser Parametervariation beide Systemkennwerte gleichzeitig an, Abb. 3.72. Entsprechende Leitmerkmale für die Auslegung sind in (3.101b), (3.102) und (3.104b) enthalten, wonach bei gegebenem Stoffkennwert \bar{K} und Schluckvolumen V_i das Totkammer- V_0 und Leitungsvolumen V_T möglichst klein zu wählen, Gehäuse- und Rohrleitungswandung hinreichend steif ($\bar{K}' \approx \bar{K}$) auszuführen sind. Flexible Leitungsverbindungen (Schlauchleitungen) sollten ebenso gemieden werden wie große Leitungslängen. Variiert man die Baugröße, werden die Systemkennwerte gegensinnig beeinflusst. So ergibt größeres Schluckvolumen V_i zwar höhere Kennfrequenz f_0 , aber auch schwächere Dämpfung D (Langsamläufer).

Diese Gesichtspunkte gelten besonders für die Auslegung geregelter hydrostatischer Antriebe (Servoantriebe), die nach Regelgütekriterien wie geringe Überschwingweite oder kurze Ausregelzeit zu optimieren sind.

Das Gestaltungsprinzip der direkten und kurzen Kraftleitung reicht bei großen mobilen Geräten, Anlagen des Schwermaschinenbaus oder Luft- und Raumfahrzeugen i. Allg. nicht aus, die Ankopplung von Arbeitsmaschine und H-Motor genügend verformungsarm zu gestalten. Liegt keine starre Lastankopplung vor, ist der einfache Schwinger als Modell für die Schwingungsanalyse ungeeignet. Die mechanische Struktur stellt dann eine Kette von Kraftübertragungselementen dar, die von einem mehrfachen Drehschwinger, etwa einer Reihenschaltung einfacher Schwinger, verhaltensgleich nachgebildet wird. Man vergleiche hierzu den mehrfachen Längsschwinger beim servohydraulischen Linearantrieb (Servozylinder) [279, 280, 282], Abschn. 3.4.2.4 und Kap. 7.

3.2.5 Methodische Motorauswahl nach Konstruktionskatalog: *Schnell-/Langsamläufer*

Wie bei der Pumpenauswahl, Abschn. 3.1.3, sollte der Planer nicht allein branchentypische Anforderungen oder allgemeine Kenngrößen für Hydromotoren (DIN ISO 4391, DIN 24564 Teil 1) summarisch heranziehen. Da der Motor den mechanischen Ausgang des hydrostatischen Antriebs bildet, sind die Eigenschaften der Bauarten außer nach gerätespezifischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten auch nach den Anforderungen der angekoppelten Arbeitsmaschine zu bewerten. Als *Arbeitshilfe* zum methodischen Vorgehen kann die folgende *Leitlinie wichtiger Merkmale* dienen [23–26]:

- Funktion (Kenngröße des Abtriebs) *Abtriebsmoment an der Motorwelle*: effektives Dauerdrehmoment T_e und Höchstdrehmoment $T_{e,max}$ mit zulässiger Belastungszeit t_B bzw. relativer Einschaltdauer t_r (DIN EN 60034 Teil 1);
- Funktion (Kenngröße des Abtriebs) *Abtriebsdrehzahl*: maximale n_{max} und minimale Drehzahl n_{min} mit Angabe der Grenzbedingungen;
- Wirkprinzip (Wechselwirkung von Kenngrößen) *Drehmoment-Drehzahl-Charakteristik*: Abhängigkeit des Abtriebsmoments T_e von Abtriebsdrehzahl n mit Angabe der Grenzen des Arbeitsbereichs (siehe Motorkennfeld Abb. 3.60);
- Wirkprinzip (optimale Funktionserfüllung) *Wirkungsgradcharakteristik*: hoher Wirkungsgrad η_t über den zulässigen Arbeitsbereich (Teillastverhalten) und geringe Wirkungsgradabhängigkeit von Betriebsparametern (siehe Wirkungsgradkennlinien und Motorkennfeld Abb. 3.60);
- Wirkprinzip (Funktionssicherheit, Laufgüte des Abtriebs) *Anlauf- und Langsamlaufverhalten*: günstigster minimaler ($\eta_{hm,min}$) bzw. mittlerer hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad $\bar{\eta}_{hm}$, kleine effektive Ungleichförmigkeitsgrade des Drehmoments δT_e , bzw. der Drehzahl δn , Größe des Leckstroms q_{Vs} im Bereich kleiner Drehzahlen;
- Wirkprinzip (Anlaufdynamik) *dynamisches Verhalten*: kurze Normalanlaufzeit $t_{A,n}$, hohe Anlaufwinkelbeschleunigung α_0 ;
- Wirkprinzip (Güte der Lastanpassung) *Ausnutzungsgrad*: störungsfreie Anpassung an die instationären Lastkenngrößen Drehzahl und Drehmoment der angekoppelten Arbeitsmaschine;

- Gestaltung und Gebrauch (Aussteuergrenze, Stelldynamik) bei *Verstellmotoren*: Stellbereich und -geschwindigkeit, Größe des Drehmomentverlusts T_s , Auswahl an Stelleinrichtungen;
- Gestaltung und Gebrauch (Einbaubegrenzung) *Raumbedarf*, Anpassung an Gestaltungsmerkmale der Arbeitsmaschine;
- Kosten (Aufwand, wirtschaftliche Wertigkeit) *vorgegebene Kostengrenzen*: Betriebs-, Nebenkosten.

Gesichtspunkte der Ergonomie, wie lärmarme Gestaltung, und der Funktions- und Bauteilsicherheit sind wegen der i. Allg. niedrigeren Drehzahlen von Motoren nicht generell, sondern nach betrieblichen Anforderungen als wichtig zu bewerten. Die Lebensdauer hydrostatischer Antriebe wird von der Pumpe bestimmt, deren Lastkollektiv insbesondere im Konstantdruckbetrieb und bei hoher Druckpulsation weit ungünstiger ist. Etwa bei zentraler Druckölversorgung mit Speichern überschreiten Motoren die Lebensdauer der Pumpe erheblich, da diese eine höhere relative Einschaltdauer aufweist.

Die Bauarten unterscheiden sich nicht nur in den Gestaltungsmerkmalen des wirklichen Lösungsprinzips (Verdrängerprinzips), sondern auch in der kennzeichnenden Eigenschaft des Drehmoments an der Motorwelle T_e , selbst wenn die grundsätzlich mögliche Kopplung mit einem Übersetzungsgetriebe die Bauarten näher aneinander rückt. Das erste Merkmal der Leitlinie enthält daher eine charakteristische Eigenschaftsgröße (Hauptdatum), die bereits auf eine bestimmte Bauart hinweist. Die Suche nach einem geeigneten Motor vereinfacht sich, wenn man einen **Konstruktionskatalog** (VDI 2222 Bl. 2) mit dem grundsätzlichen Aufbau *getriebetechnischer Konstruktionskataloge* (VDI 2727 B. 1) zur Verfügung hat. Dieser bietet für *drehzahlveränderbare Antriebe* hydraulische Lösungsmöglichkeiten für den motorischen Getriebeteil an. Enthält der Katalog die Kenngröße *Abtriebsmoment* T_e^M (Dauerdrehmoment) als *Zugriffsmerkmal*, lässt sich eine Vorauswahl nach der Grundbauart treffen, Tab. 3.1, Abschn. 3.1.3. Das Abtriebsmoment entspricht dem von der Arbeitsmaschine zu überwindenden Lastmoment T_L , somit ist dieser Hauptparameter von der Antriebsaufgabe vorgegeben. Um die Lösungsauswahl gezielt einzuzugrenzen, ist die Spalte mit dem effektiven Drehmoment T_e^M für Motoren um weitere Spalten mit einer Reihe von Zugriffsmerkmalen zu ergänzen. Bei deren Festlegung kann man sich an den Kenngrößen für Hydrogeräte orientieren. Die Kenngrößen für Hydromotoren (DIN 24 564 Teil 1) sind *auswählerleichternde Merkmale* der verschiedenen Bauarten, Tab. 3.11.

Ebenfalls durch die Antriebsaufgabe vorgegeben ist die stationäre Betriebsdrehzahl der angekoppelten Last, so dass sich aus den Grenzen der Abtriebsdrehzahl, (n_{\min}^M, n_{\max}^M) , eine zweite Kenngröße ergibt. Sie bildet mit der ersten, T_e^M , eine Kombination von Zugriffsmerkmalen, die schnelllaufende von langsamlaufenden Motorbauarten unterscheidet, wobei Schnellläufer niedriges, Langsamläufer hohes Drehmoment abgeben, Tab. 3.12.

Bewertungskriterien lassen sich häufig aus den *Wechselbeziehungen einzelner Merkmale* gewinnen, nach denen die Motorauswahl gezielt vorzunehmen ist. Der Außenzahnradmotor hat eine sehr hohe obere Drehzahlgrenze, allerdings bei relativ hoher unterer Grenzdrehzahl. Wirkungsgrad und Anlaufmoment sind niedrig, so dass ein Hochlauf unter Last nicht möglich ist. Der Flügelzellenmotor weist wegen Beschränkung der Strömungsquerschnitte zwar

Tab. 3.11 Kenngrößen der Verdrängermaschinenbauarten im Sinne eines erweiterten Zugriffsteils für H-Motoren zum Konstruktionskatalog nach Tab. 3.1, Abschnitt 3.1.3

Bauarten der Verdrängermotoren	Kenngrößen für Hydromotoren DIN 24 564 Teil 1								
	Abtriebs- drehmoment	Abtriebs- drehzahl		zulässiger Betriebs- druck	Nenngröße geometr. Schluck- volumen	Druck- flüssigkeits- temperatur- bereich	kinemat. Viskositäts- bereich (40°C)	Gesamt- wirkungs- grad (Bestwir- kungsgrad)	
	(Dauer- moment)	minimale Drehzahl	maximale Drehzahl	(Dauerdruck DIN 24 312)	(ISO 3662)				
Schnellläufer (Niedermomentmotor)	T_e^M	n_{min}^M	n_{max}^M	p_{zul}^M	V_g^M	$q_{min}^M \dots q_{max}^M$	$\nu_{min}^M \dots \nu_{max}^M$	$\eta_{1,opt}^M$	
Mittelläufer (Mittelmomentmotor)	Nm	min ⁻¹	min ⁻¹	bar	cm ³	°C	mm ² /s		
Langsamläufer (Hochmomentmotor)									
Außenzahnradmotor/ mit festem Spalt									
druckkompensiert	2... 112	200... 500	2000... 4000	90... 210	1,4... 80	-15... +80	12... 800	0,80	
Zahnringmotor/ raumfeste Läuferachsen	0,7... 25	500	5000	140	8... 60	-20... +80	60... 120	0,82	
umlaufende Läuferachse	(0,7)25... 980	10... 50	80... 1500	140... 210	(8)60... 800	-20... +80	60... 120	0,85	
Flügelzellenmotor mehrhüblig									
nicht druckkompensiert	50... 1130	30... 100	800... 2200	60	38... 280	-15... +80	22... 38	0,83	
druckkompensiert	140... 8570	10... 20	150... 500	140... 210	625... 2500	-15... +80	30... 150	0,86	
Sperrflügelmotor	22... 762	100... 200	1700... 4000	140	11,1... 388	-30... +70	25... 80	0,86	
Rollflügelmotor	140... 1600	50... 100	600... 1000	145... 210	92... 750	-40... +90	35... 85	0,86	
mit Umlauftriebe	1500... 1,2×10 ⁶	0,05... 0,1	5... 100	145... 210	92... 750	-40... +90	—	—	
Axialkolbenmotor									
Taumscheibenbauart	17... 1000	(2) 200	1000... 2000	180... 260	20... 366	-20... +80	30... 220	0,88	
Schrägscheibenbauart	140... 3000	(25) 200	1500... 3000	280... 320	32... 250	-15... +80	17... 130	0,92	
Schrägschneckenbauart	25... 4500	100... 150	800... 5000	350... 400	5... 2000	-20... +80	17... 80	0,95	
Radialkolbenmotor									
Innenexzenterbauart	20... 19700	(0,1)11... 10	150... 3000	140... 250	11... 5275	-30... +90	20... 150	0,97	
mit Umlauftriebe	4,5×10 ⁵	0,1... 0,5	7... 130	175	5275	-30... +90	20... 150	—	
Außenexzenterbauart	6380... 1,7×10 ⁵	0,5... 2	20... 100	170... 210	2356... 50258	-35... +100	20... 150	0,98	
Radnabenmotor	1700... 13500	1... 4	200... 300	250	430... 3400	-45... +70	—	—	

Formelzeichen für Kenngrößen: DIN ISO 4391

eine niedrigere Drehzahlgrenze auf, andererseits zeigt er sich hinsichtlich Wirkungsgrads und Anlaufmoments überlegen. Die Empfindlichkeit gegen Flüssigkeitsverunreinigungen ist hingegen größer. Dieser Nachteil tritt beim Sperrflügelmotor nicht auf. Diesem kommt darüber hinaus eine Sonderstellung zu, da er eine sehr hohe Betriebsdrehzahl bei geringer Geräuschemission mit günstigem Anlaufverhalten verbindet. Allerdings ist die kleinste Betriebsdrehzahl relativ hoch im Vergleich zum Flügelzellenmotor.

Einige Bauarten übergreifen beide kennzeichnende Drehzahlbereiche. Das Anwendungsfeld kann nach Abtriebsdrehzahlen feiner unterteilt, die Lösungsauswahl für den motorischen Getriebeteil deutlicher eingegrenzt werden, wenn man als dritte Gruppe

Tab. 3.12 Kenngröße der Verdrängermotoren „Abtriebsdrehzahl“ als Zugriffsmerkmal zur Bauartgruppe Schnell- und Langsamläufer

Bauarten der Verdrängermotoren Bauartgruppe	Kenngröße für Hydromotoren DIN 24564 Teil 1	
	Abtriebsdrehzahl	
	minimale Drehzahl	maximale Drehzahl
	n_{\min}^M min^{-1}	n_{\max}^M min^{-1}
Schnellläufer (Niedermomentmotor) Zahnrad- Flügelzellen- Sperrflügel- Axialkolben-	200 ...500	300 ...8000
Langsamläufer (Hochmomentmotor) Zahnring- Flügelzellen- Rollflügel- Radialkolben-	0,1 ...10	200 ... 1000

die *Mittelläufer* (Mittelmomentmotoren) einführt. Diese gehören weitgehend zu den Drehkolbenmotoren, Tab. 3.1, Nrn. 3, 4, 5, 7. Hier nimmt der Zahnringmotor mit beweglicher Läuferachse (Planetenmotor) eine Sonderstellung ein. Die in das Triebwerk integrierte Übersetzung ins Langsame macht den Zahnringmotor zum Raum sparenden Langsamläufer, bei dem für die Erzeugung mittlerer Drehmomente das Nachschalten eines Zwischengetriebes überflüssig ist.

Nach dem zulässigen Betriebsdruck p_1 am Motoreingang (Dauerdruck) lassen sich Nieder-, Mittel- und Hochdruckmotoren unterscheiden. Liegt hoher Nenndruck (PN) der Anlage als Systemdruck vor, ist die zur Umformung in mechanische Energie nutzbare Druckdifferenz Δp^M groß. Man erzielt bereits mit kleiner Baugröße (geometrischem Schluckvolumen V_g^M) hohes Abtriebsmoment T_e^M . Die zum Direktantrieb von Schwerarbeitsmaschinen oder schweren Nutzfahrzeugen geeigneten *Hochdruckmotoren* gehören zu den Hubkolbenmotoren, Tab. 3.1, Nrn. 9 bis 14. Unterscheidet man Hochdruckmotoren nach dem nutzbaren Drehzahlbereich, grenzt sich die Lösungsauswahl auf folgende *zwei Bauarten* ein:

- *Schnellläufer*: Axialkolbenmotor,
- *Langsamläufer*: Radialkolbenmotor.

Das Einzelmerkmal Bestwirkungsgrad $\eta_{t,\text{opt}}^M$ im Zugriffsteil des Katalogs, Tab. 3.11, ist von begrenztem Aussagewert, da es die optimale Funktionserfüllung im Teillastbereich nicht erfasst. Um die Auswahl zu konkretisieren, sind daher *Zusatzinformationen* nütz-

lich, die in Form von Bemerkungen, Kennlinien oder Kennfeldern in einem *Anhang zum Konstruktionskatalog* dargestellt werden können.

Das komplexe Merkmal „*Wirkungsgradcharakteristik*“ als Beurteilungsmaßstab für das Drehmoment-Drehzahl-Verhalten wird durch Motorwirkungsgrad-Kennlinien oder durch das Motorkennfeld, Abb. 3.60, wiedergegeben. Bei den Axialkolbenmotoren unterscheidet sich die Schrägachsen- von der Schrägscheibenbauart durch höheren Wirkungsgrad η_t^M , bis zu 10 % größeres Anlaufmoment T_0 , größeren Stellbereich (Stellverhältnis φ hydrostatischer Getriebe) sowie höhere zulässige Verschmutzung, Abschn. 3.1.9, Tab. 3.4. Die Wirkungsgradunterschiede machen sich lediglich an der Beanspruchungsgrenze, hingegen kaum im betriebsnahen Bereich bemerkbar. Zudem hängt die Güte des Gesamtenergieumsatzes, η_t^T , von weiteren Einflüssen ab. Je niedriger die relative Einschaltdauer der Anlage, t_r , desto unwichtiger ist der Motorwirkungsgrad, η_t^M , je größer die relativen Verluste der Energiesteuerung durch Ventile, η_t^L , umso unwichtiger sind die Verluste der Energieumformung im Motor. Insofern können die Vorzüge der Schrägscheibenbauart wie geringere Drehschwingungen, kleinere Baugröße bezogen auf das Schluckvolumen V_g^M bzw. Motorleistung P_m^M , hohe Stellgeschwindigkeit und nicht zuletzt die Durchtriebsmöglichkeit zum Ankoppeln von Hilfsaggregaten auswahlentscheidend sein. Für verlustarme Antriebskonzepte werden zunehmend Verstellmotore eingesetzt, die als Pumpe-/Motor-Einheit in der Volumenstromrichtung umkehrbar (Vierquadrantenbetrieb) und mit hoher Stellgeschwindigkeit aussteuerbar sind. Der Schrägscheibenmotor ist wegen kurzer Stellzeit t_b z. B. für sekundär geregelte hydrostatische Antriebe mit hohen Anforderungen an die Dynamik der Antriebsregelung besonders geeignet.

Unter den Radialkolbenmotoren erreicht die Variante mit Innenexzenter die kleinste Abtriebsdrehzahl n_{\min}^M , die Variante mit Außenexzenter das höchste Abtriebsmoment T_e^M , im Zusammenwirken mit der Pumpe damit die größte hydraulische Übersetzung. Koppelt man den motorischen Getriebeteil mit einem nachgeschalteten, ins Langsame übersetzenden Planetengetriebe, lässt sich auch mit dem Axialkolbenmotor als Schnellläufer eine große Gesamtübersetzung erzielen, so dass für die Auswahl aus den möglichen Hubkolbenmotoren weitere Merkmale heranzuziehen sind. So ist der Abtrieb bei sehr kleinen Drehzahlen häufig mit der Forderung nach sicherem Anlauf und gleichförmiger Drehbewegung verbunden. Hierin zeigt sich die Verknüpfung der Merkmale Funktion und Wirkprinzip nach nutzbarem Drehzahlbereich und Anlauf- und Langsamlaufverhalten, Abschn. 3.2.3, Abb. 3.68 und 3.69. Die Forderung, großes Abtriebsmoment T_e^M zu erzeugen, verbindet sich häufig mit der Forderung, kurze Normalanlaufzeit $t_{A,n}$ bzw. hohe Anlaufwinkelbeschleunigung α_0 zu verwirklichen, so dass zwischen Funktion und Wirkprinzip hinsichtlich zulässigen Motor Moments und des dynamischen Verhaltens ebenfalls eine Beziehung besteht, Abschn. 3.2.4, Tab. 3.9. Des Weiteren sind gestaltungsbestimmende Anforderungen der Arbeitsmaschine, insbesondere begrenzende räumliche Bedingungen (Einbaubegrenzung), in die Bewertung einzubeziehen.

Die als Anhang zum Konstruktionskatalog auffassbaren Zusatzinformationen lassen sich als Kriterien tabellarisch zusammenfassen, um bei Hochdruckmotoren für Schwerantriebe die Entscheidung zwischen dem langsam laufenden Direktantrieb und der schnelllaufenden Getriebekombination zu erleichtern, Tab. 3.13.

Tab. 3.13 Merkmale schnell- und langsamlaufender Hochdruckmotoren (Hubkolbenmotoren) zur vergleichenden Bewertung der Bauartvarianten hydrostatischer Hochmoment-Antriebe

Bauartvarianten Schwerantriebe	
Langsamlaufender Direktantrieb Radialkolbenmotor als Hochmomentmotor	Schnelllaufende Getriebekombination Axialkolbenmotor als Niedermomentmotor
Vorzugsmerkmale	Vorzugsmerkmale
<i>Sehr gutes (statisches) Anlauf-/Langsamlaufverhalten</i> für schwierige Anlaufbedingungen und hohe Drehmoment-/Drehzahlgleichförmigkeit insbes. als Innenexzentermotor mit hydrostatisch entlasteten Pleuelschuhen;	Gutes (statisches) Anlauf-/Langsamlaufverhalten insbesondere als Schrägachsenmotor;
<i>Hochdynamischer Antrieb</i> für Beschleunigungsvorgänge mit kurzer Zykluszeit, schnellen Drehrichtungsänderungen insbesondere als Innenexzentermotor mit kleinem Trägheitsmoment des Motors;	<i>Sehr gute Drehzahlstabilität</i> für Antriebe mit konstanter oder langsam veränderlicher Drehzahl; z. B. für Erdbohrgeräte;
<i>Geringe Geräuschemission</i> durch minimale Schallentstehung bei langsamen Druckwechsellvorgang und optimierter Kraftleitung mit Aufhebung erregender Wechselkräfte über symmetrische Hubkurve insbesondere als Außenexzentermotor	<i>Längere nominelle Lebensdauer</i> infolge niedrigerer tribologischer Beanspruchung der Elementpaarung Kolben/Zylinder insbesondere im Schrägachsenmotor (querkraftfrei);
	<i>Hohe Stelldynamik</i> für Antriebsregelung insbesondere als Schrägscheibenmotor, für diese Bauart gilt ferner:
	<i>Durchtrieb</i> zum Ankoppeln von Hilfsaggregaten, z.B. Bremse auf Niedermomentseite, Hilfspumpe für Antriebsregelung;
	<i>Kleiner radialer Einbauraum</i> infolge zylinderförmiger Baustruktur, z.B. für Winden- oder Mo-bilantrieb
Nachteilige Merkmale	Nachteilige Merkmale
<i>Störung „Blockieren“</i> bei Drehmomentüberschreitung durch Überlastung (ggf. Vorteil als Sicherheitsmaßnahme);	<i>Geringere Anlaufdynamik</i> infolge eines gesamten Trägheitsmoments, das sich um das reduzierte Trägheitsmoment des Zwischengetriebes vergrößert;
<i>Begrenztes Nennmoment</i> insbes. als Innenexzentermotor; (Mittelmomentmotor);	<i>Niedrigerer Gesamtwirkungsgrad</i> infolge Reihenverknüpfung von Motor und Getriebe
<i>Größerer radialer Einbauraum</i> infolge scheibenförmiger Baustruktur, z. B. für Spritzgießmaschinen;	
<i>Störung „Drehschwingen“</i> insbes. als Innenexzentermotor	

Die Aufzählung der genannten wichtigen Merkmale erhebt keinen Anspruch auf Vollständigkeit [283, 284].

3.2.6 Motorbauarten nach Verdrängerprinzipien: *Dreh-/Hubkolbenmaschinen*

Ord nende Gesichtspunkte strukturieren die Mannigfaltigkeit der Verdrängermaschinenbauarten im Sinne des *Gliederungsteils eines Konstruktionskatalogs* (VDI 2222 Bl. 2). Im Fall getriebetechnischer Kataloge (VDI 2727 Bl. 1) stehen Gesichtspunkte wie Getriebegeometrie, Getriebeart, Gliederzahl, kinematische Kette u. a. im Vordergrund. Verdrängermaschinen gliedern sich nach kinematischen Merkmalen wie Wirkbewegung der Verdrängerelemente (Dreh- und Hubkolbenmaschinen), Achslage der Schubkolben (Axial-, Radial- und Parallelkolbensystem), sowie nach fluidtechnischen Merkmalen wie Schluckrichtung in Bezug zur Triebwellenachse, Tab. 3.1. Da sich die Verdrängerprinzipien zur mechanisch-hydraulischen Energieumformung in beiden Wirkungsrichtungen nutzen lassen, gelten die Gliederungsmerkmale gleichermaßen für Pumpen wie für Motoren, Abschn. 3.1.4.

Im Prinzip können die Verdrängermaschinen – mit Ausnahme der ventilgesteuerten – als Pumpe und als Motor eingesetzt werden. Einige Bauarten sind, z. B. wegen ungünstigem Verhältnis Bauvolumen zu Drehmoment, für den Motorbetrieb ungeeignet, etwa die Schraubenmaschine, Nr. 8, Tab. 3.1. Der Motorbetrieb erfordert es allerdings, den gesamten Abtriebsdrehzahlbereich zu überdecken. Die für den Pumpenbetrieb behandelten Maschinen ergeben bei Umkehr der Wirkungsrichtung überwiegend schnelllaufende Motoren. Arbeitsmaschinen erfordern jedoch meist einen langsamen Antrieb. Einen langsamlaufenden Motor allein durch Bemessung ins Große erzielen zu wollen, brächte ein überproportionales Anwachsen von Bauvolumen, Gewicht sowie Kosten mit sich und zöge untermotorigen Lauf nach sich. So steigen bei den Hubkolbenmaschinen Bauvolumen und Gewicht nach dem Kutzbachschen Ähnlichkeitsgesetz mit der 3. Potenz, die Leistung jedoch nur mit der 2. Potenz des Kolbendurchmessers. Um den hydrodynamischen Tragdruckaufbau in der Elementpaarung Kolben/Zylinder zu sichern, folgt die tribologische Beanspruchbarkeitsgrenze bei der minimalen Gleitgeschwindigkeit von 5 m/s. Einige Verdrängermaschinen sind nach Art der Drehmomenterzeugung von vornherein als Motor konzipiert und eignen sich auf Grund guten Anlauf- und Langsamlaufverhaltens sowie guter Anlaufdynamik zum Direktantrieb niedertouriger Arbeitsmaschinen. Andere Verdrängermaschinen werden als Verstellmotore wegen guter Stelldynamik vorzugsweise für Drehantriebe mit Sekundärverstellung eingesetzt.

Ergänzend zu den in Abschn. 3.1.4 für den Pumpenbetrieb behandelten werden nachfolgend Verdrängermaschinenbauarten vorgestellt, die als Direktantrieb bzw. in Kombination mit Zwischengetriebe für den motorischen Getriebeteil langsam-laufender und/oder sekundär geregelter hydrostatischer Antriebe geeignet sind.

3.2.7 Zahnringmotor: *raumfeste/umlaufende Läuferachse* (Konstantmotor); Nr. 3, Tab. 3.1

Nach ihrem Verdrängerprinzip entsprechen die Zahnringmotoren den Innenzahnradpumpen ohne Trennung der Arbeitsräume durch Füllstück. Mit einem aus nur zwei Funktionsträgern bestehenden Läufersatz sind Zahnringmotoren den Zahnringpumpen vergleichbar und als Mitteldruckmotor einzustufen ($p_1 = (140 \dots 210)$ bar).

Aus der Grundbauart lassen sich Varianten mit unterschiedlicher Kammervolumenbildung ableiten, indem man die gegenseitige Lage und damit den Laufgrad der parallelen Läuferachsen variiert. Lässt man den Innenläufer nur eine Drehbewegung (Laufgrad $F = 1$) ausführen oder ermöglicht man diesem zwei voneinander unabhängige Bewegungen (Dreh- und Umlaufbewegung, $F = 2$), so werden Drehzahl und Drehmoment abgewandelt, ohne dass die hydraulischen Kenngrößen wie Schluckvolumen oder zulässiger Betriebsdruck verändert werden müssen. Mittels Triebwerkvariation gelangt man also zu Schnellläufern (Niedermomentmotoren) oder Mittelläufern (Mittelmomentmotoren).

Anordnung mit raumfesten Läuferachsen (Gerotor-Prinzip)

Wirkungsweise Das exzentrisch versetzte Ritzel kämmt mit dem treibenden Hohlrad. Man verwendet ein zyklidenverzahntes Innenradpaar mit dem kleinstmöglichem Ein-Zahn-Unterschied, die Art der Hubvolumenbildung ist wie bei der Zahnringpumpe, Abschn. 3.1.5, Abb. 3.22. Beim Motorbetrieb werden die Kammern mit der strömungsgünstigen nierenförmigen Steueröffnung auf der Zuflussseite verbunden, die Hydraulikflüssigkeit unter Druck zugeführt, Hohlrad und Ritzel in Drehung versetzt. Bei raumfesten Läuferachsen entspricht eine Wellenumdrehung einer Periode, die durch Eintauchen eines Ritzelzahns von einer zur nächsten Zahnücke des Gegenrads (Hohlrads) gekennzeichnet ist. Die je Wellenumdrehung sich füllende und entleerende Zahl an Verdrängerkammern ergibt sich somit aus der Ritzelzähnezahl z_1 . Bei einem Zähnezahlverhältnis $u = -z_2/z_1 = -7/6$ werden $z_1 = 6$ Verdrängerkammern gebildet. Man erhält ein relativ kleines theoretisches Schluckvolumen V_i und Motormoment T_i [71]. Diese Gestaltungsvariante kennzeichnet das **Gerotor-Motorprinzip** (generated rotor) [283, 285]. Da der nutzbare Drehzahlbereich hoch liegt ($n = (500 \dots 5000) \text{ min}^{-1}$), ist dieser Zahnringmotor ein Schnellläufer.

Kenngrößen dieser Motorarten enthält Tab. 3.9, Abschn. 3.2.5.

Einsatzbereich *Offener und geschlossener Kreislauf*. Antrieb mit hohen Drehzahlen und kleinem Drehmoment wie hoctouriger Spindelantrieb von Werkzeugmaschinen, z. B. Schleifmaschinen.

Anordnung mit umlaufender Läuferachse (Orbit-Prinzip; MZ-Prinzip)

Wirkungsweise Ein langsam drehender Abtrieb erfordert großes Hubvolumen. Beim exzentrischen Doppelläufersystem mit umlaufender Läuferachse erfüllt das Triebwerk zusätzlich die Bewegungsaufgabe „Führen“ derart, dass aus der allgemeinen Bewegung

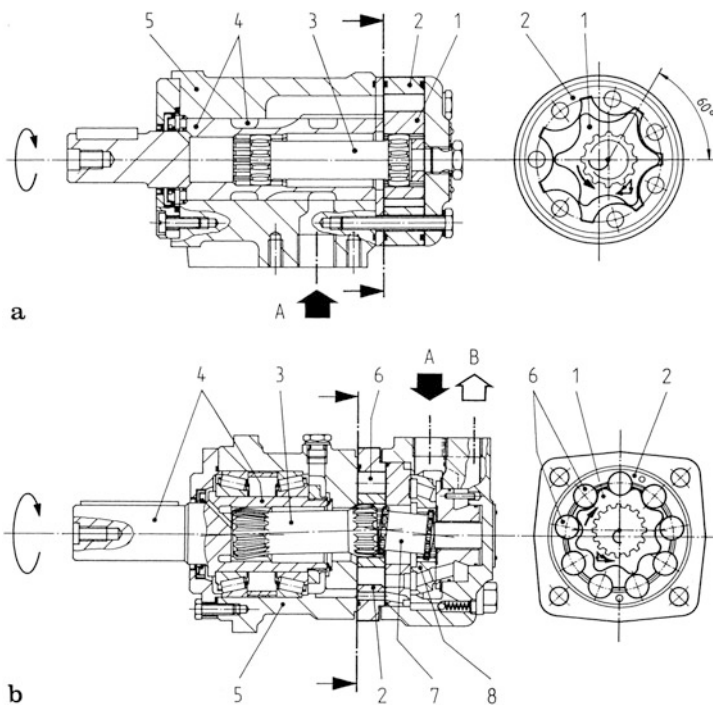


Abb. 3.73 Zahnringmotor mit kinematischer Bildung großen Hubraums und integrierter Übersetzung ins Langsame (Bauart Danfoss, System Orbit). **a** Mit Zähnezahlverhältnis $u = -z_2/z_1 = -7/6$, feststehenden Hohlradzähnen, Kommutatorwelle (OMP, Danfoss); **b** mit Zähnezahlverhältnis $u = -9/8$, Stützrollen, Verteilerventil (OMT, Danfoss)

des Verdrängerelements ein großvolumiger Verdrängerraum gebildet wird. Mit geeigneten Bauformen des offenen Planetengetriebes (VDI 2157) erreicht man gleichzeitig eine

- Vielzahl von Zahnkammern je Wellenumdrehung (Wirkprinzip „hydraulisch schnell“)
- langsame Drehung des Abtriebs aus überlagerter Bewegung (Wirkprinzip „mechanisch langsam“).

So erhält man Varianten mit großem Schluckvolumen, die hohes Drehmoment mit niedriger Drehzahl in sich vereinen im Sinne einer in das Triebwerk integrierten Übersetzung ins Langsame (Planetenmotoren).

Charlsen entwickelte das Prinzip eines Zahnringmotors, bei dem sich die Achse des außen verzahnten Rads auf einer Kreisbahn um die Achse des innen verzahnten Hohlrads bewegt: das **Orbit-Motorprinzip** (engl. orbit Umlaufbahn) [283, 285], Abb. 3.73a.

Das auf bogenverzahnter Gelenkwelle 3 gelagerte Außenrad wälzt sich am Hohlrad 2 ab, das fest mit dem Gehäuse 5 verbunden ist. Der Innenläufer (Rotor) 1 führt eine allgemeine Bewegung aus, die aus einer schnellen Kreisschiebung um die Hauptachse des feststehenden Außenläufers (Stators) 2 und einer gegensinnigen langsamen Drehbewegung um die eigene Achse besteht. Bei umlaufender Läuferachse erreicht ein Außenradzahn des

Rotor 1 seine Ausgangsstellung nach einer Zahl von Takten, die der Hohlradzähnezahl $|z_2|$ des Stators 2 entspricht. Die Anzahl der je Wellenumdrehung sich füllenden und entleerenen Verdrängerkammern ergibt sich somit aus dem Produkt der Zähnezahlen zu $|z_2|z_1$. Bei dem Zähnezahlverhältnis $u = -7/6$ werden $|z_2|z_1 = 7 \cdot 6 = 42$ Verdrängerkammern gebildet. Man erhält mit dem Orbit-Prinzip ein theoretisches Schluckvolumen V_i und Motormoment T_i , das im Vergleich zum Gerotor-Prinzip um die Hohlradzähnezahl vervielfacht, also um das $(|z_2| = 7)$ fache vergrößert ist. Je Umdrehung der Abtriebswelle umläuft der Rotor 1 die Hauptachse des Stators 2 entsprechend der Außenradzähnezahl z_1 mal. Die Bewegungsüberlagerung von Schiebung und Drehung bewirkt eine auf den z_1 -ten gleich 6ten Teil verringerte Motordrehzahl n . Der Zahnringmotor dieses Lösungsprinzips ist damit ein Langsam- bis Mittelläufer ($n = (10 \dots 1500) \text{ min}^{-1}$).

Die Ein-/Auslasssteuerung erfolgt über die gleichzeitig als Abtriebswelle ausgebildete Steuerhülse (Kommutatorwelle) 4, also über einen Drehschieber mit radialer Durchströmung (OMM/P/R, Danfoss; MAF, TRW-Fahrwerksysteme [285–288]).

Im Gehäuse 5 befinden sich eben so viel Kanäle, wie der Stator 2 Zahnücken hat. Die Steuerhülse weist höheren Strömungswiderstand auf als die Steuerniere, allerdings ist die Strömungsgeschwindigkeit niedriger. Ersetzt man die feststehenden Zykloidenflanken des Hohlrads durch Stützrollen 6, verbessert man im Flankenkontakt des Rotorsatzes die Bewegungsform von Wälzen auf Rollen (Mikro- statt Makrogleiten), damit den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad (OMR/S/T/V, Danfoss; MAF/B/E, TRW-Fahrwerksysteme; AR, Sauer-Stundstrand), Abb. 3.73b. Drehmoment- und Leckverlust lassen sich weiter herabsetzen, indem man den Funktionen Umsteuern und Abtreiben gesonderte Funktionsträger nach dem Prinzip der Aufgabenteilung zuordnet. Losgelöst von der Kommutatorwelle 4, Abb. 3.73a, wird von der Abtriebswelle 3 über die Ventil-Gelenkwelle 7 eine Steuerscheibe (Verteilerventil, Kommutator) 8 betätigt. Die Ein-/Auslasssteuerung erfolgt also über axial durchströmten Planschieber, der von Störungen durch Seitenkräfte und Torsion frei ist (OMS/T/V, Sauer Danfoss [289]).

Konstruktive Neuerungen Durch Konstruktionsoptimierung, Einsatz neuer Materialien, verbesserte Fertigung konnte die Druckdifferenz des Motors bis auf 345 bar erhöht, das Ausgangsdrehmoment bis auf 195 daNm gesteigert werden, ohne die Drehzahl zu reduzieren. Gestaltungsmerkmale sind eine sehr kompakte, wälzgelagerte Abtriebswelle, ein rollenbestückter Zahnradsatz und ein Tellerventil zur Erzeugung des rotierenden Druckfelds (TMT, TMTU/W/FL, Sauer Danfoss [290]).

Die Motorprinzipien der Zahnringmotoren lassen sich analog zu den Planetengetrieben (VDI 2157) als von diesen ableitbare Getriebebauformen auffassen (Planetenmotoren). Ausgehend von zwei Grundformen offener Planetengetriebe führt man mittels eines zusätzlichen kinematischen Elements Kurbel die Anschlusswellen in koaxiale Lage zurück. Legt man Steg oder Hohlrad bzw. Zentralrad oder Kurbel fest, können die zwei Anschlusswellen wahlweise als Abtriebswelle genutzt werden. Ist bei der ersten Grundform der Steg (Zwischengehäuse) Festglied, liegt das schnelllaufende Gerotor-Prinzip vor, ist das Hohlrad (Außenläufer) Festglied, erhält man die langsamlaufende Variante mit Planetenrad (In-

nenläufer) und Kurbel (Gelenkwelle) (Orbit-Prinzip). Nutzt man die zweite Grundform und hält die Kurbel (Außenrollen) fest, folgt als weitere langsamlaufende Variante die mit koaxialem Sonnenrad (Außenrad) und sich auf eine Kurbel abstützendem Planetenrad (Hohlrad) (MZ-Prinzip) [283, 291, 292].

Kenngrößen dieser Motorarten enthält Tab. 3.11.

Einsatzbereich *Offener und geschlossener Kreislauf.*

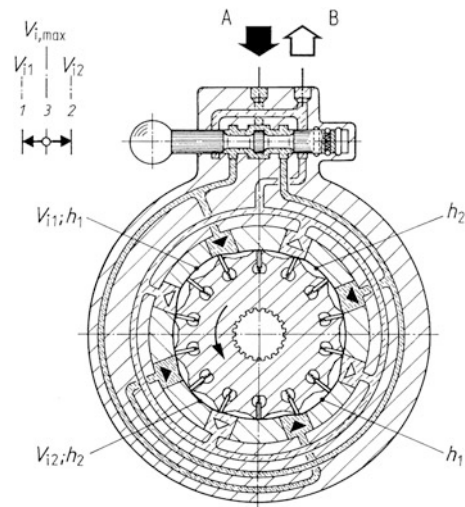
Motor für niedrige bis mittlere Drehzahlen, mittleres Drehmoment konstant über größeren Drehzahlbereich bei kleinem Bauvolumen, niedrigem Betriebsdruck ($p_1 = 140$ bar) in der Bauform Flanschbefestigung für den unteren Leistungsbereich ($P_m = (2 \dots 15)$ kW (z. B. OMM/P/R, Danfoss; MAF, TRW-Fahrwerksysteme) bzw. bei erhöhtem Betriebsdruck ($p_1 = 210$ bar) für höheres Drehmoment mit verbessertem hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad, Anlauf- und Langsamlaufverhalten bei Flanschbefestigung mit langer Zentrierung (Lagerschild), großer zulässiger Radialkraft für den mittleren Leistungsbereich ($P_m = (10 \dots 50)$ kW) (z. B. OMS/T/V, Danfoss; MAB/E, TRW-Fahrwerksysteme; AR, Sauer-Sundstrand; MZ, Bosch Rexroth).

3.2.8 Flügelzellenmotor: mehrhubig (Konstant-/Schaltmotor); Nr. 5, Tab. 3.1

Wirkungsweise entsprechend der doppelhubigen Flügelzellenpumpe, Abb. 3.27. Zentrisch im Stator ist ein Laufring (Hubring) angeordnet mit bis zu 6 feststehenden, außen liegenden Hubkurven am Umfang. Etwa bei 4 Hubkurven mit je 4 Druck- und Rückflusszonen wird jede Verdrängerzelle viermal je Umdrehung gefüllt und entleert. Mehrfachfüllung ermöglicht großes Schluckvolumen und niedrige Drehzahl. Wegen des im Vergleich zur Pumpe großen Drehzahlbereichs muss Funktionssicherheit auch bei Langsamlauf gewährleistet sein. Die Verdrängerflügel werden daher außer durch Fliehkraft notwendig federkraftgestützt und hydraulisch vorgespannt zum Anliegen an die Hubkurve gebracht.

Flügelzellenmotor mit hydraulischem Spaltausgleich Wegen des grundsätzlichen Einflusses der Axialspalte auf die Leckverluste sind Flügelzellenmotoren mit festem Axialspalt hauptsächlich als Niederdruckmotoren (p_1 ab 60 bar) und Mittel- bis Schnellläufer (n bis 2200/min) geeignet (M 2-200, Vickers Systems). Sieht man zwischen Gehäuse (Halteflansch) und Rotor als axial verschiebbares Dichtelement eine Scheibe mit seitlicher Wirkfläche vor (Druckscheibe), lässt sich über den Betriebsdruck ein gleichmäßig geringer Axialspalt erreichen. Wegen symmetrischer Anordnung der Arbeitskammern heben sich die Druckkräfte gegenseitig auf, so dass die Rotorlagerung radial entlastet ist. Nach den Prinzipien der Selbsthilfe bzw. des Kraftausgleichs lassen sich somit druckunabhängige axiale Abdichtung sowie hohe Lagerlebensdauer erreichen. Hydraulische Vorspannung und Wahl einer verschleißfesten Gleitwerkstoffpaarung im Tribosystem Flügel/Hubkurve sichern radiale Abdichtung bei geringer Flügelkantenreibung, so dass selbst im oberen Mitteldruck-

Abb. 3.74 Flügelzellenmotor in Mehrkurvenbauart mit Änderung des Schluckvolumens in 3 Schaltstufen; Verdränger- und Umschaltprinzip mit paarweise gegenüberliegenden Hubkurven kleinen und großen Hubs



bereich auf eine verschleiß mindernde hydraulische Entlastung der Flügelkanten verzichtet werden kann. Leckstrom- und Drehmomentverluste bleiben gering. Der erreichbare hohe Gesamtwirkungsgrad verbindet sich mit gutem Anlauf-/Langsamlaufverhalten, so dass der als Mitteldruckmotor ($p_1 = (200 \dots 230)$ bar) einzustufende mehrhubige Flügelzellenmotor mit günstigem Gleitverhalten an der Dichtkante Flügel/Hubkurve und mit axialem Spaltausgleich ein Langsamläufer ($n = (10 \dots 500) \text{ min}^{-1}$) ist. Die Ein-/Auslasssteuerung erfolgt axial über nierenförmige Öffnungen in der Steuerscheibe (Steuerflansch) (Bauart A. Teves MD4) [293].

Schaltmotor Die Mehrkurvenbauart lässt stufenweises Verändern des Schluckvolumens durch Teilbeaufschlagung von Verdrängerkammern zu. Beispielsweise bei 4 Hubkurven, von denen jeweils 2 gegenüberliegende ein Paar bilden, führt man jedes der symmetrisch angeordneten Paare mit anderem Hub aus. Über ein im Gehäuse (Schaltflansch) integriertes Wegeventil kann in den äußeren Schaltstellungen wahlweise das Hubkurvenpaar mit kleinem bzw. großem Hub beaufschlagt, damit das Teilschluckvolumen in zwei Stufen (V_{i1} , V_{i2}) verändert werden. In mittlerer Schaltstellung wird beiden Hubkurvenpaaren Druckflüssigkeit zugeführt und maximales Schluckvolumen $V_{i,max} = V_{i1} + V_{i2}$ eingestellt, Abb. 3.74.

Beim Schaltmotor lassen sich bei konstanter hydraulischer Leistung P_h Drehzahl und Drehmoment abwandeln, ohne primärseitig den Volumenstrom (mittels Verstellpumpe) noch die nutzbare Druckdifferenz (über Druckventil) verändern zu müssen. Die verlustarme Verdrängersteuerung geschieht stufenweise sekundärseitig. Die zulässige Betriebsdrehzahl überdeckt in 3 Drehzahlstufen je nach Baugröße den Drehzahlbereich des Langsam- bis Mittelläufers ($n = (10 \dots 1000) \text{ min}^{-1}$), während das Motormoment nach (3.63), (3.67)

und (3.68) den Momentbereich des Hoch- bis Mittelmomentmotors umfasst (MDS, A. Teves).

Kenngrößen dieser Motorarten enthält Tab. 3.11.

Einsatzbereich *Offener und geschlossener Kreislauf.*

Konstantmotor für mittlere Drehzahlen bei niedrigem Betriebsdruck (p_1 ab 60 bar) für den unteren Leistungsbereich ($P_m = (3,7 \dots 5)$ kW) (z. B. Bauart Vickers Systems M 2–200) bzw. für niedrige Drehzahlen bei kleinem Bauvolumen und mittlerem Betriebsdruck ($p_1 = (200 \dots 230)$ bar) für höheres Drehmoment nahezu drehzahlunabhängig mit günstiger Wirkungsgradcharakteristik, Anlauf-/Langsamlaufeigenschaften, geringer Geräuschemission in der Bauform Flanschbefestigung, Flanschwellenende mit Zahnnahe zur kupplungslosen Steckmontage alternativ mit langer Zentrierung (Vorsatzlager) und freiem Wellenende, für den mittleren Leistungsbereich ($P_m = (25 \dots 125)$ kW). Der Doppelmotor erweitert die obere Leistungsgrenze, Zusatzbausteine wie Bremse, Getriebe vergrößern den Einsatzbereich, bestimmte Baugrößen ermöglichen Reversierbarkeit, mittels Volumenstromrichtungsumkehr für Pumpenbetrieb Regenerationsbetrieb (Motorbremsen) des hydrostatischen Antriebs (z. B. MD4, A. Teves).

Schaltmotor für niedrige Drehzahlen in drei Drehzahl-/Drehmomentstufen bei kleinem Bauvolumen und mittlerem Betriebsdruck für den mittleren Leistungsbereich ($P_m = (50 \dots 150)$ kW), wenn mit dem geringen Aufwand einer sekundären Stufensteuerung hinreichende Drehmoment-Drehzahl-Anpassung an den Lastprozess zu erzielen ist (z. B. MDS 2, A. Teves).

3.2.9 Rollflügelmotor: *Hydrotriebemotor* (Konstantmotor); Nr. 7, Tab. 3.1

Wirkungsweise Die 6 Vorsprünge (Verdrängerkörper) 1 des Drehkolbens 2 werden druckseitig beaufschlagt und treiben den Läufer (Hauptrotor) 2 unmittelbar an. Die Trennung von Druck- und Rücklaufraum erfolgt durch zwei gegenüber angeordnete Sperrtrommelpaare (Dichtrotoren) 3. Im Gegensatz zu den gleitenden Trennflügeln beim Sperrschiebersystem, Nr. 6, Tab. 3.1, weist das Sperrtrommelsystem parallel zur Läuferachse drehbare rollende Trennflügel auf (Rollflügelmotor). Die jeweils paarweise gegenüberliegenden Kammern werden vom Gehäuse (Ständer) 4, Läufer 2 und einem der beiden abwechselnd dichtenden Rotoren des Sperrtrommelpaars 3 gebildet. Über einen Ringkanal wird Druckflüssigkeit den um 180° versetzten Kammern zugeführt, oberhalb der Sperrtrommeln 3 befinden sich Druckausgleichskammern 5. Somit heben sich die auf Hauptrotoren 2 und Dichtrotoren 3 wirkenden Druckkräfte gegenseitig auf, die Rotorlagerungen sind radial entlastet, um nach dem Prinzip des Kraftausgleichs kleines Bauvolumen und hohe Lagerlebensdauer zu erzielen. Die durch zwangläufigen Getriebezug (mehrfache Steuerzahnradpaarung) 6 vom Läufer 2 angetriebenen Dichtrotoren 3 vollziehen eine geführte Drehbewegung, so dass

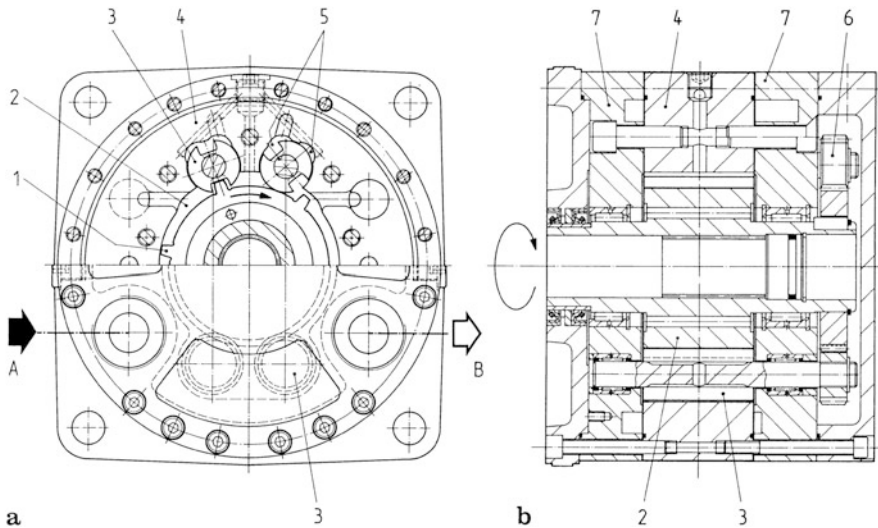


Abb. 3.75 Rollflügelmotor (M 50, Rollstar). **a** Querschnitt mit paarweise gegenüberliegenden Dichtrotoren; **b** Längsquerschnitt mit Rotorsatz und läufergetriebener Steuerzahnradpaarung

in der Berührungslinie mit dem Hauptrotor 2 ausschließlich Rollen (makroskopisch kein Gleiten) stattfindet, Abb. 3.75.

Die zwischen Sperrtrommeln 3 und Läufer 2 durch kurze Berührungslinien (Linien-dichtung) erzielbare radiale Abdichtung sowie zwischen Drehkolben 2 und Seitendeckeln 7 mit festem Axialspalt erreichbare axiale Abdichtung begrenzen wegen des volumetrischen Wirkungsgrads ($\eta_v = 0,92$ bei $p_1 = 200$ bar, $n = 600/\text{min}$ für Bauart M 201/8.0, Rollstar) den Rollflügelmotor auf den Mitteldruckbereich ($p_1 = (145 \dots 210)$ bar). Da die radialen Dichtflächen von Haupt- und Dichtrotoren aufeinander abrollen und lediglich deren axiale Dichtflächen das mit Laufscheiben aus Gleitwerkstoff versehene Gehäuse gleitend berühren, ist der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad hoch, das Anlaufverhalten gut. Das kreiszylindrische, vom Drehwinkel unabhängige Kammervolumen ergibt sehr kleine kinematische Ungleichförmigkeitsgrade von Drehzahl wie Drehmoment. Für niedrige Drehzahlen sinkt der volumetrische Wirkungsgrad, die sich stärker auswirkende drehwinkelabhängige Leckstromschwankung zieht größere effektive Ungleichförmigkeitsgrade nach sich. Damit folgt nach Gesamtwirkungsgrad und Bewegungsverhalten ein nutzbarer Drehzahlbereich $n = (50 \dots 1000) \text{ min}^{-1}$, der den Rollflügelmotor den Mittelläufern zuordnet (M 14 ... 201, Rollstar [294, 295]).

Kenngrößen dieser Motorart enthält Tab. 3.11.

Einsatzbereich *Offener und geschlossener Kreislauf.*

Für mittlere Drehzahlen und Drehmomente bei kleinem Bauvolumen, mittlerem Betriebsdruck ($p_1 = (145 \dots 210)$ bar), günstiger Wirkungsgradcharakteristik, hoher Beschleunigungsdynamik zum Anlaufen und Reversieren, geringer Geräuschemission in der Bauform

Flanschbefestigung, Flanschwellenende mit Zahnabe zur kupplungslosen Steckmontage für den mittleren Leistungsbereich ($P_m = (15 \dots 100)$ kW). Baureihe mit Durchtrieb für anbaubare Zusatzbausteine wie Planeten- und Sperrgetriebe (Richtgesperre), Bremse, Drehzahlmesser an schneller laufendem Motorwellenende.

Hydrotriebemotor Der Rollflügelmotor kombiniert mit Planetengetriebe erweitert den Anwendungsbereich dieser Motorbauart auf Grund günstigen Anlauf-/Langsamlaufverhaltens verbunden mit guter Drehzahlstabilität auf Dreh- und Drehstellantriebe konstanter oder langsam veränderlicher Drehzahl. Motor und einfaches Planetengetriebe (eine Planetenstufe), zusammengesetzt zu einer Baugruppe, ergibt einen Hydrotriebemotor kompakter Baustruktur von kleinem Außendurchmesser mit Wandlung auf 6faches Motordrehmoment. Hydrauliköl dient zugleich als Getriebeöl, Schmierstoffzufuhr erfolgt durch Leckstrom des Motors.

Gemeinsame Antriebswelle mit als Zahnabe ausgebildetem Wellenende ermöglicht über Steck-Zahnwellen baukastenartigen Anbau von bis zu 3 einfachen Planetengetrieben (3 Planetenstufen). Rollflügelmotor kombiniert mit serienmäßigem Reihenplanetengetriebe erreicht sehr hohes Abtriebsmoment ($T_B = 1200$ kNm) und Kriechdrehzahlen minimaler Schwankung für Schwerantriebe.

Planeten-Schaltgetriebe mit in 3 Stufen veränderlicher Gesamtübersetzung in Verbindung mit Rollflügelmotor für großen Drehmoment-Drehzahlbereich, z. B. für Bohrkopfantrieb mit 3 Hydrotriebemotoren auf gemeinsame Antriebswelle (Sammelgetriebe) an Tunnelvortriebsmaschine, Drehkopfantrieb für Bohrschnecke an Erdbohrmaschine, Trommelantrieb für Drehofen, Walzantrieb für Rundbiegemaschine (z. B. M 50–1/3/8, Rollstar [295]).

3.2.10 Axialkolbenmotor: *Taumel-/Schrägscheiben-, Schrägachsen-, Hydrotriebemotor, Hydroachse*

Zur Klassifizierung der Verdrängermaschinen, hier insbesondere der Axialkolbenmaschinen, leitet Molly [36, 88] aus dem geometrischen Merkmal „Achslage Zylinderblock/Triebwelle“ *Ordnungsprinzipien* her. Neben der Art der Verdrängungsvolumenbildung, die Axialkolbenpumpen zu unterscheiden ermöglicht, Abschn. 3.1.9, ist die **Art der Drehmomenterzeugung** das für Axialkolbenmotoren geltende Ordnungsprinzip. Die verschiedenen Angriffsebenen des Drehmoments bestimmen die Auslegungsgrenzen der Bauarten.

Bei der **Schrägscheibenbauart** greift das Drehmoment über die Kolben am Zylinderblock an, und man bezeichnet diese Bauart als *MZ-Maschine* („Moment am Zylinder“). Die das Drehmoment erzeugende Tangentialkraft F_{\tan} bewirkt hohe Querbelastung der Elementpaarung Kolben/Zylinder wie der Zylinderblockführung im Gehäuse. Bei Abstützung des Kolbens über Kugelkopf (Pilzkolben) lässt sich mittels Gestaltvariation des räumlichen Kurgelenks „Kugel mit Platte“ die Querkraft etwa auf die Mitte der Zylinderführung leiten

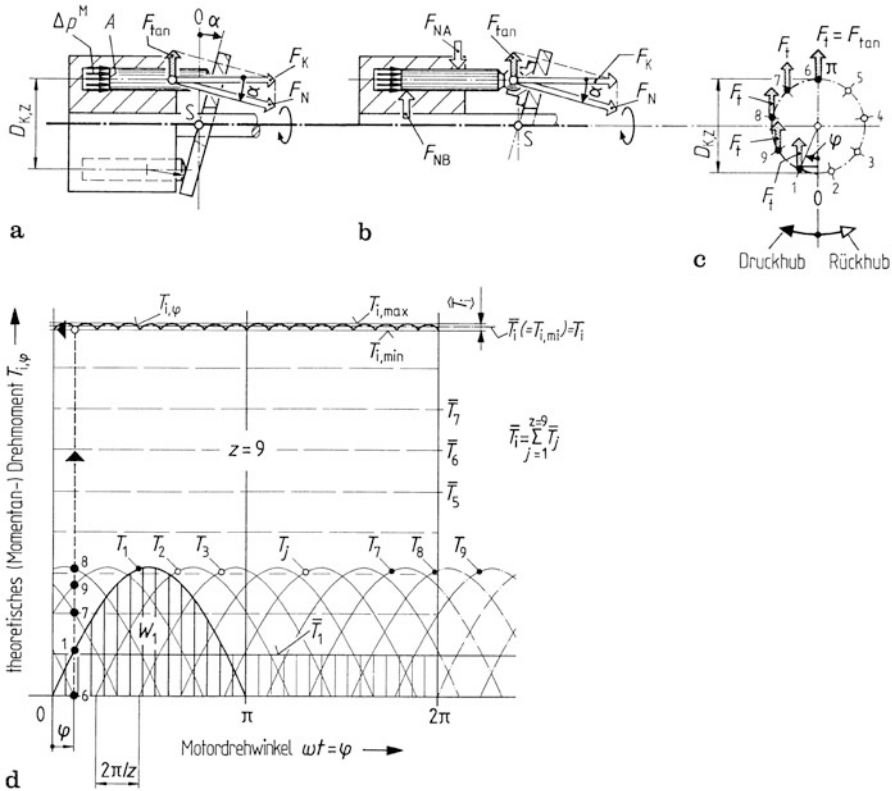


Abb. 3.76 Art der Drehmomenterzeugung beim Axialkolben­system, Schrägscheibenbauart (MZ-Maschine nach Molly [36, 88]). **a** Kraftzerlegung in der Zylinderblockebene bei Kolbenabstützung über Kugelkopf; **b** Bei Kolbenabstützung über ebenen Gleitschuh mit Kugelgelenk; **c** Tangentialkräfte und Drehmoment am Zylinderblock (MZ); **d** Ablaufdiagramm der theoretischen Einzelzylinder­momente und des Summendrehmoments $T_{i,\varphi}$ über Motordrehwinkel φ mit kinematischer Drehmomentschwankung \hat{T}_i und linearem (integrale­m) Mittelwert gleich theoretischem Motordrehmoment T_i

und das Kippmoment für die axialen Kolbenstellungen weitgehend eliminieren, Abb. 3.76a. Bei Kolbenabstützung über ebenen Gleitschuh mit Kugelgelenk greift die Tangentialkraft stets außerhalb der Zylinderführung an, Abb. 3.76b.

Wegen ihrer höheren Tragfähigkeit herrscht dennoch die Paarung Schrägscheibe/ebener Gleitschuh als Kolbenabstützung vor, die bauartbedingten Nachteile, wie größere Kolbenreibung und Kippneigung der Zylindertrommel, konnten mittels Optimierung insbesondere tribologisch hoch belasteter Elementpaarungen wirksam gemindert werden [92–100, 105].

Für die Angriffsebene am Zylinder folgt das Moment aus der tangential wirkenden Gelenkkraft im kraftschlüssigen (offenen) Elementpaar Kurven- bzw. Plattengelenk (VDI 2127) an der Schrägscheibe:

Normalkraft

$$F_N = F_K / \cos \alpha,$$

Tangentialkraft

$$F_{\tan} = F_K \tan \alpha.$$

Moment von z. B. Kolben l am Zylinderblock, Abb. 3.76c,

$$T_1(\varphi) = F_{\tan}(D_{K,Z}/2) \sin \varphi = F_K(D_{K,Z}/2) \tan \alpha \sin \varphi,$$

Arbeit des Einzelzylinders längs für den Druckhub wirksamer halber Wellenumdrehung $\varphi = \pi$

$$\begin{aligned} W_1 &= \int_0^{\pi} T_1(\varphi) d\varphi = F_{\tan}(D_{K,Z}/2) \int_0^{\pi} \sin \varphi d\varphi \\ &= F_{\tan} D_{K,Z} = F_K D_{K,Z} \tan \alpha. \end{aligned}$$

Aus Energiegleichheit der Arbeit aller Einzelzylinder und der Arbeit des mittleren Moments längs voller Wellenumdrehung $\varphi = 2\pi$ (Mittelwertsatz der Integralrechnung)

$$W_i = {}_z W_1 = \bar{T} \cdot 2\pi$$

folgt das mittlere Drehmoment an der Motorwelle der MZ-Maschine

$$\begin{aligned} \bar{T} &= \sum_{j=1}^z \bar{T}_j = {}_z W_1 / (2\pi) = {}_z F_K D_{K,Z} (\tan \alpha) / (2\pi) \\ &= {}_z A D_{K,Z} (\tan \alpha) \Delta p^M / (2\pi). \end{aligned} \quad (3.106a)$$

Mit dem geometrischen Schluckvolumen V_g , (3.40a), ergibt sich nach (3.24), (3.67a), Abschn. 3.2.1.4, Übereinstimmung zwischen mittlerem Drehmoment und dem theoretischen Motordrehmoment T_i :

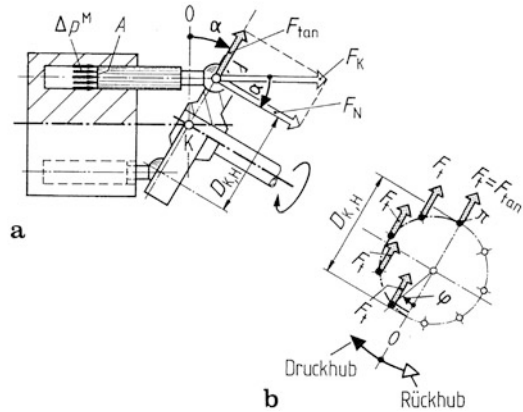
$$\bar{T} = V_g \Delta p^M / (2\pi) \approx V_i \Delta p^M / (2\pi) = T_i. \quad (3.107)$$

Überlagert man die Einzelzylindermomente, folgt das theoretische (Momentan-) Drehmoment $T_{i,\varphi}$, dessen Welligkeit z. B. für die Kolbenzahl $z=9$ gering, dessen kinematische Ungleichförmigkeit δT_i , (3.76a), entsprechend klein ist, Abb. 3.76d.

Die mit zunehmendem Verstellwinkel α ungünstiger werdende hydrostatische Entlastung der Gleitschuhe und Querbelastung der Elementpaarungen begrenzen den höchsten zulässigen Verstellwinkel ($\alpha_{\max,z} = 18^\circ$).

Bei der **Schrägachsenbauart** (Thoma-Maschine [132]) entsteht das Drehmoment an der Triebsscheibe, und man bezeichnet diese Bauart als *MH-Maschine* („Moment an der

Abb. 3.77 Art der Drehmomenterzeugung beim Axialkolbensystem, Schrägachsenbauart (MH-Maschine nach Molly). **a** Kraftzerlegung in der Triebseibene; **b** Tangentialkräfte und Drehmoment an der Triebseibe (Hubscheibe MH)



Hubscheibe“). Die das Drehmoment erzeugende Tangentialkraft F_{\tan} verursacht (abgesehen von Mitnahme- und Zentrifugalkraft) keine bauartbedingte Querbelastung der Paarung Kolben/Zylinder, Abb. 3.77a.

Geringere Kolbenreibung und größeres zulässiges Laufspiel am Kolben sind hieraus folgende Vorteile [95]. Für die Angriffsebene an der Triebseibe folgt das Moment aus der tangential wirkenden Gelenkkraft im formschlüssigen (geschlossenen) Elementepaar Kugelgelenk (VDI 2127) in der Triebseibe:

Normalkraft

$$F_N = F_K \cos \alpha$$

Tangentialkraft

$$F_{\tan} = F_K \sin \alpha.$$

Moment eines Kolbens an der Triebseibe, Abb. 3.76b,

$$T_1(\varphi) = F_{\tan}(D_{K,H}/2) \sin \varphi = F_K(D_{K,H}/2) \sin \alpha \sin \varphi,$$

Arbeit des Einzelzylinders längs halber Wellenumdrehung

$$\begin{aligned} W_1 &= \int_0^{\pi} T_1(\varphi) d\varphi = F_{\tan}(D_{K,H}/2) \int_0^{\pi} \sin \varphi d\varphi = F_{\tan} D_{K,H} \\ &= F_K D_{K,H} \sin \alpha. \end{aligned}$$

Aus der Energiegleichheit folgt wie bei der MZ-Maschine das mittlere Drehmoment an der Motorwelle der MH-Maschine

$$\begin{aligned} \bar{T} &= \sum_{j=1}^z \bar{T}_j = z W_1 / (2\pi) = z F_K D_{K,H} (\sin \alpha) / (2\pi) \\ &= z A D_{K,H} (\sin \alpha) \Delta p^M / (2\pi) = T_i, \end{aligned} \quad (3.106b)$$

das nach (3.107) mit dem theoretischen Motordrehmoment übereinstimmt.

Wegen entfallender Querbelastung der Trommel ist der höchste zulässige Verstellwinkel größer ($\alpha_{\max,H} = 25^\circ$). Über neuere Varianten der Trommelmitnahme und -führung gelangte man zur Großwinkelmaschine ($\alpha_{\max,H} = (40 \dots 45)^\circ$), bei der die Schwenkschlittenbauart durch kleines Bauvolumen und günstigen Wirkungsgrad herausragt.

Axialkolbenmotor, Taumelscheibenbauart (Konstantmotor); Nr. 9, Tab. 3.1.

Wirkungsweise entspricht derjenigen der Taumelscheibenpumpe. Wegen Kolbenabstützung über Kugelkopf und Axial-Wälzlager als Niederdruckmotor ($p_1 = 80$ bar), wegen unvollständigen Massenausgleichs als Mittelläufer ($n_{\max} < 1000/\text{min}$) einzustufen, allerdings mit dem Vorzug, auch im unregelmäßigen Betrieb gutes Anlauf- und Langsamlaufverhalten aufzuweisen. Die kleine Anzahl bewegter Triebwerkteile bringt kleines Trägheitsmoment, damit gutes dynamisches Verhalten mit sich. Die Ein-/Auslasssteuerung erfolgt zwangsläufig, an die Stelle selbsttätiger Ventile tritt die von der Triebwelle betätigte, zur Minderung von Leck- und Drehmomentverlust hydraulisch entlastete Steuerscheibe (Planschieber) [296].

Kenngrößen dieser Motorart nach Tab. 3.11.

Einsatzbereich *Offener Kreislauf*.

Motor bis zu mittleren Drehzahlen, mit kleinem Bauvolumen für kleinen Einbauraum und niedrigen Betriebsdruck ($p_1 = (50 \dots 80)$ bar) für den unteren Leistungsbereich ($P_m = (0,5 \dots 1,5)$ kW). Wegen niedriger Anlaufreibung in kleineren Stellantrieben, z. B. für Strahlrohre an Wasserwerfern, Feuerlöschbooten; wegen kurzer Anlauf- und Reversierzeit als Stellmotor in gesteuertem oder mit Durchtrieb für Anbau von Hilfsaggregaten in geregelterm hydrostatischen Antrieb, etwa mit Drehimpulsgeber für lagegeregelten Positionierantrieb an CNC-Werkzeugmaschinen (z. B. HMF, BMF, Integral Hydraulik [296]).

Axialkolbenmotor, Schrägscheibenbauart (Konstant-/Verstellmotor); Nr. 10, Tab. 3.1.

Wirkungsweise wie bei Schrägscheibenpumpe, Abb. 3.32. Das Drehmoment in Angriffsebene des Zylinderblocks (MZ-Maschine) führt wegen Querbelastung der Elementpaarung zu niedrigerem hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad und ungünstigerem Anlaufverhalten, insbesondere bei niedrigerem Betriebsdruck, als bei der Schrägachsenbauart. Diesem bauartbedingten Nachteil, der mittels Optimierung hochbelasteter Elementpaarungen [92–100, 105] wirksam gemindert wurde, steht der Vorteil eines einfachen zylindrischen Gehäuses gegenüber. Daher eignet sich die Schrägscheibenbauart bei Kolbenabstützung über hydrostatisch entlastete Gleitschuhe als Hochdruckmotor ($p_1 = (210 \dots 350)$ bar) und wegen vollständig masseausgeglichenen Zylinderblocks als Mittel- bis Schnellläufer mit entsprechend nutzbarem Drehzahlbereich ($n = (50 \dots 4200) \text{ min}^{-1}$, Kleinmotoren bis 6000 min^{-1}), wobei insbesondere die Forderung nach kleinem Einbauvolumen vom Direktantrieb erfüllt wird, Tab. 3.5.

Die *Schrägscheibenbauart mit fester Schrägscheibe* für konstantes Schluckvolumen ist wegen großflächiger Abstützung des Kurvenelements Schrägscheibe im Gehäuse besonders steif, robust und unempfindlich gegen Drehmomentstöße.

Die *Schrägscheibenbauart mit schwenkbarer Schrägscheibe* für veränderliches Schluckvolumen erfordert zur Umsetzung der axialen Kolbenkraft F_K in für den Anlauf ausreichende Tangentialkraft F_{\tan} einen genügend großen Verstellwinkel α , Abb. 3.76. Der mittlere hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad η_{hm} nimmt mit dem Verstellwinkel α ab und wird bei einem Grenzwinkel null, wenn das theoretische Drehmoment T_i gleich dem Drehmomentverlust T_s infolge Anlaufreibung wird, d. h., der Motor gibt wegen Selbsthemmung kein Anzugsmoment T_0 ab. Der Schrägscheibenmotor kann daher nur bei Volumeneinstellungen ε anlaufen, bei denen der niedrigste zulässige Verstellwinkel ($\alpha_{\min,Z} = 4 \dots 5^\circ$ ohne Last; $\alpha_{\min,Z} = (0,8 \dots 0,9) \alpha_{\max,Z}$ unter Last) nicht überschritten wird. Mit wachsendem Verstellwinkel nimmt infolge Querbelastung der *Elementpaarung Kolben/Zylinder* die Anlaufreibungskraft, damit der mittlere hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad stark überproportional zu. Die obere Begrenzung des Verstellwinkels ($\alpha_{\max,Z} = 15 \dots 18^\circ$) ist eine weitere Bedingung für ein befriedigendes Anlaufverhalten.

Nach Köhler [92], der die Paarung Kolben/Zylinder als exzentrisch belastetes Radial-Gleitlager mit axialer Bewegung (zylindrische Gleitführung VDI 2201 Bl. 1) betrachtet und die elastische Kolbenverformung berücksichtigt, ist die Anlaufreibung der Schrägscheibenmaschine im Motorbetrieb sowohl von Betriebsparametern wie Kolbenstellung, Betriebsdruck und Querbelastung als auch von Konstruktionsparametern wie Führungsspiel und -länge bestimmt. Während die Kolbenstellung von geringerem Einfluss auf die Kolbenreibung ist, wächst diese mit Verstellwinkel und Betriebsdruck überproportional an. Auf eine den Reibungsverlust mindernde Kombination der Konstruktionsparameter ist daher für große Verstellwinkel und hohe Betriebsdrücke besonders zu achten, indem man die Gleitflächen der Elementpaarung günstig gestaltet (optimales relatives Führungsspiel am Kolben $\psi_{\text{opt}} = s/D = (0,001 \dots 0,0012)$, ausreichende Zylinderführungslänge L ; VDI 2201 Bl. 1, ISO 7902 Teil 1), Tab. 3.4.

Die *Elementpaarungen Schrägscheibe/ebener Gleitschuh* und *Zylindertrommel/Steuerspiegel* sind, wie für den Pumpenbetrieb ausgeführt, Abschn. 3.1.9, als hybrides Axial-Gleitlager zu betrachten und tragen in geringerem Maße zur Anlaufreibung bei [92–100, 105, 103, 104].

Mit der Schrägscheibenbauart lassen sich *kurze Stellzeiten* t_b erreichen, denn das Verstellglied Schrägscheibe weist bei kleinem Bauvolumen geringe Massenträgheit auf, Tab. 3.13.

Motorverstellung Erst die hydraulische Verstellung ermöglicht hohe Stellgeschwindigkeiten, so dass der Axialkolbenmotor für vielfältige Steuer- und Regelungsaufgaben verwendbar wird.

Bei Verstellung über die Nullstellung ($\alpha = 0$) hinaus erfolgt stoßfreie Schluckstromumkehr (2 Verstellrichtungen). Die Schlitzsteuerung erlaubt es, den Schrägscheibenmotor auch als Pumpe für 2 Volumenstromrichtungen zu betreiben (verstellbare Pumpe-/Motor).

Die Kombination der hydraulischen Stelleinrichtung mit einem zum Baukastensystem ausbaufähigen Programm an Steuer- und Regelgeräten (Verstellprogramm) [78, 297] ermöglicht es, die Motorverstellung unterschiedlichen Steueraufgaben anzupassen, somit die Vorteile der verlustarmen Verdrängersteuerung auch sekundärseitig (Motorsteuerung) optimal zu nutzen. Analog der Pumpenverstellung, Abschn. 3.1.9, unterscheidet man folgende *Arten der hydraulischen Verstellung* je nach Steueraufgabe:

- *Steuerdruckabhängige Verstellung*. Die federzentrierte Stelleinrichtung ändert durch externe Vorsteuerung über drosselndes Wegeventil die Lage des Stellkolbens, damit das Verdrängungsvolumen unter Last stufenlos oder bei Erreichen des Ein- bzw. Ausschalt-drucks mittels Zweipunktverstellung von maximalem auf minimales Schluckvolumen. Bei Verstellbeginn gibt der Motor sein maximales Drehmoment bei der minimalen Drehzahl, bei Verstellende das minimale Drehmoment bei maximaler Drehzahl ab.
- *Hochdruckabhängige Verstellung*. Die Verstellung erfolgt durch interne Vorsteuerung, d. h. abhängig vom eingangsseitigen Betriebsdruck. Wird der Einstelldruck erreicht, ändert sich das Verdrängungsvolumen unter Last selbsttätig von minimalem auf maximales Schluckvolumen. Mit Verstellbeginn gibt der Motor minimales Drehmoment bei maximaler Drehzahl, zum Verstellende maximales Drehmoment bei minimaler Drehzahl ab.
- *Drehzahlabhängige Verstellung*. Die Verstellung erfolgt gemäß drehzahlabhängigem Steuerdruck von der Pumpe als motorgetriebenem, vom Gaspedal geführten Primärteil eines hydrostatischen Fahrtriebs, d. h., der mit dem Drehzahlanstieg zunehmende Steuerdruck vermindert das Schluckvolumen. Hiermit sinkt steuerdruckabhängig das Abtriebsmoment, die Drehzahl erhöht sich. Wird der Einstelldruck erreicht, steigt das Schluckvolumen an. Dadurch vergrößert sich druckabhängig das Abtriebsmoment, die Drehzahl nimmt ab.
- *Elektrohydraulische Verstellung*. Die Beaufschlagung des Stellkolbens erfolgt über ein Stetigventil, dessen elektrisches Eingangssignal weitgehend beliebig verlaufen und eine Prozessvariable darstellen kann.

Bezieht man den Verstellmotor in einen elektrohydraulischen Antriebsregelkreis ein, indem man die zu regelnde Kenngröße des Abtriebs, z. B. die Abtriebsdrehzahl, elektrisch zurückführt und die Schrägscheibe über ein elektrisch angesteuertes Stetigventil mittelbar verstellt, um die Abtriebsdrehzahl mittels Änderung des Schluckvolumens zu beeinflussen, arbeitet der Axialkolbenmotor in der Schrägscheibenbauart *Servomotor in verlustarmer Verdrängersteuerung* und eignet sich zur Durchführung anspruchsvoller Regelungsaufgaben (Motor- oder Sekundärregelung).

Sekundärregelung am Konstant-Drucknetz Der motorgeregelte hydrostatische Antrieb am hydraulischen Netz mit eingprägtem Druck stellt ein energiesparendes Konzept für stufenlos verstellbare und verzweigte Antriebe dar. Die Lastanpassung erfolgt durch Änderung des Schluckvolumens, während die nutzbare Druckdifferenz durch das Netz vorgegeben ist. Motorregelung vermeidet die verzögerte Übertragung durch hydraulische Leitungen, lässt unabhängige Verstellung mehrerer motorischer Ausgänge bei zentraler Druckmittel-

versorgung zu, führt überschüssige Energie auf den Eingang zurück. Im Vergleich zur Pumpenregelung (Primärregelung) weist die Motorregelung folgende Vorzüge auf:

- gute Regeldynamik,
- Parallelantrieb (Verteilgetriebe in aufgelöster Bauweise) aus geregelten Einzelantrieben, Energierückspeisung ins hydraulische bzw. elektrische Netz [298–304].

Unter mehreren Arten der Sekundärregelung wie Lage-, Leistungs-, Drehmomentregelung findet verbreitete Anwendung die

Drehzahlregelung Der Hydromotor bildet mit Masselast J_m und Lastmoment T_L die Regelstrecke (DIN 19 226 Teil 1 und Teil 4). Die an der Motorwelle (Ausgang der Strecke) vom Gleichstrom-Tachogenerator (Messglied) aufgenommene Istdrehzahl n_{ist} repräsentiert die Regelgröße x , die man als analoges Messsignal elektrisch zurückführt. Das Messsignal (Rückführgröße x_R oder r) ist die Eingangsgröße der Regeleinrichtung. Am Differenzverstärker (Vergleichsglied) wird das Messsignal mit der analogen Führungsgröße w verglichen, die vom einstellbaren Frequenzgenerator erzeugt wird und die Soll-drehzahl n_{soll} darstellt. Aus dem Differenzsignal (Regeldifferenz e) bildet das Regelglied den elektrischen Steuerstrom i als Stellsignal (Reglerausgangsgröße y_R), das die Eingangsgröße der Stelleinrichtung darstellt. Den Steuerstrom i leitet man dem an den hohen Systemdruck p_0 des Netzes angeschlossenen Stetigventil (Steller) zu. Das hydraulisch im Nebenstrom drosselnde Wegeventil hat Vierkantensteuerung und beaufschlagt den doppelwirkenden Stellzylinder mit zweiseitiger Kolbenstange (Stellantrieb). Dessen Stellweg s bildet die Ausgangsgröße der Stelleinrichtung (Stellgröße y), die über die Schrägscheibe (Stellglied) die steuernde Wirkung der Regeleinrichtung auf die Regelstrecke überträgt. Die Einwirkung ergibt sich aus dem Verstellwinkel α , der das theoretische Schluckvolumen V_i der Sekundäreinheit so lange ändert, bis das unter Störeinfluss entstandene Differenzsignal e verschwunden, d. h. unter auftretenden Lastzyklen (Störgrößeneinwirkung) die Ist- an die Soll-drehzahl angeglichen ist. Wegen mechanischer Betätigung der Schrägscheibe (Stellglied) wirkt das Stetigventil (Steller) indirekt ein, indem es den Stellzylinder (Stellantrieb) steuert. Die Stelleinrichtung besteht also aus Steller, hydraulischem Stellantrieb und Stellglied, Abb. 3.78a.

Stabilität der elektrohydraulischen Drehzahlregelung erreicht man mit einem PD- T_1 -Regelglied (Reihenstabilisierung), indem man die Reglerparameter K_D , T_v des PD-Reglers in Abhängigkeit von System- und Lastparametern (p_0 , J_m , T_L), z. B. auf Grund digitaler Simulation optimal einstellt [305–327], Abb. 3.78b, gestrichelte Kurven. Die einschleifige Regelung führt zu kostengünstigen Lösungen sekundär geregelter Antriebe.

Das Stabilitätsverhalten von Antriebsregelkreisen lässt sich auf höherer Stufe optimieren, indem man von einschleifiger zu mehrschleifiger Regelung übergeht (Strukturveränderung). Wählt man bei der Drehzahlregelung den Stellweg s des Stellzylinders (den Verstellwinkel α der Schrägscheibe) als Hilfsregelgröße x_H und sieht nachgebende Stellwegrückführung (DT₁-Rückführglied) vor, hebt man die Systemdämpfung an. Dadurch wird die ausgeprägte Resonanzüberhöhung der Istdrehzahlamplitude im kritischen Frequenzbereich geglättet, gleichzeitig der Phasenschnittpunkt zu einer höheren Frequenz

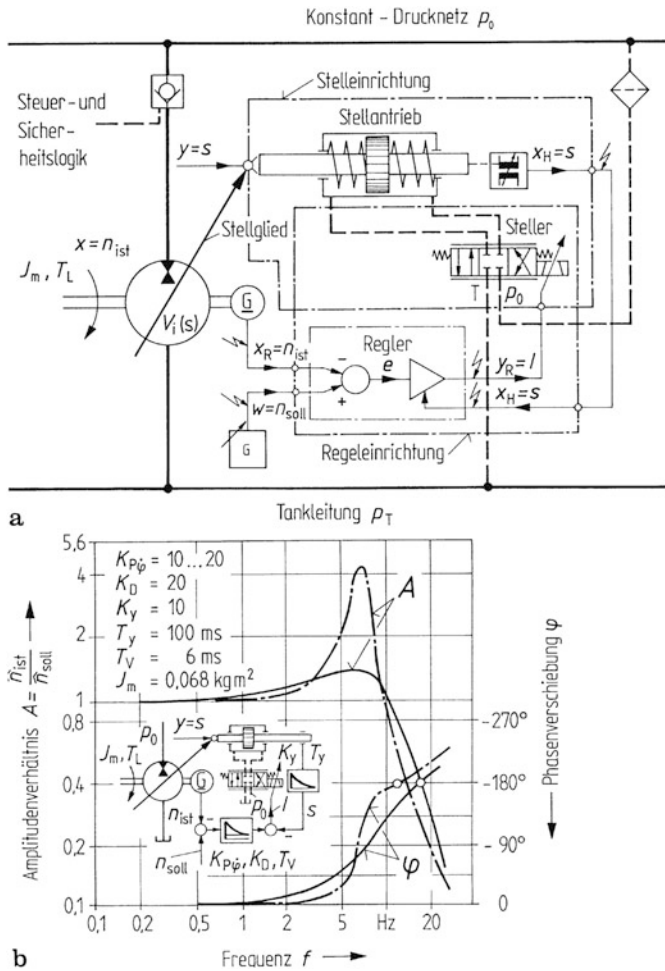


Abb. 3.78 Elektrohydraulische Drehzahlregelung nach dem Lösungsprinzip Motorregelung mit eingepprägtem Druck. **a** Kombiniertes Schalt- und Signalflussplan mit Gerätebegrenzung (strichliniert) für Regel- und Steleinrichtung; **b** Frequenzkennlinien für festgelegte Regler- und Lastparameter bei einschleifiger Regelung (gestrichelte Kurven) und bei zweischleifiger Regelung mittels nachgebender Stellwegrückführung (ausgezogene Kurven) nach Murrenhoff [300, 301]

verlagert, Abb. 3.78b, ausgezogene Kurven. Diese Korrekturmaßnahme hat ferner den Vorzug, die Parameterempfindlichkeit des geregelten Antriebs zu mindern. Daraus folgt, dass auch nach Lastparametervariation, etwa durch betriebsbedingte Nutzmasseänderungen (J_m) oder Lastzyklen (T_L), eine ausreichende Stabilitätsreserve erhalten bleibt [300–303].

Lageregelung Der an der Motorwelle (Ausgang der Strecke) vom Drehimpulsgeber (Messglied) aufgenommene Istdrehwinkel φ_{ist} repräsentiert die zum Zwecke des Regelns

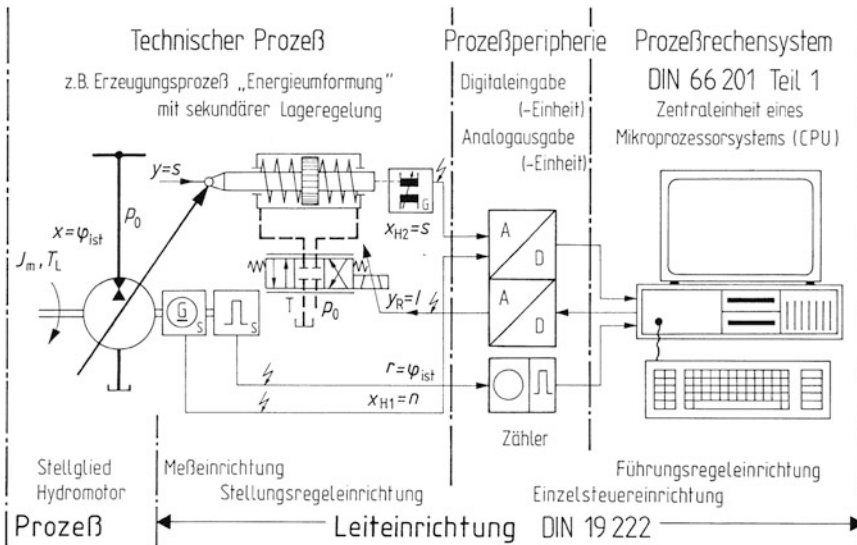


Abb. 3.79 Direkte Prozesskopplung des Lastprozesses mit einem Prozessrechensystem (Mikrorechner), das zur elektrohydraulischen Lageregelung und dem fortgeschrittenen Regelungskonzept der digitalen Rechnerregelung angewendet wird. Gerätebegrenzung (gestrichelt) mit digitalem Abtastregler (Mikrorechner) und Stellgerät (Zylinder und Stetigventil) als Leiteinrichtung nach Metzner und Haas [303, 304]

erfasste Wellenlage (Regelgröße x), die man als digitales Messsignal, ggf. mit analoger Umsetzung, zurückführt. Stabilität der elektrohydraulischen Lageregelung im Sekundärteil erreicht man durch dreischleifige Regelung (Strukturveränderung), indem man außer dem Istdrehwinkel φ_{ist} (Rückführgröße x_R oder r) die Drehzahl n und den Stellweg s des hydraulischen Stellantriebs als Hilfsregelgrößen (x_{H1} , x_{H2}) zurückführt. Bei lagegeregelten Verstellmotoren weist die Regelstrecke Nichtlinearitäten infolge Haftreibung auf, so dass unstetiges Regelkreisverhalten insbesondere bei kleinen Lageänderungen zu Instabilität führt.

Die *digitale Regelung* nutzt die hohe Auflösung des Drehwinkels sowie die Möglichkeit, die Regelungsstruktur durch Änderung des Regelalgorithmus der Strecke flexibel anzupassen. Bei der digitalen Rechnerregelung (DDC) wird die Regelgröße Drehwinkel periodisch abgetastet, wobei die Abtastzeit auf das Zeitverhalten der Strecke abgestimmt ist. Dem Prozessrechner werden entsprechende Umsetz- und Halteglieder vor- und nachgeschaltet. Der das Verhalten des digitalen Abtastreglers bestimmende Regelalgorithmus kann Nichtlinearitäten ausgleichen und im Kleinsignalbereich größere Kreisverstärkung herbeiführen [304, 328, 329, 330], Abb. 3.79.

Die Sekundärregelung stellt hohe Anforderungen an die dynamischen Stelleigenschaften des Motors. Soll die Lastanpassung optimal erfolgen, ist das Schluckvolumen hinreichend kurzfristig zu ändern. Man betreibt daher den Stellantrieb mit hoher hubraumbezogener

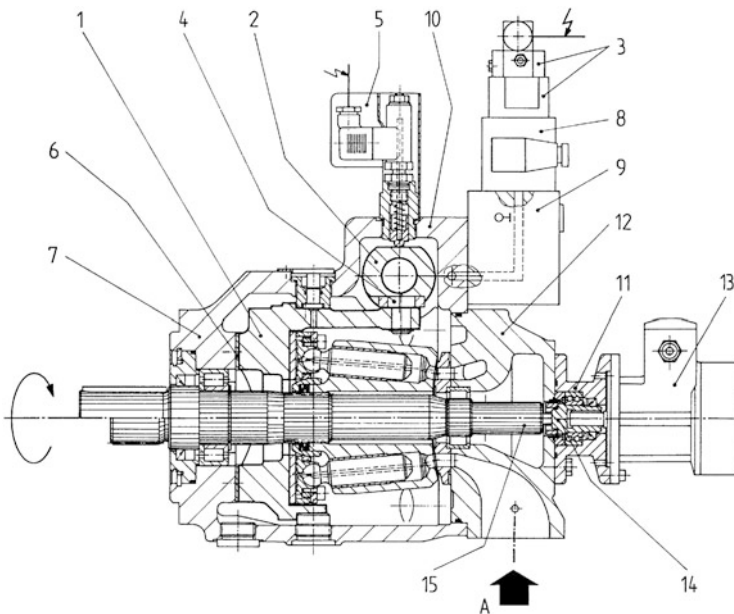


Abb. 3.80 Axialkolbenmotor, Schrägscheibenbauart für sekundär geregelten hydrostatischen Antrieb, Drehzahlregelung (A4 VSO-DS 1; Hydromatik Brueninghaus, Bosch Rexroth)

Stelleistung, indem das Steuervolumen des Stellzylinders klein, der Steuerdruck möglichst hoch, i. Allg. auf Systemdruck p_0 eingestellt wird. Dies erspart zudem einen separaten Steuerkreis. Die Grenze der mechanischen Belastbarkeit der Stelleinrichtung folgt aus der Bauteil-Schwingfestigkeit (Gestaltfestigkeit) des Schwenkmechanismus. Hierfür lassen sich Axialkolbenmotoren der Schrägscheibenbauart wegen der prinzipbedingt geringen Massenträgheit der Schrägscheibe vorteilhaft einsetzen. Lediglich einzelne Gestaltungsmerkmale sind durch Variantenkonstruktion abzuwandeln:

- Verstellung über die Nulllage ($\alpha = 0$) hinaus als verstellbare Pumpe-/Motor für je 2 Volumenstrom- bzw. Drehrichtungen (Vierquadrantenbetrieb),
- formschlüssige Kopplung Stellkolben/Stellglied „Schrägscheibe“,
- Schwenklager des Stellglieds ausreichender Lagertragfähigkeit für hohe Überrollzahl bzw. Gleitgeschwindigkeit und genügende Lagersteifigkeit,
- starre Ankopplung des Drehzahlmessers (Tachogenerators) bzw. Drehwinkelmessers (Drehimpulsgebers) an die Triebwelle.

Eine Variante des als **Servomotor** betriebenen Schrägscheibenmotors weist als Stellglied eine Schrägscheibe mit langem Betätigungshebel auf, der hohe Auflösung des Verstellwinkels zwischen Null- und Endstellung ermöglicht (A 4 VSO-DS, Brueninghaus [297]), Abb. 3.80.

Zur Einstellung des maximalen Verdrängungsvolumens benötigt der Stellkolben 2 nur einen kurzen Stellweg. Dieser wird über Schubgelenk (Gleitstein) und Drehgelenk (Mitneh-

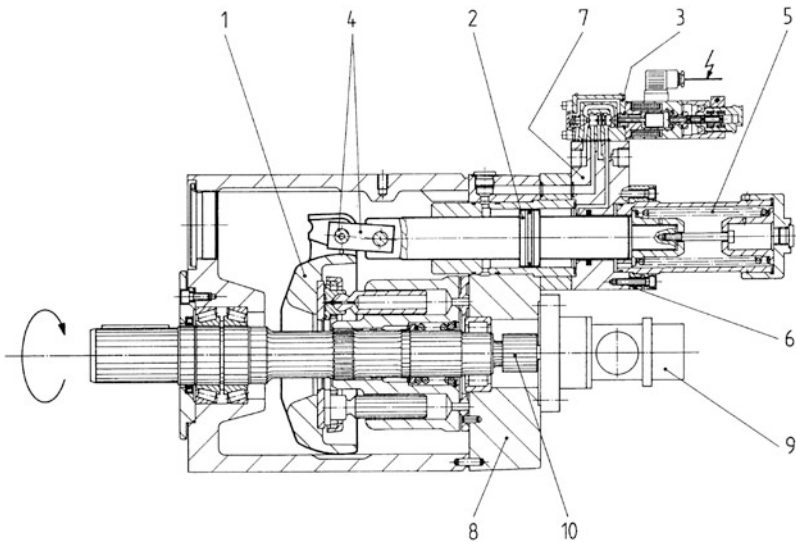


Abb. 3.81 Axialkolbenmotor, Schrägscheibenbauart für sekundär geregelten hydrostatischen Antrieb, Drehzahlregelung (MV-SP, Hydrokraft)

merzapfen), also über Schieber 4 auf die als Schwenkwiege 1 ausgebildete Schrägscheibe übertragen und vom induktiven Wegaufnehmer 5 als Hilfsregelgröße zurückgeführt. Die Schwenkwiege liegt auf Lagerschale 6 im Motorgehäuse 7 großflächig auf, so dass sich eine verformungsarme und langlebige Abstützung des Stellglieds ergibt. Das Segmentlager kann als Rollen- oder als Gleitlager ausgeführt werden. Die vorliegende Gleitschwenklagerung verbindet direkte und kurze Kraftleitung mit lärmarmem Konstruieren ($L_{WA} < 73$ dB bei $p_1 = 315$ bar und α_{max} [331]), so dass die gleitgelagerte Variante für die sekundär geregelte Stationärhydraulik besonders geeignet ist. Der in einen Steuermodul einbezogene Steller besteht aus dem zweistufigem Servoventil 3 ergänzt um die Steuerflüssigkeit übertragende bzw. aufbereitende Elemente wie Zwischenplattenfilter 8 und Anschlussplatte 9. Der Steuermodul ist mit dem Stellkolbengehäuse 10 unmittelbar verbunden. Der mittels Zwischenflansch 11 an der Anschlussplatte 12 befestigte Gleichstrom-Tachogenerator 13 nimmt über wälzgelagerte Nabe und Ring, also starre Wellenkupplung 14, die Drehzahl von der durchgehenden Triebwelle 15 auf.

Eine andere Variante des Schrägscheiben-Servomotors weist als Stellglied eine Schrägscheibe 1 auf, deren Betätigung durch den Stellkolben 2 über Lasche mit Bolzen, also über Gelenkhebel 4 erfolgt (MV-SP, Hydrokraft [332]), Abb. 3.81.

Der Stellantrieb ist mittels Feder 5 zentriert, die den Stellkolben 2 im drucklosen Zustand auf Nullstellung positioniert. Zum Nullabgleich dient eine feststellbare Wellenmutter (Stellmutter) 6. Der Steller besteht aus einem Proportionalventil mit Nullüberdeckung (Regelventil) 3 und ist in einen Steuermodul einbezogen, der als integrales Bauteil Anschlussplatte/Zylinderdeckel 7 mit dem gefügten Stellzylinder eine Einheit bildet. Der an

der Anschlussplatte 8 befestigte Drehzahlmesser 9 nimmt die Istdrehzahl über eine starre Wellenkupplung von der durchgehenden Triebwelle 10 ab. An Stelle des Stellwegs kann über einen Drehwinkelmesser der Verstellwinkel der Schrägscheibe als Hilfsregelgröße zurückgeführt werden [333].

Das Streben nach weiterer Verkürzung der Stellzeiten t_b erfordert langfristig wegen offenbar werdender Beanspruchungsgrenzen die Anpassungskonstruktion eines Schrägscheiben-Servomotors nach veränderter Aufgabenstellung [284].

Ventilsteuerung an der Sekundäreinheit Bestehen besonders hohe Anforderungen an die Regeldynamik des Antriebs, ist ein auf Widerstandssteuerung beruhendes Regelungskonzept dem der sekundären Verdrängersteuerung überlegen. Anstatt, eines Stellmotors verwendet man einen Motor konstanten Verdrängungsvolumens im Antriebsregelkreis. Hierbei führt man ebenfalls die Regelgröße, z. B. die Motordrehzahl, elektrisch zurück. Allerdings beaufschlagt das elektrisch angesteuerte Stetigventil keinen Stellzylinder, sondern stellt unmittelbar den Zu- und den Abstrom an den Motoranschlüssen ein, um die Regelgröße durch Änderung des Schluckstroms, nicht des Schluckvolumens, zu beeinflussen. Der Axialkolbenmotor arbeitet als Servomotor in *hochdynamischer Widerstandssteuerung*. In dieser Steuerungsart weist die Schrägscheiben- gegenüber der Schrägachsenbauart keine Vorzüge auf, da sich lediglich die Anlaufdynamik des Konstantmotors auf die Stabilität auswirken kann, während bei sekundärer Verdrängersteuerung die Stelldynamik des hydraulischen Stellantriebs verhaltensbestimmend ist. Das bei Widerstandssteuerung hydraulisch im Hauptstrom drosselnde Wegeventil mit Vierkantensteuerung bringt großen Ventildruckverlust mit sich, Energierückführung ist nicht möglich. Dieses verlustbehaftete Regelungskonzept ist vorzugsweise komplexen Regelungsaufgaben, z. B. aperiodischer und mehrkanaliger Signalübertragung durch Mehrfachregelung in der Simulationstechnik, vorbehalten.

Kenngrößen dieser Motorart enthält Tab. 3.11.

Einsatzbereich *Offener und geschlossener Kreislauf.*

Für höhere bis mittlere Drehzahlen, niedrige bis mittlere Drehmomente, wegen einfacher Zylinderform des Gehäuses bei kleinem Einbauraum, hohem Betriebsdruck ($p_1 = (210 \dots 350)$ bar), günstiger Wirkungsgradcharakteristik, guter Anlauf-/ Stelldynamik und ausreichendem Anlauf- und Langsamlaufverhalten in der Bauform Flansch- bzw. Fußbefestigung für den höheren Leistungsbereich ($P_m = (34 \dots 385)$ kW).

Hydrotriebemotor Ein Axialkolbenmotor mit fester Schrägscheibe (Konstantmotor) kombiniert mit einem Planetengetriebe erweitert den Anwendungsbereich des Hochdruckmotors vom Schnellläufer zum Getriebemotor für hohe Drehmomente bis hin zu Schwerantrieben mit hoher Drehzahlstabilität bei verringerter Anzugsbeschleunigung infolge reduzierten Trägheitsmoments des Zwischengetriebes, mit gegenüber dem langsam laufenden Hochmomentmotor höherer Funktions- und Bauteilsicherheit infolge niedrigerer tribologischer Beanspruchung der Elementpaarungen.

Mobilhydraulik Integration des Axialkolbenmotors in den Sekundärteil hydrostatischer Fahr- und Arbeitsantriebe mobiler Arbeitsmaschinen ermöglicht mittels aufgelöster Bauweise (Hydroferngertriebe), die Vorzüge des Stufenlosantriebs mit denen der freizügigen Triebstrang- und Arbeitsgeräteanordnung zu verbinden.

- *Fahrtrieb*. Die Verstellpumpe, vom Verbrennungsmotor angetrieben und an diese direkt bzw. an Pumpenverteilergetriebe für motorabhängige Nebenabtriebe angeflanscht, bildet den Primärteil. Der Sekundärteil kann als Achsantrieb in achsversetzter Bauweise von Getriebe und Motor (Hydroachse) oder als Einzelradantrieb in koaxialer Bauweise von Getriebe und Motor (Radmotor) ausgeführt sein. Primär- und Sekundärteil sind über gebogene Leitungsstränge (Rohre) im geschlossenen Kreislauf hydraulisch zusammengeschaltet. Da sich Gelenkwellen bzw. Ketten erübrigen (kardanloser Antrieb) wird freizügige Anordnung von An- und Abtrieb möglich. Aus der unabhängigen Lage von Verbrennungsmotor und Achs- bzw. Radantrieb ergeben sich vielfältige Triebstrang-Varianten mit günstiger Schwerpunktlage. Flexible Leitungen (Schläuche) lassen elastische Aufhängung des Verbrennungsmotors und damit sekundäre Geräuschminderung durch Entkoppeln von Körperschallbrücken zu. Stufenlose Einstellung der Fahrgeschwindigkeit einschließlich Vor- und Rückwärtsfahrt verwirklicht der hydrostatische Fahrtrieb feinfühlig und stoßfrei durch Pumpenverstellen und -reversieren (Primärsteuerung), z. B. mittels elektrohydraulischer Servoverstellung einer Fahrautomatik (automotive Ansteuerung) [297] bis hin zum digital-elektronisch geregelten Fahrtrieb [334].

Die *Hydroachse* ist ein aus hydrostatischen und mechanischen Teilgetrieben zusammengesetzter Achsantrieb, der mit Achsführung oder Achsgehäuse zur treibenden Fahrzeugachse zusammengefasst wird. Es haben sich Antriebsachsen unterschiedlicher Integrationsstufen (modular bis räumlich) herausgebildet.

Beim *Fahrtrieb in aufgelöster Bauweise* enthält die Hydroachse zwei sekundäre Verdrängereinheiten, die quer zur Fahrtrichtung einander zugewandt (back to back) angeordnet und über flexible Leitungen mit der Verstellpumpe verbunden sind. Die beiden als Konstant-, bei geforderter hoher Zugkraft auch als Verstelleinheit arbeitenden Axialkolbenmotoren, z. B. in Bauart Schrägachse, sind hydraulisch parallel geschaltet. Damit ist die Funktion des Ausgleichgetriebes dem hydrostatischen Getriebeteil per Schaltung zugewiesen. Die Fahrmotoren übertragen die Kraft über Achswellen (Seitenwellen) und nachgeschaltete Radgetriebe, z. B. achsversetzt über mehrstufige Stirnradgetriebe, auf die Antriebsräder. Schrägachsenmotor, Haltebremse und Stirnradgetriebe fasst man modular zum Antriebssatz zusammen, die Antriebsätze für beide Antriebsräder fügen sich befestigt am Fahrzeugrahmen oder mit eigener Achsführung zur Fahrzeugachse (Starr- bzw. Pendelachse). Die aufgelöste Bauweise erlaubt es, die Hydroachse aus serienmäßigen Einzelkomponenten (Modulen) an unterschiedliche mobile Arbeitsmaschinen für den unteren bis oberen Leistungsbereich anzupassen [335–337].

Größere Stückzahlen rechtfertigen es, z. B. für Flurförderzeuge wie Gabelstapler, Transportwagen bis zum mittleren Leistungsbereich, die Hydroachse auf höherem In-

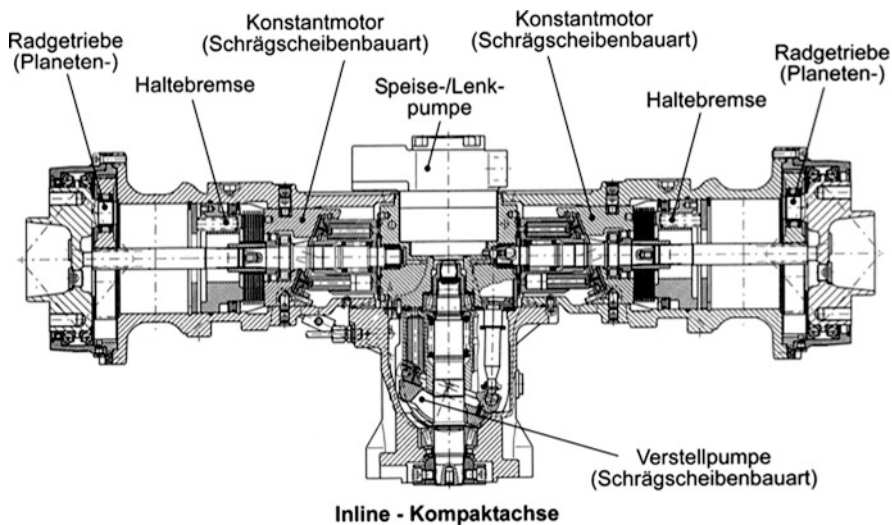


Abb. 3.82 Kompaktachse als hydromechanischer Achsantrieb räumlich integriert in die Radachse (inline-Bauweise), (AK 30–02, Linde [339])

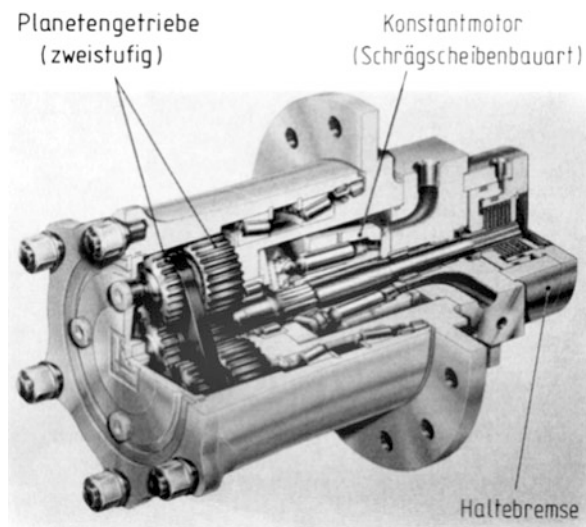
tegrationsniveau auszuführen, nämlich als *Fahrtrieb mit Kompaktachse* [338, 339], Abb. 3.82.

Kompaktachse bezeichnet eine Bauform der Hydroachse, die außer den sekundären auch die primäre Verdrängereinheit sowie alle für den geschlossenen Kreislauf benötigten Komponenten einschließt. Am Achsmittelstück (Verteilerblock) sind die Axialkolbenmotoren mit ihren Steuerböden einander zugewandt (back to back), und längs in Fahrtrichtung die Verstellpumpe befestigt. Die Verdränger arbeiten über Kanäle als starre Leitungen zusammen und bilden den hydrostatischen Antriebssatz. Die Fahrpumpe, in axialer Bauart Schrägscheibe ausgeführt, wird direkt vom Dieselmotor über elastische Kupplung und Hauptwelle angetrieben. Das Ausschwenken der Wiege erfolgt über Stellzylinder mittels hydraulischer oder elektrohydraulischer Stelleinrichtung. Die als Konstanteinheit arbeitenden Fahrmotoren sind ebenfalls in Schrägscheibenbauart ausgeführt, so dass deren gut integrierbare Zylinderform und Durchtriebsmöglichkeit in Kombination mit dem coaxialen Planeten-Radgetriebe die sehr kompakte Bauform in der Radachse (inline-Bauweise) erlaubt. Um die Radwelle, zugleich Trieb- und Bremswelle, lassen sich Fahrmotor, hydraulisch gelüftete Haltebremse (Federdruck-Lamellenbremse) und Radgetriebe in einem Achsgehäuse räumlich zusammenfassen.

Beide Antriebsätze fügen sich mit dem Achsmittelstück zur selbsttragenden Kompaktachse (Starrachse). Die Durchtriebsmöglichkeit der Fahrpumpe lässt am gegenüberliegenden Triebwellenanschluss des Verteilerblocks (P.T.O. Power Take Off) den Anbau weiterer Pumpen, z. B. einer Arbeitspumpe für Nebenantriebe, zu.

Erst die gesteigerte Leistungsfähigkeit der Schrägscheibenmaschinen, die sich u. a. im großen maximalen Schwenkwinkel der Verstellpumpe (21°) und im guten Langsam-

Abb. 3.83 Hydrotriebemotor als Radantrieb, bestehend aus zusammengesetztem Planetengetriebe und vollintegriertem Axialkolbenmotor (Radmotor) mit fester Schrägscheibe (Konstantmotor) (System Redulus, Radmotoren Rotatrac GRF, Lohmann & Stolterfoht, Bosch Rexroth)



laufverhalten der Konstantmotoren niederschlagen, ermöglichen bisher den Schrägachsenmaschinen vorbehaltene große Übersetzungen. Niedrige Abtriebsdrehzahlen können somit weitgehend hydrostatisch verwirklicht werden. Der verbliebene mechanische Teil des Achsgetriebes besteht im Vergleich zu früheren Varianten nur aus einem einstufigen Planeten-Radgetriebe.

Zum *Radmotor*, also zum Einzelradantrieb in coaxialer Bauweise, gelangt man dadurch, dass man Schrägscheibenmotor und Radgetriebe in die Nabe des Antriebs voll integriert (Radgetriebemotor). Den größeren Bauaufwand wiegen die Vorzüge des achslosen Fahrtriebs auf, etwa die Nutzung des Radzwischenraums, die erhöhte Kurvengängigkeit und der verringerte Wendekreis. Verbindet man das Planetengetriebe mit der gut integrierbaren Zylinderform des Motors, ergeben sich sehr kompakte Radantriebe. Der Axialkolbenmotor mit fester Schrägscheibe (Konstantmotor) wird samt Getriebe im Nabenträger untergebracht oder auch von Radnaben kleinen Durchmessers aufgenommen, Abb. 3.83.

Als Radlager dienen groß dimensionierte Kegelrollenlager, die hohe Radkräfte aufnehmen können. Das mit der Nabentrommel ein Bauteil bildende Hohlrad (großes Zentralrad) ist Abtriebswelle, der Steg (Planetenenträger) der Dicken- oder Abtriebsstufe Festglied (Reaktionsglied). Das aus zwei Stufen zusammengesetzte Getriebe stellt ein Planeten-Koppelgetriebe mit gemeinsamem Hohlrad (angeschlossener Koppelwelle VDI 2157) dar. Neben günstiger Momentenverteilung infolge innerer Leistungsverzweigung und vereinfachtem Hohlrad-Verzahnungen wegen Paarung der Planetenräder aller Stufen mit gleichem Hohlrad hat diese Getriebebauart bei mehreren Planetenstufen den Vorzug eines kleinen zylindrischen Bauvolumens (Kompaktbauweise in Topfform). Die durchgehende Triebwelle der Schrägscheibenbauart erlaubt ferner den Anbau von Hilfsbausteinen auf der Niedermomentseite. So lässt sich mit der schnelllaufenden Motorwelle eine hydraulisch gelüftete Federdruck-Lamellenbremse (Sicherheits- oder Haltebremse) verbinden. Diese Varian-

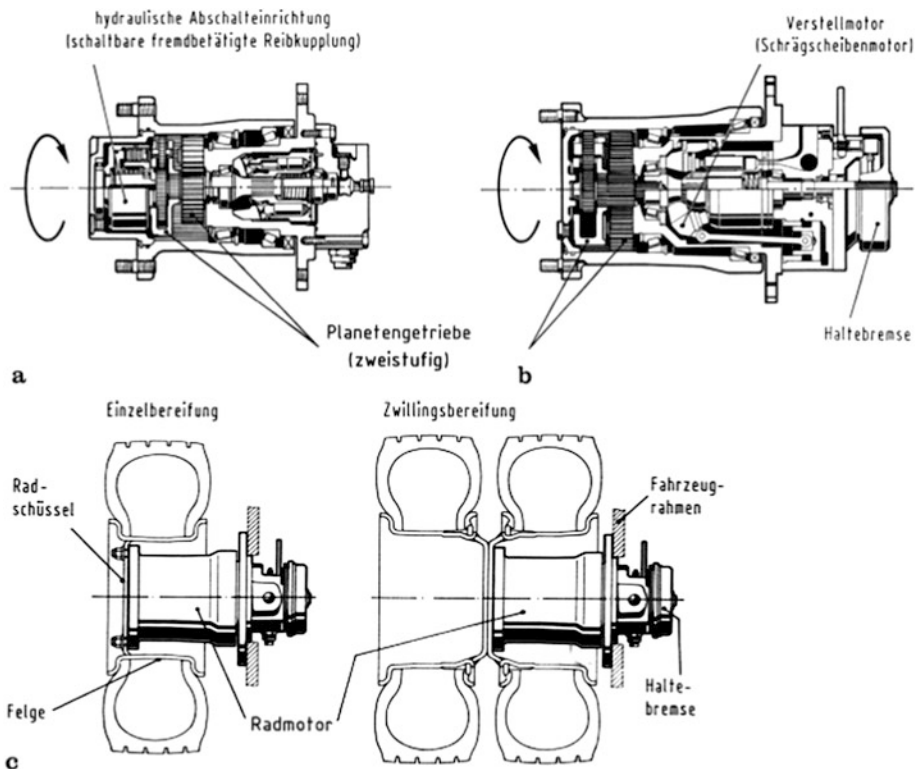


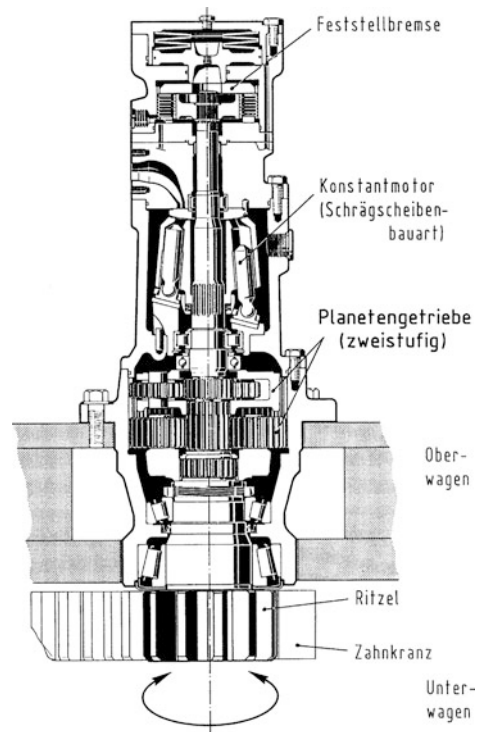
Abb. 3.84 Hydrotriebemotor als Radantrieb, bestehend aus zusammengesetztem Planetengetriebe und vollintegriertem Axialkolbenmotor (Radmotor) und **a** hydraulischer Abschaltung (Zusatzantrieb); **b** mit verstellbarer Schrägscheibe für 2-Punkt-Verstellung (Schaltmotor); **c** Radbefestigung an Radmotoren im Felgenreifraum (System Reduplan, Radmotoren RMF und RMV, ZF/Zahnradfabrik Passau ZP)

te des Radmotors wird mit 1 oder 2 Planetenstufen bis zu mittleren Abtriebsmomenten ($T_B = (4, 5 \dots 11) \text{ kNm}$) ausgeführt und eignet sich für Flurförderzeuge, Baumaschinen, Landmaschinen und Kommunalfahrzeuge (Rotatrac GFR, L&S [297]; RMF, ZF [340]).

Über die hydraulische Abschalteinrichtung lässt sich der Konstantmotor mit zweistufigem Planetengetriebe auf *Freilaufbetrieb* umschalten, indem man mittels druckmittelbetätigter (öffnender) Mehrscheibenkupplung (VDI 2241) die Drehmomentübertragung zwischen Motorwelle und kleinem Zentralrad (Sonnenrad) der ersten Planetenstufe (Vorstufe) unterbricht, Abb. 3.84a.

Diese Variante des Radmotors dient als Zusatzantrieb für die gelenkten Räder selbstfahrender Arbeitsmaschinen, deren Fahrentrieb lastbedingt auf Allradantrieb umstellbar ist, etwa als selbsttätig zuschaltender Vorderradantrieb zur Schubkraftherhöhung an Baumaschinen, z. B. Gradern (RMF, ZF [340, 341]). Der Axialkolbenmotor mit verstellbarer Schrägscheibe lässt sich einschließlich hydraulischer Stelleinrichtung in den Naben-

Abb. 3.85 Hydrotriebe-
motor als Drehwerk-
antrieb,
bestehend aus
zusammengesetztem
Planetengetriebe und
vollintegriertem
Axialkolbenmotor mit fester
Schrägscheibe (Konstantmotor)
für Hydraulikbagger (System
Reduplan, Schwenkantrieb DR,
ZP)



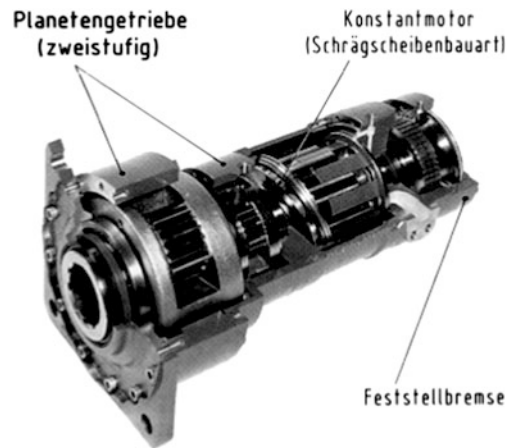
träger integrieren, Abb. 3.84b. Die Schrägscheibe ist lediglich in oberer und unterer Anschlagstellung festzuhalten, so dass der Motor als *Schaltmotor* für zwei Drehzahlstufen eingesetzt wird, um den Fahrtrieb wechselnden Fahrzuständen besser anpassen zu können (Zweigang-Radmotor) (RMV, ZF [340, 342]).

Der Radmotor lässt sich samt Radnabengetriebe axial kurzbauend im Felgenreiraum von Scheibenrädern unterbringen. An die treibende Radnabe wird stirnseitig die Radschüssel (Radscheibe) von Antriebsrädern angeflanscht derart, dass die Anforderungen an die Radbefestigung, wie Radzentrierung, Radkraftaufnahme und Kraftübertragung, erfüllt werden, Abb. 3.84c.

- *Drehwerktrieb*. Arbeitsantrieb (hydrostatischer Nebenantrieb) an Baggern erzeugt Drehbewegung des Oberwagens durch Abwälzen des antreibenden Ritzels am feststehenden Zahnkranz des Unterwagens, Abb. 3.85.

Schrägscheibenmotor mit zweistufigem Planetengetriebe (Drehwerktriebemotor) in koaxialer Anordnung zur Ritzelachse und integrierter, hydraulisch gelüfteter Federdruck-Lamellenbremse (Sicherheits- oder Feststellbremse) ergibt kompakten Drehwerktrieb mit bis zu mittleren Drehmomenten ($T_B = (3,3 \dots 5,3) \text{ kNm}$), für höhere Drehmomente achsversetzter Schrägscheibenmotor mit zusätzlichem Stirnrad-Vorschaltgetriebe (DR bzw. P St-DR, ZF [343]; GD, Linde [344]).

Abb. 3.86 Hydrotriebe-
motor, bestehend aus
zusammengesetztem
Aufsteck-Planetengetriebe und
vollintegriertem
Axialkolbenmotor mit fester
Schrägscheibe (Konstantmotor)
und Feststellbremse (AM,
Rollstar)



Der für sekundärseitige Integration günstige Schrägscheibenmotor hat weitere mobile Sondergetriebemotoren als Arbeitsantriebe mit spezieller Antriebsaufgabe hervorgebracht [345].

- *Stationärhydraulik.* Integration des Axialkolbenmotors in koaxial angeordnetes Planeten-Aufsteckgetriebe erlaubt es, mit Flanschbefestigung und mittels kupplungsloser Steckwellenverbindung zur Arbeitsmaschine hohe Drehzahlstabilität im niedrigen Drehzahlbereich mit kleinem leistungsbezogenen Bauvolumen zu verbinden (Kompaktgetriebemotor) (z. B. Hochmoment-Hydromotor, Hydrokraft [346]).

Die koaxiale Bauweise mit durchgehender Hohltriebwellen ermöglicht den Anbau von Hilfsbausteinen wie Bremse, Sperrgetriebe (Richtgesperre) oder Synchronantrieb auf der Niedermomentseite. So lässt sich am schnelllaufenden Motorwellenende eine hydraulisch gelüftete Federdruck-Lamellenbremse (Sicherheits- oder Feststellbremse) in das Motorgehäuse integrieren. An die erste Planetenstufe vom gleichen Gehäusedurchmesser wie der Motor kann eine zweite angeflanscht werden, so dass sich eine sehr kleine und leichte Getriebekombination ergibt, Abb. 3.86.

Das Baukastensystem ermöglicht den Anbau serienmäßiger Grundbausteine bis zum 3stufigen Reihenplanetengetriebe mit 3 verschiedenen Übersetzungen. Der Getriebebaukasten großer Vielfalt passt sich optimal an die Erfordernisse der Arbeitsmaschine an, wobei sich der Arbeitspunkt in den Bestwirkungsgrad des Motorkennfelds legen lässt. Man erreicht sehr hohes Abtriebsmoment ($T_B = 1800 \text{ kNm}$) und Kriechdrehzahlen sehr geringer Schwankung für Schwerantriebe, etwa für Walzen- oder Windenantriebe [347].

Der Drehmoment-Drehzahl-Bereich des hydraulischen Stufenlosantriebs lässt sich vergrößern, wenn man Pumpenverstellung (Primärsteuerung) mit sekundärseitig stufenweiser Übersetzungsänderung verbindet. Hierfür wird der Konstantmotor mit einem Planeten-Schaltgetriebe (2- bis 3-Gang-Getriebemotor) kombiniert (AM, Rollstar [348]).

Axialkolbenmotor, *Schrägachsenbauart* (Konstant-/Verstellmotor); Nr. 11, Tab. 3.1.

Wirkungsweise wie bei der Schrägachsenpumpe, Abb. 3.33. Drehmoment in Angriffsebene der Triebseibe (MH-Maschine) bringt wegen weitgehend querkraftfreier Elementpaarung höheren hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad sowie wegen entfallender Gleitschuh-Druckflüssigkeitszufuhr höheren volumetrischen Wirkungsgrad bei kleinen Drehzahlen, damit günstigeres Anlaufverhalten gegenüber der Schrägscheibenbauart mit sich. Darüber hinaus hat der Schrägachsenmotor den größeren Verstellwinkel ($\alpha > 25^\circ$), folglich das größere Drehmoment bei gleichem Teilkreisdurchmesser D_K , ferner bei häufiger Drehzahländerung bessere Laufgüte in einem breiten Drehzahlbereich. Diesen Vorteilen steht der Nachteil einer komplizierten und großvolumigeren Baustruktur (schräg ausladendes Gehäuse) gegenüber, Tab. 3.4.

Die Schrägachsenbauart eignet sich bei ausreichend tragfähiger Triebwellenlagerung als Hochdruckmotor ($p_1 = (350 \dots 400)$ bar) und wegen fliehkraftentlasteter Kolbenenden auf Grund großer Kolbenführungslänge als Mittel- bis Schnellläufer ($n = (30 \dots 4750)$ min⁻¹, Kleinmotoren bis 6000 min⁻¹).

Die *Schrägachsenbauart mit fester Schrägachse* für konstantes Schluckvolumen erlaubt wegen zwangläufiger Trommelmitnahme durch Kegelradpaar oder doppeltes Kreuz-(Kardan-)Gelenk große Anstellwinkel des Zylinderblocks ($\alpha = 40^\circ \dots 42^\circ$). Großwinkelmotoren weisen sehr niedriges leistungsbezogenes Gewicht auf, sind robust und unempfindlich gegen Drehmomentschwankungen. Schubstange (Pleuel) ist von der Nebenfunktion befreit, eine Zwangsdrehung in den Zylinderblock einzuleiten. Man kann sich auf Kolbenbauarten ohne Stangenmitnahme, Abb. 3.35a, b, beschränken. Die Gefahr des Versagens durch Schwingbruch ist wirksam gemindert, indem die Biegebeanspruchung von der Schubstange fern gehalten wird (VMF, Sauer-Sundstrand; F 11, Volvo).

Für kleinere Baugrößen ($V_g = (10 \dots 180)$ cm³) lassen sich diese Merkmale auch durch kardanlose Trommelmitnahme verwirklichen, indem man auf geeignete Kolbenbauarten mit Stangenmitnahme, etwa den Kegelkolben, Abb. 3.35d, zurückgreift. Der Großwinkel-Konstantmotor erreicht als Kegelkolbenmaschine ebenfalls große Schrägachsenwinkel ($\alpha = 40^\circ$) (A 2 FM, Hydromatik).

Die *Schrägachsenbauart mit schwenkbarer Schrägachse* für veränderliches Schluckvolumen macht zur Umsetzung der axialen Kolbenkraft F_K in eine für den Anlauf ausreichende Tangentialkraft F_{\tan} einen weniger großen Verstellwinkel α erforderlich, da die Querbelastung der Paarung Kolben/Zylinder entfällt, Abb. 3.77. Die Schrägachsenmaschine ermöglicht somit den Anlauf im Motorbetrieb bereits bei kleinen Volumeneinstellungen ε , bei denen der niedrigste zulässige Verstellwinkel ($\alpha_{\min,H} = (2 \dots 4)^\circ$ ohne Last, $\alpha_{\min,H} = (8 \dots 10)^\circ$ unter Last) nicht unterschritten wird. Eine obere Begrenzung des Verstellwinkels unterhalb des höchsten zulässigen $\alpha_{\max,H}$, ist i. Allg. nicht erforderlich für ein befriedigendes Anlaufverhalten.

Um die *Triebwellenlagerung* für hohe Tragkraft und Steifigkeit auszulegen, verwendet man ein Wälzlagerpaar mit großem wirksamen Lagerabstand, Abb. 3.34. Wirken Lastkollektive mit wiederholten Drehmomentspitzen (Mehrstufenbeanspruchung im

Teillastbetrieb) auf die Ausgangswelle, lässt sich die besonders langlebige Kombination von Radial-Wälzlager und hydrostatischem Axiallager heranziehen, Abb. 3.33c.

Nach *Stierle* [349] kann die Triebwelle hydrostatisch gelagert werden, indem der Außenbund des Triebflansch als zylindrische Gleitfläche (Zapfengleitfläche) genutzt und über den Flanschumfang ein hydrostatisches Druckfeld aufgebaut wird. Leitet man die Radialkraft in die Angriffsebene, somit direkt in das Gehäuse, entfällt die Aufnahme eines Kippmoments durch die Lagerung, die Triebwelle wird nicht biegebeansprucht. Das Gehäuse nimmt die Axialkraft über ein hydrostatisches Druckfeld an der Stirnseite des Triebflanschs als ebene Spurscheibengleitfläche auf. Die bekannte hybride Lagerkombination aus hydrostatischem Axiallager und Radial-Wälzlager, z. B. als Nadellager am Außenbund, kann als optimale Lösung angesehen werden, sofern die Forderung verlustarme Energieumformung beizubehalten ist, der verschleißbedingt mögliche Wälzlagerausfall jedoch nicht mit extremen Folgekosten verbunden ist. Demgegenüber lässt sich die hydrostatische Triebwellenlagerung auf Verschleißfreiheit hin auslegen und wäre dann zu bevorzugen, wenn die Verfügbarkeit der hydrostatisch angetriebenen Arbeitsmaschine die Hauptforderung darstellt. Nachteil dieser Lösung ist der höhere Leckverlust auf Grund vermehrter Schmierflüssigkeitszufuhr, Tab. 3.13.

Motorverstellung Erst durch hydraulische Verstellung wird der Axialkolbenmotor der Schrägachsenbauart für Steuer- und Regelungsaufgaben, insbesondere mit großen Stellbereich (Teillastbetrieb mit großem Stellverhältnis $\varphi = i_{\max}/i_{\min}$ des hydrostatischen Antriebs), verwendbar. Die mögliche Drehmomentwandlung ($\mu = T^M/T^P$) erreicht bei Zusammenwirkung von Stellpumpe und Stellmotor (Verbundsteuerung) in Schrägachsenbauart große Werte ($\mu > 6$). Wegen der größeren Masse des Stellglieds Zylinderblock ist andererseits die Stelldynamik schlechter als bei der Schrägscheibenbauart.

Auf Verstellung über die Nullage ($\alpha = 0^\circ$) verzichtet man daher und nutzt ausschließlich die Schwenkschlittenbauform, Abb. 3.34, die neben günstigerer Kanalführung, steiferem Gehäuse als die Schwenkgehäusebauform, Abb. 3.33, große Stellwinkel des Zylinderblocks ermöglicht. Die Veränderbarkeit des Schluckvolumens lässt sich so mit den Merkmalen des Großwinkelmotors verbinden. Der Großwinkel-Verstellmotor kann mit kardanloser Trommelmitnahme als Gestaltungsvariante Kegelkolbenmaschine, Abb. 3.34, für reduzierten Stellwinkel ($\alpha = 26^\circ$) (A 6 VM, Hydromatik), oder mit zwangläufiger Trommelmitnahme durch Synchronisier-Gelenkmechanismus (Rzeppa-Gelenk) in der Kolbenbauart „spärlicher Kolben mit Schubstange“, Abb. 3.35b, für extremen Stellwinkel ($\alpha = 40^\circ$) verwirklicht werden (V 11, Volvo; VMV, Sauer-Sundstrand).

Die Kombination der hydraulischen Stelleinrichtung mit einem zum Baukastensystem ausbaufähigen Programm an Steuer- und Regelgeräten (Verstellprogramm) [78, 297, 350] ist mit der bei der Schrägscheibenbauart vergleichbar, so dass die dort genannten *Arten der hydraulischen Verstellung* für unterschiedliche Steueraufgaben mit der Schrägachsenbauart großenteils ebenfalls zu verwirklichen sind, allerdings mit der Einschränkung, dass hinsichtlich der Dynamik weniger hohe Anforderungen an die Motorsteuerung gestellt werden können.

Kenngrößen dieser Motorart enthält Tab. 3.11.

Einsatzbereich *Offener und geschlossener Kreislauf.*

Für hohe bis mittlere Drehzahlen, mittlere bis höhere Drehmomente, wegen aufwändigerer Baustruktur bei erhöhtem Bauvolumen, hohem Betriebsdruck ($p_1 = (350 \dots 400)$ bar), guter Wirkungsgradcharakteristik, ausreichender Stelldynamik und guten Anlauf- und Langsamlaufverhaltens, in den Bauformen Flansch- und Fußbefestigung für den oberen Leistungsbereich ($P_m = (40 \dots 500)$ kW).

Hydrotriebemotor Axialkolbenmotor mit fester Schrägachse (Konstantmotor) kombiniert mit Planetengetriebe erweitert den Anwendungsbereich des Hochdruckmotors vom Schnellläufer zum Getriebemotor für sehr hohe Drehmomente bis hin zu Schwerantrieben mit sehr guter Drehzahlstabilität; Anlaufdynamik, Funktions- und Bauteilsicherheit vgl. bei der Schrägscheibenbauart.

Mobilhydraulik Teilintegration des Axialkolbenmotors in den Sekundärteil hydrostatischer Fahr- und Arbeitsantriebe mobiler Arbeitsmaschinen mit zur Schrägscheibenbauart vergleichbaren Merkmalen, abgesehen vom größeren Einbauraum, dafür erweitert auf oberen Leistungsbereich.

- *Fahrtrieb.* Zum *Hochmoment-Radmotor*, also zum Einzelrad-Schwerantrieb in koaxialer Bauweise, gelangt man dadurch, dass man Schrägachsenmotor und Radgetriebe in die Nabe des Antriebsrads teilintegriert (Radtriebemotor). Für Radnaben mittleren Durchmessers, etwa für Turasantriebe an Baumaschinen, z. B. Hydraulikbagger mit Raupenfahrwerk, kombiniert man das Planetengetriebe mit dem Motor, indem man diesen stirnseitig an den Nabenträger anflanscht, Abb. 3.87.

Das aus zwei Stufen zusammengesetzte Getriebe stellt ein Planeten-Koppelgetriebe mit gemeinsamem Hohlrad als treibende Nabe dar. Die erste Planetenstufe (Vorstufe) wirkt über das kleine Stufenrad der Stufenplaneten auf das kleine Hohlrad, die Dickenstufe (Abtriebsstufe) über die Einfachplaneten auf das große Hohlrad. Beide Hohlräder sind mit der Abtriebswelle „Turasnabe“ gekoppelt. Die Teildrehmomente von Abtriebs- und Vorstufe werden an der Nabe zum Radmoment summiert und verleihen dieser hohe Durchzugskraft. Der Steg der Abtriebsstufe ist am Nabenträger (Achsschenkel) konstruktiv stillgesetzt (Reaktionsglied), letzterer mit dem Fahrzeugrahmen fest verbunden. Der Radmotor erreicht hohes Abtriebsmoment ($T_B = (50 \dots 75)$ kNm) für den harten Einsatz in Lade- und Planierarbeiten (RMC 6, ZF [351]).

Die wegen des schräg ausladenden Gehäuses großvolumige Schrägachsenbauart lässt sich als Einschubmotor in den Nabenträger teilintegrieren. Werden außerdem die Planetenräder aller Stufen mit gleichem Hohlrad gepaart, vergleichbar dem vollintegrierten Radmotor, Abb. 3.83, ergibt sich ein platzsparenderer Einzelradantrieb der Schrägachsenbauart (einbaufertiger Kompaktantrieb), Abb. 3.88.

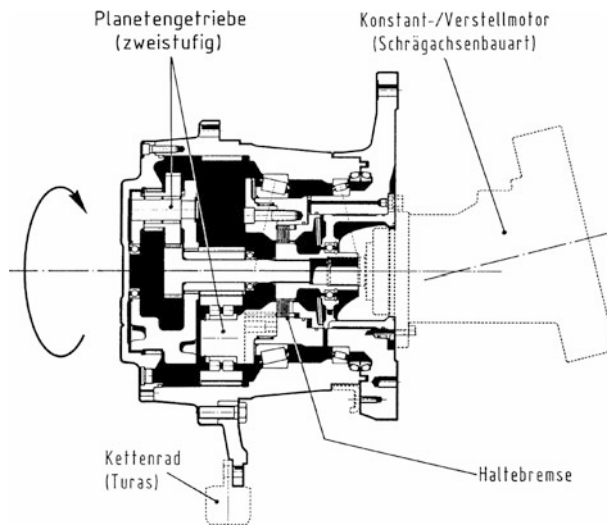
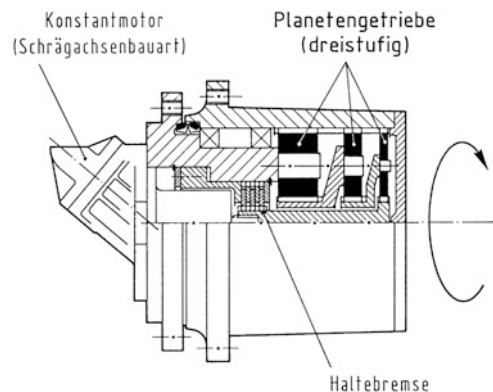


Abb. 3.87 Hydrotriebemotor als Radantrieb, bestehend aus zusammengesetztem Planetengetriebe und angeflanschem Axialkolbenmotor mit verstellbarer Schrägachse (Verstellmotor) (System Reduplan, Radmotor RMC 6, ZP)

Abb. 3.88 Hydrotriebemotor als Radantrieb, bestehend aus zusammengesetztem Planetengetriebe und teilintegriertem Axialkolbenmotor mit fester Schrägachse (Konstantmotor) (System Redulus, Fahrgetriebe Hydrotrac GFT, L&S, Bosch Rexroth)



Diese Variante wird zweistufig, z. B. für zwillingsbereifte Nutzfahrzeuge, bis dreistufig, z. B. für mittelschwere Kettenfahrzeuge, im entsprechenden Abtriebsmomentenbereich ($T_B = 1, 2 \dots 130$ kNm) eingesetzt.

Als Radlager dienen groß dimensionierte Kegelrollenlager, die hohe Radkräfte aufnehmen können.

Die schleifende Dichtung für Wälzlager ist eine verschleißarme Variante für Axial-Gleitringdichtungen für hohe Umweltbeanspruchung in Laufwerken (Laufwerkdichtung) [352]. Leckölraum des Motors und Getriebeölraum sind durch die Wellendichtung getrennt. Die Sicherheits-Lamellenbremse (Haltebremse) ist hier in den Nabenträger auf der

schnelllaufenden Motorseite integriert, wobei Außen- und Innenlamellenträger gleichzeitig Zentrier- und Mitnehmerfunktion für die kupplungslose Steckmontage wahrnehmen [353].

Der Axialkolbenmotor mit verstellbarer Schrägachse und in das Schwenkschlittengehäuse integrierter hydraulischer Stelleinrichtung wird an Stelle desjenigen mit fester Schrägachse (Kontantmotor) dann verwendet, wenn unterschiedliche Fahrbedingungen etwa von Straßenfahrt (Normalgang) zu Arbeitsfahrt (Kriechgang) unter günstiger Energienutzung einzustellen sind. Die Sekundärsteuerung kann hoch- bzw. steuerdruckabhängig als *Schaltmotor* für zwei Drehzahlstufen (Zweigang-Radmotor) oder elektrisch bzw. drehzahlabhängig als *Verstellmotor* für stufenlose Drehzahländerung (Stufenlos-Radmotor) erfolgen. Die mittels Pumpenverstellung (Primärsteuerung) erzielte kontinuierliche Geschwindigkeitswahl lässt sich bei zusätzlicher Motorverstellung auf sehr weiten Fahrgeschwindigkeitsbereich vergrößern (Verbundsteuerung), somit das Radmoment unter guter Anpassung an die Hyperbel des Fahrkennfelds bis zu sehr hoher Zugkraft am Antriebsrad, z. B. für Vielrad-Schwertransporter, wandeln (GFR/E, Hydrotrac GFT, L&S [297]; Kettengeräte GK, Linde [344]).

Mit einem dem Planetengetriebe vorgelagerten ein- oder zweistufigen Stirnradgetriebe, wobei die Vorstufe auch als Kegelradpaar ausgeführt sein kann, lässt sich der Abtriebsmomentenbereich für Radmotore bis zu schweren Kettenfahrzeugen erweitern ($T_B = (58 \dots 310) \text{ kNm}$).

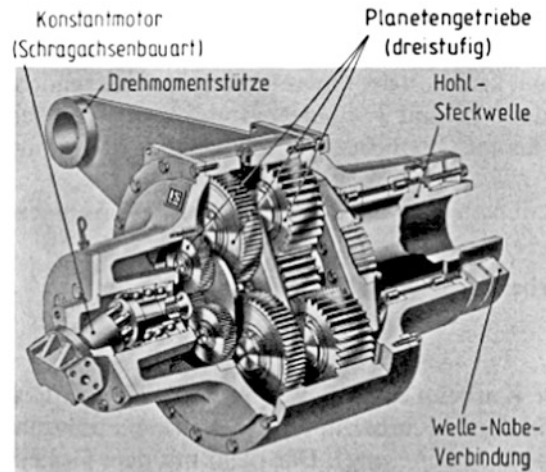
Bei Schwerkettenfahrzeugen, z. B. an Großbaggern, Raupenkränen oder Transportraupen, zieht man den Einzelradantrieb ausschließlich zur Drehmomentübertragung heran und leitet die große Radlast über den im Laufwerksrahmen separat gelagerten Turas. In dieser gegliederten Bauform wird das Drehmoment vom Radgetriebe mittels gesonderter Steckwelle auf die Turasnabe übertragen. Diese Gestaltungsvariante des Radmotors mit an das Kettenfahrzeug anzupassender Getriebebefestigung und Drehmomentübertragung (Großradgetriebemotor) erreicht sehr hohes Antriebsmoment ($T_B = (310 \dots 3250) \text{ kNm}$) (P St-B, ZF [342]; Mobilex GFA, L & S [297]).

- *Drehwerkantrieb*. Arbeitsantrieb (hydrostatischer Nebenantrieb) für das Drehen von Baggeroberwagen, Drehkränen, Schiffsantrieben, Kipprahmen auf Sattelanhängern für Silo-Transport- und Aufstellfahrzeuge, besteht aus Schrägachsenmotor mit einfachem Planetengetriebe (Drehwerkgetriebemotor) in koaxialer Anordnung zur Ritzelachse mit wahlweise angeflanschem Stirnrad- oder Planetengetriebe als Vorstufe, besonders hoch übersetzend als 3stufiges Planetengetriebe ($T_B = 50 \text{ kNm}$) (Mobilex GFB, L&S [297]; GD, Linde [344]).

Das für sekundärseitige Teilintegration günstige leistungsbezogene Bauvolumen des Schrägachsenmotors hat weitere Sondergetriebemotoren hervorgebracht, etwa für mobile Hubeinrichtungen, z. B. Windwerk mit selbstätigem Lastausgleich für Bootsflifte, Container-Krane (Mobilex GFW, L & S).

Stationärhydraulik Teilintegration des Axialkolbenmotors im koaxial angeordneten Planeten-Aufsteckgetriebe lässt es zu, in der Bauform Flanschbefestigung für kupplungslose Steckwellenverbindung die zur Schrägscheibenbauart vergleichbaren Vorzugsmerkmale

Abb. 3.89 Hydrotriebemotor, bestehend aus zusammengesetztem Aufsteck-Planetengetriebe und teilentegriertem Axialkolbenmotor mit fester Schrägachse (Konstantmotor) (System Redulus, Hydrodrive, L&S, Bosch Rexroth)



auf sich zu vereinen, abgesehen vom größeren Platzbedarf, dafür erweitert auf den oberen Leistungsbereich.

Motor und Planetengetriebe bilden eine Baugruppe (Kompakttriebemotor), wobei durch Anbau von bis zu 4 einfachen Planetengetrieben (4 Planetenstufen) das Motordrehmoment auf das 200fache gewandelt werden kann. Man überträgt durch das Planeten-Koppelgetriebe in der Gestaltungsvariante mit aufsteckbarer Hohlwelle, kraftschlüssiger Welle-Nabe-Verbindung (Schrumpfscheibe) und verwindungsfreier Verankerung mittels Drehmomentstütze sehr hohes Abtriebsmoment ($T_B = 565 \text{ kNm}$) sowie Kriechdrehzahlen minimaler Drehzahlschwankung für Schwerantriebe, etwa für Rohrmühlen, Rührwerke, Kippantriebe, Plattenbandantriebe, Abb. 3.89.

Im Vergleich zur Schrägscheibenbauart fehlt der Durchtrieb zum Anbau von Hilfsbausteinen am freien Triebwellenende. So wird die hydraulisch gelüftete Federdruck-Lamellenbremse (Sicherheits- oder Feststellbremse) hier als Zwischenflanscheinheit auf der Niedermomentseite des Motorausgangs eingefügt [354].

Der Drehmoment-Drehzahl-Bereich des hydraulischen Stufenlosantriebs vergrößert sich, wenn man Pumpenverstellung (Primärsteuerung) mit Motorverstellung verbindet (Verbundsteuerung). Hierfür wird der Axialkolbenmotor mit verstellbarer Schrägachse (Verstellmotor) in Schwenkschlittenbauform an Stelle desjenigen mit fester Schrägachse (Konstantmotor) mit dem Planetengetriebe kombiniert. Für prozeßgeführten Bewegungsablauf wird die Istdrehzahl an der Getriebewelle mittels Drehzahlmessers (Drehimpulsgeber) aufgenommen und als Messsignal elektrisch zurückgeführt. Der Verstelltriebemotor kann somit als „verdrängergesteuerte Sekundäreinheit“ herangezogen und als verlustarm geregelter Kompaktantrieb für spezielle Regelungsaufgaben mit begrenzten Anforderungen an die Dynamik eingesetzt werden (Hydrodrive GMH, L & S [297]).

3.2.11 Radialkolbenmotor: *innen/außen abgestützt, Hydrotriebemotor, Radmotor*

Neben der Art der Verdrängungsvolumenbildung, die es ermöglicht, Radialkolbenpumpen zu unterscheiden, Abschn. 3.1.10, kann die *Art der Drehmomenterzeugung* als für Radialkolbenmotoren kennzeichnendes Ordnungsprinzip wie bei zu den Axialkolbenmotoren herangezogen werden [36, 88].

Bei der *innen abgestützten Bauart* entsteht die Tangentialkraft (Drehkraft F_{tan}) durch Kraftzerlegung im Mittelpunkt der treibenden Kurvenscheibe (Innenexzenter). Das Drehmoment wird von der umlaufenden, innen liegenden Hubkurve (MH-Maschine), Bilder 3.89 und 3.90, erzeugt und verursacht bei der Bauform Kurbelschleife keine Querbelastung der Elementpaarung Kolben/Zylinder.

Die Motoren dieser Bauart teilt man nach folgenden angepassten Lösungen der *Gelenkgetriebe* ein (VDI 2145):

- abgewandelte Kreuzschubkurbel (Sinusgetriebe),
- Schubkurbel,
- Kurbelschleife.

Die im Gestell drehbar gelagerte Kurbel a enthält zwei Drehgelenke. Mittels Radiusvergrößerung ist der umlaufende Kurbelzapfen bei gleicher Funktion zum Innenexzenter erweitert (Zapfenerweiterung). Das nicht mit dem Gestell verbundene Getriebeglied, Koppel b , enthält ein von einer Büchse auf eine Schale reduziertes Gelenkelement, das mit dem Innenexzenter ein kraftschlüssiges Drehgelenk ergibt (offenes Elementpaar).

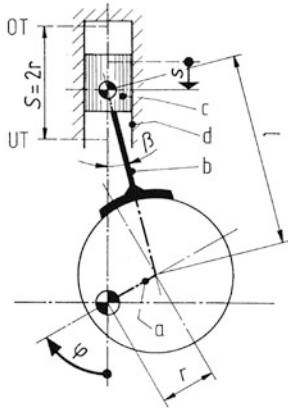
Das Bewegungsverhalten eines Abtriebsglieds, bezogen auf die Bewegung des Antriebsglieds, beschreibt die Übertragungsfunktion (Bewegungsgesetz) zwangläufiger Getriebe (VDI 2127). In der für Kolbenmotoren vorzunehmenden Umkehrung liefert die Übertragungsfunktion 0. Ordnung der Schubkurbel, Abb. 3.90, die Kolbenstellung s , bezogen auf den Drehwinkel (Wellenposition) φ des Abtriebs. Die 1. Ableitung nach dem Abtriebswinkel führt auf die Übertragungsfunktion 1. Ordnung $s'(\varphi)$. Diese gibt zugleich die momentane Kolbengeschwindigkeit $\dot{s} = v_K$ bezogen auf die theoretische Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi} = \omega$ der Motorwelle nach der Beziehung

$$\dot{s} = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = s' \dot{\varphi}; \quad s' = \frac{\dot{s}}{\dot{\varphi}} = \frac{v_K}{\omega} = v_K^* \quad (3.108a)$$

wieder und wird bezogene Kolbengeschwindigkeit genannt. Großes Motordrehmoment erfordert große bezogene Kolbengeschwindigkeiten. Aus der Übertragungsfunktion 1. Ordnung lassen sich Getriebekennwerte für die Kinematik (VDI 2725) bilden, z. B. der Ungleichförmigkeitsgrad des Abtriebs, nach der die Analyse des Bewegungsverhaltens im niedrigen Drehzahlbereich durchgeführt werden kann. Die Laufgüte des Motors ist aus den an der Kurbelwelle wirksamen Tangentialkräften der Einzelzylinder herzuleiten, die sich phasenversetzt zur resultierenden Tangentialkraft überlagern (symmetrischer Mehrphasenvorgang DIN 5483 Teil 1), Abb. 3.76d. Die 2. Ableitung nach dem Abtriebswinkel, die

Schubkurbel VDI 2145

Drehwinkel (Kurbelwinkel) φ
 Weg (Kolbenweg) s



Bewegungsgesetz

Relativbewegung der Getriebeglieder
 Kurbel a – Kolben c

mit $s = r(1 - \cos \varphi) + l(1 - \cos \beta)$
 $l \sin \beta = r \sin \varphi$; $\lambda = r/l$
 $\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}$ folgt:

Relativlage der Glieder a - c als
 drehwinkelabhängiger Kolbenweg $s(\varphi)$

$$s(\varphi) = r(1 - \cos \varphi) + l(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi})$$

$$\approx r[1 - \cos \varphi + (\lambda/2) \sin^2 \varphi]$$

drehwinkelabhängige Kolbengeschwindigkeit $s'(\varphi)$

$$s'(\varphi) = \frac{ds}{d\varphi} = r \left[\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \frac{\sin 2\varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right]$$

$$\approx r [\sin \varphi + (\lambda/2) \sin 2\varphi]$$

Statik VDI 2148

(Triebwerkkräfte ohne Trägheitswirkung)

Kolben

Kolbenkraft $F_K = A \Delta p^M$

Bolzen B (Zerlegung von F_K)

Stangenkraft $F_S = F_K / \cos \beta$

Normalkraft $F_N = F_K \tan \beta$

Exzenter K (Zerlegung von F_S)

Radialkraft $F_{rad} = F_K \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta$

(Lagerkraft auf Drehachse M)

Tangentalkraft $F_{tan} = F_K \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta$

(Drehkraft um Drehachse M)

mit $\sin(\varphi + \beta) = \sin \varphi \cos \beta + \cos \varphi \sin \beta$
 $= (\sin \varphi) \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} + (\lambda/2) \sin 2\varphi$ folgt:

drehwinkelabhängige Tangentalkraft $F_{tan}(\varphi)$

$$F_{tan}(\varphi) = F_K \left[\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \frac{\sin 2\varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right]$$

$$\approx F_K [\sin \varphi + (\lambda/2) \sin 2\varphi]$$

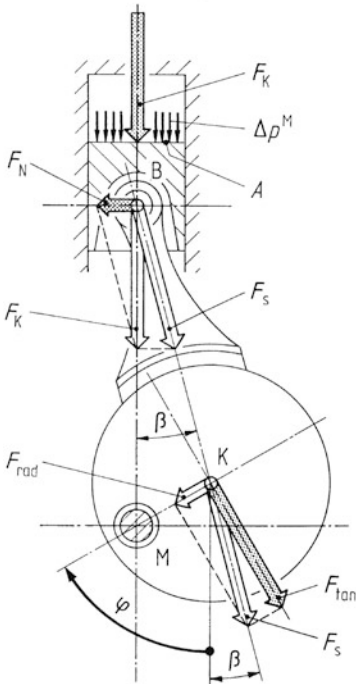


Abb. 3.90 Art der Drehmomenterzeugung beim Radialkolbensystem, innen abgestützte Bauart (MH-Maschine nach Molly [36, 88]); Getriebelösung Schubkurbel, Bewegungsgesetz und statisches Kraftfeld mit Kraftzerlegung und Tangentalkraft am Innenexzenter

Übertragungsfunktion 2. Ordnung $s''(\varphi)$, erlaubt die Bildung von Getriebekennwerten für die Dynamik aus der Kolben- bzw. Winkelbeschleunigung nach der Beziehung

$$\ddot{s} = \frac{d^2s}{dt^2} = \left(\frac{d^2s}{d\varphi^2} \frac{d\varphi}{dt} \right) \frac{d\varphi}{dt} + \frac{ds}{d\varphi} \frac{d^2\varphi}{dt^2} = s''\dot{\varphi}^2 + s'\ddot{\varphi}. \quad (3.108b)$$

Die Extrema der Übertragungsfunktion 2. Ordnung sind ein Maß für die Belastungen im Abtrieb des Triebwerks durch Trägheitskräfte.

Die getriebedynamische Aufgabe (VDI 2148) besteht darin, die Gelenkkräfte sowie die innere Beanspruchung in beliebigen Querschnitten der bewegten Glieder zu bestimmen. Der Radialkolbenmotor ist den langsamlaufenden Kolbenmaschinen zuzuordnen, so dass die Trägheitskräfte im Triebwerk zu vernachlässigen sind. Die getriebedynamische Berechnung beschränkt sich somit auf eingeprägte und Reaktionskräfte ohne Trägheitswirkung, also auf das statische Kraftfeld. Vereinfachend seien Reaktionskräfte infolge Reibung in den Gelenken vernachlässigt.

Die wichtigsten Varianten des innen abgestützten Radialkolbenmotors leiten sich von den angepassten Getriebelösungen „Schubkurbel“ und „Kurbelschleife“ ab, deren Übertragungsfunktion und statisches Kraftfeld nachstehend hergeleitet sind, Abb. 3.90 und Abb. 3.91.

Bei der **außen abgestützten Bauart** entsteht die Tangentialkraft F_{tan} durch Kraftzerlegung am treibenden Zylinderblock (Zylinderstern).

Das Drehmoment wird durch Abstützung des Kolbens auf der feststehenden, außen liegenden Hubkurve (MZ-Maschine), Abb. 3.92, erzeugt und bewirkt hohe Querbela- stung der Paarung Kolben/Zylinder. Im Vergleich zur innen liegenden Hubkurve ist die Gleitgeschwindigkeit zwischen Kolbenabstützung und Hubkurve größer, woraus indes im Motorbetrieb kein Nachteil erwächst.

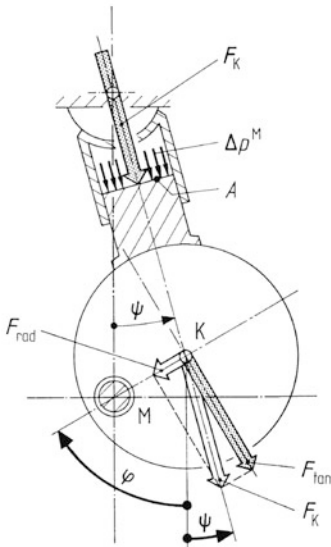
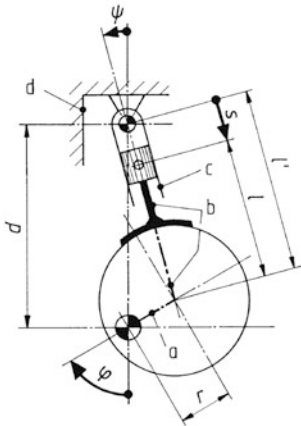
Die Motoren dieser Bauart können als Lösungsalternative im Sinne des Konstruktions- katalogs „mechanische Huberzeuger“ (VDI 2727 Bl. 2) angesehen werden mit in gleicher Weise festgelegter Achslage als Zugriffsmerkmal, nämlich der radialen Anordnung der Schieber (Kolben) in einer Ebene. An die Nebenfunktion des Umsteuerns angepasste Lösungen folgen für den außen abgestützten Radialkolbenmotor aus dem

- Kurvengetriebe (VDI 2147).

Beim **Kurvengetriebe** mit geradlinig geführtem Antriebsglied (Eingriffsschieber oder Stö- ßel) stellt das Abtriebsglied eine im Getriebeverband von mehreren Rollen vollumrollte Kurvenscheibe dar. Die Rollenzahl entspricht der Zylinderzahl. Die Kurvenscheibe mit innen umrollter Führungskurve ist mehrhubig und hat die Form eines „Hubrings“. Lediglich bei einhubiger, kreiszylindrischer Führungskurve wird die Kurvenscheibe zum „Außenexzenter“ (Radialkolben-Verstellpumpe, Abschn. 3.1.10). Es werden beide mög- lichen Triebwerkanordnungen, die mit im Gestell umlaufender wie die mit feststehender Kurve verwirklicht. Bei letzterer Variante ist der umlaufende Zylinderblock Abtriebsglied, der Hubring Reaktionsglied, Abb. 3.92. Zur Konstruktion des Kurvenprofils zwischen den Rastlagen wählt man günstige Bewegungsgesetze, die Ruckfreiheit sicherstellen. Der Bewegungsabschnitt ist durch den Teildrehwinkel ϕ für den Hub S des einzelnen Kolbens

Kurbelschleife VDI 2145

Drehwinkel (Kurbel- ; Schleifen-) $\varphi ; \psi$
 Weg (Kolbenweg) s



Bewegungsgesetz

Relativbewegung der Getriebeglieder
 Kurbel a - Koppel b - Schleife c

mit $r \cos \varphi + l' \cos \psi = d$
 $l' \sin \psi = r \sin \varphi$
 $\tan \psi = \sin \varphi / \cos \psi ; \mu = r/d$

$$= \mu \frac{\sin \varphi}{1 - \mu \cos \varphi} \quad \text{folgt:}$$

Relativlage der Glieder a-c als
 drehwinkelabhängiger Schleifenwinkel $\psi(\varphi)$

$$\psi(\varphi) = \arctan \left[\mu \frac{\sin \varphi}{1 - \mu \cos \varphi} \right]$$

Relativlage der Glieder a-b als
 drehwinkelabhängiger Kolbenweg $s(\varphi)$

$$s(\varphi) = l' - l = r \frac{\sin \varphi}{\sin \psi} - l$$

mit $\sin \psi = 1 / \sqrt{1 + \cot^2 \psi}$

$$= \mu \frac{\sin \varphi}{\sqrt{(1 + \mu^2) - 2\mu \cos \varphi}} \quad \text{folgt:}$$

$$s(\varphi) = d \sqrt{(1 + \mu^2) - 2\mu \cos \varphi} - l$$

$$\approx d(1 - \mu \cos \varphi) - l$$

drehwinkelabhängige Kolbengeschwindigkeit $s'(\varphi)$

$$s'(\varphi) = \frac{ds}{d\varphi} = \frac{r \sin \varphi}{\sqrt{(1 + \mu^2) - 2\mu \cos \varphi}} \approx r \sin \varphi$$

Statik VDI 2148

(Triebwerkkräfte ohne Trägheitswirkung)

Kolben

Kolbenkraft $F_K = A \Delta p^M$

Exzenter K (Zerlegung von F_K)

Radialkraft $F_{rad} = F_K \cos(\varphi + \psi)$

(Lagerkraft auf Drehachse M)

Tangentialkraft $F_{tan} = F_K \sin(\varphi + \psi)$

(Drehkraft um Drehachse M)

mit $\sin(\varphi + \psi) = \sin \varphi \cos \psi + \cos \varphi \sin \psi$
 $= (\sin \varphi) / \sqrt{(1 + \mu^2) - 2\mu \cos \varphi}$ folgt:

drehwinkelabhängige Tangentialkraft $F_{tan}(\varphi)$

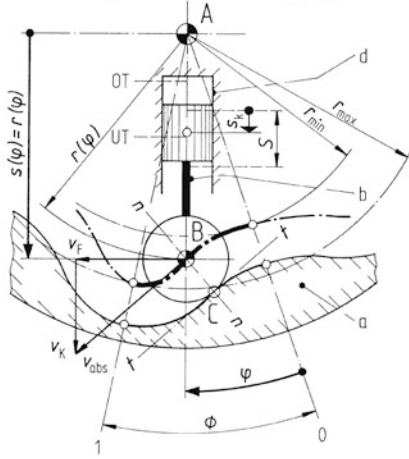
$$F_{tan}(\varphi) = F_K (\sin \varphi) / \sqrt{(1 + \mu^2) - 2\mu \cos \varphi}$$

$$\approx F_K \sin \varphi$$

Abb. 3.91 Art der Drehmomenterzeugung beim Radialkolbensystem, innen abgestützte Bauart (MH-Maschine nach Molly [36, 88]); Getriebelösung Kurbelschleife, Bewegungsgesetz und statisches Kraftfeld mit Kraftzerlegung und Tangentialkraft am Innenexzenter

Kurvengetriebe VDI 2147

Drehwinkel (Kurvendrehwinkel) φ
 Weg (Stößel-Rollenmittelpunkt) $r = s$
 Kolbenweg $s - r_{\min} = s_K$



Bewegungsgesetz VDI 2143

Relativbewegung der Getriebeglieder
 Kurvenscheibe a - Eingriffsschieber (Stößel) b
 im Bewegungsabschnitt 01

mit (Doppel-) Hubzahl / Umdrehung k
 Teildrehwinkel für (Einfach-) Hub $\Phi = \frac{\pi}{k}$
 Kolbenhub S
 normierte Bewegungsgrößen z, f
 $z = \varphi / \Phi = k \varphi / \pi ; f = s / S$ folgt:

Relativlage der Glieder a - b als
 normiertes (symmetrisches) Bewegungsgesetz
 für Rast-in-Rast (R-R) Weg $f(z)$
 z.B. geneigte Sinuslinie (höhere Sinoide)
 $f(z) = z - [\sin(2\pi z)] / (2\pi)$ $0 \leq z \leq 1$
 normierte Kolbengeschwindigkeit $f'(z)$
 $f'(z) = 1 - \cos(2\pi z)$ $0 \leq z \leq 1$

wirkliche Kolbenbewegung $s_K(\varphi) ; s'_K(\varphi)$
 $s_K(\varphi) = s - r_{\min} = fS - r_{\min} = (kS/\pi) [\varphi - [1/(2k)] \sin(2k\varphi)] - r_{\min}$
 $s'_K(\varphi) = s'(\varphi) = f'S/\Phi = (kS/\pi) [1 - \cos(2k\varphi)]$

Statik VDI 2148

(Triebwerkkräfte ohne Trägheitswirkung)
 Kolben

Kolbenkraft $F_K = F_{\text{rod}} = A \Delta p^M$
 Rollenmittelpunkt B (Zerlegung von F in Gelenkkräfte)
 Stützkraft $F_S = F_N = F_K / \cos \gamma$
 (Normalkraft im Kurvengelenk)
 Tangentialkraft $F_{\text{tan}} = F_T = F_K \tan \gamma$
 (Drehkraft um Drehpunkt A
 = Führungskraft auf Kreuzkopfführung)
 Abtriebsmoment Einzelzylinder
 $T_1(\varphi) = s(\varphi) F_{\text{tan}} = F_K s(\varphi) \tan \gamma$

mit $\overline{BB'} = s(\varphi) d\varphi ; \overline{B'B''} = ds$
 $\tan \gamma = \frac{\overline{B'B''}}{\overline{B'B'}} = \frac{ds}{s(\varphi) d\varphi} = \frac{s'(\varphi)}{s(\varphi)} = \frac{f' \cdot 1}{f \cdot \Phi}$
 $s'(\varphi) = \frac{ds}{dt} \frac{dt}{d\varphi} = \frac{v_K}{\omega} = v_{K*} = f'S/\Phi$ folgt:

drehwinkelabhängiges Abtriebsmoment $T_1(\varphi)$
 $T_1(\varphi) = F_K s'(\varphi) = F_K v_{K*} = F_K f'S/\Phi$
 $= F_K (kS/\pi) [1 - \cos(2k\varphi)]$

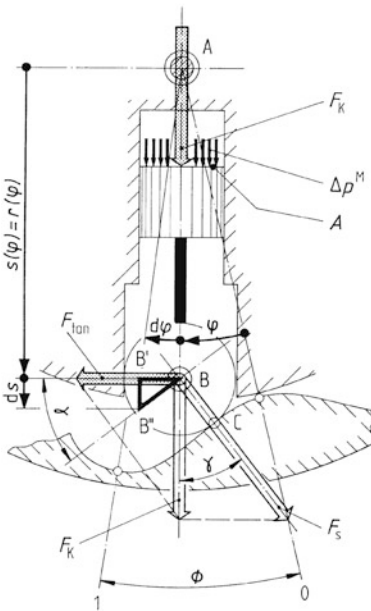


Abb. 3.92 Art der Drehmomenterzeugung beim Radialkolbensystem, außen abgestützte Bauart (MZ-Maschine nach Molly [36, 88]); Getriebelösung kraftschlüssiges Kurvengetriebe, Bewegungsgesetz und statisches Kraftfeld mit Kraftzerlegung, Tangentialkraft und Drehmoment am Zylinderblock

festgelegt. Bei k Hübren je Umdrehung ergibt sich für symmetrische Kurvenprofile $\phi = \pi/k$. Setzt man vereinfachend Nullüberdeckung der Steuerung voraus, kann der Rastwinkel für die Endrast nach jedem Hub unberücksichtigt bleiben (Punktrast). Bezieht man Abtriebsdrehwinkel φ und Antriebsweg s auf die Randgrößen des Bewegungsabschnitts (Φs , S), lassen sich normierte Bewegungsgesetze $f(z)$ für Rast-in-Rast (R-R) heranziehen (VDI 2143 Bl. 1). Die Forderung nach Ruckfreiheit wird z. B. von der geeigneten oder der modifizierten Sinuslinie (höheren Sinoide) erfüllt. Das Kurven-Teilprofil wird immer für die Bahn des Rollkörpermittelpunkts B ermittelt, das Profil des Kurvenkörpers folgt aus der um den Rollkörperradius versetzten Kurve (Äquidistante). Aus den Ableitungen der normierten Übertragungsfunktion 0. Ordnung, $f(z)$, lassen sich Kennwerte des Laufverhaltens herleiten und damit Bewegungsgesetze vergleichen.

Das statische Kraftfeld gibt die Gelenkkraftkomponenten an der Kurvenscheibe (Berührungspunkt C) wie an der Seitenführung hier vereinfacht wieder, nämlich ohne Reaktionskräfte infolge Reibung. Die Trägheitskräfte seien wegen niedriger Laufgeschwindigkeit des Motors ohnehin vernachlässigt. Die Führungskraft F_F ist bei feststehender Kurve zugleich Tangentialkraft F_{\tan} um den Drehpunkt A. Im Gegensatz zum Innenexzenter mit feststehendem Kurbelradius, Abb. 3.90 und 3.91, ist beim Hubring der Hebelarm r gleich Stößelweg s veränderlich. Somit variiert das Abtriebsmoment am Einzelzylinder T_1 mit Tangentialkraft und Kolbenstellung s_K . Die Kurvennormale n durch den momentanen Rollkörpermittelpunkt bestimmt die Kurventangente t und den Pressungswinkel γ zwischen Kolben- F_K und Stützkraft F_S . Tangential- und Kolbenkraft sowie differenzielle Zunahme von Hebelarm ds und Rollenbahn $s d\varphi$ folgen derselben Winkelbeziehung. Letztere wird kinematisch als Verhältnis von Kolbengeschwindigkeit $v_K = s'\omega$ zu Führungsgeschwindigkeit $v_F = s\omega$, d. h. als Geschwindigkeitsfaktor v_K/v_F , gedeutet und entspricht dem Quotienten der Übertragungsfunktionen 1. und 0. Ordnung, d. h. dem Übertragungskoeffizienten s'/s . Das am Zylinderblock um Drehpunkt A wirkende Abtriebsmoment des Einzelzylinders T_1 , vergrößert sich mit wachsender bezogener Kolbengeschwindigkeit $v_{K*} = v_K/\omega$. Es lässt sich somit zeigen, dass der Abtriebsmomentenverlauf infolge statischer Belastung von der normierten Übertragungsfunktion 1. Ordnung f' abhängt. Das drehwinkelabhängige Abtriebsmoment kann folglich als Funktion des Bewegungsgesetzes angegeben, die beste Lösung gefunden werden. Das geschieht meist iterativ, indem mittels Kennwertanalyse das günstigste Bewegungsgesetz ausgewählt wird. Ist insbesondere Randwertanpassung vorzunehmen, erweist sich die Kurvenscheibensynthese mit Hilfe der DV bei der Konstruktion als hilfreich (VDI 2143 Bl. 2) [355–359].

Während zur Lösung der Bewegungsaufgabe schnelllaufender Kurvengetriebe dynamische und schwingungstechnische Kennwerte maßgebend sind, erfolgt die optimale Auslegung des langsamlaufenden Radialkolbenmotors überwiegend nach kinematischen und konstruktiven Güteigenschaften (VDI 2725 Bl. 1 und 2).

Nach Müller [360, 361] besteht eine der Voraussetzungen, Laufgüte zu erzielen, in der vollständigen statischen Entlastung des Innenläufers (ausbalancierter Rotor). Hierfür müssen sich die momentanen Radialkräfte F_{rad} der symmetrisch angeordneten Zylinder am Entstehungsort ausgleichen derart, dass die resultierende Lagerkraft F_{rs1} für alle Drehwinkel

verschwindet. Das Gestaltungsprinzip des vollständigen Kraftausgleichs unterliegt daher dem Kriterium

$$F_{\text{rsl}}(\varphi) = \sum_{j=1}^z F_{\text{rad},j}(\varphi) = \sum_{k=1}^z F_k(\varphi) = 0. \quad (3.109a)$$

Eine zweite Voraussetzung für die Laufgüte besteht in der Schwankungsfreiheit des Drehmomentenverlaufs (ideales Langsamlaufverhalten). Hierfür muss die momentane Summe der Abtriebsmomente $T_{i,\varphi}$ der Zylinder gleich dem theoretischen Drehmoment T_i sein, so dass die Differenz von momentanem Drehmoment $T_{i,\varphi}$ und dessen linearem Mittelwert für alle Drehwinkel verschwindet. Das Gestaltungsprinzip des kinematischen Gleichlaufs unterliegt folglich dem Kriterium

$$\sum_{j=1}^z T_j(\varphi) - \bar{T}_i = T_{i,\varphi} - T_i = 0. \quad (3.109b)$$

Die Welligkeit der drehwinkelabhängigen Ausgangsgröße wird durch den kinematischen Ungleichförmigkeitsgrad des Drehmoments, (3.76a), angegeben,

$$\delta T_i = \hat{T}_i / \bar{T}_i,$$

mit den für die geeignete Sinuslinie als Kurvenprofil angebbaren besonderen Werten des momentanen Drehmoments, theoretisches Drehmoment ($\bar{T}_i = T_i$)

$$\bar{T}_i = F_k \sum_{k=1}^z \bar{v}_{k,\text{red}} = F_k(k/\pi)zS/2 = T_i \quad (3.109c)$$

und Schwankung ($\hat{T}_i = \Delta T_{i,t}$) entsprechend (3.80b). Letztere ist aus der Differenz der Extrema zu gewinnen, die aus der Augenblickswertsumme aller Einzelzylinder-Abtriebsmomente ($T_{i,j}$) gebildet werden.

$$T_{i,\varphi} \Big|_{\min}^{\max} = F_k(k/\pi)S \sum_{k=1}^z (1 - \cos 2k\varphi_k) \Big|_{\min}^{\max}. \quad (3.109d)$$

Mittels rechnergestützter Kurvenscheibensynthese lässt sich nach dem kombinierten Laufgütekriterium des vollständigen Kraftausgleichs und des kinematischen Gleichlaufs optimieren, indem mittels Variation von Kolbenzahl z und Hubzahl k für ausgewählte Kurvenprofile, z. B. für die höhere Sinoide, Zykloide oder Gutmann-F 3-Hubkurve, kennzeichnende Konstruktionsparameterverhältnisse (Kolbenfolgen) ermittelt werden, welche die Kriterien (3.167a, b), erfüllen.

Die Konstruktionsoptimierung kann um Nebenbedingungen erweitert werden, so dass die Kurvenscheibensynthese zugleich die Maximierung der Lebensdauer oder des auf das Bauvolumen bezogenen Abtriebsmoments einschließt.

Nach *Mettner, Scheufler, Müller* [362, 363] ist die Minimierung der Flächenpressung in der schmalen Berührfläche des ebenen Kurvengelenks Rollkörper/Hubkurve Zielfunktion, um zur momentenoptimierten Hubkurve zu gelangen. Beschränkt man die Rückstellung des Kolbens auf möglichst kleinen Teildrehwinkel, verkürzt also den absteigenden Hubkurvenabschnitt (Niederdruckphase), kann die aktive Wirklänge des aufsteigenden Hubkurvenabschnitts (Hochdruckphase) verlängert werden. Das unsymmetrische Kurvenprofil vereint die Vorteile, eine größere Kolbenzahl in Arbeitsstellung zu bringen, die Kippmomente auf die Kolben sowie die Flächenpressung im Kurvengelenk zu verringern. Damit kann das volumenbezogene Abtriebsmoment weiter gesteigert werden. Dies bedingt i. Allg., eine bevorzugte Drehrichtung, womit gegenüber dem symmetrischen Kurvenprofil der Motorbetrieb auf eine Drehrichtung beschränkt wird.

Nach *Zhang* [364] lässt sich der außen abgestützte Radialkolbenmotor in Anlehnung an die Wälzlagertheorie lebensdauerorientiert auslegen, indem man an der Kurvenscheibe den für den Verschleißvorgang maßgeblichen Beanspruchungsparameter nach örtlicher Beanspruchbarkeit begrenzt. Die Kurvenscheibensynthese wird grafisch-analytisch oder numerisch nach konstanter Werkstoffoberflächenbeanspruchung (Wälzpressung) durchgeführt, die für vorgegebene Überrollungszahl zulässig ist.

Da beim verlustbehafteten Motor die kinematisch bedingte Pulsation von den Nebengrößen Leck- und Drehmomentverlust überlagert wird, Abschn. 3.2.3, bestimmt der effektive Ungleichförmigkeitsgrad des Drehmoments, δT_e , (3.81b), das Bewegungsverhalten. Die rechnergestützte Konstruktionsoptimierung ist daher durch experimentell gestützte Optimierung von Gestaltungszonen an Triebelementpaarungen und angrenzenden Triebwerkteilen zu ergänzen.

Radialkolbenmotor, außen beaufschlagt (Konstant-/Schalt-/Verstellmotor); Nr. 12, Tab. 3.1.

Wirkungsweise Der am äußeren Gehäuseumfang verfügbare große Einbauraum ermöglicht es, den innen abgestützten Radialkolbenmotor mit großem Hubraum je Zylinder und entsprechender Zylinderzahl (5 bis 7) auszustatten. Großes Schluckvolumen, bezogen auf das Bauvolumen, weist daher diesen Motor als Langsamläufer aus.

Die von der **Kreuzschubkurbel** abgeleitete Gestaltungsvariante mit dem Sinusgesetz als Übertragungsfunktion,

$$s(\varphi) = r(1 - \cos \varphi),$$

enthält einen mittels Nadelkäfig auf dem Innenexzenter reibungsarm gelagerten Druckring, der entsprechend der Zylinderzahl als Fünf- oder Siebenkantring ausgebildet ist. Die Kolben liegen mittels Druckfeder an den Ringplanflächen an, der Rückhub erfolgt kraftschlüssig. Der Planschieber (Steuerscheibe) bewegt sich vorwiegend translatorisch. Sinusförmige Steuerbewegung und große Öffnung der Schlitze ergeben gutes Langsamlaufverhalten und geringe Geräuschemission bei höheren Drehzahlen. Mittels Bohrung im Kolbenboden führt man der Kolbenabstützung Druckflüssigkeit zu, so dass die Kolbenquerbewegung auf dem

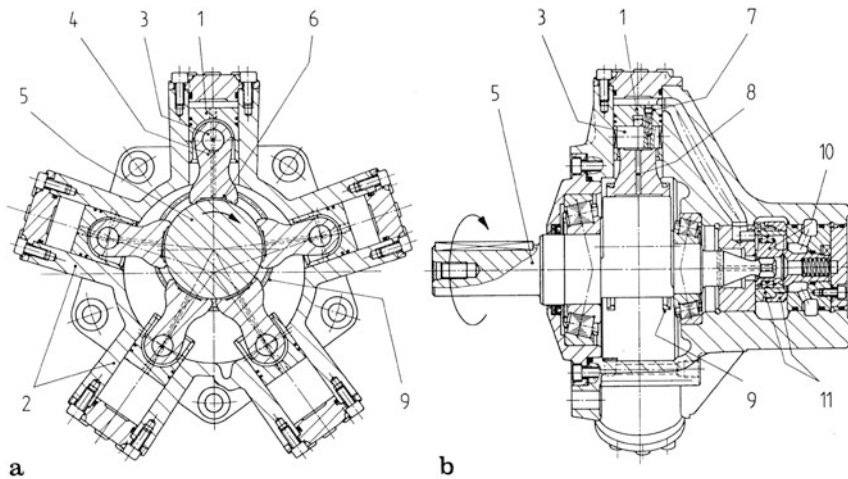


Abb. 3.93 Radialkolbenmotor, innen abgestützt, in der Variante „Schubkurbel“ (RM, Düsterloh). **a** Querschnitt; **b** Längsschnitt

Druckring hydrostatisch entlastet erfolgt. Es lassen sich bis zu mittlere Abtriebsmomente ($T_e = (0,032 \dots 1,2)$ kNm) erzeugen (KM und RM, Düsterloh [254]).

Die von der **Schubkurbel** abgeleitete Gestaltungsvariante mit dem Kolbenweg nach angenäherter Übertragungsfunktion

$$s(\varphi) \approx r[1 - \cos \varphi + (\lambda/2)\sin^2 \varphi],$$

Abbildung 3.90, enthält Tauchkolben, die häufig mittels Kugelgelenk beweglich mit der Schubstange verbunden sind (System Staffa, HMB, Vickers Systems [365]).

Nach einer anderen Lösung werden die Kolben *1* im Zylinderstern *2* über Kolbenbolzen *3* an die Schubstange (Pleuel) *4* angelenkt, die sich gleitend auf der Kurbelwelle (Kurbelzapfen) *5* abstützt (RM, Düsterloh [254]), Abb. 3.93.

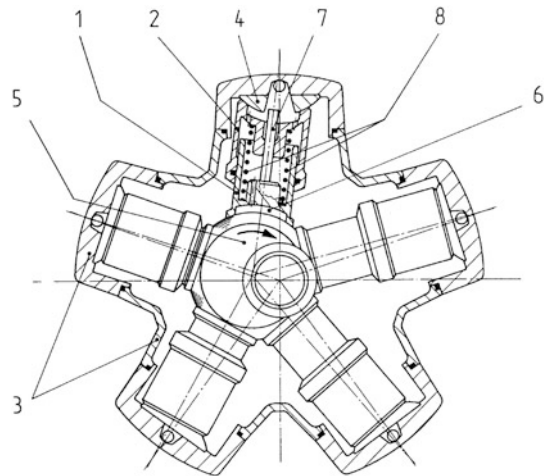
Der Tauchkolben zerlegt die Kolbenkraft F_K und überträgt eine Normalkraft F_N auf die Lauffläche des Zylinders. Um hohe Anforderungen an das Anlauf- und Langsamlaufverhalten erfüllen zu können, ist vorrangig die Reibung in der quer belasteten Paarung Kolben/Zylinder zu mindern. Bei großen Kolbendurchmessern setzt man zur Abdichtung Kolbenringe, ausgeführt als porenarme Kompressionsringe (gasdicht), ein, so dass deren Anzahl auf zwei beschränkt und die Kolbenreibung niedrig gehalten werden kann. Doch gilt es, die Reibung an den Wirkflächen der übrigen Elementepaare ebenfalls zu verringern, etwa mittels hydrostatischer Teilentlastung in der Kolbenbolzenlagerung und in der Paarung Hubkurve/Gleitschuhsegment. Über Rohr *7*, Z-Nut im oberen Stangenkopf und Bohrung *8* des Pleuelschafts wird der druckseitigen Auflagefläche des Kolbenbolzens *3* wie der Druckkammer im Pleuelschuh *6* zum Aufbau des hydrostatischen Tragdrucks schmierfähige Druckflüssigkeit aus dem Verdrängerraum zugeführt. Der abgesetzte obere

Stangenkopf vergrößert die druckseitige Auflagefläche des Kolbens 1 und bringt Biegeentlastung des Kolbenbolzens 3 mit sich. Die Schubstangen 4 liegen in einer Radialebene am gleichen Kurbelzapfen (Innenexzenter) 5 über integrierte Segmentgleitschuhe (Pleuelschuhe) 6 an. Zusammengehalten durch Ring 9 bilden die Segmentgleitschuhe mit der umlaufenden Hubkurve (Zapfengleitfläche) ein hydrostatisches Gleitlager mit drehgelenkig abstützenden Klötzen. Die Kurbelwelle stützt sich im Gehäuse über Wellenzapfen und Wälzlagerpaar hoher Lagertragkraft (Kegelrollenlagerung mit Anstellung des Außenrings, direkte oder X-Anordnung) ab, das als radial entlastetes Grundlager lediglich äußere Lagerkräfte reibungsarm aufzunehmen hat. Die Ein- und Auslasssteuerung (Umsteuerung) erfolgt nicht über selbsttätige Ventile, sondern axial über triebwellenbetätigten Planschieber. Der Steuerexzenter 10 bewegt den stirnseitig dichtenden Steuerring 11 translatorisch zwischen Steuerspiegel und Büchse auf und ab, so dass die Zylinderräume über äußeren oder inneren Ringraum jeweils mit dem Saug- bzw. dem Druckanschluss verbunden werden (Schlitzsteuerung). Der lose Steuerring (schwimmender Axialdichtring) 11 ist über Wälzlager auf dem Steuerexzenter 10 reibungsarm geführt und axial geteilt, um kleinen Dichtspalt zwischen umschließenden festen Dichtflächen und beidseitig wirkendem Axialdichtring 11 durch Kraftschluss sichern sowie Abweichungen von der Planparallelität an den Ringflächen ausgleichen zu können. Die Steuerelemente 10, 11 werden mittels einer hydrostatisch-federgestützten Andrückeinrichtung axial spielnachstellend abgedichtet (RM, Düsterloh [254]).

Causemann [260] gewichtet die an einzelnen Wirkflächen ermittelten mechanischen und volumetrischen Verlustanteile und schlägt zu deren Minderung konstruktive Maßnahmen vor. So lässt sich die Kolbenreibung herabsetzen, indem man die Struktur des tribologischen Systems Kolbenschaft-Schmierfilm-Zylinderlauffläche verbessert. Dies geschieht u. a. durch größere Zylinderführungslänge, Drehpunktverlagerung des Pleuelkopfs zwecks Beeinflussung der Querbewegung (Sekundärbewegung) des Kolbens für hydrodynamische Tragdruckentwicklung, günstige Gleitwerkstoffpaarung für unvermeidbare Festkörperberührung in den Dichtflächen. Um den Leckstrom- und Reibmomentanteil im Kurvengelenk Hubkurve/Gleitschuhsegment zu verringern, ist die hydrostatische Schmierung am Pleuelschuh nach Art und Größe zu optimieren.

Nach *Klie* [264] ist die Zufuhr von Druckflüssigkeit aus dem Verdrängungsraum ohne Drossel (Eingangsdrossel VDI 2201 Bl. 1) der gedrosselten Schmierflüssigkeitszufuhr überlegen, d. h. die hydrostatische Entlastung dem hydrostatischen Pleuelschuhlager vorzuziehen. So liegt der Kammerdruck des entlastenden Druckfelds in Höhe des Zufuhrdrucks, der dem Lastdruck proportional folgt, die Verschmutzungsempfindlichkeit verringert sich ebenfalls. Die Geometrie der Druckkammer im Pleuelschuh ist so abzustimmen, dass der untere Stangenkopf über den vollen Kurbeldrehwinkel gerade in Anlage auf dem Kurbelzapfen bleibt. Die Optimierung des Entlastungsgrads reicht allein nicht aus, die Gleitflächen im Kurvengelenk betriebssicher hydrostatisch zu entlasten. Vielmehr bewirkt die Stützkraft eine betriebsbedingte Störung der Lagergeometrie (VDI 2201 Bl. 2) infolge elastischen Aufbiegens des Stützkörpers, d. h. des Trägers der Dichtspaltwand. Eine Änderung der Spaltgeometrie im Dichtungsrand (Ausgangsdrossel), also im alleinigen

Abb. 3.94 Radialkolbenmotor, innen abgestützt, in der Variante „Kurbelschleife“ (System Calzoni, MRV, Bosch Rexroth)



Bereich enger Spalthöhe, beeinträchtigt das hydrostatische Tragen. Gestaltet man den Querschnittsübergang vom Stangenkopf zu Schaft (Oberkontur) derart, dass sich eine auf das zylinderförmige Wellenprofil abgestimmte Verformung des Stützkörpers einstellt, bleiben die Gleitflächen unter Last parallel (ideale Lagergeometrie). Man passt also den Stützkörper an die Dichtungsform an, indem man das Gestaltungsprinzip der abgestimmten Verformungen am unteren Stangenkopf mit dem Prinzip des tribologisch richtigen Gestaltens im Pleuelschuhlager verbindet. Durch Optimierung lassen sich folglich Leck- wie Drehmomentverlust minimieren und Funktionssicherheit gewährleisten.

Die von der *Kurbelschleife* abgeleitete Variante mit dem angenäherten Kolbenweg

$$s(\varphi) \approx [d(1 - \mu \cos \varphi) - l],$$

Abbildung 3.91, entspricht in ihrer Wirkungsweise der Radialkolbenpumpe, außen beaufschlagte Bauart, Abb. 3.36. Die Kolben übertragen die Hubbewegung ohne Schubstange auf die Kurbelwelle, die Kolbenkraft F_K wird direkt auf den Kurbelzapfen geleitet, ohne eine Querkraft abzusetzen, da sich die Wirkungslinien der Kolbenkräfte über den vollen Drehwinkel im Exzentermittelpunkt schneiden. Die Zylinder sind mittels einer Schleife, z. B. in Form eines kolbenumschließenden sphärischen Lagers (Radial-Gelenklagers DIN 648) mit Zylinderlauffläche am Innenring (Bauart Pleiger MO), am Gehäuse beweglich angebracht. In einer anderen Variante sind die Zylinder 2 über ein sphärisches Stützelement (Axial-Gelenklager) 4 am Zylinderstern (Gehäuse) 3 angelenkt (System Calzoni, Bauart MRV, Bosch Rexroth [297]), Abb. 3.94.

Der den Bewegungsausgleich quer zur Hubrichtung mitvollziehende Hohlkolben l stützt sich unmittelbar gleitend auf der Kurbelwelle 5 ab. Die im Zylinderboden geführte Stange 6 richtet die quer kraftfreie Paarung Kolben/Zylinder zwangsfrei aus, so dass die Kolbenreibung niedrig bleibt. Um hohe Anforderungen an das Anlauf- und Langsamlaufverhalten zu erfüllen, ist die Reibung zu verringern, etwa durch hydrostatische Teilentlastung der

kugelförmigen Gleitflächen in den Elementpaarungen Hubkurve/Gleitschuhsegment und Zylinderschale/-abstützung. Die Hohlkolben *1* liegen in einer Radialebene am selben Kurbelzapfen (Innenexzenter) *5* über integrierten Segmentgleitschuh (Kolbenschuh) *6* an. Die Berührung der Dichtflächen im Kurven- und Kugelgelenk wird durch den Lastdruck im Verdrängerraum bzw. beim Anfahren durch die Feder *8* gesichert.

Die Änderung des Schluckvolumens ist beim innen abgestützten Radialkolbenmotor nach den Wirkprinzipien des Phasenanschnitts, der Kolbenabschaltung oder der Exzenterverstellung konstruktiv zu verwirklichen. Die häufig angewendete Abschaltung einer Kolbenreihe beim zweireihigen Radialkolbenmotor ermöglicht eine höhere Drehzahl bei entsprechend untersetztem Motormoment (Schaltmotor).

Die *Innenexzenterbauart mit verstellbarem Exzenter* erfordert hohe Stellkraft, um die resultierende Kolbenkraft und die Reibungskraft zu überwinden.

Bei der von der Schubkurbel abgeleiteten Variante mit sphärischer Kolbenabstützung „Kugelgelenk“ in der Schubstange (Pleuel) sind zwei einfach wirkende Stellkolben in den Kurbelzapfen integriert. Der Exzentererring lässt sich nur in den Endstellungen der Stellkolben funktionssicher festhalten, so dass ein Schaltmotor für zwei Drehzahlstufen vorliegt. Kann die minimale Exzentrizität auf null verringert werden, befindet sich der Motor in Nullhubstellung und wird als Freilauf einsetzbar, bei dem zum externen Durchdrehen der Kurbelwelle nur das Reibmoment zu überwinden ist (System Staffa, Bauart HMC, Vickers Systems [366]).

Bei dem Prinzip der Kolbenabstützung „Drehgelenk“ über Kolbenbolzen in der Schubstange ist die stufenlose Hubverstellung, d. h. die Einstellung beliebiger Exzentrizität während des Betriebs, unter Last funktionssicher verwirklicht (hydraulischer Verstellexzenter) (RM 1000–355 bis RM 5000–1600, Düsterloh [254]), Abb. 3.95a.

Dem im Kurbelzapfen integrierten doppelwirkenden Stellkolben *2* führt man Steuerflüssigkeit über kurze Kanäle *7* und Drehdurchführung *4* zu, um das Stellglied Exzentererring *1* hydraulisch zu verstellen. Der Steuervolumenstrom wird allerdings von hydraulisch entsperbaren Rückschlagventilen *6* beeinflusst, die im steuereitigen Wellenzapfen eingebaut sind. Befinden sich die doppelseitig wirkenden Rückschlagventile in Sperrstellung, ist der Exzentererring in der jeweils eingestellten Exzentrizität lagefixiert unabhängig von der aufzunehmenden wechselnden Stützkraft. Letztere leiten die hinreichend steifen Druckmittelsäulen auf die Rückschlagventile. Die Drehdurchführung *3* ist nach beendetem Verstellvorgang entlastet. Der Wirkzusammenhang zwischen Verstellen mittels Fremdbetätigung des Steuerblocks *4* und Lagefixieren durch selbsttätiges Sperren über Rückschlagventile *6* ist dem Schaltplan des Steuerkreises zu entnehmen [367, 368], Abb. 3.95b.

Motorverstellung Gegenüber dem Konstant- oder Schaltmotor gewinnt der innen abgestützte Radialkolbenmotor als Verstellmotor an Bedeutung, da sich mit begrenztem konstruktiven Mehraufwand hydraulische Verstellung verwirklichen lässt, so dass der Hochmomentmotor für Steuer- und Regelungsaufgaben verwendbar wird.

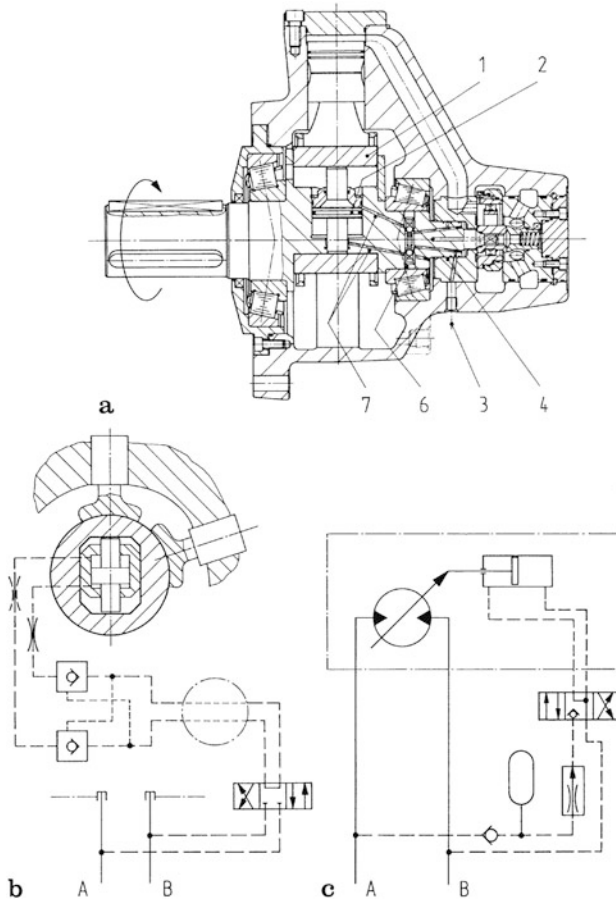


Abb. 3.95 Radialkolbenmotor, innen abgestützt, in der Variante „Schubkurbel“ als Stellmotor. **a** Längsschnitt; **b** Schaltplan (3000–1000, Düsterloh)

Wegen der größeren Masse des Stellglieds „Exzenterring“ einschließlich angekoppelter Triebwerkglieder ist die Stellgeschwindigkeit niedrig, die etwa des Schrägscheiben-Axialkolbenmotors unerreicht. Für Langsamläufer ist häufig nicht eine kurze Stellzeit t_b , sondern der große Verstellbereich Hauptforderung, um insbesondere beim Zusammenwirken von Verstellpumpe und Stellmotor der Innenexzenterbauart (Verbundsteuerung) das Kennfeld des Hochmomentmotors auf das Lastkennfeld von Schwerantrieben optimal abzustimmen.

Die Kombination des Stellmotors mit einem Anpassbaustein „direkt aufgebaute Steuerung“ ermöglicht es, bestimmte Arten der hydraulischen Verstellung für spezielle Steueraufgaben zu verwirklichen, so dass auch die elektrohydraulische Verstellung angewendet werden kann, bei der die Beaufschlagung des Stellkolbens über Stetigventil erfolgt.

Bezieht man den Verstellmotor in einen elektrohydraulischen Antriebsregelkreis, z. B. zur **Drehzahlregelung**, ein, indem man die an der Motorwelle aufgenommene Ist Drehzahl elektrisch zurückführt und den Exzenterring über ein elektrisch angesteuertes Stetigventil mittelbar verstellt, beeinflusst man die zu regelnde Kenngröße durch Änderung des Schluckvolumens. Hierfür wird der Motor mit Hilfsbausteinen wie Messwelle als zweitem Wellenende sowie Tachometer- und Messgeräte-Anbausatz ausgestattet. Der Radialkolbenmotor arbeitet als *Servomotor in verlustarmer Verdrängersteuerung* und eignet sich in der Innenexzenterbauart für spezielle Regelungsaufgaben (Motor- oder Sekundärregelung).

Führt man den Stellweg des Exzenterrings als Hilfsregelgröße zurück, wird das Stabilitätsverhalten des Antriebsregelkreises optimiert und insbesondere die Bauteilsicherheit der Arbeitsmaschine gewährleistet. So lassen sich mit sekundär geregelten hydrostatischen Windenantrieben für Krane [284, 369] Schäden an Stahltragwerk und Tragseil durch Führen des dynamischen Lastanstiegs beim Anlauf vermeiden (Rampensteuerung). Mittels Hydrospeichers im Steuerkreis, Abb. 3.95c, kann unter Beibehaltung gleichmäßiger Stellgeschwindigkeit die Stelldynamik erhöht, ausreichender Stellvordruck auch bei niedrigem Lastdruck bzw. im Leerlauf sichergestellt werden [367, 368].

Bei höheren Anforderungen an die Regeldynamik des Antriebs wendet man die Ventilregelung an der Sekundäreinheit auf den Radialkolbenmotor an, so dass dieser als *Servomotor in hochdynamischer Widerstandssteuerung* arbeitet. Das den Hauptstrom drosselnde Wegeventil stellt unmittelbar den Zu- und Abstrom an den Anschlüssen des Konstantmotors ein. Das Zeitverhalten des elektrohydraulischen Antriebsregelkreises wird von der Anlaufdynamik der Innenexzenterbauart bestimmt. Wegen des niedrigen Motorträgheitsmoments kommt die hohe Anlaufbeschleunigung, Tab. 3.9, Abschn. 3.2.4, in dieser Steuerungsart, z. B. als hydraulischer Präzisionsantrieb für Vorschubantriebe an Großwerkzeugmaschinen [370], voll zur Geltung. Die Widerstandssteuerung ergänzt damit das Steuerungskonzept für kleinere Positionierantriebe, bei denen man hohe Regelgüte durch den Konstantmotor der Innenexzenterbauart mit Servopumpe in verlustarmer Verdrängersteuerung (Pumpen- oder Primärregelung) erzielt, z. B. als mitfahrenden Kompaktantrieb in Industrieroboterantrieben [371].

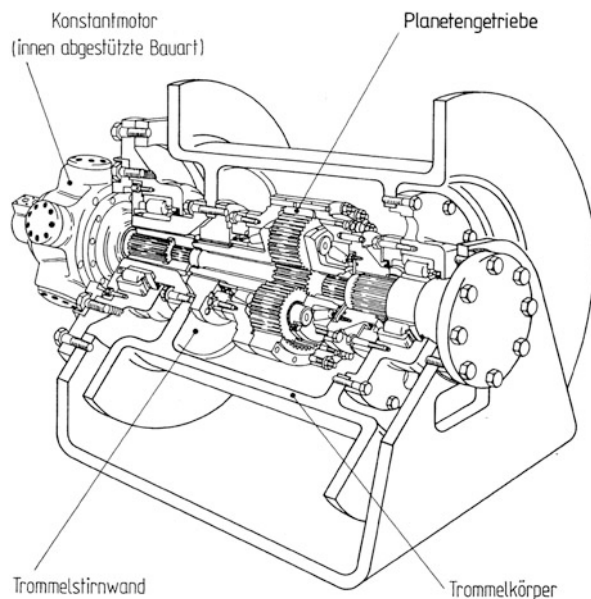
Kenngrößen dieser Motorart enthält Tab. 3.11.

Einsatzbereich *Kreislaufart: offen und geschlossen.*

Für niedrige bis mittlere Drehzahlen ($n = (2 \dots 2000) \text{ min}^{-1}$), mittlere bis hohe Drehmomente ($T_e = (0,03 \dots 24,8) \text{ kNm}$), wegen scheibenartiger Struktur bei begrenzter Einbautiefe, hohem Betriebsdruck ($p_1 = (210 \dots 315) \text{ bar}$), günstiger Wirkungsgradcharakteristik bei sehr gutem Anlauf- und Langsamlaufverhalten, hoher Anlauf- und ausreichender Stelldynamik in der Bauform Flansch- bzw. Fußbefestigung für den oberen Leistungsbereich ($P_m = (9 \dots 390) \text{ kW}$).

Hydrotriebemotor Radialkolbenmotor mit festem Innenexzenter (Konstantmotor) kombiniert mit mechanischem Übersetzungsgetriebe erweitert den Anwendungsbereich des Langsamläufers zu sehr hohen Drehmomenten mit günstigem Anlauf- und Lang-

Abb. 3.96 Hydrotriebmotor als Windwerk für große Lasten bestehend aus Radialkolbenmotor mit schaltbarem Innenexzenter für Freilaufbetrieb und in die Trommel integriertem Aufsteck-Planetengeriebe (System Staffa, HMC)



sammlaufverhalten bei verringerter Anlaufdynamik infolge reduzierten Trägheitsmoments des Zwischengetriebes. Motor und Planetengeriebe lassen sich zu einer Baugruppe zusammenfassen, wobei durch Anbau von bis zu vier einfachen Planetengerieben die Wandlung auf das 22fache Motordrehmoment gesteigert werden kann. Man erreicht mit dem zusammengesetzten Getriebe sehr hohes Abtriebsmoment ($T_B = 450 \text{ kNm}$) und Kriechdrehzahlen minimaler Drehzahlschwankung. Hiermit verbindet sich der Vorzug des Innenexzentermotors, schnelle Drehzahländerung und schnellen Drehrichtungswechsel etwa an reversierenden Rollangantrieben in Walzwerken, Schwenkantrieben an Großbaggern, Fahrantrieben in Asphaltiermaschinen, Trommelantrieben an Bunkerabzugsförderern usw. ausführen zu können.

Stationärhydraulik Planeten-Koppelgetriebe mit Innenexzentermotor werden in der Variante Schaltmotor für 2 Drehzahlstufen z. B. als Windenantrieb für große Lasten mit Arbeitsstellung „Heben“ und Nullhubstellung „Senken“ (Freilauf) (HMC, Vickers Systems [366]), Abb. 3.96, eingesetzt.

Das als Hydrotriebmotor gestaltete Windwerk besteht aus angeflanschem Radialkolbenmotor und einfachem Planetengetriebe, das platzsparend in dem Trommelkörper untergebracht und über eine lange Steckzahnwelle mit dem Motor verbunden ist. Der mit der motorseitigen Trommelstirnwand verschraubte Planetenträger (Steg) stellt das Abtriebsglied dar, während das Hohlräder als Festglied (Reaktionsglied) anzusehen ist, da es über eine kurze Steckwelle mit Flansch am Gestell stillgesetzt wird.

Um Schwerantriebe stufenlos veränderlicher Übersetzung Kosten sparend und zuverlässig zu realisieren, bildet man zusammengesetzte Getriebe nicht allein aus der

Reihenanzordnung eines Einzelmotors mit nachgeschalteten Getrieben (z. B. 4stufiges Reihenplanetengetriebe). Die günstigere Lösung kann sich aus der Parallelanzordnung mehrerer Motoren ergeben, die über Ritzel ihr Teildrehmoment parallel auf das Zentralrad leiten. Mehrmotorenantrieb und mechanisches Mehrweggetriebe bilden ein zusammengesetztes Getriebe mit der Funktion eines Sammelgetriebes (VDI 2127), das Leistungssummierung ermöglicht und damit ein großes Gesamtmoment am Abtriebsglied erzeugt. Die Grenzleistung der Motorbauart lässt sich mittels Mehrmotorenantriebs erheblich überschreiten, sofern im Mehrweggetriebe gleichmäßige Kraft- und Leistungsverteilung auf die Getriebe-teile sichergestellt ist. Neben symmetrischer Anordnung am Umfang des Zentralrads führt man den Kraftausgleich bei Mehrweggetrieben i. Allg. durch einstellbare oder sich selbst anpassende Elemente herbei.

Beim *hydrostatischen Mehrmotorenantrieb* sind mechanisch ausgleichende Elemente entbehrlich, da sich der Kraftausgleich ventilsteuert sichern lässt. Man wendet die Gleichlaufsteuerung mittels Parallel- oder Reihenschaltung der Einzelmotore an. In der Praxis genügt häufig die Überlastsicherung durch Druckabschneidung an den Einzelmotoren. Man kann folglich gleichmäßige Aufgabenteilung schaltungstechnisch erreichen, ohne konstruktiven Mehraufwand zu treiben. Anwendungsbeispiele für den Mehrmotorenantrieb mit der Funktion des Sammelgetriebes sind der Schneidkopfantrieb an Tunnelvortriebsmaschinen für den Tiefbau, Unterwasserantriebe in der Meerestechnik, Bohrkopfantrieb an Schachtbohranlagen, Bobinenantrieb an Seilbahnmaschinen für Material- und Personentransport, wobei die Einbeziehung in einen elektrohydraulischen Antriebsregelkreis Differenzdrehzahl- oder Schlupfüberwachung sicherstellt (H 3000 PV mit DELKOMP-Steuerung, Düsterloh [372]).

Radialkolbenmotor, innen beaufschlagt (Konstant-/Schaltmotor); Nr. 13, Tab. 3.1.

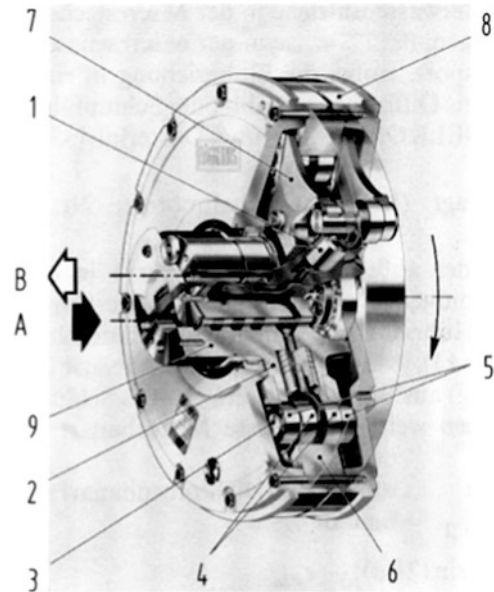
Wirkungsweise Die Gliederung der außen liegenden Hubkurve in eine Vielzahl von Kurvenabschnitten ermöglicht es beim außen abgestützten Radialkolbenmotor, bei begrenztem Hubraum im kompakten Zylinderblock und entsprechender Zylinderzahl (8 bis 15), jeden Kolben mehrere Arbeitshübe je Wellenumdrehung (Mehrfachfüllung) ausführen zu lassen. Großes Schluckvolumen bezogen auf das Bauvolumen weist daher diese Motorbauart als Langsamläufer aus.

Die der Getriebeart *Kurvengetriebe* zuzuordnende Radialkolbenbauart mit dem Kolbenweg entsprechend der höheren Sinoide

$$s_K(\varphi) = (kS/\pi) \{ \varphi - [1/(2k)] \sin(2k\varphi) \} - r_{\min},$$

Abbildung 3.92, gleicht der einhubigen Radialkolbenpumpe, innen beaufschlagte Bauart, Abb. 3.37. Allerdings wendet man bei Umkehr von An- und Abtrieb nur die Mehrkurvenbauart an, um beim Radialkolbenmotor mittels Mehrfachfüllung das Drehmoment vergrößern zu können (Hochmomentmotor). Zur Beherrschung der hohen Kraftdichte sind bei der Gestaltung der Kraftleitungszonen besondere Anforderungen zu erfüllen. Die tribologische Beanspruchung im Kurvengelenk lässt sich mittels Gestaltabwandlung

Abb. 3.97 Radialkolbenmotor, außen abgestützt, in der Variante Kurvengetriebe mit rotierendem Gehäuse (Viking Ser. 43, Hägglunds)

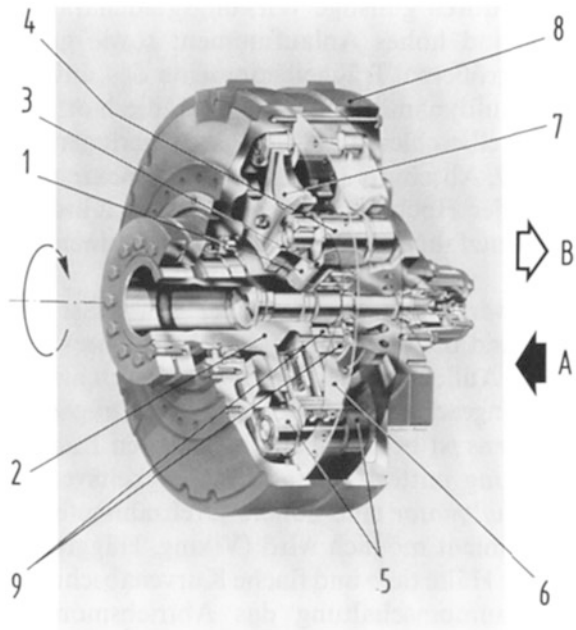


der Kolbenabstützung herabsetzen. Fügt man eine Rolle als Zwischenglied in das kraftschlüssige Elementenpaar „Kurven-/Eingriffsglied“ ein, leitet man die Stützkraft F_S über Rollenstößel auf die Hubkurve. An die Stelle des Gleitens tritt das Wälzen als vorherrschende Bewegungsform im Tribosystem, und man gelangt zum Wälzkurvengetriebe. Bei diesem entsteht nur geringe Gleitreibung, die sich auf verbleibende mikroskopische Gleitanteile (Mikroschlupf) reduziert, mit denen Wälzen stets verbunden ist. Um die Reibung zu verringern und die Betriebssicherheit zu erhöhen, sind die Triebelemente kinematisch überbestimmungsfrei jeweils einer Hauptfunktion zuzuordnen. Der Kolben ist von der großen Querkraft entlastet, indem die Kolbenbauart mit Kreuzkopfführung, Abb. 3.38c, verwendet wird. Die Tangentialkraft F_{\tan} stützt sich mittels Gleitsteins auf die Führungskulisse (Radialschlitz) im Zylinderblock ab. Die Gleitreibung im Schubgelenk setzt man für alle Betriebszustände, insbesondere beim Anlauf, herab, indem man die Führungsbahnen mit Bronze-Gleitplättchen auskleidet (System Hydrobase, Poclain Hydraulics Bauart H und S, [373, 374]).

Nach einer anderen Lösung werden die Kolben 1 des Zylinderblocks 2 mittels Schubstange an einen Rollenträger 3 angeschlossen, der als verlängerter Zapfen zwei wälzgelagerte Rollenpaare 5 aufnimmt. Beide Gelenkkraftkomponenten lassen sich so mittels Wälzkontakts durch voneinander abgegrenzte Funktionsträger übertragen. Innen befinden sich die größer bemessenen Stößelrollen 4, außen die Führungsrollen 5, Abb. 3.97.

Die Stößelrollen leiten die Stützkraft F_S auf die mit dem Gehäuse verschraubte Hubkurve (Kurvenring) 6, die Führungsrollen übertragen die Tangentialkraft F_{\tan} auf die an den Zylinderblock angeflanschte Führungskulisse 7. Dieser Variante liegt die Triebwerkordnung mit umlaufender Hubkurve und feststehendem Zylinderblock 2 zugrunde. Das

Abb. 3.98 Radialkolbenmotor, außen abgestützt, in der Variante Kurvengetriebe mit rotierendem Zylinderblock (Marathon MA 200, Hägglunds)



rotierende Gehäuse stellt mit zwei Flanschbunden am rückwärtigen Gehäuseteil 8 das Abtriebsglied dar und stützt sich über ein Rillenkugellagerpaar am Zylinderblock ab. Wegen vollständigen Kraftausgleichs (ausbalancierter Rotor) haben die radial entlasteten Wälzlager (vorderes und hinteres Hauptlager) lediglich Zusatzkräfte reibungsarm aufzunehmen. Die Ein- und Auslasssteuerung (Umsteuerung) erfolgt über radial durchströmte Steuernuten des innen liegenden Steuerzapfens (Steuerteil) 9, der als triebwellenbetätigter Drehschieber über Sicherheitskupplung mit dem rotierenden Gehäuse 8 verbunden ist (Viking, Hägglunds [375–381]).

Einer Variante des oberen Leistungsbereichs liegt bei sonstgleich bleibender Lösung die Anordnung mit feststehender Hubkurve (Nockenring) 6 zugrunde, die mit dem ruhenden Gehäuse 8 verschraubt ist, während der umlaufende Zylinderblock 2 mit integrierter Hohlwelle und kraftschlüssiger Welle-Nabe-Verbindung das Abtriebsglied darstellt, Abb. 3.98.

Der Zylinderblock 2 stützt sich im Gehäuse 8 und im steuerseitigen Deckel (Anschlussblock) über radial entlastete Wälzlager hoher Tragkraft (Rollenkombination) ab, die auch große Zusatzkräfte reibungsarm aufnehmen können. Um die Reibung in den Elementpaarungen zu verringern, erfolgt die Übertragung der Gelenkkräfte wiederum mittels Wälzkontakt. Die Tangentialkraft F_{tan} nehmen Rollenlager 5 in der Führungskulisse (Führungsplatte) 7 auf, die mit dem Zylinderblock 2 verschraubt ist. Die Stützkraft F_S des querkraft- und momentfreien Kolbens 1 wird zwar ebenfalls über Rollenstößel in die Hubkurve 6 eingeleitet. Wegen hoher örtlicher Kraftdichte ist jedoch die Rolle zum Wälz-

gelenk abgewandelt. Letzteres besteht aus dem zylinderförmigen Rollkörper (Nockenrolle) 4 und dem flächenförmig berührenden Stützkörper, der als halbschalig umschließende Lagerbuchse 3 dient und Relativbewegung nur unter Gleiten zulässt. Die Gleitreibung kann für alle Betriebszustände, insbesondere beim Anlauf, gemindert werden, indem man die Lagerbuchse mit einer Schale aus Gleitwerkstoff auskleidet. Die Ein-/Auslasssteuerung (Umsteuerung) erfolgt hier axial über triebwellenbetätigten Planschieber (Axialschieber) 9, der mit dem rotierenden Zylinderblock verbunden und selbsttätig spielnachstellend ist (Marathon, Hägglunds [382–384]).

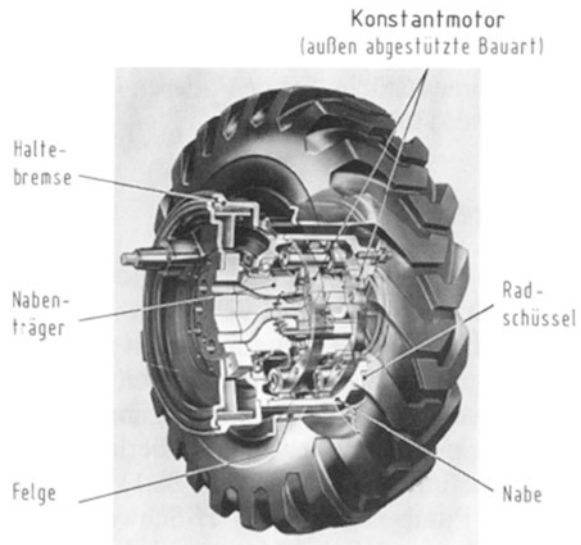
Konstruktive Neuerungen Die kompakte Bauweise einer neuen Baureihe vereint extrem hohe Leistungsdichte und sehr gutes Anlauf- und Langsamlaufverhalten auf sich. Bei niedrigen Drehzahlen (bis $n = (125 \dots 32) \text{ min}^{-1}$), hohen Drehmomenten (bis $T_e = (79 \dots 280) \text{ kNm}$), hohem Betriebsdruck ($p_1 = 350 \text{ bar}$) kleinerer Außendurchmesser und kleineres Trägheitsmoment als bewährte Bauformen (Marathon MA und Compact CA). Die neue Bauform kennzeichnet daher begrenzter Einbauraum, relativ gute Anlaufdynamik, große Robustheit gegenüber schlagartigen Belastungen. Hierdurch eröffnet sich dem auf die Welle aufsteckbaren, über Vielkeilverzahnung oder Schrumpfscheiben mit dieser zu verbindenden Langsamläufe der Einsatz für industrielle Anwendungen unter rauen Betriebsbedingungen, etwa der Aufbereitungs-, Entsorgungs- und Hüttentechnik (Compact CB, Hägglunds [385, 386]).

Diese Motorbauart zeichnet sich durch günstige Wirkungsgradcharakteristik im unteren Drehzahlbereich und hohes Anlaufmoment sowie gutes Langsamlaufverhalten aus. Wegen größeren Trägheitsmoments des außen liegenden Kurventrägers ist die Anlaufdynamik, messbar durch die Normalanlaufzeit $t_{A,n}$ oder die Anlaufwinkelbeschleunigung α_0 , weit geringer als beim Innenexzentermotor, Tab. 3.9, Abschn. 3.2.4.1. Der Außenexzentermotor ist folglich ein langsam laufender Hochmomentmotor, der sich als getriebeloser Direktantrieb schwerer Nutzfahrzeuge oder Arbeitsmaschinen bevorzugt eignet.

Stationärhydraulik Da bei Schwerantrieben mit großer Masselast die Motorträgheit vernachlässigbar ist und die Getriebeträgheit beim Direktantrieb ohnehin entfällt, setzt man den Außenexzentermotor des Öfteren als beschleunigenden Reversierantrieb ein, ungeachtet seiner höheren Motorträgheit.

Die Änderung des Schluckvolumens ist beim außen abgestützten Radialkolbenmotor durch Kolbenabschaltung mittels Zweigeschwindigkeitsventils zu verwirklichen, so dass für den *Schaltmotor* eine höhere Drehzahlstufe bei entsprechend untersetztem Motormoment möglich wird (Viking, Hägglunds [376–381]). Weist die Hubkurve je zur Hälfte tiefe und flache Kurvenabschnitte auf, kann durch integrierte Hubraumumschaltung das Abtriebsmoment unterschiedlichen Geschwindigkeitsbereichen, z. B. für Leer- und Lastlauf, stufenweise angepasst werden (Hydrobase, Poclain Hydraulics [373, 374]). Ein weiteres Prinzip, das Motormoment stufenweise zu vergrößern, folgt aus dem Mehrstrommotor, etwa als Zweikreisystem durch Zusammenfügen zweier Einzelmotoren (Tandemmotor) auf durchgehendem Wellenstrang (HYDREX-HMS Flender [387–389]).

Abb. 3.99 Radialkolbenmotor, außen abgestützt, in der Variante „Kurvengetriebe“ als Radmotor (Radnabenmotor Ser. 12, Hägglunds)



Mobilhydraulik Einen Verstellmotor lässt die Außenexzenterbauart wegen des Mehrhubprinzips zwar nicht zu, allerdings kann auch der Konstant- bzw. Schaltmotor in Nullhubstellung betrieben, somit als *Freilauf* eingesetzt werden. Hierfür bringt man die Arbeitsanschlüsse mittels Wegeventils für 3 Schaltstellungen in drucklose Mittelstellung. Über die Leckölleitung werden die Kolben beaufschlagt und zurückgezogen, so dass die Rollenstößel von der Hubkurve abheben (Viking, Hägglunds; HM Renold [390]; MCR, Bosch Rexroth []). Ein anderes Lösungsprinzip führt den Kolbenrückzug nicht hydraulisch durch Vorspanndruck im Gehäuse, sondern mechanisch durch Federkraft herbei. Die Rollen sind über vorgespannte Zugfedern elastisch gekoppelt. Im drucklosen Zustand „Auskuppeln“ zieht die Vorspannkraft die Kolben zurück, so dass die Rollen außer Eingriff geraten und die Hubkurve frei mitläuft (Hydrobase H und S, Poclairn Hydraulics [373]; Black Bruin, Bucher [391]).

Die Triebwerkanordnung der umlaufenden Hubkurve bei feststehendem Zylinderblock lässt sich in der Bauform *Radmotor* vorteilhaft als Einzelradantrieb nutzen. Hierfür braucht die Radschüssel des Antriebsrads nur mit dem rotierenden Gehäuse als treibende Nabe verschraubt zu werden, Abb. 3.99.

Der Radialkolbenmotor erscheint wegen der Scheibenform seines Gehäuses mit der Einbaubegrenzung in der Radnabe kaum vereinbar. Dagegen weist der Axialkolbenmotor mit seiner Zylinderform, vorweg die gut in den Nabenträger integrierbare Schrägscheibenbauart, einen besonders kleinen Einbaudurchmesser auf (Kompaktbauweise in Topfform). Andererseits ist der Schnellläufer mit ggf. zusammengesetztem Planetengetriebe zu kombinieren (Radgetriebemotor), um ausreichendes Radmoment zu erzeugen. Der außen abgestützte Radialkolbenmotor erweist sich demgegenüber als Direktantrieb, der auf Grund seines kleinen leistungsbezogenen Gewichts die Forderung nach hohem Radmoment mit

den begrenzenden räumlichen Bedingungen des Felgenfreiraums zu vereinbaren vermag. Der Langsamläufer eignet sich als Hochmoment-Radmotor mittleren bis großen Nabendurchmessers insbesondere für schwere Nutzfahrzeuge, wobei wegen des entfallenden Radnabengetriebes ein verringerter Bauaufwand gegeben ist. Der Betrieb als Schaltmotor für zwei Drehzahlstufen einschließlich Freilaufbetriebs und hydrostatischen Bremsens ermöglicht die Anpassung an wechselnde Fahrzustände. Die hydrostatische Bremse (Betriebsbremse) kann durch eine hydrostatisch gelüftete Trommel- oder Scheibenbremse (mechanische Sicherheits- oder Haltebremse) ergänzt werden, die mit Nabenträger und Nabe des Radmotors stirnseitig verbunden ist. Die Achsfreiheit des Einzelradantriebs lässt die Nutzung des Radzwischenraums zu, z. B. bei Container-Hubfahrzeugen oder Gabelstaplern mit einziehbarem Hubmast [297, 373, 374, 378, 390, 391].

Kenngrößen dieser Motorarten enthält Tab. 3.11.

Einsatzbereich *Offener und geschlossener Kreislauf.*

Für niedrige Drehzahlen ($n = (1 \dots 56 \text{ bzw. } 200) \text{ min}^{-1}$), hohe Drehmomente ($T_e = (9 \dots 150 \text{ bzw. } 280, 560) \text{ kNm}$), wegen scheibenförmiger Struktur bei begrenzter Baulänge, hohem Betriebsdruck ($p_1 = (250 \dots 350) \text{ bar}$), günstiger Wirkungsgradcharakteristik bei sehr gutem Anlauf- und Langsamlaufverhalten, ausreichender Anlaufdynamik für stoßfreies Reversieren, in der Bauform Flanschbefestigung für kupplungslose Aufsteckmontage, verwindungsfreie Verankerung durch Drehmomentstütze, für den oberen Leistungsbereich ($P_m = (110 \dots 395 \text{ bzw. } 586, 1465) \text{ kW}$).

3.3 Hydraulische Schwenkmotoren

Hydraulische Schwenkmotoren (Drehantriebe) sind Energieumformer, die rotatorische mechanische Energie an der Motorwelle abgeben.

Weist man einer Ventilbaugruppe entsprechende Steueraufgaben zu, erfüllt der H-Schwenkmotor Bewegungsaufgaben, die sich von denen des sich gleichsinnig drehenden Antriebs unterscheiden. Die Drehbewegung am Abtrieb bleibt zwar erhalten, ggf. mit einer Schubbewegung überlagert, die Verknüpfung der Gliedlagen (Getriebefunktion VDI 2727 Bl. 1) zwischen generatorischem Getriebeteil (Winkel Pumpenwelle) und H-Schwenkmotor (Winkel Motorwelle) bzw. Dreh-Hubzylinder (Winkel Motorwelle kombiniert mit Weg Kolbenstange) ist jedoch steuerbar derart, dass sich abweichend von gleichsinnig linearer Drehbewegung (Getriebefunktion D2) mehrfunktionale Zusammenhänge zwischen mechanischem Ein- und Ausgang ergeben und aufeinander folgende Bewegungszyklen verwirklichen lassen.

Als **mechanischer Ausgang** des hydrostatischen Antriebs

- führt der H-Schwenkmotor durch Umsteuern und Aussetzen die Abtriebsbewegung „*wechselsinnig Drehen mit Rast*“ aus. Im Gegensatz zum H-Motor ist der Drehwinkel (Drehhub) begrenzt, mithin sind nur solche Drehbewegungen mit Rast und Umkehr

Tab. 3.14 Systematik der Schwenkmotorbauarten im Sinne eines getriebetechnischen Konstruktionskatalogs nach VDI 2222 Bl. 2 und VDI 2727 Bl. 1; Zugriffsteil mit den Merkmalen max. Schwenkwinkel φ_{\max} und Abtriebsmoment T_e^M ; Erläuterung des Zugriffsteils siehe Abschnitt 3.3.3, des Gliederungsteils siehe Abschnitt 3.3.4, des Hauptteils siehe Abschnitt 3.3.5–6

Gliederungsteil „Hydraulische Drehwinkelerzeuger“ (motorischer Getriebeteil)		Hauptteil		Zugriffsteil			
nach VDI 2127, 2727 (kinematische Kette)		Schwenkmotor - Bauart	Graph. Symbol DIN ISO 1219 Teil 1 Prinzipbild	Kenngrößen für hydr. Schwenkmotore Schwenkwinkel φ_{\max} in ° Abtriebsmoment T_e^M in Nm			
Energieumformer für wechselseitige Drehbewegung mit Rast (rückkehrend, aussetzend) hydraulische Schwenkmotoren	Drehkolbenmaschine Drehtzylinder	Schlucvkovang in Umfangsrichtung des Verdrängers	Kammer-system	Drehflügel-schwenk-motor		90 ... 270 (310) ... 96 000	
			zu Achslage Versatz senkrecht zur Schubrichtung parallel	Getriebeart	Ein-kolben-		90 ... 360 (720) ... 350 000
	Schubkolben mit Umlenkmechanismus Kolbenschenkmotoren	Kolbenbewegung senkrecht zur Abtriebsachse	Zahnstangen-radtrieb	Zahnstangen-schwenk-motor	Doppel-kolben-		90 ... 360 (720) ... 600 000 (4 500 000)
			Kuventrieb raumlicher	Kurvenrollen-schwenk-motor		90 ... 360 ... 6600	
			Wälzschraub-trieb mehrfacher	Kugelgewinde-schwenk-motor		90 ... 360 (720) ... 14 000	
			Schraubtrieb mehrfacher	Steilgewinde-schwenk-motor		90 (45) ... 360 (720) ... 4500 / 7600 (20000)	

(Bewegungsaufgaben „5“ bis „7“, VDI 2727 Bl. 1) realisierbar, die im Schwenkbereich für zwei Volumenstromrichtungen liegen. Die beidseitigen Wegbegrenzungen erfolgen durch inneren oder äußeren Festanschlag, ggf. über Signalglied oder Wegmesssteuerung;

- bildet der H-Schwenkmotor den motorischen Getriebeteil eines *hydraulischen Stellantriebs für Schwenkbewegung*, Tab. 3.14, Abschn. 3.3.1.1 um Arbeitsabläufe variabler

Schrittfolge auszuführen (Bewegungsabläufe mit Funktionsplänen VDI/VDE 3684, Funktionsplan DIN EN 60 848 (IEC 848));

- führt der zum Dreh-Hub-Zylinder erweiterte H-Schwenkmotor durch Umsteuern und Aussetzen die überlagerte Abtriebsbewegung „*wechselsinnig Drehen und Schieben mit Rast*“ aus. Im Gegensatz zum Schraubgetriebe mit Schraubgelenk konstanter Steigung lassen sich Dreh- und Schubbewegung nicht nur gleichsinnig linear zusammensetzen, so dass räumliche Schritt- und Umkehrbewegungen (Bewegungsaufgaben „5“ bis „7“ und „9“ bis „11“, VDI 2727 Bl. 1) erzeugt werden können. Die beidseitigen Wegbegrenzungen erfolgen durch Festanschläge;
- bildet der Dreh-Hub-Zylinder den motorischen Getriebeteil eines *hydraulischen Stellantriebs für kombinierte Schwenk- und Linearbewegung*, Tab. 3.15, Abschn. 3.3.1.1, um komplizierte Arbeitsabläufe variabler Schrittfolge auszuführen (Bewegungsabläufe VDI/VDE 3684, Funktionsplan DIN EN 60 848).

Der H-Schwenkmotor deckt das weite Anwendungsfeld der Drehstellantriebe bzw. der Dreh-Linear-Stellantriebe ab.

3.3.1 Motorkenngrößen

Das Beharrungsverhalten von Schwenkmotoren beschränkt sich auf die mittlere Bewegungsphase des Drehhubes (gleichförmige Schwenkphase). Bezogen auf letztere sind Anlauf- und Bremsphase i. a. klein, so dass hydraulische und mechanische Kenngrößen als Mittelwerte über den Gesamtschwenkwinkel (Drehhub) angegeben werden.

3.3.1.1 Hydraulische Kenngrößen des verlustbehafteten Schwenkmotors

Aus dem Verdrängungsvolumen durch Schwenkwinkel, das als *drehwinkelbezogenes Schluckvolumen*

$$v = V/\varphi \quad (3.110a)$$

angegeben wird und wie die Momentanverdrängung v als differenzielle Kenngröße des fortlaufenden Drehantriebs, (3.74), Abschn. 3.2.3, bezeichnet sei, folgt das *theoretische Schluckvolumen für den maximal zulässigen Schwenkwinkel* φ_{\max} (Füllvolumen)

$$V_i = v\varphi_{\max}. \quad (3.110b)$$

Hieraus ergibt sich für beliebige Gesamtschwenkwinkel φ_0 in geforderter Gesamtschwenkzeit t_0 der *mittlere theoretische Schluckstrom*

$$q_{V_i} = \frac{V_i}{\varphi_{\max}} \frac{\varphi_0}{t_0}, \quad (3.110c)$$

Tab. 3.15 Systematik der Dreh-Hub-Zylinderbauarten im Sinne eines getriebetechnischen Konstruktionskatalogs wie Tab. 3.14; Zugriffsteil mit den kombinierten Merkmalen max. Schwenkwinkel φ_{max} und Abtriebsmoment T_e^M sowie Hub S und Nutzkraft F_e ; Erläuterung wie Tab. 3.14

Gliederungsteil „Hydraulische Drehwinkel- und Huberzeuger“ (motorischer Getriebeteil)		Hauptteil		Zugriffsteil					
nach VDI 2127,2727 (kinematische Kette)		Dreh-Hub-zyli-nd-Bauart	Graph. Symbol DINISO 1219 Teil 1 Prinzipbild	Gelenke Art D1,S1,DS1 Anordnung VDI 2156 DIN 4000 T.27 u.T.59	Kenngrößen für Dreh-Hubzylinder				
				Nr:	Schwenkwinkel φ_{max} in °	Hub S mm	Abtriebsmoment T_e^M Nm	Nutzkraft F_e kN	
Energieumformer für wechselseitige Drehschubbewegung mit Rast (rückkehr,aussetz) Kombination hydraulischer Schwenkmotor / Hydrozylinder (Dreh-Hubzylinder)	Zweifach-Schubkolben mit Umlenkmechanismus Kolbenschwenkmotor gekoppelt mit Linearmotor	Kurventrieb räumlicher	Kurvenrollen-Dreh-Hubzylinder 	„Mechanismus“ Drehgelenk + Schubgelenk + (drehendes Paar) D (Prismenpaar) S	1	90	280	7,5	5
	Schraubtrieb mehrfacher	Stiftgewinde-Dreh-Hubzylinder		Drehgelenk + Schubgelenk + (Zylinderpaar) DS	2	90	300	400	50
					... 360	... 570 (1000)	... 450	... 12	
					... 360	... 1000	... 7600 (20000)	... 2000	

wobei die aus den kinematischen Hauptdaten (φ_0, t_0) folgende *mittlere Winkelgeschwindigkeit*

$$\bar{\omega} = \frac{\Delta\varphi}{\Delta t} = \frac{\varphi_0}{t_0} \tag{3.111a}$$

annähernd der geforderten Winkelgeschwindigkeit in der Schwenkphase, ω_s , gleich ist, sofern Anlauf- und Bremszeit relativ kurz sind.

Zum Ausgleich des Leckstroms q_{V_s} erhöht sich am Motoreingang der theoretische Schluckstrom q_{V_i} . Mit dem drehwinkelbezogenen Schluckvolumen v und dem volumetrischem Wirkungsgrad η_v , (3.62 a), folgt proportional zur mittleren Winkelgeschwindigkeit ω der *effektive Schluckstrom*

$$q_{V_e} = q_{V_i}/\eta_v = \frac{V_i \varphi_0}{\varphi_{\max} t_0} \frac{1}{\eta_v} = v \bar{\omega} / \eta_v. \quad (3.112a)$$

Für die Praxis (Zahlenwertgleichung):

$$q_{V_e} = 6 \cdot 10^{-2} V_i \varphi_0 / (t_0 \varphi_{\max} \eta_v) = 3,44 v \bar{\omega} / \eta_v \quad (3.112b)$$

mit V in cm^3 , ω in $1/\text{s}$, q_V in l/min , v in $\text{cm}^3/^\circ$, φ in $^\circ$, t in s .

3.3.1.2 Kenngrößen des verlustbehafteten Abtriebs

Verdrängungsarbeit je Drehhub und Abtriebsenergie bis zum maximalen Schwenkwinkel φ_{\max} sind gleich:

$$T_i \varphi_{\max} = W_i = V_i \Delta p,$$

es ergibt sich an der Motorwelle das *mittlere theoretische Motordrehmoment*

$$T_i = \frac{V_i \Delta p}{\varphi_{\max}} = v \Delta p. \quad (3.113)$$

Vermindert man das theoretische Drehmoment T_i um den Drehmomentverlust T_s , erhält man das an der Motorwelle zu entnehmende Abtriebsmoment. Mit der Druckdifferenz des Motors Δp , und dem hydraulisch-mechanischem Wirkungsgrad η_{hm} , (3.66 a), folgt proportional zum drehwinkelbezogenen Schluckvolumen v das *effektive Motordrehmoment* (Abtriebsmoment)

$$\begin{aligned} T_e &= T_i \eta_{hm} = \frac{V_i \Delta p}{\varphi_{\max}} \eta_{hm} = v \Delta p \eta_{hm} \\ &= \frac{q_{V_i} t_0 \Delta p}{\varphi_0} \eta_{hm} = \frac{q_{V_i}}{\bar{\omega}} \Delta p \eta_{hm}. \end{aligned} \quad (3.114a)$$

Für die Praxis (Zahlenwertgleichung):

$$\begin{aligned} T_e &= 5,73 V_i \Delta p \eta_{hm} / \varphi_{\max} = 5,73 v \Delta p \eta_{hm} \\ &= 95,5 q_{V_i} t_0 \Delta p \eta_{hm} / \varphi_0 = 1,67 q_{V_i} \Delta p / \bar{\omega} \end{aligned} \quad (3.114b)$$

mit T in Nm , V in cm^3 , Δp in bar , φ in $^\circ$, v in $\text{cm}^3/^\circ$, q_V in l/min , t in s , ω in $1/\text{s}$.

Das effektive Motordrehmoment T_e ist abhängig vom Druck Δp , jedoch prinzipbedingt unabhängig von der mittleren Winkelgeschwindigkeit $\bar{\omega}$.

Das Produkt aus effektivem Schluckstrom q_{V_e} und Druckabfall (Druckdifferenz des Schwenkmotors) Δp ergibt die vom Fluid übertragene und zwischen den Leitungsanschlüssen aufzunehmende hydraulische Leistung P_h entsprechend (3.68 a), Abschn. 3.2.1.4.

An die Arbeitsmaschine gibt die Motorwelle längs des Arbeitshubs die Motorleistung P_m , (3.115a), ab.

Sind die hydraulischen Kenngrößen am Motoreingang q_{V_e} und Δp , also P_h und der die Verlustleistung P_s berücksichtigende Gesamtwirkungsgrad η_t , (3.71a), gegeben, bestimmen sich die gemittelten Kenngrößen des Abtriebs an der Motorwelle: *Motorleistung*

$$P_m^M = P_h \eta_t = q_{V_e} \Delta p \eta_t = \bar{\omega} T_e, \quad (3.115a)$$

effektives Motordrehmoment

$$T_e^M = \frac{P_h \eta_t}{\bar{\omega}} = \frac{q_{V_e} \Delta p}{\bar{\omega}} \eta_t = \frac{P_m}{\bar{\omega}}. \quad (3.116a)$$

Für die Praxis (Zahlenwertgleichungen):

$$P_m = q_{V_e} \Delta p \eta_t / 600 = 10^{-3} \bar{\omega} T_e \quad (3.115b)$$

$$T_e = 1,67 q_{V_e} \Delta p \eta_t / \bar{\omega} = 10^3 P_m / \bar{\omega} \quad (3.116b)$$

mit P in kW, T in Nm, q_V in l/min, Δp in bar, ω in 1/s.

3.3.2 Dynamisches Verhalten: *Bewegungsphasen, dynamische Kenngrößen, Bremsphase*

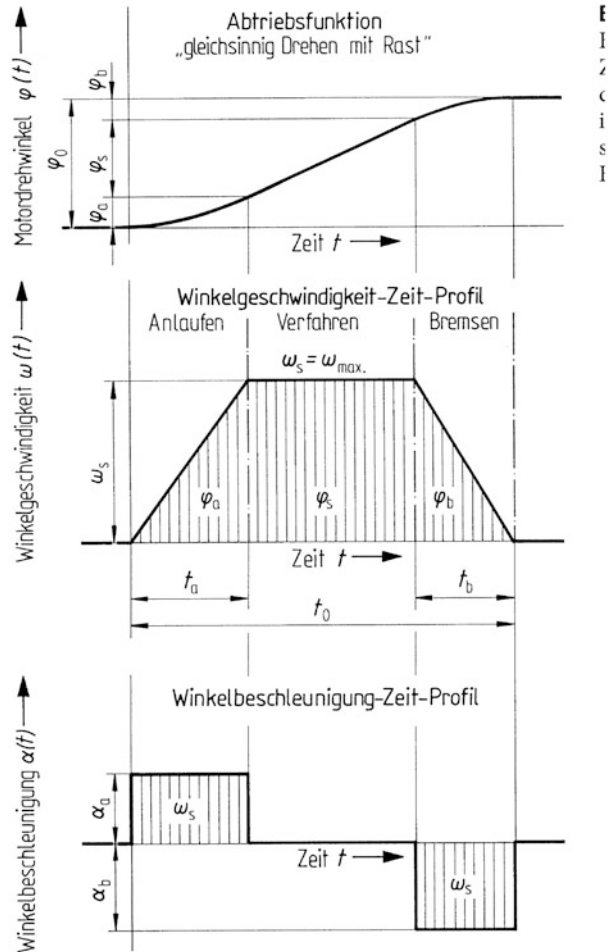
3.3.2.1 Bewegungsphasen und dynamische Kenngrößen

Der hydraulische Schwenkmotor vollführt aufeinander folgende Bewegungszyklen mit ständigen Drehrichtungsänderungen. Beschränkt man sich auf den durch Start und Stop begrenzten Bewegungsabschnitt in einer Drehrichtung (z. B. Drehhub als Arbeitsweg oder Rückdrehhub als Leerweg) folgt „gleichsinniges Drehen mit Rast(en)“ als Bewegungsablauf der Motorwelle. Diese Abtriebsfunktion des Drehstellantriebs gliedert sich i. Allg. in *drei Bewegungsphasen*:

- Anlaufphase (Beschleunigen) oder Rast-in-Konstante Geschwindigkeit-Bewegung (R-G),
- gleichförmige Schwenkphase oder Konstante Geschwindigkeit-Bewegung (G),
- Bremsphase (Verzögern) oder Konstante Geschwindigkeit-in-Rast-Bewegung (G-R).

Ist bei formschlüssiger Erzeugung der Abtriebsbewegung durch mechanische Leistungsübertragung der geometrische Zusammenhang zur Antriebsbewegung herzustellen (Bewegungsgesetz, Übertragungsfunktion VDI 2143 Bl. 1), insbesondere bei Kurvengetrieben

Abb. 3.100 Kennzeichnender Bewegungsablauf über der Zeit (Bewegungsprofil) für drehende Antriebe mit den idealisierten Bewegungsphasen Anlaufen, Verfahren und Bremsen



auf ruck- und stoßfreies Beschleunigungsverhalten in den Übergängen der Bewegungsabschnitte zu achten (VDI 2143 Bl. 2), genügt es bei hydrostatischer Leistungsübertragung, die durch Steuerung zu verwirklichende Antriebsfunktion darzustellen. Es wird also lediglich der zeitabhängige Bewegungsablauf der Motorwelle vorgegeben. Vereinfachend legt man bei flüssigkeitsgebundener Energieform der Bewegungserzeugung durch Volumenschluss gleichmäßig beschleunigte Drehbewegung für Anlauf und Bremsen zu Grunde. Hieraus folgt das für drehende Positionier- und Taktantriebe kennzeichnende Winkelgeschwindigkeit-Zeit-Profil (ω , t -Diagramm), nach dem sich in der Anlaufphase die Winkelgeschwindigkeit ω bis zur geforderten linear erhöht (maximale Verfahrensgeschwindigkeit ω_{\max}), in der Schwenkphase konstant bleibt, schließlich in der Bremsphase linear auf Null abfällt, Abb. 3.100.

Die **kinematischen Größen** in den Randpunkten der Bewegungsphasen ergeben sich wie folgt.

Dem ω , t -Diagramm entnimmt man die konstante Winkelgeschwindigkeit in der Schwenkphase $t_a \leq t \leq (t_0 - t_b)$:

$$\omega_s = \omega(t_a) = \frac{2\varphi_a}{t_a} = \omega_{\max}; \quad \omega_s = \omega(t_0 - t_b) = \frac{2\varphi_b}{t_b} = \omega_{\max} \quad (3.117a)$$

als *maximale Verfahrensgeschwindigkeit* ω_{\max} . Aus dem α , t -Diagramm ergibt sich ferner

$$\omega_s = \alpha_a t_a = \alpha_b t_b, \quad (3.117b)$$

so dass man die konstanten Winkelbeschleunigungen als

Winkelbeschleunigung in der Anlaufphase $0 \leq t \leq t_a$

$$\alpha_a = \alpha(t_a) = \frac{\omega_s}{t_a} = \frac{2\varphi_a}{t_a^2} = \frac{\omega_s^2}{2\varphi_a} \quad (3.118)$$

oder als Winkelverzögerung in der Bremsphase $(t_0 - t_b) \leq t \leq t_0$ erhält:

$$\alpha_b = \alpha(t_0 - t_b) = \frac{\omega_s}{t_b} = \frac{2\varphi_b}{t_b^2} = \frac{\omega_s^2}{2\varphi_b}. \quad (3.119)$$

Hierin sind

φ_a Beschleunigungswinkel	t_a Beschleunigungszeit
φ_b Verzögerungswinkel	t_b Verzögerungszeit
φ_s Schwenkwinkel	t_s Schwenkzeit
φ_0 Gesamtschwenkwinkel(Drehhub)	t_0 Gesamtschwenkzeit(Hubzeit)
$\varphi_0 = \varphi_a + \varphi_s + \varphi_b$ (3-128a);	$t_0 = t_a + t_s + t_b$ (3-129a).

An die meisten Drehstantriebe wird die Forderung nach maximal erreichbarer Fahr-geschwindigkeit gestellt, wenn Drehhub und Hubzeit vorgegeben sind. Beschleunigungs- und Verzögerungszeit sind wählbar, wobei man die Werte $t_a = t_b = (100 \dots 500)$ ms anstrebt, um bei Taktantrieben zeitoptimale Positionierung zu verwirklichen.

Bei speziellen Bewegungsaufgaben, nach denen z. B. der Arbeitsweg in kürzester Gesamtschwenkzeit zurückzulegen ist, kann die Schwenkphase mit konstanter Ver-fahrensgeschwindigkeit ganz entfallen. Zeitoptimal ist für den Hochgeschwindigkeits-Schwenkantrieb eine Abtriebsfunktion, bei der die maximale Winkelgeschwindigkeit in den Wendepunkt des φ , t -Diagramms von Beschleunigungs- zu Verzögerungsphase fällt

$$\varphi_0 = \varphi_a + \varphi_b, \quad (3.120b)$$

$$t_0 = t_a + t_b. \quad (3.121b)$$

Die kinematischen Größen führen zu den **dynamischen Kenngrößen des hydrostatischen Antriebs**. In der Anlaufphase gelten die für das Anfahren des H-Motors aufgestellten Beziehungen, Abschn. 3.2.4. Steht nicht der Vergleich verschiedener Schwenkmotorbauarten, sondern die Auslegung der zu projektierenden Hydroanlage im Vordergrund, sind die für den Leerhochlauf geltenden Motorkenngrößen um Parameter der Leitungen sowie des angekoppelten Lastsystems zu ergänzen. So folgt entsprechend (3.93 a) die *Winkelbeschleunigung des Schwenkantriebs*

$$\alpha_a = \frac{\omega_s}{t_a} = \frac{T_{\alpha,a}}{J_m} = \frac{T_0 - T_L}{J_m} = \frac{T_i - T_{s0} - T_L}{J_m} \quad (3.122)$$

aus dem Quotienten Beschleunigungsmoment $T_{\alpha,a}$ durch Trägheitsmoment aller mit der Motorwelle verbundenen Massen, J_m , (3.88). Das Anzugsmoment T_0 ist verfügbares Mindestdrehmoment und ergibt sich aus dem theoretischen Motordrehmoment T_i bei vorhandener Druckdifferenz Δp , vermindert um den bauartabhängigen Drehmomentverlust beim Anfahren aus der Ruhelage T_{s0} , (3.65). Das Anzugsmoment T_0 ist als effektives Motordrehmoment im Stillstand anzugeben oder aus dem theoretischen Motordrehmoment T_i nach (3.67 a) mittels vorzugebenden Drehmomentverlusts beim Anlauf T_{s0} bzw. mittleren hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrads η_{hm} , (3.78 b), (3.82 b), zu ermitteln [392].

Das Trägheitsmoment J_m rührt sowohl vom Schwenkmotor J_t wie von der Arbeitsmaschine als Fremdträgheitsmoment (Lasträgheitsmoment) J_L her, (3.88).

Vergleichbar zur Anlaufzeit t_A des Antriebs, (3.87), erhält man die *Beschleunigungszeit*

$$t_a = \frac{\omega_s}{\alpha_a} = \frac{J_m}{T_{\alpha,a}} \omega_s = \frac{J_m}{T_0 - T_L} \omega_s, \quad (3.123a)$$

die proportional der Winkelgeschwindigkeit in der Schwenkphase ω_s zunimmt. Die Dauer der Beschleunigungsphase t_a lässt sich bei vorgegebenen Lastparametern J_L , T_L über das Beschleunigungsmoment $T_{\alpha,a}$ beeinflussen, indem man das theoretische Motordrehmoment T_i , (3.113), über die Baugröße V_i und/oder den Eingangsdruck p_1 , d. h. mittels des Druckabfalls (Druckdifferenz des Motors Δp), ändert.

In der Bremsphase sinkt die Winkelgeschwindigkeit ω_t von der geforderten ω_s ab, bis die Ruhelage erreicht ist, die gleichmäßige Beschleunigung der Anlaufphase kehrt sich im Wirkungssinn um und kann sich im Fall eines sofortigen Stillstands im Betrag vervielfachen, so dass die *Winkelverzögerung des Schwenkantriebs*

$$\alpha_b = \frac{\omega_s}{t_b} = \frac{T_{\alpha,b}}{J_m} = \frac{T_e - T_L}{J_m}, \quad (3.124)$$

beträchtliche Werte annehmen kann. Man erhält die *Verzögerungszeit*

$$t_b = \frac{\omega_s}{\alpha_b} = \frac{J_m}{T_{\alpha,b}} \omega_s = \frac{J_m}{T_e - T_L} \omega_s. \quad (3.123b)$$

Die Dauer der Verzögerung, t_b , ist der in der Schwenkphase erreichten Winkelgeschwindigkeit ω_s proportional und kann über das Verzögerungsmoment $T_{\alpha,b}$ beeinflusst werden. Das

lässt sich über das Abtriebsmoment T_e (3.114a) aktiv herbeiführen, indem der Wirkungssinn des einzustellenden Druckabfalls Δp , damit zugleich das theoretische Drehmoment nach seinem Vorzeichen umgekehrt ($T_e = -T_i - T_s$) oder zumindesten Druckabfall wie theoretisches Drehmoment mittels drucklosen Umlaufs abgeschaltet werden ($T_e = -T_s$). Wirken im zweiten Fall das der Bewegung entgegengesetzte Reib- und das Lastmoment als alleinige Verzögerungsmomente ($T_{\alpha,b} = -T_s - T_L$), wird dieses im ersten Fall durch ein als Arbeitswiderstand aufzubauendes Drehmoment T_i unterstützt ($T_{\alpha,b} = -T_i - T_s - T_L$). In beiden Fällen wäre allerdings während der gleichsinnigen Drehbewegung ein Steuereingriff erforderlich, den man sich jedoch in der Regel für die Drehrichtungsumkehr in der Endlage vorbehält, um wechselsinnige Drehung zu erzeugen. Die Winkelverzögerung wird daher vorzugsweise passiv durch Endlagendämpfung herbeigeführt, indem man den Rückstrom wegabhängig drosselt. Längs des Dämpfungswegs ist der ansonsten niedrigere Ausgangsdruck höher als der Eingangsdruck ($p_2 > p_1$), so dass sich ein Druckgefälle umgekehrten Wirkungssinnes aufbaut. Es entsteht kurzzeitig ein Höchstdruck auf der Niederdruckseite \hat{p}_2 , zumal Eingangsdruck p_1 wie theoretisches Drehmoment T_i im positiven Wirkungssinn und voller Höhe bis zum Endanschlag bestehen bleiben.

3.3.2.2 Bremsphase mit Endlagendämpfung

Das Abbremsen einer hohen Masselast verursacht einen Druckimpuls, der den Betriebsdruck p_1 kurzzeitig um ein Vielfaches übersteigen kann. Eine sichere Auslegung erfordert daher den Nachweis, dass die Druckspitze auf der Niederdruckseite \hat{p}_2 , genannt *Dämpfungsdruck* p_d , unter dem maximal zulässigen Betriebsdruck $p_{1,\max}$ bleibt:

$$\hat{p}_2 = p_d < p_{1,\max}. \quad (3.125)$$

Der Dämpfungsdruck setzt sich zusammen aus (statischem) Eingangsdruck p_1 und Druckdifferenz infolge Verzögerung Δp_b :

$$p_d = p_1 + \Delta p_b. \quad (3.126)$$

Vernachlässigt man die Verzögerung durch Reibmoment und Lastmoment T_L , liegt der ungünstigste Fall der passiven Winkelverzögerung vor. Es ist dann allein mittels Dämpfung ein Gegenmoment aufzubauen, das dem theoretischen Drehmoment $T_{\alpha,b} = T_i$ entspricht. Nach (3.113) folgt der dynamische Druckanteil, der über die Winkelverzögerung α_b , (3.124) und (3.119), die Druckdifferenz infolge Verzögerung

$$\Delta p_b = \frac{J_m}{v} \alpha_b = \frac{J_m}{v} \frac{\omega_s^2}{2\varphi_d} \quad (3.127a)$$

in einen Ausdruck überführt, der die Beziehung zum Verzögerungswinkel φ_b erkennen lässt. Letzterer wird hier als *Dämpfungswinkel* φ_d bezeichnet.

Der dynamische Druckanteil Δp_b nimmt mit der geforderten Winkelgeschwindigkeit in der Schwenkphase ω_s quadratisch zu und lässt sich bei gegebenem Fremdträgheitsmoment

J_L über die Baugröße V_i und den Konstruktionsparameter Dämpfungswinkel φ_d beeinflussen. Der Dämpfungsdruck p_d hängt ferner von der Höhe des Eingangsdrucks p_1 , d. h. vom Druckabfall Δp bzw. dem Lastmoment T_L , als weiterem Lastparameter ab [392, 393, 394].

Für die Praxis (Zahlenwertgleichung):

$$\Delta p_b = 1,75 \cdot 10^{-1} \varphi_{\max} J_m \alpha_b / V_i = 5 J_m \omega_s^2 / (\nu \varphi_d) \quad (3.127b)$$

mit Δp in bar, φ in $^\circ$, J in kgm^2 , V in cm^3 , α in $1/\text{s}^2$, ω in $1/\text{s}$, ν in cm^3/s .

Hinweise für die Praxis

Kurze Verzögerungszeit t_b , (3.125), in der Bremsphase kann Schäden durch stoßartige Beanspruchung am Triebwerk des Schwenkmotors wie an der Anschlusskonstruktion nach sich ziehen. Die Auswirkung hoher Winkelverzögerung α_b , (3.124), auf den Dämpfungsdruck p_d , (3.127a), ist daraufhin zu überprüfen, dass der maximal zulässige Betriebsdruck nicht überschritten wird, (3.125). Beim Schwenkmotor für hohe Winkelgeschwindigkeit ω_s oder mit großer Masselast (Fremdträgheitsmoment J_L) sind Druckbegrenzungsventile zur Überlastsicherung vorzusehen, ggf. der serienmäßig vorgegebene Dämpfungswinkel $\varphi_d = (10 \dots 12)^\circ$, (3.119), (3.127), mittels eines extern einstellbaren, wegabhängig gesteuerten Drosselventils so zu vergrößern, dass weiches Abbremsen erreicht wird, Abb. 3.103c, Abschn. 3.3.4.

Kurze Beschleunigungszeit t_a , (3.123), in der Anlaufphase oder Lastschwankungen an der Arbeitsmaschine in der Schwenkphase regen den Schwenkantrieb zu Schwingungen an. Die Auswirkungen hoher Winkelbeschleunigung α_a , (3.122), bzw. von Drehmoment- und Druckschwankungen werden von den dynamischen Eigenschaften des Schwenkantriebs bestimmt.

Für die schwingungsabwehrgerechte Auslegung sind daher dynamische Kennwerte des Antriebs maßgebend, wobei Parameter der Energieübertragung (Leitungsvolumen V_T) sowie des angekoppelten Lastsystems (Fremdträgheitsmoment J_L) einzubeziehen sind. Man gelangt somit vom Kennwert des Schwenkmotors zum Anlagen-Systemkennwert unter Last, insbesondere zur Eigenkreisfrequenz ω_0 des hydrostatischen Antriebs (3.102).

Für die möglichst realitätsnahe Nachbildung des Schwingungsverhaltens hydrostatischer Schwenkantriebe gelten die mathematischen Modelle hydrostatischer Antriebe für H-Motoren, vgl. Simulation hydrostatischer Antriebssysteme, Kap. 7.

3.3.3 Methodische Schwenkmotorauswahl nach Konstruktionskatalog: Schwenkwinkel/Abtriebsmoment

Die Bauarten unterscheiden sich nicht nur in den Gestaltungsmerkmalen des verwirklichten Lösungsprinzips (Verdrängerprinzips), sondern auch in der kennzeichnenden Eigenschaft des maximal zulässigen Drehwinkels sowie des Drehmoments an der Motorwelle. Die Auswahl eines Schwenkmotors vereinfacht sich, wenn man einen **Konstruktionskatalog** (VDI 2222 Bl. 2) nach dem grundsätzlichen Aufbau *getriebetechnischer Konstruktionskataloge* (VDI 2727 Bl. 1) zur Verfügung hat. Dieser bietet für Drehwinkelerzeuger bzw.

Drehwinkel- und Huberzeuger hydraulische Lösungen an. Enthält der Katalog die Kenngrößen *maximaler Schwenkwinkel* φ_{\max} und *Abtriebsmoment* T_e^M (Dauerdrehmoment) als *Zugriffsmerkmale*, lässt sich eine Vorauswahl der Grundbauart treffen, Tab. 3.14, Abschn. 3.3.1.

Je nach Antriebsaufgabe bestimmen sich die Anforderungen nach dem *Hauptmerkmal* [392]

- *Kinematik*, so dass Forderungen an die Schwenkbewegung auf den erreichbaren Schwenkwinkel φ_{\max} als charakteristisches Hauptdatum hinauslaufen, während das i. Allg. niedrige Abtriebsmoment zu den weniger bedeutenden Daten zählt.
- *Kräfte*, so dass Forderungen an die Kraftleitung beim Schwenken sich auf das effektive Ausgangsdrehmoment T_e^M als charakteristisches Hauptdatum beziehen und der Schwenkwinkel zu den nachgeordneten Merkmalen zu rechnen ist. Häufig verknüpft man das Abtriebsmoment mit weiteren Forderungen wie kleinstmögliche Gesamtschwenkzeit t_0 bei gegebenem Gesamtschwenkwinkel φ_0 .

Beim Dreh-Hub-Zylinder ist für beide Hauptmerkmale je ein Hauptdatenpaar, nämlich Schwenkwinkel und Hub sowie Drehmoment und Kraft, angegeben, Tab. 3.15, Abschn. 3.3.1.

Bewertungskriterien lassen sich häufig aus der *Wechselbeziehung einzelner Merkmale* gewinnen, nach denen man die Schwenkmotorauswahl gezielt vornehmen kann.

Die Drehkolbenmaschine ist auf Schwenkwinkel unterhalb der Volldrehung beschränkt, doch verbinden sich bei geringer Flügelkantenreibung und wegen des kleinen Trägheitsmoments günstiger Anlauf und gutes dynamisches Verhalten. Mittels optimierten Dichtungssystems (Kompaktdichtung) ließen sich die bei der Drehflügelbauart auftretenden Reibungs- und Leckverluste herabsetzen, so dass die elektrohydraulisch geregelte Schwenkbewegung möglich wurde. Darüber hinaus weist der Drehzylinder kleines Volumen und einfache Struktur auf. Der höhere Motorwirkungsgrad η_t^M ist nach dem zu erwartendem Ausnutzungsgrad (Einschaltdauer) zu gewichten.

Sind große Schwenkwinkel φ_{\max} , z. T. auch hohe Drehmomente T_e^M , am mechanischen Ausgang zu verwirklichen, fällt die Wahl auf Varianten von aufwändigerer Struktur, die auf den Schubkolbentrieb mit Umlenkmechanismus zurückgehen. Wenngleich spielfreie Übertragung des Drehmoments überwiegend nicht möglich ist, verleiht der Umlenkmechanismus dem Schwenkmotor hohe Laststeife. Den Bereich sehr großer Abtriebsmomente überdeckt die Zahnstangenbauart; sie benötigt jedoch wegen senkrecht versetzter (sich kreuzender) Kolben-/Triebwellenachse großen Einbauraum. Demgegenüber haben die auf koaxialer Anordnung von Kolben und Triebwelle beruhenden Schwenkmotoren einfache Zylinderform des Gehäuses für begrenzten Einbauraum, sind jedoch auf den Bereich mittlerer Abtriebsmomente beschränkt. Im Vergleich zum Kurvengelenk unterliegt das Schraubgelenk geringerer örtlicher Beanspruchungsüberhöhung. Entsprechend wächst das übertragbare Drehmoment von der Kurvenrollen- und Kugelgewindebauart bis hin zur Steilgewindebauart, Tab. 3.14. Bei den Dreh-Hub-Zylindern beschränkt sich die Auswahl auf zwei Varianten des Kolbenschwenkmotors zum Erzeugen der Drehbewegung, während der Zylinder für die Linearbewegung lediglich nach Art der Ankopplung abzuwandeln

ist. Kurvenrollen- und Steilgewindebauart unterscheiden sich hinsichtlich kinematischer Hauptdaten wie Schwenkwinkel φ_{\max} und Hub S kaum, wohl aber in den Kraftgrößen. Der Dreh-/Linearstellantrieb wird daher nach den Zugriffsmerkmalen Abtriebsmoment T_e^M und Nutzkraft F_e ausgewählt, Tab. 3.15.

3.3.4 Schwenkmotorbauarten nach Verdrängerprinzipien: *Dreh-/Schubkolbenmaschinen mit Umlenkmechanismus*

Ord nende Gesichtspunkte strukturieren die Mannigfaltigkeit der Verdrängermaschinenbauarten im Sinne des *Gliederungsteils eines Konstruktionskatalogs* (VDI 2222 Bl. 2). Vergleichbar den H-Motoren, Tab. 3.1, gelten für H-Schwenkmotoren ebenfalls kinematische und fluidtechnische Merkmale. Neben der Wirkbewegung der Verdrängerelemente (Dreh- und Hubkolbenmaschinen) zur Unterscheidung beider Hauptgruppen ist die weitere Gliederung der Kolbenschwenkmotoren nach Achslage des Schubkolbens und Getriebeart des integrierten Umlenkmechanismus möglich. Der Drehzylinder ist nach Schluckrichtung zur Triebwellenachse in Umfangsrichtung festgelegt.

Die Schwenkmotoren sind nach der Art der Hubvolumenbildung so konzipiert, dass sie sich auf Grund ihres guten Anlauf- und Langsamlaufverhaltens sowie ihrer guten Anlaufdynamik als Direktantriebe für Drehstellbewegung eignen. Die Kolbenschwenkmotoren gehen auf die Einzylinder-Verdrängermaschine, kombiniert mit einem mechanischem Getriebe, zurück, das eine wechselsinnige Schiebebewegung am Antrieb (Kolben) in eine wechselsinnige Drehbewegung am Abtrieb umformt (Getriebefunktion S 5, VDI 2727 Bl. 1). Diese Hauptfunktion führt auf mechanische Lösungen, wie sie im getriebetechnischen Konstruktionskatalog „Mechanische Huberzeuger“ (VDI 2727 Bl. 2) zusammengestellt sind, allerdings mit vertauschtem An- und Abtrieb. Nur wenige der dort aufgeführten Getriebe-lösungen sind als Varianten mittels kinematischer Umkehr geeignet, so dass Anpassungskonstruktionen für veränderte Aufgabenstellung entwickelt wurden. Als bevorzugte Getriebearten gelangen Zahnrad-, Kurven- und Schraubgetriebe zum Einsatz, denen außer der Umformung „Schieben in Drehen“ Zusatzaufgaben wie „Übersetzen ins Schnelle“ oder „Vervielfachen des Antriebswegs“ zufallen.

3.3.5 Drehflügel-schwenkmotor: *Zwei-/Vierkammervariante*; Nr. 1, Tab. 3.14

Wirkungsweise Im Gegensatz zu den Hydromotoren nach dem Sperr- oder Treibschiebersystem können bei den Schwenkmotoren nach dem Kammersystem Kolbenflügel (Verdrängerflügel) und Trennsegment (Trennflügel) einander nicht ausweichen, der Drehkolben kann daher keine volle Umdrehung sondern nur eine Drehbewegung zwischen zwei Umkehrlagen (Schwenkbewegung) ausführen.

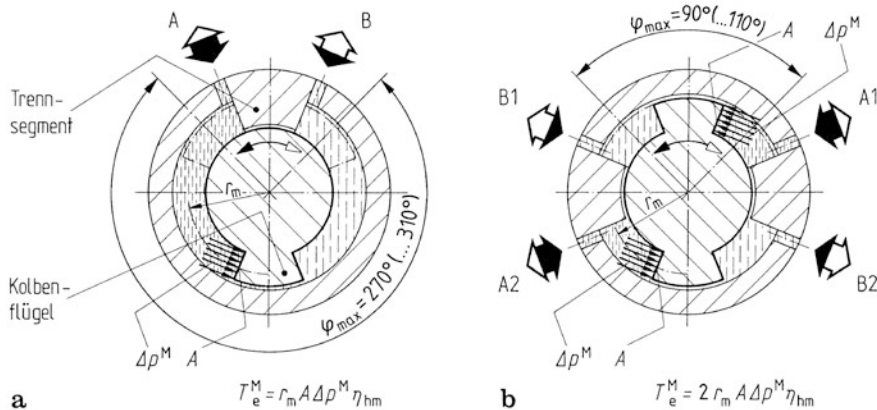


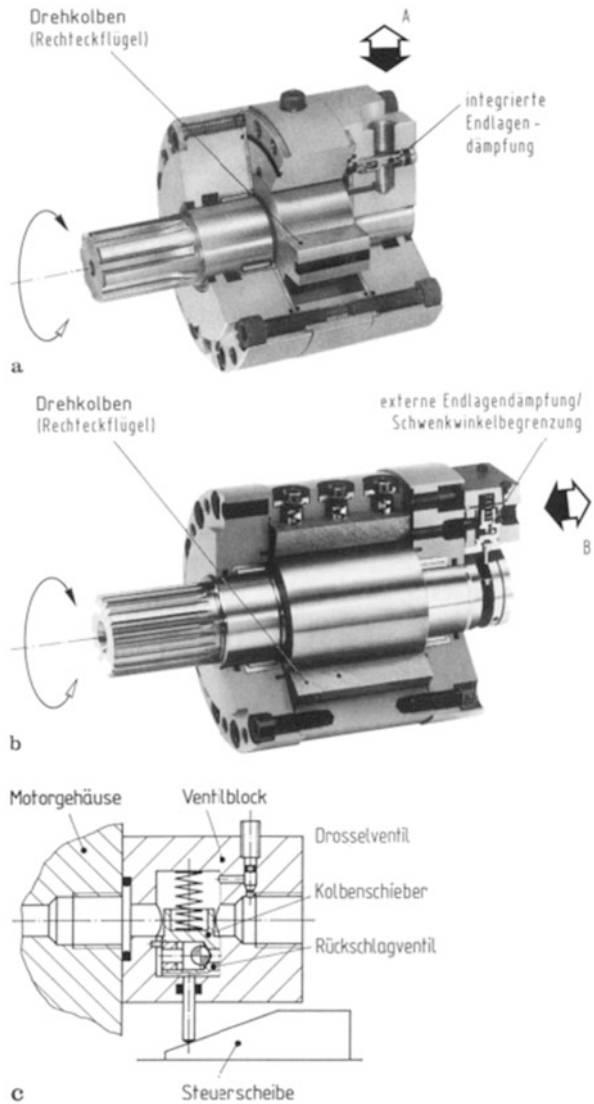
Abb. 3.101 Drehflügelschwenkmotor, Verdrängerprinzip. **a** Zweikammervariante (Einkolbenausführung); **b** Vierkammervariante (Doppelkolbenausführung)

Je kleiner die Zahl der Verdrängerräume, desto größer ist der erreichbare Schwenkwinkel. Die Zweikammervariante mit einem Kolbenflügel, Abb. 3.101a, erlaubt große maximale Schwenkwinkel ($\varphi_{\max} = (270 \dots 290^\circ)$), die einseitig wirkende radiale Druckkraft muss vom Läufer und dessen Lagerung aufgenommen, ein höheres Reibmoment überwunden werden ($\eta_{hm} = 0,9 \dots 0,96$). Mehrkammermotoren erreichen durch Mehrfachfüllung größeres Schluckvolumen, damit höheres Drehmoment, jedoch verringert sich der erreichbare Schwenkwinkel. Auf Grund der symmetrischen Kammeranordnung heben sich die radialen Druckkräfte auf, so dass die Lagerkraft auf den Läufer infolge ungleichmäßigen Lagerdrucks ausgeglichen, das Reibmoment nach dem Prinzip des Kraftausgleichs herabgesetzt wird ($\eta_{hm} = 0,95 \dots 0,98$). Der mit 4 Verdrängerräumen und 2 Kolbenflügeln serienmäßig ausgeführte Mehrkammermotor lässt als Vierkammervariante nur kleinere Schwenkwinkel zu ($\varphi_{\max} = 90^\circ \dots 100^\circ$), Abb. 3.101b.

Beim Drehkolben wirkt der Betriebsdruck in Umfangsrichtung, Kolbenkraft und Drehflügelhub setzen sich unmittelbar in Drehmoment und Drehbewegung um. Großes Verhältnis Wirkfläche „Kolbenflügel“ zu Wirkradius (Hebelarm bezüglich des Druckmittelpunkts) führt auf großes Schluckvolumen bezogen auf das Bauvolumen. Radiale Begrenzung des Verdrängerraums durch konzentrische Kreisbögen (Ringzellen) ergibt drehwinkelabhängige Momentanverdrängung v , (3.74), damit Gleichförmigkeit des Drehmoments über den Schwenkwinkel. Die Ein-/Auslasssteuerung kann wegen nichtumlaufender Verdrängerelemente statt durch Schlitz- nur durch Ventilsteuerung erfolgen.

Erzielbare Kraftdichte und Laufgüte hängen von Gestaltungsmerkmalen wie Kolbenflügelkontur und Dichtungsart bei der Trennung des Druck- und Rücklaufraums ab. Die Variante mit Ovalflügel und einseitig wirkender Lippendichtung (Nutringdichtung) führt auf den Niederdruckmotor ($p_1 < 100$ bar), die Baugröße begrenzt auf mittlere Drehmomente ($T_e < 20$ kNm), Endlagen dürfen nicht durch inneren Anschlag angesteuert werden (z. B. HDK, Südhydraulik [395]; HSKH, Henninger [396]).

Abb. 3.102 Drehflügel-schwenkmotor, Gestaltungsvariante mit Rechteckflügel und festem Spalt (Dreiplattenmotor). **a** Schnittmodell mit integrierter Endlagendämpfung im Gehäuseteil (LDK, Südhydraulik); **b** Schnittmodell mit externer Endlagendämpfung und hydraulischer Schwenkwinkelbegrenzung im angeflanschten Ventilblock (HSE, Hense); **c** Längsschnitt des Ventilblocks nach **b**



Die Variante mit Rechteckflügel vereinfacht die Dichtspaltgeometrie zwischen Drehkolben und Gehäuse (Kapsel) und lässt die Trennung des Spaltraums in Abdichtzonen mit kreisringförmigen und mit planen Wirkflächen zu. Der Radialspalt wird durch die vorgespannte Gleitleistendichtung aus modifiziertem PTFE abgedichtet, deren Einbauraum in der breiten Kante des Kolbenflügels achsparallel angeordnet ist. Der Anpressdruck des Vorspannelements steigt mit dem Betriebsdruck, die Kolbenreibung wird durch die günstige Gleitwerkstoffpaarung gemindert. Der feste Axialspalt lässt sich mittels Dreiplattenbauweise auf enges Spiel einstellen (LDK, Südhydraulik [395]), Abb. 3.102a, oder mittels

Gleitringdichtung bei federgestützter oder betriebsdruckabhängiger Anpressung abdichten (z. B. HYD-RO-AC, Luftfahrt-Technik, [397]; HSE, Hense [398]), Abb. 3.102b.

Das selbstverstärkende Kompaktdichtungssystem sichert druckunabhängiges Dichtverhalten bei günstigem Gleitverhalten, so dass wegen geringen inneren Leck- und Drehmomentverlusts die Grenzleistung des Drehkolben-Kammersystems erhöht werden konnte. Der Einsatz des Drehflügelschwenkmotors hat sich nach den Prinzipien der Aufgabenteilung und der Selbsthilfe bis zum Hochdruckbereich ($p_1 = (200 \dots 300)$ bar) erweitert, damit ist durch wirtschaftliche Baugrößen der Bereich bis zu hohen Drehmomenten ($T_e = (52 \dots 80)$ kNm) abdeckbar. Die Kompaktdichtung verlagert die Dichtzone von der Flanke an die Kante des Kolbenflügels. Der Rechteckflügel kann daher ohne Schädigung der Kammerdichtung mit der Flanke auf inneren mechanischen Endanschlag gefahren, konstruktiver Mehraufwand für einen äußeren Anschlag gespart werden. Der mechanische Anschlag ist die betriebssicherste Drehwinkelbegrenzung. Zur Überlastsicherung des Schwenkmotors wie der Anschlusskonstruktion ist sanftes Anfahren des Endanschlags durch hydraulisches Bremsen unerlässlich. Dies geschieht durch feste oder mit bestimmtem Dämpfungswinkel einstellbare Endlagendämpfung, die als Drossel-Einbauventil in das Gehäuse integriert, Abb. 3.102a, oder über einen nachrüstbaren Ventilblock als externe Endlagendämpfung an das Gehäuse angeflanscht wird, Abb. 3.102b. Dieser Zusatzbaustein enthält ein Fühlerventil mit Taster, wirkend gegen eine Rückstellfeder. Das drosselnde Wegeventil verengt den Rücklaufquerschnitt wegabhängig. Der hydraulische Anschlag tritt bei Verschließen des Rücklaufquerschnitts, also mit Erreichen der Sperr-Endstellung ein. Der Gesamtschwenkwinkel wird über Steuerscheiben am zweiten Wellenende eingestellt. Als Anfahrhilfe aus der Umkehrlage dient ein Sperrventil im Steuerkolben. Die hydraulische Schwenkwinkelbegrenzung ist durch einen Bypass aufhebbar, der mittels verstellbaren Drossel-Einbauventils gleichzeitig zur externen Einstellung der Endlagendämpfung genutzt wird [399, 400].

Ist der Bewegungszyklus mit unterschiedlicher Winkelgeschwindigkeit für Hin- und Rückhub einzustellen, ferner eine Zwischenstellung mit kleiner Positioniertoleranz und Stillstandszeit anzufahren, so kann die Schaltung mit Drosselrückschlagventilen und 4/3-Wegeventil mit verbraucherseitiger Schwimm-Ruhestellung angewendet werden, Abb. 3.103a. Wird das Wegeventil über Signalglied oder Wegmesssteuerung auf Ruhestellung geschaltet, setzt hydraulisches Bremsen über die verstellbare Drossel ein. Bei hoher Winkelgeschwindigkeit ω_s und/oder großem Fremdträgheitsmoment J_L ist die Überlastungssicherung gegenüber überhöhtem Dämpfungsdruck (Druckspitze am Ausgang $\hat{p}_2 = p_d$) außerhalb der Endlagen in der Schaltung mit Druckbegrenzungsventilen berücksichtigt, Abb. 3.103b, die vorteilhaft in einem Ventilblock unmittelbar am Schwenkmotor angebracht werden. Ist das Wegeventil auf Sperr-Ruhestellung geschaltet, wird die Schwenkbewegung über das Druckbegrenzungsventil hydraulisch gebremst. Bei vertikaler Schwenkbewegung tritt mit fallender Masselast ein negatives Lastmoment auf. Hierfür wendet man die Schaltung mit druckabhängig hydraulisch betätigten, verstellbaren Drosselventilen (Senkbremsventilen) an, Abb. 3.103c, um die Last in jeder Position zu sichern und unkontrolliertes Beschleunigen zu verhindern. Will die Triebwelle dem zugeführ-

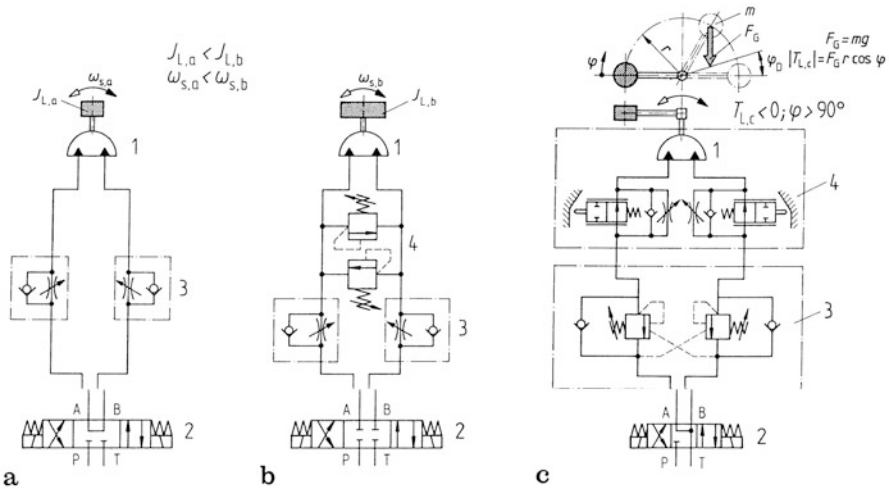


Abb. 3.103 Reversierschaltungen mit Volumenstromsteuerung am hydraulischen Schwenkmotor 1. **a** Für langsame Schwenkbewegung und geringes Fremdrägheitsmoment, Anfahren von Zwischenstellungen und getrennt einzustellender Winkelgeschwindigkeit in beiden Drehrichtungen mittels 4/3-Wegeventils 2, Doppel-Drosselrückschlagventils 3; **b** für schnelle Schwenkbewegung und/oder großes Fremdrägheitsmoment, Anfahren von Zwischenstellungen wie **a** mittels 4/3-Wegeventils 2; Doppel-Drosselrückschlagventils 3, jedoch mit Überlastungssicherung mittels Doppel-Druckbegrenzungsventils 4; **c** für vertikale Schwenkbewegung wie **a** mittels 4/3-Wegeventils 2, jedoch mit Sicherung gegen unkontrollierte Beschleunigung infolge negativen Lastmoments mittels Doppel-Senkbremsventils 3 und mit externer Endlagendämpfung und hydraulischer Schwenkwinkelbegrenzung 4

ten Schluckstrom vorausseilen, drosselt oder schließt der Druckbegrenzungsteil, da der Steuerdruck am Hilfskolben sinkt.

Ist das Halten unter Last in bestimmten Winkelpositionen erforderlich, so führt man entweder den inneren Leckstrom nach, d. h., man greift zur Ventilregelung (Servoschwenkmotor), oder man verspannt die Motorwelle in drucklosem Zustand mechanisch, so beim Bremsschwenkmotor. Der Anpassbaustein „hydraulisch gelüftete Federdruck-Lamellenbremse“ ist auch dann vorzusehen, wenn bei plötzlichem Druckverlust infolge Störung sofortiges Halten oder Halten unter Last über unbestimmte Zeit herbeigeführt werden muss (Sicherheits- oder Feststellbremse). Eine gesonderte Rohrbruchsicherung wird dann entbehrlich [393, 394, 401].

Ventilregelung an der Sekundäreinheit Auf Grund verbesserter Struktur des Tribosystems Drehflügel/Kammer stellt sich ruckgleitfreies Drehen, damit Gleichförmigkeit des Bewegungs- bzw. Drehmomentverlaufs ein, so dass die Einbeziehung des Schwenkmotors in den elektrohydraulischen Antriebsregelkreis möglich ist. Wegen durchgehender Triebwelle lässt sich das 2. Wellenende zur starren Ankopplung eines Messglieds, z. B. eines Drehwinkelmessers nutzen, um die zu regelnde Kenngröße des Abtriebs, z. B. den

Drehwinkel φ (Wellenlage), elektrisch zurückzuführen. Ein elektrisch angesteuertes Stetigventil stellt unmittelbar den Zu- und Abstrom an den Motoranschlüssen ein, so dass der Schwenkmotor konstanten Verdrängungsvolumens als *Servoschwenkmotor in hoch-dynamischer Widerstandssteuerung* arbeitet. Gegenüber der Schubkolbenbauart mit integriertem mechanischen Getriebe weist die Drehkolbenbauart hohe Anlaufdynamik auf, denn auf Grund des fehlenden Umlenkmechanismus' ist das Trägheitsmoment des Schwenkmotors, J_{dry} , klein. Das große Schluckvolumen bezogen auf das Bauvolumen bewirkt hinreichend große hydraulische Drehsteife $c_{h,T}$ (3.95b), damit relativ hohe Eigenkreisfrequenz ω_0 des Schwenkmotors, (3.96a). Die Stabilität wird ferner durch das reibungsarme Dichtungssystem erheblich verbessert. Bei Lagerregelung führt die sprunghafte Nichtlinearität „trockene Reibung“ insbesondere bei kleinen Lageänderungen zur Instabilität. Wegen des fehlenden Umlenkmechanismus' entfällt die schleifenförmige Nichtlinearität „Getriebelose“. Der hydraulische Stellantrieb für Schwenkbewegung ist damit frei von wesentlichen Nichtlinearitäten. Die stetige Drehmoment-Drehwinkel-Kennlinie bringt es neben relativ hoher Anlaufdynamik und Eigenkreisfrequenz mit sich, dass die Drehkolbenbauart in „Widerstandssteuerung“ für komplexe Regelungsaufgaben bevorzugt eingesetzt wird.

Nach *Saffe* [402] verbindet der *Servoschwenkmotor* in Drehkolbenbauart für die Handhabungstechnik zwar den Vorzug extrem hoher Kraftdichte mit dem der direkten Ankopplung, so dass die hydraulische Bewegungserzeugung um Drehachsen an Bewegungsautomaten (Industrierobotern VDI 2860 Bl. 1) auf Grund minimalen Eigengewichts und Bauvolumens dem elektromotorischen Antrieb überlegen ist. Das große eingeschlossene Flüssigkeitsvolumen (großes Anfangsvolumen V_0 , damit herabgesetzte hydraulische Drehsteife $c_{h,T}$ und Eigenkreisfrequenz ω_0 des Motors, (3.95), (3.96)), Leckverlust, nichtlineare Kennlinie und Begrenzung auf kleine zulässige Gesamtschwenkwinkel sind jedoch nachteilig. An Stelle des Schwenkmotors als Direktantrieb verwendet man daher in Industrierobotern den schnellaufenden Servomotor kombiniert mit hochübersetzendem, spielfreien Zwischengetriebe (z. B. Bauarten Cyclo; Harmonic Drive). Mit Hilfe digitaler Regelung und fortgeschrittener Regelungskonzepte konnten Nachteile des direkt antreibenden Servomotors aufgehoben werden, so dass dieser für begrenzten Schwenkwinkelbereich in die vergleichende Bewertung von Rotorantrieben einzubeziehen ist.

Nach *Pritschow* [403] kann sich der elektrohydraulische Roboterantrieb gegenüber dem vorherrschenden elektrischen Stellantrieb dann behaupten, wenn die hohe Kraftdichte im Direktantrieb, also ohne nachgeschaltetes Getriebe genutzt, die kompakte Gelenkachse als modular aufgebauter Baustein verwirklicht werden kann. Der Servoschwenkmotor in Drehflügelbauart bildet mittels Integration von Drehgelenk, Ventil, Messglied und Druckmittelleitung einen selbsttragenden Gelenkantrieb, der in einer kinematischen Kette mitbewegt und über ein starres Glied (Achsverbindungselement) mit einem nachgeordneten Gelenk verbunden werden kann. Ein Drehschieber-Stetigventil wird in die Triebwelle eingebaut und elektrohydraulisch vorgesteuert. Vorsteuerventil und Vorsteueromotor bilden einen inneren Lageregelkreis nach dem Folgekolbenprinzip. Bei Ansteuerung der Hauptstufe durch Schrittmotor entfallen Vorsteuerstufe und direktes Lagemesssystem. Der

Drehmomentverstärker benötigt keine mechanischen Übertragungsglieder und verfügt über die Eigenschaften des hochdynamischen Direktantriebs.

Wendet man nach *Egner* und *Keuper* [404, 405] digitale, nichtlineare Regelung und Identifikationsverfahren für elektrohydraulische Vorschubantriebe an, lassen sich Genauigkeits- und kinematische Kenngrößen für Industrieroboter, etwa Wiederholgenauigkeit beim Positionieren und Verfahrzeit (VDI 2861 Bl. 2), optimieren. Bestehen für mehrere Kenngrößen der Bewegungseinrichtung hohe Anforderungen, indem z. B. hohe geometrische Belastungs- und kinematische Kennwerte als kombinierte Güteanforderung benötigt werden, rückt bei den Achsantrieben die elektrohydraulische Variante in den Vordergrund. So erreicht man mit der kompakten Gelenkachse in Drehflügelbauart gleichzeitig großen Arbeitsbereich hohe Nennlast und Geschwindigkeit mit im Vergleich zur elektromechanischen Variante erheblich geringerer Baugröße und installierter Leistung.

Drehimpulsgeber (Messglied), Drehwinkeleinsteller (Führungssignalbildner) und digitaler Abtastregler (Lageregler) lassen sich als Bausteine für die Signalverarbeitung unmittelbar am Verbraucher zusammenfassen (local intelligence, LI) und am Servoschenkmotor anbringen. Die Basissteuerung ist in Mikroprozessortechnik ausgeführt. Die anzufahrenden Drehwinkel (Sollorientierungen) werden über Tastatur oder Dekadenschalter eingegeben, ferner die geforderte Beschleunigungs- und Verzögerungszeit vorgegeben. Da sich die Druckdifferenz infolge Verzögerung, Δp_b , dem Eingangsdruck p_1 nicht zwangsläufig überlagert, ist die Druckspitze am Ausgang ($\hat{p}_2 = p_d$) durch Regelung vermeidbar. Die Positioniergenauigkeit mit kleinem Drehwinkelfehler ($\varphi_{\text{dev}} < 6^\circ$) kann erreicht werden. Mittels übergeordneter Steuerung, die an die Basissteuerung anzuschließen ist, lässt sich die z. T. aufwändige Anpassung des Signalverarbeitungs- an den Leistungsteil für spezielle Antriebsaufgaben verkürzen. So kann der Servoschenkmotor über speicherprogrammierbare Steuerung (SPS) nach aufgabenspezifischem Steuerprogramm betrieben und als *hydraulische Drehachse in numerisch gesteuerten Arbeitsmaschinen* eingesetzt werden. Der Kompakt-Servoschenkmotor erfüllt somit die Anforderungen zu einen hydraulischen Präzisions-Stellantrieb für Schwenkbewegung (HSL, Hense [406, 407]), Abb. 3.104.

Einsatzbereich *Kreislaufart: offen und geschlossen.*

Für niedrige bis hohe Winkelgeschwindigkeiten, kleine bis mittlere Drehmomente ($T_e = (0,04 \dots 96)$ kNm) bei begrenztem Schwenkwinkel ($\varphi_{\text{max}} < 290^\circ$), wegen einfacher Zylinderform des Gehäuses bei kleinem Einbauraum, mittleren bis hohen Betriebsdruck ($p_1 = (100 \dots 300)$ bar), hoher Anlaufdynamik und guten Anlauf- und Langsamlaufverhaltens in der Bauform Flansch- bzw. Fußbefestigung mit integrierter Endlagendämpfung, Schwenkwinkelbegrenzung, Haltebremse (Sicherheitsbremse), bei hoher Positioniergenauigkeit und Laststeife elektrohydraulisch geregelt als Servoschenkmotor.

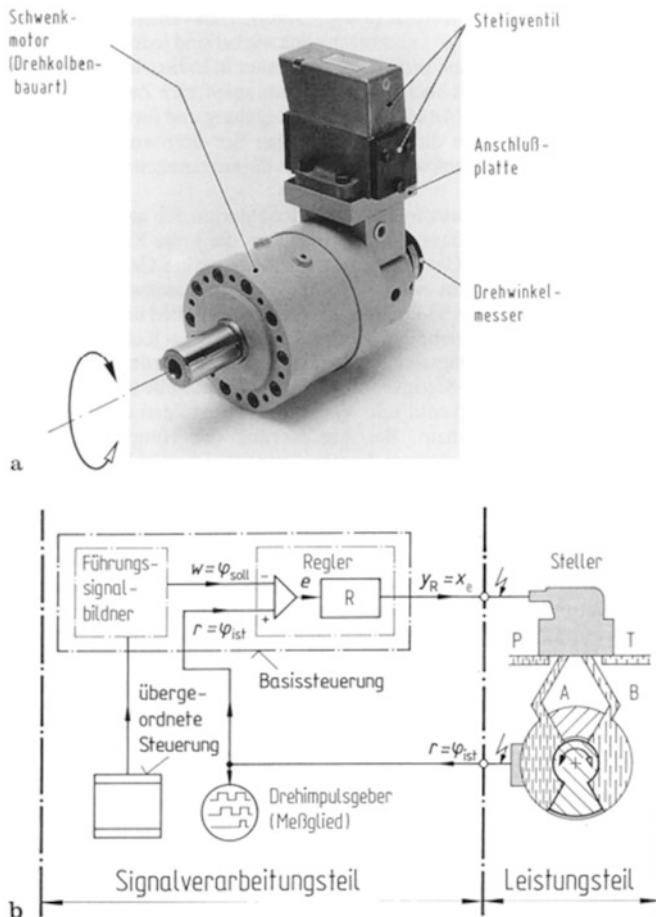


Abb. 3.104 Aktor für Rotation (HSL, Hense). **a** Kompakt-Servoschwenkmotor; **b** Kombiniertes Wirkschema und Signalflussplan mit Gerätebegrenzung Basis- und übergeordnete Steuerung

3.3.6 Kolbenschwenkmotor: Zahnstangen-, Kurvenrollen-, Steilgewindemotor; Nr. 2 bis 6, Tab. 3.14

Wirkungsweise Anders als mit der Liniendichtung des Drehkolbens lässt sich mittels der Flächendichtung des Schubkolbens der Hochdruckbereich mit konstruktiv einfachen Dichtungen für Schwenkmotoren nutzen. Man unterscheidet innerhalb der Kolbenschwenkmotoren nach der Richtung der Kolbenbewegung zu der der Triebwelle und nach der Getriebeart. Alle Bauarten lassen sich mit im Zylinderdeckel integrierter Schwenkwinkelbegrenzung und/oder Endlagendämpfung ausführen.

Der **Zahnstangenschwenkmotor** leitet die Bewegungsumformung durch ein Zahnradgetriebe ein, das aus einem Zahnstangenradpaar besteht. Der doppelt wirkende

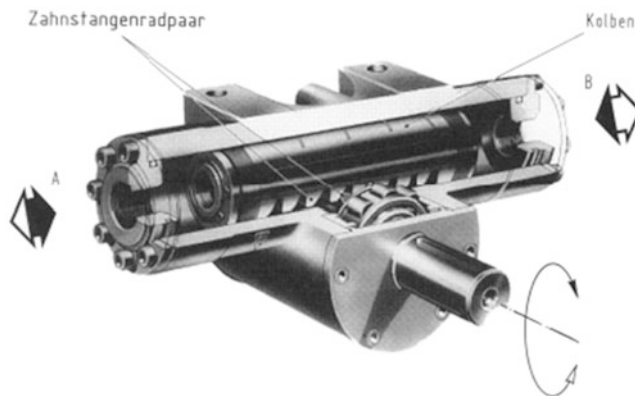


Abb. 3.105 Zahnstangenschwenkmotor, Einkolbenmotor in Standardausführung (ST, Pleiger)

Kolben hat über den Umfang teils einen glatten Mantel (Plungerkolben), teils ist er als Zahnstange ausgeführt. Der im Zylinderrohr geführte Zahnstangenkolben bewegt sich senkrecht zur Abtriebsachse und bildet mit dem getriebenen Ritzel ein Radpaar mit Übersetzung ins Schnelle. Es lassen sich Schwenkwinkel bis zu einer Volldrehung, bei längerer Zahnstange mittels Hubvergrößerung auch bis zu mehreren Volldrehungen bei kleiner Winkelabweichung ($\varphi_{\text{dev}} < 3^\circ$) verwirklichen. Elastomere Dichtungen an beiden Kolbenenden ermöglichen den Einsatz im unteren Hochdruckbereich ($p_1 = (160 \dots 210)$ bar), so dass bei begrenztem Bauvolumen große Drehmomente erzielt werden können ($T_e = 344$ kNm). Das Drehmoment ist konstant über den gesamten Schwenkwinkel. Die Paarung Kolben/Zylinder ist quer kraftbelastet, da sich die Zahnnormalkraft mit radialer Komponente auf die Zylinderlauffläche abstützt. Hydrostatische Entlastung am Kolbenmantel mindert die Kolbenreibung, sichert gutes Anlaufverhalten und ausreichend hohen hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad. Der interne Leckstrom sorgt für die Zufuhr von Schmierflüssigkeit in Radpaarung und Lagerung [408] (z. B. STE bzw. STD, Pleiger [409]), Abb. 3.105.

Bei *Doppelkolbenschenkmotor* bewegen sich zwei gegenüberliegende Zahnstangenkolben in parallelen Zylinderebenen (Boxeranordnung), die mit dem getriebenen Ritzel einen Zweiweg-Getriebezug bilden. Die Zahnnormalkräfte heben sich auf Grund symmetrisch angeordneter Zylinder am Entstehungsort auf, so dass die Lager nach dem Prinzip des Kraftausgleichs entlastet sind. Doppelkolben-Schenkmotoren erschließen den oberen Leistungsbereich mit sehr hohen Motordrehmomenten ($T_e < 600$ kNm, in Sonderausführung $T_e < 4500$ kNm) bei kurzer Gesamtschwenkzeit (z. B. 2 S, Hydrostandard [410]; HST, Hunger; HM, Montanhydraulik). Das beim Einkolbenschenkmotor vorhandene Drehflankenspiel ($j_t < 0,7^\circ$) kann mittels hydraulischen Vorspannens der gegenüberliegenden Kolben beseitigt werden, sofern man von den Umkehrlagen absieht. Damit ist der spielarm ausführbare Doppelkolbenschenkmotor ausreichend wiederholgenau und für Ventilregelung an der Sekundäreinheit einsetzbar [411].

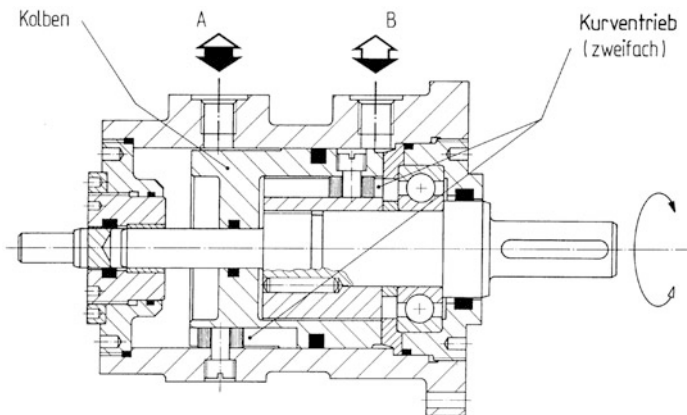


Abb. 3.106 Kurvenrollenschwenkmotor (ND 63, Eckart)

Der **Kurvenrollenschwenkmotor** bewirkt die Bewegungsumformung mittels räumlichen Kurvengetriebes, das zwei Kurvengelenke mit je einer Führungskurve enthält (VDI 2147). Der im Zylindergehäuse geführte Hohlkolben ist zugleich Kurvenglied, dessen Führungskurve (Nutkurve) auf einem Kreiszyylinder liegt (Kurvenzylinder oder Kurventrommel). Eingriffsglied ist ein mit dem Zylindermantel (Steg) gestellfest verbundener Walzenkopf (Bolzen), der formschlüssig über eine Rolle mit dem Kurvenglied in Verbindung steht. Unter Druck bewegt sich der Kolben in Richtung der Abtriebsachse und führt als Kurvenzylinder eine überlagerte Drehbewegung um die Zylinderachse aus. Der im Innern des Hohlkolbens befestigte Bolzen bildet mit der Kurve an der Triebwelle und dazwischen angeordneter Rolle ein zweites Wälzkurvengelenk. Auf Grund der gegenläufigen Steigung der Führungskurven beider in Reihe geschalteter Kurvengetriebe summieren sich die Drehbewegungen um die gemeinsame Drehachse der Kurvenglieder. Es sind maximale Schwenkwinkel bis zu einer Volldrehung bei geringem Hub, d. h. kleiner Zylinderbauhöhe möglich, wobei das Gelenkspiel des geschlossenen Paares Rolle/Nutkurve eine Drehwinkelabweichung verursacht ($\varphi_{\text{dev}} = \pm 3^\circ$) [412]. Die tribologische Beanspruchung bei Linienberührung zwischen Walzenkopf (Bolzen) und Eingriffsfläche (Nutflanke) begrenzt den Einsatz auf den Niederdruckbereich ($p_1 = (25 \dots 63)$ bar), so dass nur kleinere Drehmomente zu übertragen sind ($T_e < 6,6$ kNm). Mittels Stützrolle erfolgt die Bewegung von Eingriffs- und Kurvenglied gegeneinander unter Rollgleiten (Wälzen), so dass die Reibung im Kurvengelenk gemindert, d. h. befriedigender hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad erzielt wird (z. B. ND25, 63, Eckart [413]), Abb. 3.106.

Der **Kugelgewindeschwenkmotor** nutzt den mehrgängigen Kugelgewindetrieb zur Umsetzung einer Längsbewegung in eine Drehbewegung, also in kinematischer Umkehr zur üblichen Anwendung (Umkehrbarkeit der Kugelgewindetriebe, DIN 69051 Teil 1). Der in Richtung der Abtriebsachse schiebende und zugleich drehende Kolben bildet mit der Kugelgewindemutter ein gemeinsames Teil. Das mit einer mehrgängigen schraubenförmigen

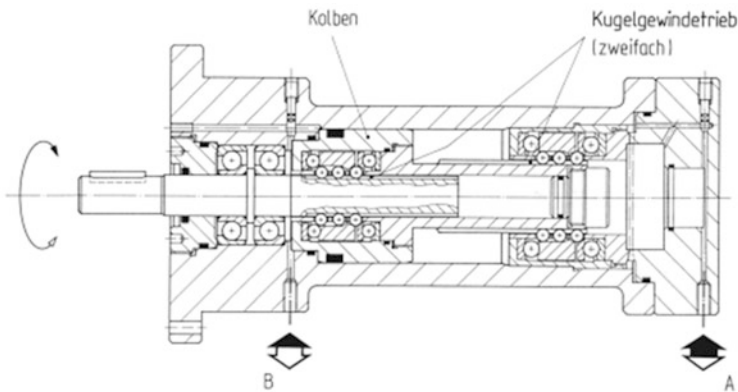


Abb. 3.107 Kugelgewindeschwenkmotor (Bollmann)

gen Kugellaufbahn versehene Wellenende stellt die Kugelgewindespindel dar. Die durch einen Käfig voneinander getrennten Tragkugeln laufen in jeweils einem Gewingegang der Spindel um und stützen sich über getrennte Axial-Kugellager im Mutterkörper ab. Wegen des Wälzkontakts mindert sich die tribologische Beanspruchung im Vergleich zum Gleitkontakt des Steilgewindemotors, so dass bei Begrenzung der Wälzpressung mittels ausreichender dynamischer Tragzahl der Einsatz im unteren Hochdruckbereich ($p_1 = (200 \dots 220)$ bar) möglich ist und im Vergleich zum Kurvenrollenmotor höhere Drehmomente erreicht werden können ($T_e < 14$ kNm). Die reibungsarme Bewegungsumformung verbindet die Vorzüge sehr guten Anlaufverhaltens und hohen hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrads mit großer Vervielfachung der Antriebsbewegung (Wegübersetzung), d. h. Gewinde größerer Steigung als beim Gleitschraubgelenk. Es genügt häufig der einfache Kugelgewindetrieb, um ausreichenden Drehweg bezogen auf den Kolbenhub zu erzielen. Müssen große Drehmomente und/oder große Schwenkwinkel übertragen werden, bilden die als Gewindespindel gestaltete Kolbenstange und die am Zylindergehäuse sich abstützende Gewindemutter ein weiteres Wälzschraubgelenk. Bei diesem zweifachen Kugelgewindetrieb summieren sich die relativen Drehwinkel zwischen Gehäuse/Kolben und zwischen Kolben/Welle zum Gesamtschwenkwinkel. Es sind maximale Schwenkwinkel bis zu einer Volldrehung, in Sonderausführung 720° , bei kleiner Zylinderhöhe möglich. Mittels eines vorgespannten Mutternsystems (Doppelmuttern „Kolben/Kolbenstange“ und „Lagerhülse/Kugelführung“) lässt sich das Axialspiel eliminieren und die axiale Steifigkeit des Kugelgewindeantriebs erhöhen, so dass elektrohydraulisch geregeltes Schwenken ausgeführt werden kann (z. B. Bauart Bollmann [414, 415]), Abb. 3.107.

Der Steilgewindeschwenkmotor nutzt das Schraubgetriebe zur Bewegungsumwandlung von Schiebung in Drehung, wobei das Steilgewinde (mehrgängiges Gewinde großer Steigung) ohne Selbsthemmung Voraussetzung für die Gängigkeit ist. Der in Richtung Abtriebsachse schiebende und zugleich drehende, im Zylindergehäuse geführte Kolben ist mit einer Schraube (Spindel) verbunden (Glied mit Schraub- und Drehschubelement).

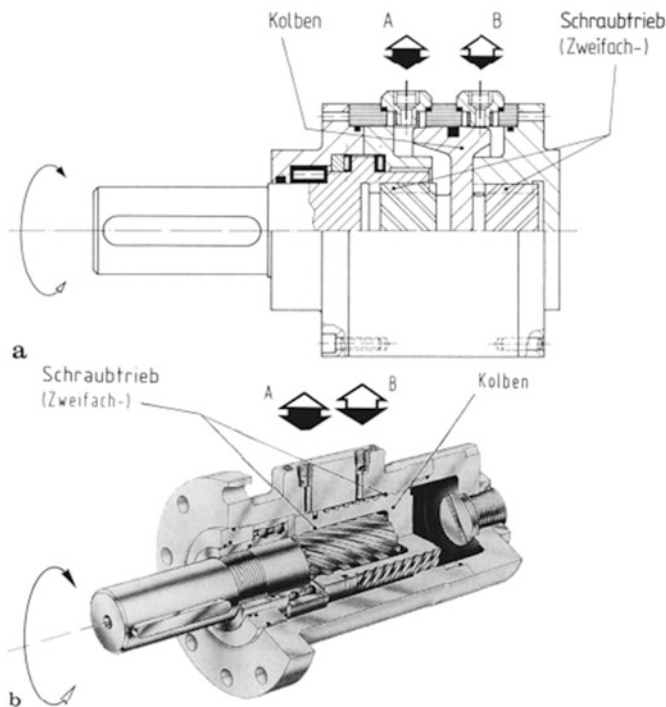


Abb. 3.108 Steilgewindeschwenkmotor. **a** Serienkolbenmotor (ZD, Hausherr); **b** Parallelkolbenmotor (DZ, Hausherr)

Um große Schwenkwinkel zu erzielen, wird das Zweifachschaubetriebe (Zwieselschraubenkette AWF 6007 [416]) angewendet, wobei die Elementenpaare (Bolzen- und Muttergewinde) beider gleichachsiger Schraubgelenke gegensinnige und gleich große Steigung aufweisen. Bei Bewegung der vom Kolben (Drehschieber) angetriebenen Zwieselschraube summieren sich die Drehungen zum Gesamtschwenkwinkel am abtreibenden Drehgelenk. Es sind maximale Schwenkwinkel bis zu einer Voldrehung, in Sonderausführung 720° , bei kleiner Zylinderhöhe möglich.

Durch Formenwechsel des Zweifachschaubetriebes erhält man zwei Varianten dieser Schwenkmotorbauart. Beim *Reihenkolbenmotor* [392] sind beide Schraubelemente (Bolzungewinde) auf gemeinsamer Antriebsspindel hintereinander angeordnet (Zwieselschraube mit zwei Außengewinden) und mit einem Scheibenkolben verbunden. Der antreibende Kolben bewegt den gehäuseseitigen Spindelteil in den schraubenförmigen Gängen (Muttergewinde) des Gestells (Zylinderdeckels), der wellenseitige Spindelteil treibt das als Mutter gestaltete Ende der Triebwelle (Abtriebsglied mit Innenschraub- und Drehelement). Die tribologische Beanspruchung im Gleitkontakt der Schraubelementepaarung beschränkt den Einsatz des Reihenkolbenmotors auf den Niederdruckbereich ($p_1 < 100$ bar), so dass nur kleinere Drehmomente zu übertragen sind ($T_e < 4,5$ kNm). Durchtrieb für Steuerwelle/-scheibe ist möglich (z. B. ZD 40 . . . 200, Hausherr [417]), Abb. 3.108a.

Durch Elementvervielfachung gelangt man zum *Parallelkolbenmotor* [392], bei dem beide Schraubelemente konzentrisch auf Außen- und Innenmantel eines Hohlkolbens angeordnet sind. Der Kolben bildet zugleich Spindel sowie Mutterkörper (Zwieselschraube mit Außen- und Innengewinde). Mit dem Außengewinde bewegt sich der Kolben in den schraubenförmigen Gängen des Zylindergehäuses und treibt das umschlossene, als Spindel gestaltete Ende der Triebwelle (Abtriebsglied mit Außenschraub- und Drehelement). In Abgrenzung zum Reihenkolbenmotor ist der Parallelkolbenmotor wegen seines größeren Spindelaußendurchmessers sowie größerer Anzahl tragender Gewindegänge im unteren Hochdruckbereich ($p_1 < 200$ bar) einsetzbar und erreicht höhere Drehmomente ($T_e < 7,6$ kNm, in Sonderausführung 20 kNm). Hält die Gewindefertigung kleinste Teilungsabweichungen p_{dev} ein, lässt sich das spielarme Schraubgelenk (Trapezgewinde DIN 103 Teil 1, DIN 380 Teil 1 mit engem Flankenspiel s) verwirklichen, somit kleine Drehwinkelabweichung in den Endlagen ($\varphi_{\text{dev}} = 3 \dots 4^\circ$) einstellen. Wegen günstiger Schmiegun der Geradflanken ist die axiale Steifigkeit hoch. Allerdings erfolgt im Vergleich zum Wälzkontakt die Bewegung im Schraubgelenk unter Gleitkontakt, so dass höhere Reibungsverluste auftreten. Verschleißfeste Werkstoffpaarung sowie Zufuhr schmierfähiger Druckflüssigkeit im Schraubelementepaar sichern ausreichendes Anlaufverhalten und genügenden hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad. Durchtrieb für Steuer- oder zweite Triebwelle ist möglich. Die Einstellung der Drehwinkelbegrenzung erfolgt mittels Stellschraube im Zylinderdeckel (DZ 50 bis 140, Hausherr [418]), Abb. 3.108b. Sehr kleine Drehwinkelabweichung erzielt man mit im Zylindergehäuse beweglich geführtem und stirnseitig fixierbarem Innenschraubelement (stirnverzahntem Gehäusezahnring) (DA-H 40 ... 200, HKS [419]).

Einsatzbereich *Kreislaufart: offen und geschlossen.*

Für niedrige bis zu mittleren Winkelgeschwindigkeiten, weiter Drehmomentbereich von niedrigen bis zu sehr hohen Drehmomenten ($T_e = (0,075 \dots 4500)$ kNm) bei großem Schwenkwinkel ($\varphi_{\text{max}} = 360 \dots 720^\circ$) je nach Kolbenschenkelvariante, z. B. von Kurvenrollen- bis zur Doppelkolben-Zahnstangen-Bauart, wegen einfacher Zylinderform des Gehäuses bei begrenztem Einbauraum, z. B. Kurvenroll-, Kugelgewinde-, Steilgewinde-Bauart, bei niedrigem bis zu hohem Betriebsdruck ($p_1 = (25 \dots 300)$ bar), z. B. von Kurvenroll- bis zur Zahnstangen- oder Steilgewindebauart, mit gegenüber direkt antreibender Drehflügelvariante höherer Laststeifigkeit, aber verringerter Anlaufdynamik bzw. Anlauf-/Langsamlaufverhalten, die mittels optimierter Elementpaarungen jedoch häufig ausreichend sind, z. B. bei Kugelgewindebauart mit Wälzkontakt oder bei Steilgewindebauart mit günstiger Gleitwerkstoffpaarung.

3.3.7 Dreh-Hub-Zylinder: *Kurvenrollen, Steilgewindezylinder;* Nr. 1 u. 2, Tab. 3.15

Wirkungsweise Koppelt man Kolbenschwenk- und Linearmotor (Zylinder), übernimmt das Abtriebsglied eine doppelte Kraftleitungsfunktion. Es vereint Triebwelle und Kolbenstange zu einem Funktionsträger, der Drehmoment und Längskraft überträgt. Mittels Einzelansteuerung von Schwenkmotor und doppelt wirkendem Zylinder können diese gleichzeitig oder aufeinander folgend beaufschlagt werden. Somit erfolgen Drehung und Schiebung getrennt oder überlagern sich voneinander unabhängig zur räumlichen Abtriebsbewegung. Durch synchrones Umsteuern und Aussetzen der Abtriebskomponenten entsteht die wechselsinnige Drehschiebung mit Rast (VDI 2127, VDI 2725). Jeder Punkt des Abtriebsglieds kann sich innerhalb eines von Schwenkwinkel und Hub bestimmten Teils eines Zylindermantels bewegen. Die Zusammenfassung von Dreh- und Linearmotor mittels Flanschverbindung ergibt die kompakte Dreh-Hub-Antriebseinheit, mit der sich eine Vielzahl variabler Schrittfolgen ausführen lässt.

Variiert man die Ankopplung des Zylinders hinsichtlich der Lagezuordnung zum Schwenkmotor, kann die Antriebseinheit unterschiedliche Anforderungen hinsichtlich Kinematik und Kräften erfüllen. Ordnet man den Zylinder hinter dem Schwenkmotor an, ist die Kolbenstange durch ein Schubgelenk (prismatisches Paar) in der Hohltriebwelle, z. B. durch Vielkeil- oder Gleitfeder-Welle-Nabe-Verbindung, hindurchzuführen. Der Durchmesser der Stange mit Schubelement am Stangenende, z. B. einer Vielkeilwelle, ist daher klein zu bemessen, so dass übertragbares Drehmoment T_e und Nutzkraft F_e begrenzt sind. Die Längsbewegung des im Zylinder geführten Drehschiebers (zylindrisches Paar) ist auf den Bewegungsbereich des Zweifach-Schraubtriebs abzustimmen, folglich ist der Hub S vom maximalen Schwenkwinkel φ_{\max} abhängig. Andererseits hat diese Variante den Vorzug einfachen Aufbaus und geringen Einbauraums (kleine Zylinderhöhe).

Ordnet man den Zylinder vor dem Schwenkmotor an, lassen sich über eine die Triebwelle umschließende, außen geführte Hohlstange mit Schubgelenk großen Durchmessers und beliebiger Elementlänge, z. B. des Vielkeilprofils an der Welle, große Hübe, Drehmomente und Nutzkraft übertragen.

Die Drehung erzeugt den Kolbenschwenkmotor. Aus dieser Grundbauart verwendet man lediglich zwei Varianten, die Kurvenrollen- und die Steilgewindebauart.

Der **Kurvenrollen-Dreh-Hub-Zylinder** arbeitet im Niederdruckbereich ($p_1 = (10 \dots 30)$ bar) und ist vorwiegend den pneumatischen Antrieben vorbehalten (z. B. LHS, Post-Holland).

Demgegenüber beherrscht der **Steilgewinde-Dreh-Hub-Zylinder** das hydrostatische Anwendungsfeld. Für den Anbau an den Zylinder eignet sich die Parallelkolbenausführung des Steilgewinde-Drehmotors. Nach möglicher Ankopplungslage des Zylinders zum Motor werden beide Varianten vorgesehen, um für Bewegung und Kraftleitung unterschiedliche Hauptdaten verwirklichen zu können. Bei der Dreh-Hub-Kombination mit Linear- hinter Drehmotor ist der verformungsarm ausgelegte Zylinder direkt am Boden des Schwenkmotors befestigt, die verlängerte Kolbenstange nimmt über Vielkeilprofil das Drehmoment

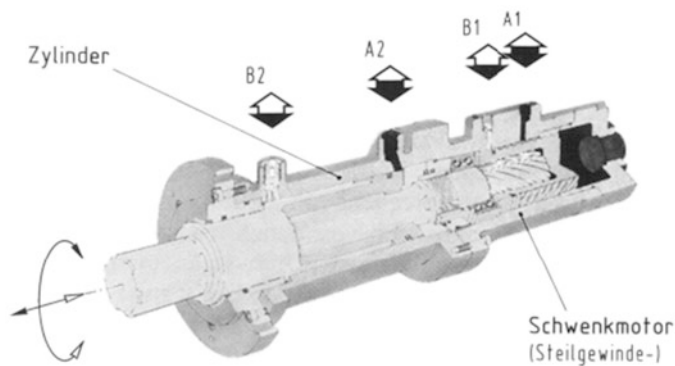


Abb. 3.109 Steilgewinde-Dreh-Hubzylinder in der Gestaltungsvariante Zylinder vor Schwenkmotor (Langhubeinheit) mit Einzelansteuerung der Komponenten für Drehschiebung (DH, Hausherr)

von der Hohlspindel des Schraubtriebs auf. Diese Anordnung ist im unteren Hochdruckbereich ($p_1 < 210$ bar) einsetzbar und erreicht hohe Drehmomente ($T_e < 14,7$ kNm) bei begrenzten Hubkräften ($F_e < 150$ kN) und Hübem (z. B. HSE, Post; DKH-H-ZH, HKS und Hydrostandard [419]).

Bei der Dreh-Hub-Kombination mit Linear- vor Drehmotor ist der Zylinder über Flansche mit dem Schwenkmotor verbunden, die verlängerte Triebwelle leitet das Drehmoment vom Schraubtrieb über Vielkeilprofil in die umschließende Hohlstange. Am Stangenende angreifende Radialkräfte werden durch lange Stangenführung verformungsarm aufgenommen. Länge des Wellenendes am Motor und Tiefe der Stangenbohrung im Zylinder lassen sich nach dem geforderten Hub auslegen, dessen obere Grenze lediglich durch die Torsionssteifigkeit der formschlüssig verbundenen Übertragungselemente Welle/Stange und die zulässige Drehwinkelabweichung begrenzt ist, Abb. 3.109.

Diese Anordnung ist im Mitteldruckbereich ($p_1 = (100 \dots 160)$ bar) einsetzbar, erreicht höhere Drehmomente ($T_e = (2,2 \dots 20)$ kNm) und Hubkräfte ($F_e = (250 \dots 2000)$ kN) sowie als Langhubeinheit sehr große Hübe ($S = (120 \dots 1200)$ mm, in Sonderausführung größer) (z. B. HHSE, Eckart; LHS, Post-Holland; DHK-H-ZV, HKS und Hydrostandard [419]; DH, Hausherr [420]).

3.4 Hydrozylinder

Hydrozylinder (H-Zylinder) sind Energieumformer, die die von der Druckflüssigkeit übertragene und am Leitungsanschluss (Druckanschluss) bereitgestellte hydraulische Energie in lineare mechanische Kraft und Bewegung umformen und diese an der Kolbenstange abgeben.

Weist man einer Ventilbaugruppe entsprechende Steueraufgaben zu, erfüllt der H-Zylinder Bewegungsaufgaben, die sich von denen des zwangsläufigen Linearantriebs, wie „Umformen von gleichsinniger Dreh- in lineare Schubbewegung“ unterscheiden. Die Schubbewegung am Abtrieb bleibt zwar erhalten, die Verknüpfung der Gliedlagen (Getriebefunktion VDI 2727 Bl. 1) zwischen generatorischem Getriebeteil (Winkel Pumpenwelle) und H-Zylinder (Weg Kolbenstange) ist jedoch steuerbar derart, dass sich durch Rücklauf des Abtriebs wechselsinnige Schubbewegung (Getriebefunktion D9) ergibt. Mit dem hydraulischen Huberzeuger lassen sich außer schwingenden Schubbewegungen auch solche mit Rast, also mehrfunktionale Zusammenhänge zwischen mechanischem Ein- und Ausgang einstellen und aufeinander folgende Bewegungszyklen verwirklichen.

Als **mechanischer Ausgang** des hydrostatischen Antriebs

- führt der H-Zylinder durch Umsteuern und Aussetzen die Abtriebsbewegung „*wechselsinnig Schieben mit Rast*“ aus. Die Hubrichtung lässt sich beim doppelt- wirkenden Zylinder ohne äußere Kraft oder eingebaute Feder umkehren, wofür zwei wirksame Flächen des Kolbens durch je einen Leitungsanschluss wechselnd beaufschlagt werden. Der Hub ist begrenzt, mithin sind nur solche Schubbewegungen mit Rast und Umkehr (Bewegungsaufgaben „10“ und „11“, VDI 2727 Bl. 1) realisierbar, die im Bereich des Kolbenhubs für zwei Volumenstromrichtungen liegen. Die beidseitigen Hubbegrenzungen erfolgen durch inneren Festanschlag, ggf. über Signalglied oder Wegmesssteuerung;
- bildet der H-Zylinder den motorischen Getriebeteil (Linearmotor) eines *hydraulischen Stellantriebs für Linearbewegung*, Tab. 3.18, Abschn. 3.4.3, um Arbeitsabläufe variabler Schrittfolge auszuführen (Bewegungsabläufe mit Funktionsplänen VDI/VDE 3684, Funktionsplan DIN EN 60 848 (IEC 848)).

Der H-Zylinder deckt das weite Anwendungsfeld der Linearstellantriebe ab.

3.4.1 Zylinderkenngrößen

Das Beharrungsverhalten von Zylindern beschränkt sich auf die mittlere Bewegungsphase des Hubes (gleichförmige Schubphase). Bezogen auf letztere sind Anlauf- und Bremsphase i. a. klein, so dass hydraulische und mechanische Kenngrößen als Mittelwerte über den Gesamtweg (Hub) aufgefasst werden können.

Erstere beziehen sich auf den Strömungsteil (Anschlüsse), letztere auf den Abtrieb (Stange). Der jeweilige Energieumsatz ist für den verlustfreien Zylinder äquivalent, für den verlustbehafteten unterscheidet er sich durch anteilige Verluste.

3.4.1.1 Hydraulische Kenngrößen des verlustfreien Zylinders

Die der abgegebenen mechanischen Energie gleichwertige hydraulische Energie bezogen auf das Volumen ergibt sich entsprechend (3.13c) aus der (statischen) *Druckdifferenz des*

Zylinders oder dem Druckabfall (Lastdruck) zwischen den wirksamen Flächen des Kolbens

$$\Delta p = p_1 - p_2 \approx \Delta p_t. \quad (3.13d)$$

Der Nenndruck (PN), aufzufassen als geeigneter gerundeter Wert zur Bezeichnung von Geräten oder Anlagen, ist kleiner oder gleich dem Berechnungsdruck (PR), p_{calc} , und nach Normzahlen gestuft (DIN EN 764 und DIN EN 1333, ISO 5598). Nenndrücke für Zylinder, anzugeben als „Druck von ... bar sind als Messdrücke (Überdrücke p_e) dezimal geometrisch nach Normzahlreihe R 5) (DIN 228, ISO 2944) gestuft. Für Fluidsysteme und Komponenten der Luft- und Raumfahrt gelten besondere Nenndruckklassen (ISO 6771).

Das geometrische Verdrängungsvolumen V_g ist das Kammervolumen, das durch Bewegung des Verdrängerelements Kolben während eines Hin- oder Rückgangs überstrichen wird, wobei Toleranzen, Spiel und Verformung vernachlässigt werden.

Das geometrische Verdrängungsvolumen ist gleich dem Produkt von Kolbenhub S und wirksamer Fläche A (einheitliches Verdrängerprinzip). Für die halbe Bewegungsperiode (Vor- oder Rückhub) gelangt man zum Hubvolumen, das für die doppeltwirkende Grundbauart zwei Werte annimmt, sofern sich die zum Durchmesserpaar (Durchmesser von Zylinderbohrung D und Kolbenstange d) gehörenden *wirksamen Flächen* (Kolbenfläche $A_K = A_1$, Kolbenringfläche $A_R = A_2$)

$$A_1 = \frac{\pi}{4}D^2; \quad A_2 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \quad (3.128a)$$

um die Stangenfläche $A_{St} = \Delta A = A_1 - A_2$ unterscheiden (Differenzialzylinder).

Das *Flächenverhältnis* φ zwischen Zylinderbohrung und Kolbenstange (DIN ISO 7181)

$$\varphi = \frac{A_1}{A_2} \quad (3.128b)$$

nimmt dann größere Werte als 1 an ($\varphi \geq 1$). Für den Differenzialzylinder folgt hieraus das *geometrische Schluckvolumen* für den Vor- bzw. Rückhub

$$V_{g1} = A_1 S, \quad V_{g2} = A_2 S = (A_1/\varphi)S, \quad (3.129)$$

das nach (3.21b) näherungsweise dem *theoretischen Schluckvolumen* V_{i1}, V_{i2} gleich ist.

Die Stufung des Verdrängungsvolumens ergibt sich aus der Vorzugsreihe für den Kolbenhub S (DIN ISO 4393) und aus den wirksamen Flächen A_1, A_2 über die Vorzugsreihen für Durchmesser ($d_1 = D, d_2 = d$) und Flächenverhältnis φ (Standardwerte DIN ISO 3320 und DIN ISO 7181) nach Normzahlreihen R 10 und R 20 bzw. R 20/2 und R 40/2.

Mit dem theoretischen Schluckvolumen V_{i1}, V_{i2} und der Hubfrequenz folgt der *mittlere theoretische Schluckstrom* für Vor- bzw. Rückhub

$$q_{V_{i1}} = V_{i1}f = A_1 \frac{S}{T} = A_1 v_1; \quad q_{V_{i2}} = V_{i2}f = A_2 v_2 = (A_1/\varphi)v_2. \quad (3.130)$$

Bei gegebenem theoretischem Schluckstrom und wirksamer Fläche bestimmt sich hieraus die *mittlere Kolbengeschwindigkeit* in beiden Hubrichtungen (Vorlaufgeschwindigkeit $c_V = v_1$, Rücklaufgeschwindigkeit $c_R = v_2$)

$$v_1 = \frac{q_{V_{i1}}}{A_1}; \quad v_2 = \frac{q_{V_{i2}}}{A_2} = \varphi \frac{q_{V_{i2}}}{A_1}. \quad (3.131)$$

3.4.1.2 Kenngrößen des verlustfreien Abtriebs

Kombiniert man die wirksame Fläche A , (3.128a), oder den Schluckstrom q_{V_i} , (3.130), mit der Druckdifferenz des Zylinders Δp , entsprechend (3.13d), so erhält man Kenngrößen des Abtriebs.

Bildet man aus den am Verdrängerelement wirkenden hydraulischen Kräften die Differenz von maximaler Kolbenkraft F_1 und Gegenkraft F_2 , folgen die *aktiven Kolbenkräfte* für kolben- und stangenseitige Beaufschlagung (Vorlaufkraft $F_V = F_{i1}$, Rücklaufkraft $F_R = F_{i2}$)

$$\begin{aligned} F_{i1} &= F_1 - F_2 = A_1 p_1 - A_2 p_2 = A_2 \Delta p + \Delta A p_1 \\ &= A_1 \left[\frac{1}{\varphi} \Delta p + \left(1 - \frac{1}{\varphi} \right) p_1 \right], \\ F_{i2} &= F_1 - F_2 = A_2 p_1 - A_1 p_2 = A_2 \Delta p + \Delta A p_2 \\ &= A_2 [\Delta p - (\varphi - 1) p_2], \end{aligned} \quad (3.132a)$$

Abbildung 3.110, die wegen $p_1 \gg p_2$, d. h. mit $\Delta p \approx p_1$ und $p_2 \approx 0$, näherungsweise lauten

$$F_{i1} \approx A_1 p_1 \approx A_1 \Delta p; \quad F_{i2} \approx A_2 p_1 \approx A_2 \Delta p. \quad (3.132b)$$

Verdrängungsleistung und Abtriebsleistung mit der Kolbengeschwindigkeit $v = S/T$ sind gleich, folglich lauten die *theoretischen Zylinderleistungen* für beide Hubrichtungen (Vorlaufleistung $P_V = P_{i1}$), Rücklaufleistung $P_R = P_{i2}$)

$$\begin{aligned} P_{i1} &= F_{i1} v_1 = A_1 v_1 \Delta p \left[\frac{1}{\varphi} \Delta p + \left(1 - \frac{1}{\varphi} p_1 \right) \right] \approx q_{V_{i1}} \Delta p, \\ P_{i2} &= F_{i2} v_2 = A_2 v_2 \Delta p \left[1 - \left(\varphi - 1 \right) \frac{p_2}{\Delta p} \right] \approx q_{V_{i2}} \Delta p. \end{aligned} \quad (3.133)$$

Legt man gleiches Verdrängungsvolumen in beiden Hubrichtungen zu Grunde, d. h., beschränkt man sich bei der doppelwirkenden Bauart auf die symmetrische Anordnung mit zweiseitiger Kolbenstange (Gleichlaufzylinder), Abb. 3.111, reduzieren sich mit $A_1 = A_2$, d. h. $\varphi = 1$, die Größenpaare für Vor- und Rückhub, (3.129) bis (3.133), auf jeweils nur eine Kenngröße, die Näherungen (3.132b) und (3.133) sind exakt gültig. Im folgenden sind die Kenngrößen zur Vereinfachung für kolben- und stangenseitig gleiche wirksame Flächen aufgestellt, sie können für ungleiche Flächen als Näherungen betrachtet werden.

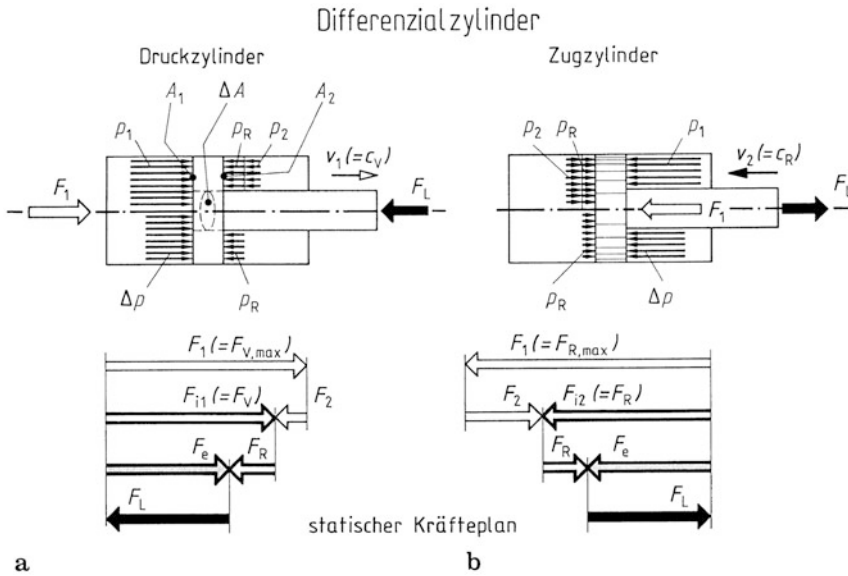


Abb. 3.110 Art der Kraftherzeugung beim Zylinder, Bauart Differenzialzylinder ($\varphi = 2$), statischer Kräfteplan mit Kraftherlegung in Nutzkraft F_e an der Kolbenstange, aktive Kolbenkraft F_1 , Reibkraft durch Bewegungsreibung F_R , Lastkraft F_L für gleichförmige Bewegungsphase. **a** Unter Vorlaufgeschwindigkeit v_1 als Druckzylinder mit maximaler Kolbenkraft F_1 ; **b** unter Rücklaufgeschwindigkeit v_2 als Zugzylinder mit erhöhter maximaler Kolbenkraft F_1

3.4.1.3 Hydraulische Kenngrößen des verlustbehafteten Zylinders

Für den realen Zylinder sind die Kenngrößen ohne Verluste, (3.130) und (3.132), um den Leckverlust $q_{Vd} = q_{Vs}$ zu erhöhen bzw. um die Zylinderreibungskraft F_R zu vermindern, (3.61) und (3.137).

Effektiver Schluckstrom und volumetrischer Wirkungsgrad

Zum Ausgleich des Leckstroms q_{Vs} erhöht sich am Zylindereingang der theoretische Schluckstrom q_{Vi} , so dass sich der effektive Schluckstrom q_{Ve} entsprechend (3.61), Abschn. 3.2.1.3, ergibt.

Das Verhältnis von theoretischem zu effektivem Schluckstrom ergibt den *volumetrischen Wirkungsgrad*

$$\eta_v = \frac{q_{Vi}}{q_{Ve}} = \frac{q_{Vi}}{q_{Vi} + q_{Vs}} = 1 / \left(1 + \frac{q_{Vs}}{A v} \right). \quad (3.134)$$

Mit der wirksamen Kolbenfläche A und dem volumetrischen Wirkungsgrad η_v folgt proportional zur mittleren Kolbengeschwindigkeit der *effektive Schluckstrom*

$$q_{Ve} = q_{Vi} / \eta_v = A v / \eta_v. \quad (3.135a)$$

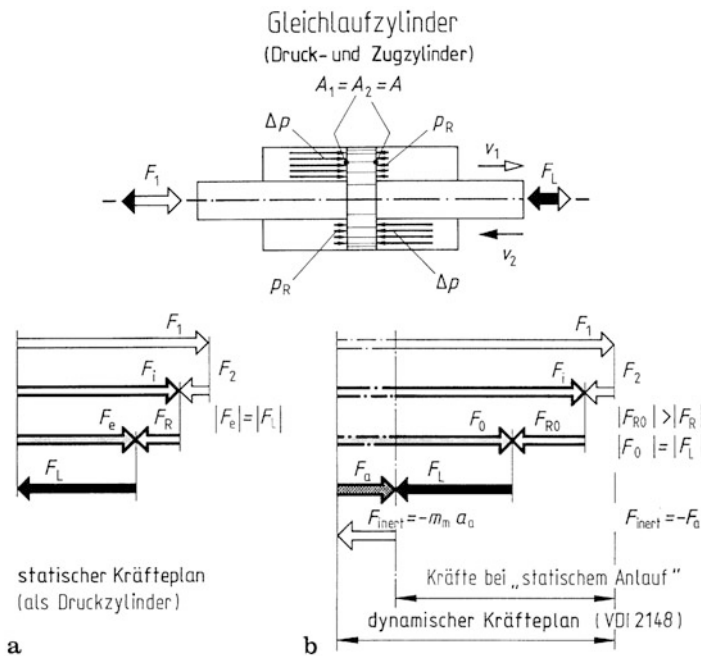


Abb. 3.111 Art der Kräfteerzeugung beim Zylinder, Bauart Gleichlaufzylinder ($\varphi = 1$), statischer Kräfteplan mit Kraftzerlegung in: **a** Nutzkraft F_e an der Kolbenstange, Reibkraft durch Bewegungsreibung F_R , Lastkraft F_L für gleichförmige Bewegungsphase; **b** Anzugskraft F_0 an der Kolbenstange, Reibkraft durch Ruhereibung F_{R0} für „statischen Anlauf“ unter Lastkraft F_L (ausgezogene Linien) sowie Erweiterung auf dynamischen Kräfteplan mit Beschleunigungskraft des Zylinders F_a und Trägheitskraft F_{inert} für Beschleunigungsphase (strichpunktierte Linien)

Bei gegebenem effektiven Schluckstrom bestimmt sich hieraus die *mittlere Kolbengeschwindigkeit*

$$v = \frac{q_{V_e}}{A} \eta_v. \quad (3.136)$$

Für die Praxis (Zahlenwertgleichung):

$$q_{V_e} = 6Av/\eta_v, \quad (3.135b)$$

mit q_v in l/min, A in cm^2 , v in m/s.

3.4.1.4 Kenngrößen des verlustbehafteten Abtriebs

An funktionsbedingten Gleitflächen wird hydraulisch-mechanische Energie je nach Struktur des Tribosystems in geschwindigkeitsunabhängigen und -abhängigen Anteilen entzogen.

Vermindert man die aktive Kolbenkraft F_i um die Zylinderreibkraft F_R , erhält man die an der Kolbenstange abnehmbare effektive Kolbenkraft

$$F_e = F_i - F_2 - F_R = F_i - F_R = A(\Delta p - p_R). \quad (3.137)$$

Die Reibkraft F_R kann aus dem messbaren Reibungsdruck p_R abgeleitet werden. Dieser folgt aus dem zur Überwindung der Bewegungsreibung erforderlichen Differenzdruck unter definierten Bedingungen in den Zylinderkammern, VDMA 24577, Abb. 3.110 und 3.111.

Das Verhältnis von effektiver zu aktiver Kolbenkraft ergibt den *hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad*

$$\eta_{hm} = \frac{F_e}{F_i} = \frac{F_i - F_R}{F_i} = 1 - \frac{F_R}{A\Delta p} = 1 - \frac{p_R}{\Delta p}. \quad (3.138)$$

Mit dem Druckabfall (Druckdifferenz des Zylinders) Δp und dem hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad η_{hm} folgt proportional zur wirksamen Fläche A die *effektive Kolbenkraft* (Nutzkraft, DIN 24564 Teil 1)

$$F_e = F_i \eta_{hm} = A \Delta p \eta_{hm} = \frac{q_{v_i} \Delta p}{v} = \eta_{hm}. \quad (3.139a)$$

Bei gegebener effektiver Kolbenkraft bestimmt sich hieraus die aktive Kolbenkraft

$$F_i = F_e / \eta_{hm}, \quad (3.140)$$

der erforderliche Eingangsdruck (maximaler Betriebsdruck) für gegebene wirksame Fläche A

$$p_1 (= p_{1\max}) = \frac{F_e}{A \eta_{hm}} + p_2 \quad (3.141a)$$

bzw. die erforderliche wirksame Fläche für gegebenen zulässigen Betriebsdruck (PB) auf der Eingangsseite des Zylinders ($p_1 = p_{1zul}$)

$$A = \frac{F_e}{(p_1 - p_2) \eta_{hm}}. \quad (3.142a)$$

Für die Praxis (Zahlenwertgleichungen):

$$F_e = 10A \Delta p \eta_{hm} = 1,667 q_{v_i} \eta_{hm} / v \quad (3.139b)$$

$$p_1 = 0,1 F_e / (A \eta_{hm}) + p_2 \quad (3.141b)$$

$$A = 0,1 F_e / [(p_1 - p_2) \eta_{hm}] \quad (3.142b)$$

mit F in N, A in cm^2 , Δp und p in bar, q_v in l/min , v in m/s .

Die effektive Kolbenkraft F_e ist abhängig vom Druck Δp , jedoch prinzipbedingt unabhängig von der Kolbengeschwindigkeit v . Abweichungen ergeben sich durch die Zylinderreibung.

Bei gummielastischen Berührungsdichtungen für bewegte Dichtungen an Kolben und Stange, Abschn. 3.4.10.2, treten mechanische Verluste infolge Festkörperreibung (Grenzreibung) nach dem Coulombschen Reibungsgesetz $F_{R,C}$ auf, deren Größe bauart-, werkstoff- und häufig druckabhängig ist. Die Flüssigkeitsreibung F_r ist der Kolbengeschwindigkeit v proportional, jedoch unabhängig vom Flüssigkeitsdruck. Die aus unterschiedlichen Verlustarten zusammengesetzten Reibkraftanteile ergeben die *Zylinderreibkraft*

$$F_R = F_{R,C} + F_r, \quad (3.143a)$$

die somit neben geschwindigkeitsunabhängigen geschwindigkeitsabhängige Anteile enthält.

Hinweise für die Praxis

Die Reibkraft ist ein herausragendes Kriterium zur Beurteilung der *Qualität von Hydraulikzylindern*.

Zur *vergleichenden Bewertung* der Bauarten ist die Methode zur Reibkraftbestimmung an Hydraulikzylindern in VDMA 24577 festgelegt. Hiernach sind neben Kenngrößen des zu prüfenden Zylinders Prüfbedingungen und Messablauf vorgegeben. Es wird zwischen Haftreibung und Gleitreibung bei gleichförmiger Prüfgeschwindigkeit unterschieden. Daraus lässt sich die Reibkraft von Differenzial- und Gleichlaufzylindern ermitteln.

Zur *betriebssicheren Auslegung* bemisst man die effektive Kolbenkraft nicht allein nach der zu überwindenden Lastkraft (Nutzlast) F_L . Vielmehr berücksichtigt man mögliche Störeinflüsse wie Verschmutzung der Dicht-/Gleitflächen, Widerstände durch Verkanten, Schwerpunktversatz bzw. Fluchtungsfehler zwischen Zylinder- und Lastachse durch einen Beiwert $k = (1,2 \dots 1,5)$ für die Nutzlast. Ferner bezieht man alle äußeren Reibkräfte $F_{R,ex}$ der bewegten Teile auf der Lastseite (Reibungszahl $\mu = 0,15 \dots 0,25$; Normalkraft F_N z. B. aus geschätzter Radialkraft $F_{rad} = (0,1 \dots 0,3) F_L$), schließlich den erhöhten Bewegungswiderstand bei Inbetriebnahme durch Ruhereibung ein, so dass sich die *Lastkraft im Stillstand* (Losbrechkraft) ergibt zu

$$F_{L0} = kF_L + F_{R,ex}. \quad (3.143b)$$

Da herstellerseitige Angaben über die bauartabhängigen Reibungsverluste beim Anlauf aus der Ruhelage (F_{R0}) bzw. über den mittleren hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad $\bar{\eta}_{hm}$ analog zum Motor, (3.78b), häufig fehlen, kann der erhöhte Verlust des Zylinders bei Ruhereibung von den äußeren Reibungsverlusten des Lastsystems ($F_{R,ex}$) mit erfasst werden. Die verfügbare Mindestkraft des anlaufenden Zylinders (Anzugskraft F_0) ist dann der im Vergleich zur Lastkraft F_L angemessen vergrößerten Losbrechkraft F_{L0} , (3.143b), anzugleichen, Abb. 3.111b.

Zylinderleistung und Gesamtwirkungsgrad

Das Produkt aus effektivem Schluckstrom q_{V_e} und Druckdifferenz des Zylinders Δp ergibt die vom Fluid übertragene und zwischen den Leitungsanschlüssen aufzunehmende hydrau-

lische Leistung (hydrostatische Leistung) P_h , entsprechend (3.68a), die näherungsweise der hydraulischen Leistung am Zylindereingang, P_{1h} , (3.68b), entspricht, Abschn. 3.2.1.4.

An die Arbeitsmaschine gibt die Kolbenstange längs des Arbeitshubs die *Zylinderleistung* (Stangenleistung)

$$P_m = F_e v \quad (3.144)$$

ab. Die mechanische Leistung des Zylinders ist vom Druck Δp und von der Geschwindigkeit v abhängig.

Das Verhältnis von mechanischer zu hydraulischer Leistung ergibt den *Gesamtwirkungsgrad* (Zylinderwirkungsgrad)

$$\eta_t = \frac{P_m}{P_h} = \frac{P_h - P_s}{P_h} = 1 - \frac{q_{V_s} \Delta p + F_R v}{P_h} \quad (3.145a)$$

der mittels Substitution, (3.70b), als Produkt der Teilwirkungsgrade dargestellt werden kann:

$$\eta_t = \eta_v \cdot \eta_{hm}. \quad (3.145b)$$

Sind die hydraulischen Kenngrößen q_{V_e} und Δp am Zylindereingang, also P_h und der Gesamtwirkungsgrad η_t gegeben, bestimmen sich die gemittelten Kenngrößen des Abtriebs an der Kolbenstange als *Zylinderleistung*

$$P_m = P_h \eta_t = q_{V_e} \Delta p \eta_t = v F_e, \quad (3.146a)$$

effektive Kolbenkraft

$$F_e = \frac{P_h \eta_t}{v} = \frac{q_{V_e} \Delta p \eta_t}{v} = \frac{P_m}{v}. \quad (3.147a)$$

Für die Praxis (Zahlenwertgleichungen):

$$P_m = q_{V_e} \Delta p \eta_t / 600 = 10^{-3} v F_e, \quad (3.146b)$$

$$F_e = 1,667 q_{V_e} \Delta p \eta_t / v = 10^3 P_m / v \quad (3.147b)$$

mit P in kW, F in N, q_v in l/min, Δp in bar, v in m/s.

Hinweise für die Praxis

Für hydraulische *Arbeitszylinder* genügen zur Beurteilung Richtwerte für den Gesamtwirkungsgrad η_t , der Reibungs- und Leckverluste einschließt. Der Reibungsverlust hängt ebenso wie der Leckverlust weniger von der Zylinderbauart als vom Dichtungssystem für Kolben und Stange ab. Der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad ist nicht nur ein Gütemaß für die Zylinderreibung, sondern erlaubt auch Rückschlüsse auf den Verschleiß an Gleit- und Dichtflächen und damit längerfristig auf Komponentenzuverlässigkeit und Zylinderlebensdauer, Tab. 3.16, Abschn. 3.4.2.1.

Tab. 3.16 Kenngröße der Schubkolbenriebe „Zylinderwirkungsgrad“ als Zugriffsmerkmal zu den Bauartgruppen Arbeits- und Präzisionszylinder

Bauarten des Schubkolbenriebs	Kenngrößen für Hydrozylinder DIN 24 564 Teil 1	
	Hydraul.-mechanischer Wirkungsgrad	Gesamt-Wirkungsgrad
<i>Bauartgruppe mit Dichtungsvarianten</i>	hm	t
<i>Arbeitszylinder</i> einfach wirkend und doppelt wirkend	0,86 ... 0,94	0,84 ... 0,96
Mit Nutring-Dichtung		
<i>Dachmanschetten-Dichtung</i>	0,88 ... 0,96	
<i>Gleitring-Dichtung</i>	0,96 ... 0,98	
<i>Teleskopzylinder</i>	0,8 ... 0,88	0,74 ... 0,86
<i>Präzisionszylinder</i> (Servozylinder) doppelt wirkend mit zweiseitiger Kolbenstange		–
Mit Gleitring-Dichtung	0,96 ... 0,98	
<i>Ringspalt-Dichtung</i> und Schwimmring	0,98 ... 0,99	
Oder hydrostatischer Stangenführung	0,995 ... 0,998	
<i>Keilspalt-Dichtung</i>	0,998 ... 0,999	

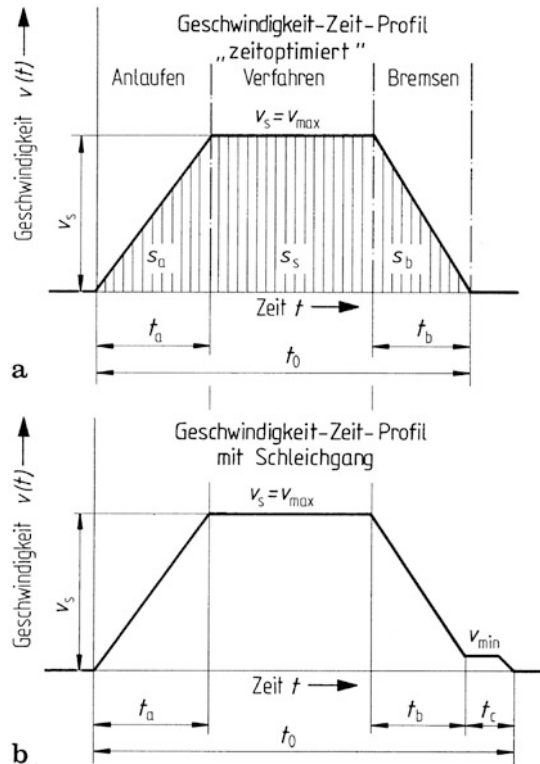
Für hydraulische *Bewegungszyylinder*, insbesondere jene Leistungsklassen, Abschn. 3.4.9.2, die in einen Antriebsregelkreis einbezogen werden, besteht die Forderung nach sehr hohem hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad η_{hm} , also nach niedriger Zylinderreibkraft F_R . Zumindes aber ist gleichbleibende Reibkraft über den Zylinderhub zu fordern, um Regelkreisstabilität zu sichern. Bei den Varianten mit berührungsfreiem Dichtungssystem, nämlich mit Ringspalt- oder Keilspaltdichtung, nimmt man zur Optimierung des Präzisions-Stellantriebs (Aktors) nach der Zielfunktion „kleinstmögliche Zylinderreibung“ geringfügig höheren Leckverlust, also eine vertretbare Minderung des volumetrischen Wirkungsgrads η_v in Kauf.

3.4.2 Dynamisches Verhalten: Bewegungsphasen, dynamische Kenngrößen, Bremsphase

3.4.2.1 Bewegungsphasen und dynamische Kenngrößen

Der Hydrozylinder vollführt aufeinander folgende Bewegungszyklen mit ständigen Hubrichtungsänderungen. Beschränkt man sich auf den durch Start und Stop begrenzten Bewegungsabschnitt in einer Hubrichtung (z. B. Vorwärtshub als Arbeitsweg oder Rückhub als Leerweg) folgt „gleichsinniges Schieben mit Rast(en)“ als Bewegungsverlauf der Kolbenstange. Diese Abtriebsfunktion des Linearstellantriebs gliedert sich i. Allg. in 3 *Bewegungsphasen* (VDI 2143):

Abb. 3.112 a, b.
 Kennzeichnender
 Bewegungsablauf über der Zeit
 (Bewegungsprofil) für
 schiebende Antriebe mit den
 idealisierten Bewegungsphasen
 Anlaufen, Verfahren und
 Bremsen. **a** v, t -Diagramm für
 minimale Positionierzeit durch
 verminderte Zusatzzeit; **b** v, t -
 Diagramm für minimale
 Positionsabweichung durch
 erhöhte Genauigkeit



- Anlaufphase (Beschleunigen) oder Rast-in-konstante Geschwindigkeit-Bewegung (R-G),
- gleichförmige Schubphase oder Konstante Geschwindigkeit-Bewegung (G),
- Bremsphase (Verzögern) oder Konstante Geschwindigkeit-in-Rast-Bewegung (G-R).

Bei hydrostatischer Leistungsübertragung genügt es, die durch Steuerung zu verwirklichende Antriebsfunktion darzustellen und vereinfachend der Bewegungserzeugung durch Volumenschluss gleichmäßig beschleunigte Linearbewegung für Anlauf und Bremsen zu Grunde zu legen, Abschn. 3.3.2.1. Hieraus folgt das für schiebende Positionier- und Taktantriebe kennzeichnende Geschwindigkeit-Zeit-Profil (v, t -Diagramm), nach dem sich in der Anlaufphase die Geschwindigkeit bis zur geforderten linear erhöht (maximale Verfahrgeschwindigkeit v_{\max}), in der Schubphase konstant bleibt, schließlich in der Bremsphase linear auf Null abfällt, Abb. 3.112a.

Wie beim Schwenkmotor, Abb. 3.100, bestimmen sich für den Zylinder die **kinematischen Größen** in den Randpunkten der Bewegungsphasen. Man entnimmt dem v, t -Diagramm die konstante Geschwindigkeit v_s in der Schubphase als *maximale Verfahrgeschwindigkeit* v_{\max} und bestimmt aus den Steigungen der Geschwindigkeiten entsprechend (3.118) und (3.119) die

Beschleunigung in der Anlaufphase $t_a \geq t \leq (t_0 - t_b)$:

$$a_a = a(t_a) = \frac{v_s}{t_a} = \frac{2s_a}{t_a^2} = \frac{v_s^2}{2s_a}, \quad (3.148)$$

Verzögerung in der Bremsphase $(t_0 - t_b) \leq t \leq t_0$:

$$a_b = a(t_b) = \frac{v_s}{t_b} = \frac{2s_b}{t_b^2} = \frac{v_s^2}{2s_b}. \quad (3.149)$$

Hierin sind

s_a Beschleunigungsweg	t_a Beschleunigungszeit
s_b Verzögerungsweg	t_b Verzögerungszeit
s_s Schubweg	t_s Schubzeit
S Hub	t_0 Hubzeit
$S = s_a + s_b + s_s$ (3-158a); $t_0 = t_a + t_b + t_s$ (3-158b).	

An die meisten Linearstellantriebe wird die Forderung nach maximal erreichbarer Fahrgeschwindigkeit gestellt, wenn Hub und Hubzeit vorgegeben sind.

Hinweise für die Praxis

Für numerisch gesteuerte Arbeitsmaschinen, insbesondere Werkzeugmaschinen, folgen hieraus Kenngrößen der Bahnerzeugung (VDI 3427 Bl. 2), nämlich die größte Bahngeschwindigkeit $u_{B,max}$ und die Positionierzeit T_P translatorisch geführter Bewegungseinheiten (Schlitten, Ständer). Hierunter versteht man diejenige Zeit, die benötigt wird, um vom Anfangs- zum Endpunkt eines Bahnelements zu gelangen. Die Positionierzeit $T_P = t_0$ setzt sich aus einer Idealzeit $T_{P,id}$ bei durchlaufender Bewegung ohne Rasten und einer Zusatzzeit $T_{P,zus}$ zusammen. Letztere kennzeichnet den durch Beschleunigen und Verzögern auftretenden Zeitverlust und damit die Dynamik der Bahnsteuerung. Die Beschleunigungszeit $T_B = t_a$ und die Verzögerungszeit $T_v = t_b$ sind einstellbar, wobei man für Lageregelungen mit stetig wirkendem Vorschubantrieb die Werte $t_a = t_b = (100 \dots 500)$ ms anstrebt, um zeitoptimale Positionierung zu verwirklichen.

Ein reaktionsschnelles Folgesystem bedeutet für die Bahnerzeugung nicht nur kleine Nebenzeiten, sondern auch erhöhte Genauigkeit des Ansteuerns. Bei großen bewegten Massen besteht insbesondere die Forderung, Beschleunigung a_a und Verzögerung a_b zu begrenzen, um die Massenkräfte zu beherrschen. Erfolgt hingegen das Bremsen mit Schleichgang, wird für kurze Zeit auf minimale Geschwindigkeit v_{min} herunter gefahren, um in positionsgenauem Stillstand zum Endpunkt zu gelangen, Abb. 3.112b. Dabei ist die minimale Geschwindigkeit v_{min} hinreichend oberhalb der kleinsten Bahngeschwindigkeit $u_{B,min}$ zu wählen, die durch noch ruckfreies Bewegungsverhalten gekennzeichnet ist. Man vermindert die geschwindigkeitsabhängige Differenz zwischen programmiertem Lagesollwert und

ausgeführtem Istwert, also die dynamische Bahnabweichung (Schleppfehler). Voraussetzung ist allerdings, dass reaktionsschnelle Folgesysteme ausreichend gedämpft sind, so dass nicht nur bleibende Bahnabweichungen sondern auch unzulässiges Überschwingen beim Ansteuern einer Zielposition unterbunden werden. Außer im Folgesystem kann Instabilität auch im nachgeschalteten mechanischen Übertragungssystem auftreten, sofern letzteres nicht genügend steif und spielfrei ausgelegt ist, Abschn. 3.3.2.4.

Anders als beim zeitoptimalen Positionieren benötigt das Anfahren mit erhöhter Genauigkeit durch Schleichgang längere Positionierzeit T_P (Hubzeit t_0). Hierdurch vergrößern sich die Zykluszeit sowie die Taktzeit des übergeordneten Prozesses.

Die kinematischen Größen führen zu **dynamischen Kenngrößen des hydrostatischen Antriebs**. In der Anlaufphase gelten zum Anlaufvorgang des H-Motors vergleichbare Beziehungen, Abschn. 3.3.7. Vom Dämpfungseffekt abgesehen, folgt aus dem Kräftegleichgewicht am Kolben die dynamische Grundgleichung

$$F_a = F_0 - F_L = m \frac{dv}{dt}$$

- F_0 Anzugskraft (Startkraft) des Zylinders,
- F_L Lastkraft (Gegenkraft) der Arbeitsmaschine,
- F_a Beschleunigungskraft des Zylinders,
- m Masse,
- v Kolbengeschwindigkeit.

Um nach vorgegebener Antriebsaufgabe auszulegen, sind sowohl Lastkraft F_L als auch Massen der angekoppelten Arbeitsmaschine, m_L , einzubeziehen. So folgt entsprechend (3.93a), (3.122a) die *Beschleunigung des Zylinderantriebs*

$$a_a = \frac{v_s}{t_a} = \frac{F_a}{m_m} = \frac{F_0 - F_L}{m_m} \quad (3.151)$$

aus dem Quotienten Beschleunigungskraft F_a des Zylinders durch Summe der mit der Kolbenstange verbundenen Massen m_m . Schließt man den Zylinder unmittelbar an die Arbeitsmaschine an, ist die *Beschleunigungskraft*

$$F_a = m_m a_a. \quad (3.152a)$$

Verknüpft man die Nutzkraft, (3.137), mit der dynamischen Grundgleichung, folgt das Kräftegleichgewicht am Kolben während der Anlaufphase:

$$F_a = F_0 - F_L = F_i - F_{R0} - F_L. \quad (3.152b)$$

Die Anzugskraft F_0 ist verfügbare Mindestkraft und ergibt sich aus der aktiven Kolbenkraft F_i bei vorhandener Druckdifferenz vermindert um die bauartabhängige Kraftminderung

beim Anfahren aus der Ruhelage F_{R0} . Die Anzugskraft F_0 ist als effektive Kolbenkraft im Stillstand anzugeben oder aus der aktiven Kolbenkraft F_i mittels vorzugebender Zylinderreibungskraft beim Anfahren F_{R0} zu ermitteln.

Die an der Kolbenstange entnehmbare, d. h. zur Überwindung der Lastkraft F_L während des Hochlaufs verfügbare Kraft folgt dadurch, dass man die (statische) Anzugskraft F_0 um die Beschleunigungskraft F_a mindert:

$$F_0 - F_a = F_i - F_{R0} - F_a = F_L.$$

Da nach Antriebsaufgabe i. Allg. Lastparameter m_L , F_L wie kinematische Größen v_s , t_a als vorgegeben anzusehen sind, ist die *maximale Kolbenkraft*

$$F_1 = F_2 + F_{R0} + F_L + F_a \quad (3.153)$$

nach dynamischem Kraftfeld aufzubringen. Dieses leitet sich aus dem statischen Kraftfeld ab, Abb. 3.111a, und wird von der Gesamtheit eingepprägter Kräfte gebildet. Zu letzteren zählen die Betriebskräfte maximale und aktive Kolbenkraft F_1 , F_i sowie die Bewegungswiderstände Gegenkraft F_2 und Zylinderreibungskraft F_{R0} . Aus den eingepprägten Kräften, der Masse m_m und dem Beschleunigungszustand in der Anlaufphase a_α , lässt sich im Sinne der getriebedynamischen Analyse (VDI 2149) die Kraft bestimmen, die zur vorgeschriebenen Beschleunigung führt. Erweitert man das Kraftfeld um die Trägheitskraft ($F_0 = -m_m a_\alpha = -F_a$) zum dynamischen Kraftfeld, Abb. 3.111b, werden alle Kraftkomponenten des unter Last anfahrens Zylinders erkennbar. Neben den der Bewegung entgegenwirkenden eingepprägten Kräften ist die Reaktionskraft des Körpers infolge Trägheit zu überwinden. Die Gegenkraft F_2 ergibt sich aus dem ggf. zu schätzenden Rücklaufdruck p_2 und zugehöriger Kolbenfläche. Um sicheren Anlauf des Zylinders aus jeder Hublage zu garantieren, empfiehlt es sich, den lastseitig höheren Bewegungswiderstand bei Inbetriebnahme durch die Losbrechkraft F_{L0} , (3.143b), zu berücksichtigen.

Die Bemessung des Zylinders erfolgt bei gewähltem Auslegungs- oder Arbeitsdruck p_A des hydrostatischen Antriebs, damit vorgegebenem Eingangsdruck p_1 des Zylinders, nach der erforderlichen wirksamen Fläche A des Kolbens

$$A = F_1/p_1. \quad (3.154)$$

Die Masse m_m rührt sowohl vom Zylinder m_t wie von der Arbeitsmaschine als Fremdmasse m_L her

$$m_m = m_t + m_L. \quad (3.155)$$

Die bewegten Massen des Zylinders, m_t , umfassen außer den mechanischen Teilen Kolben und Kolbenstange m_{dry} die Flüssigkeitsmasse m_f im Verdränger- wie im Totraum angeschlossener Leitungen. Verteilt sich das zu beschleunigende Flüssigkeitsvolumen auf

mehrere Leitungsabschnitte l_1, l_2, \dots (Arbeits-, Rücklaufleitung) unterschiedlicher Strömungsquerschnitte A_1, A_2, \dots , kann die Masse des gesamten Flüssigkeitsvolumens, m_f , auf die wirksame Fläche A des Kolbens reduziert werden, so dass gilt

$$m_t = m_{\text{dry}} + m_f \quad \text{mit} \quad (3.156a)$$

$$m_f = \rho_f \sum_i l_i A_i \left(\frac{A_i}{A} \right)^2. \quad (3.156b)$$

Die Masse der Arbeitsmaschine, m_L , setzt sich aus sämtlichen unterteilten Massen zusammen, die als starr gekoppelt angenommen werden. Vergleichbar zur Anlaufzeit des Antriebs, t_a , (3.87) erhält man die *Beschleunigungszeit*

$$t_a = \frac{v_s}{a_a} = \frac{m_m}{F_a} v_s = \frac{m_m}{F_0 - F_L} v_s, \quad (3.157)$$

die proportional der Kolbengeschwindigkeit in der Schubphase, v_s , zunimmt und bei vorgegebenen Lastparametern m_L, F_L über die Beschleunigungskraft F_a , d. h. über die Baugröße A und/oder Druckabfall (Differenzdruck des Zylinders) Δp , zu beeinflussen ist.

In der Bremsphase sinkt die Kolbengeschwindigkeit v_t von der geforderten v_s ab bis die Ruhelage erreicht ist, die gleichmäßige Beschleunigung der Anlaufphase kehrt sich im Wirkungssinn um und kann sich im Fall des sofortigen Stillstands im Betrag vervielfachen, so dass die *Verzögerung des Zylinderantriebs*

$$a_b = \frac{v_s}{t_b} = \frac{F_b}{m_m} = \frac{F_e - F_L}{m_m} \quad (3.158)$$

beträchtliche Werte annehmen kann. Man erhält die *Verzögerungszeit*

$$t_b = \frac{v_s}{a_b} = \frac{m_m}{F_b} v_s = \frac{m_m}{F_e - F_L} v_s. \quad (3.159)$$

Die Dauer der Verzögerung, t_b , ist der in der Schubphase erreichten Kolbengeschwindigkeit v_s proportional und kann über die Verzögerungskraft F_b beeinflusst werden.

3.4.2.2 Bremsphase mit Endlagendämpfung

Das Abbremsen einer hohen Masselast verursacht einen Druckimpuls, der den Betriebsdruck p_1 kurzzeitig um ein Vielfaches übersteigen kann. Für eine sichere Auslegung gelten vergleichbare Bedingungen wie beim Schwenkmotor hinsichtlich des nachzuweisenden *Dämpfungsdruks* p_d , (3.125), und zusammengesetzter Druckanteile, (3.126). Vernachlässigt man die Verzögerung durch Zylinderreibungskraft F_R und Lastkraft F_L , liegt der ungünstigste Fall der passiven Verzögerung vor. Es ist dann allein mittels Dämpfung eine Gegenkraft aufzubauen, die der aktiven Kolbenkraft ($F_b = F_i$) entspricht. Mit (3.132b) lautet der dynamische Druckanteil

$$\Delta p_b = \frac{S}{V_i} F_b = \frac{1}{A} F_b$$

der über die Verzögerung a_b , (3.158a), (3.149a), die Druckdifferenz infolge Verzögerung

$$\Delta p_b = \frac{m_m}{A} a_b = \frac{m_m}{A} \frac{v_s^2}{2s_d} \quad (3.160a)$$

in einen Ausdruck überführt, der die Beziehung zum Verzögerungsweg s_b erkennen lässt. Letzterer wird hier als *Dämpfungsweg* s_d bezeichnet.

Der dynamische Druckanteil Δp_b nimmt mit der geforderten Geschwindigkeit in der Schubphase, v_s , quadratisch zu und lässt sich bei gegebener Fremdmasse m_L über die Baugröße A und den Konstruktionsparameter Dämpfungsweg s_d beeinflussen. Der Dämpfungsdruck p_d hängt zusätzlich von der Höhe des Eingangsdrucks p_1 , d. h. vom Druckabfall Δp bzw. der Lastkraft F_L als weiterem Lastparameter ab.

Für die Praxis (Zahlenwertgleichung):

$$\Delta p_b = 0,1 m_m a_b / A = 50 m_m v_s^2 / (A s_d) \quad (3.160b)$$

mit Δp in bar, m in kg, A in cm^2 , a in m/s^2 , v in m/s , s in mm.

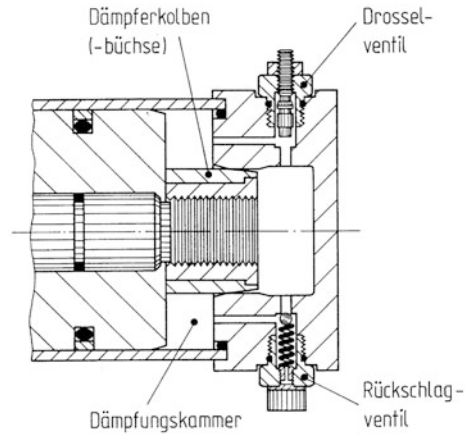
Hinweise für die Praxis

Kurze Verzögerungszeit t_b , (3.159), in der Bremsphase kann Schäden durch stoßartige Beanspruchungen an Zylinderbauteilen wie an der Anschlusskonstruktion nach sich ziehen. Die Auswirkung hoher Verzögerung a_b , (3.158), auf den Dämpfungsdruck p_d , (3.160a), ist daraufhin zu überprüfen, dass der maximal zulässige Betriebsdruck nicht überschritten wird, (3.125). Beim Zylinder für hohe Geschwindigkeit v_s oder mit großer Masselast (Fremdmasse m_L) ist hydraulisches Bremsen vorzunehmen. Eine als Widerstand aufzubringende Gegenkraft F_i erfordert während der gleichsinnigen Schubbewegung einen Steuereingriff. Da man sich diesen jedoch in der Regel für die Richtungsumkehr in der Endlage vorbehält, um wechselsinnigen Schub zu erzeugen, führt man die Verzögerung vorzugsweise passiv durch Endlagendämpfung herbei.

Der Rückstrom wird wegababhängig gedrosselt, das Dämpferelement Bohrung in den Zylinderboden integriert. Zweites Dämpferelement ist ein mit konischer Buchse ummantelter Dämpferkolben oder ein konischer Dämpferzapfen als Verlängerung von Kolbenstange bzw. Kolben. Beide Elemente bilden den hydraulischen Einbaudämpfer „Bremszylinder“. Fährt der Dämpferkolben in die Bohrung ein, verengt sich der ringförmige Öffnungsquerschnitt stetig (Stelldrossel), um mit Eintauchen des zylindrischen Bundes in die Bohrung überzugehen in einen parallelen Ringspalt (Festdrossel). In dieser zweiten Dämpfungsstufe wird der Rückstrom durch Bypass (Nebenkanal) nahezu vollständig über verstellbares Drossel-Einbauventil (Drosselnadel) dem Rücklaufanschluss zugeleitet. Das federbelastete Rückschlag-Einbauventil ermöglicht freien Durchfluss in entgegengesetzter Strömungsrichtung. Mittels Einbauventiltechnik lässt sich die Gesamtfunktion des Drosselrückschlagventils trennen und leichte Austauschbarkeit sowie kleiner Einbauraum erzielen. Die Endlagendämpfung kann am Drosselventil extern eingestellt werden, Abb. 3.113.

Der kombinierte hydraulische Einbaudämpfer „Bremszylinder/verstellbares Drosselventil“ kann serienmäßig in Zylinderboden wie -deckel eingebaut, somit der doppelwirkende Zylinder in beiden Hubrichtungen gedämpft werden. Dämpfungswirkung kann sich

Abb. 3.113 Zylinder mit einstellbarer Endlagendämpfung im Gehäuseteil (CD/CD-K, S, D, Bosch Rexroth)



jeweils nur in den Endlagen einstellen (z. B. CD/CG-K, S, D, Bosch Rexroth [78, 421]; HHNDK, DN, Hunger Hydraulik [422]).

Um sanften Endanschlag durch hydraulisches Bremsen herbeizuführen, ist allen sich mit Kolbengeschwindigkeit in der Schubphase, v_s , bewegenden und mit der Kolbenstange verbundenen Massen m_m die kinetische Energie

$$E_k = \frac{m_m}{2} v_s^2 = W_d = A_d p_d s_d$$

durch Dämpfungsarbeit W_d zu entziehen. Diese vereinfachte Form der Energiegleichung gilt für Verzögerung auf Rast und unter Einschränkung auf ideale

Dämpfungscharakteristik, d. h. bei Drosselung mit konstantem Dämpfungsdruck p_d und -querschnitt A_d über die gesamte Drosselstrecke s_d .

Lediglich in zweiter Dämpfungsstufe liegt wegen fester Drosselventileinstellung konstanter Öffnungsquerschnitt vor, dessen Größenwert nach dem Durchflussgesetz für blendenförmige Querschnittsänderung, (2-113), Abschn. 2.1.5, abschätzbar ist. Die zu Beginn der Drosselstrecke jedoch auftretende Verzögerungskraftspitze führt zu hohem Anstieg des Dämpfungsdrucks (Druckimpuls) in der Zylinderkammer (Dämpfungsraum).

Um Überbeanspruchungen des Zylinders zu vermeiden, kann mittels mehrfach abgestuften Dämpferkolbens nahezu konstanter Dämpfungsdruck über einen größeren Teil der Drosselstrecke, damit eine Annäherung an die ideale Dämpfercharakteristik erreicht werden (ZH, Parker Hannifin [423]).

Erfolgt hydraulisches Bremsen unter extremen Lastanforderungen, etwa bei sehr großer Masselast oder Kolbengeschwindigkeit, reicht die Endlagendämpfung mittels serienmäßigen Einbaudämpfers nicht mehr aus. Schwerantriebe können mit Nutdrossel wegabhängig veränderlichen Nutquerschnitts ausgestattet werden. Doch sind Einbaudämpfer konstanten Drosselwiderstands für nur einen Lastparameter ausgelegt und Nutdrosseln Sonderkonstruktionen vorbehalten [424-426].

Bewährte Lösungsvarianten bieten gesonderte Stoßisoliermaßnahmen wie das Abstützen der Fremdmasse gegen Festpunkt über externe Isolierelemente, z. B. „Industriestoßdämpfer“ (Hydraulikdämpfer, VDI 2062 Bl. 2). Im Gegensatz zum Bremszylinder mit nur einer Drosselöffnung konstanten Öffnungsquerschnitts steuert der Industriestoßdämpfer den Drosselquerschnitt wegabhängig indem die Vielzahl paralleler Drosselbohrungen mittels Kolbenüberdeckung fortschreitend verringert wird. Das Bremsen erfolgt bei nahezu gleichmäßig verzögerter Bewegung, also mit konstanter Verzögerungskraft und Dämpfungsdruck. Der Industriestoßdämpfer entzieht dem Stoßobjekt in kurzer Bremszeit einen Großteil der kinetischen Energie, verwirklicht damit weitgehend ideale Dämpfungscharakteristik [427, 428].

Als aktive Dämpfungsmaßnahme ist die ventilgesteuerte Verzögerung des Kolbens im Arbeitszylinder selbst anzusehen, sofern dieser statt mittels Schaltventils durch Stetigventil beaufschlagt wird. Über entsprechend elektrisch angesteuertes Proportionalventil passt sich der zeitabhängige Bewegungsablauf beliebigen Lastparametern an und dämpft nicht nur in den Endlagen des Kolbens, sondern in beliebigen Zwischenlagen.

3.4.2.3 Schwingungskennwerte des Zylinders

Kurze Beschleunigungszeit t_a , (3.157a), in der Anlaufphase oder Lastschwankungen an der Arbeitsmaschine in der Schubphase regen den Zylinderantrieb zu Schwingungen an. Die Auswirkungen hoher Beschleunigung a_a , (3.148), bzw. von Kraft- und Druckschwankungen werden von den dynamischen Eigenschaften des H-Zylinders bestimmt.

Auf Grund ihrer Kompressibilität verhält sich die druckbeaufschlagte Zylinderkammerfüllung elastisch, vergleichbar einer Druckfeder, Abschn. 2.1.1.2, so dass aus der Kraftzunahme ΔF am Kolben bei gegebener wirksamer Fläche A die Druckzunahme folgt:

$$\Delta F = A \Delta p.$$

Die Volumenminderung $-\Delta V$ folgt aus dem Federweg bei starrer Gehäusewandung

$$\Delta s = -\Delta V/A.$$

Kolbenkraft ΔF und Federweg Δs sind nach dem Elastizitätsgesetz verknüpft:

$$\Delta F = c_h \Delta s,$$

so dass man über den mittleren isentropischen Kompressionsmodul \bar{K} und ein der Volumenminderung $-\Delta V$ zugeordnetes Anfangsvolumen V_0 , (2–4), die *hydraulische Federsteife des Zylinders bei starrer Gehäusewandung*

$$c_h = \frac{A \Delta p}{\Delta s} = A^2 \frac{\Delta p}{(-\Delta V)} = A^2 \frac{\bar{K}}{V_0} \quad (3.161a)$$

als Konstruktions- und Schwingungsparameter für die Verdrängereinheit mit schiebender Abtriebsbewegung gewinnen kann.

Der ***Schwingungskennwert*** des ungedämpften Hydrogeräts wird von der *Eigenkreisfrequenz des Zylinders bei starrer Gehäusewandung*

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c_h}{m_t}} \quad (3.162a)$$

bzw. der *Eigenfrequenz des Zylinders* (Kennfrequenz des gedämpften Zylinders, vgl. DIN 1311 Teil 2)

$$f_0 = \omega_0 / (2\pi) \quad (3.97a)$$

wiedergegeben mit hydraulischer Federsteife des Zylinders c_h , (3.161a), allen bewegten Massen des Zylinders m_t , (3.156a).

Zugeordnetes Anfangsvolumen (nicht zusammengedrücktes Volumen V_0) ist das Kammervolumen in Kolbenmittelstellung, also das halbe theoretische Schluckvolumen $V_i/2$, einschließlich des bis zum Einlass A unter Druck stehenden Totkammervolumens. Ist beim doppelwirkenden Zylinder auf der Einlass- A wie Auslassseite B Anfangsvolumen unter Druck eingeschlossen, addieren sich wegen weggleicher oder Parallelschaltung die Federsteifen, (3.161a), zur *hydraulischen Gesamtfedersteife*

$$\begin{aligned} \bar{c}_{h,T} &= c_{h,A} + c_{h,B} \\ &= 2c_h \text{ für } c_{h,A} = c_{h,B} = c_h, \end{aligned} \quad (3.98a)$$

die sich bei symmetrischer Anordnung durch beidseitige Kolbenstange (Gleichlaufzylinder) und Mittelstellung verdoppelt, d. h., die Eigenkreisfrequenz für beidseitige Beaufschlagung (hydraulisch eingespannter) Zylinder ist nach (3.162a) um den Faktor $\sqrt{2}$ höher:

$$\bar{\omega}_0 = \sqrt{2} \omega_0. \quad (3.99)$$

Analog zum H-Motor, Abschn. 3.2.4.2, kann die „Elastizität“ des unter Druck stehenden Kammervolumens nach Abschn. 2.1.1.2 auch durch die *hydraulische Kapazität* C_h , (2.7), gekennzeichnet werden, die zur hydraulischen Federsteife – bis auf einen Flächenfaktor – in reziproker Beziehung

$$C_h = A^2 / c_h = V_0 / \bar{K} \quad (3.163a)$$

steht. Damit folgt als zu Gl. (3.162a) gleichwertiger Ausdruck für die *Eigenkreisfrequenz des Zylinders*

$$\omega_0 = \frac{A}{\sqrt{C_h m_t}} \quad (3.162b)$$

Beim hydraulisch eingespannten Zylinder addieren sich wegen geschwindigkeitsgleicher oder Parallelschaltung die Kehrwerte der Einzelkapazitäten ($C_{h,A}$, $C_{h,B}$), (3.163a), zur *hydraulischen Gesamtkapazität* C_h , (3.98b), die sich bei symmetrischer Kapazität an beiden hydraulischen Anschlüssen halbiert ($\bar{C}_h = C_h/2$).

Für die Praxis (Zahlenwertgleichungen):

$$c_h = A^2 \bar{K} / V_0 \quad (3.161b)$$

$$C_h = 0,1 A^2 / c_h = 0,1 V_0 / \bar{K} \quad (3.163b)$$

$$\omega_0 = 31,623 \cdot \sqrt{c_h / m_t} = 10 A / \sqrt{C_h / m_t} \quad (3.162c)$$

mit c in N/mm, C in cm^5/N , ω in 1/s, f in Hz, \bar{K} in bar, A in cm^2 , V in cm^3 , m in kg.

Hinweise für die Praxis

Für die schwingungsabwehrgerechte Auslegung sind dynamische Kennwerte des Antriebs maßgebend, wobei Parameter der Energieübertragung wie des angekoppelten Lastsystems zu berücksichtigen sind.

Vergleichbar zur Beschreibung der Anlaufphase bezieht man den Antrieb in die Beschleunigung, (3.151), dadurch ein, dass man die bewegten Massen des Zylinders, m_t , (3.156a), durch alle mit der Kolbenstange verbundenen Massen, m_m , (3.155) ersetzt.

Zur Beschreibung von Antriebsschwingungen ist nicht nur die Zylinder Masse m_t um die Fremdmasse m_L , ggf. um unterteilte Massen in Leitungsabschnitten, (3.156b), wie an der Arbeitsmaschine, m_{red} , zu erweitern, sondern das Anfangsvolumen V_0 um das unter Druck stehende Leitungsvolumen V_T zu vergrößern. Ebenso ist bei elastisch aufgeweiteter Gehäuse- und Leitungswandung der Stoffkennwert \bar{K} durch den mittleren Ersatzkompressionsmodul \bar{K} , für Rohr, (2–10a), und Zylindermantel [429] zu ersetzen.

Von den entsprechenden Kennwerten des Zylinders, (3.161a), (3.163a), gelangt man so zur *hydraulischen Federsteife bzw. Kapazität des hydrostatischen Antriebs bei elastisch aufgeweiteter Gehäuse-/Leitungswandung*

$$c'_h = A^2 \bar{K}' / (V_0 + V_T), \quad (3.164a)$$

$$C'_h = (V_0 + V_T) / \bar{K}'. \quad (3.164b)$$

Entsprechend geht der Komponenten Kennwert des Zylinders, (3.162a), über in den Systemkennwert der ungedämpften Hydroanlage unter Last

$$(\omega'_0 =)\omega_0 = \sqrt{\frac{c'_h}{m_m}} = \frac{A}{\sqrt{C'_h m_m}}. \quad (3.165)$$

Für den doppeltwirkenden Zylinder ergibt sich nach (3.98a) bzw. (3.98b) aus der hydraulischen Gesamtfedersteife bzw. -kapazität bei elastischer Aufweitung die *Eigenkreisfrequenz des asymmetrischen hydrostatischen Antriebs* (Zylinderbauart Differenzialzylinder)

$$\bar{\omega}_0 = \sqrt{\frac{\bar{c}'_h}{m_m}} = \sqrt{\frac{c'_{h,A} + c'_{h,B}}{m_m}} = A_1 \sqrt{\frac{(1/\varphi)^2}{m_m C'_{h,A}} + \frac{1}{m_m C'_{h,B}}} \quad (3.166a)$$

und für den gleichflächigen Zylinder in Mittelstellung mit hydraulischer Gesamtkapazität nach (3.101b) die *Eigenkreisfrequenz des symmetrischen hydrostatischen Antriebs* (Zylinderbauart Gleichlaufzylinder)

$$\bar{\omega}_0 = \sqrt{\frac{2c'_h}{m_m}} = \sqrt{\frac{2}{C'_h m_m}} = \sqrt{2}\omega_0, \quad (3.166b)$$

d. h., der Systemkennwert Eigenkreisfrequenz $\bar{\omega}_0$ ist für beidseitige Beaufschlagung im (hydraulisch eingespannten) Zylinder um den Faktor $\sqrt{2}$ höher, Grundvariante IV, Tab. 3.10, als bei nur einseitiger Beaufschlagung (Zylinderbauart Plungerzylinder), Grundvariante II, Tab. 3.10, (3.165), Abschn. 3.2.4.3.

Im Gegensatz zum hydrostatischen Antrieb mit drehender Abtriebsbewegung durch symmetrische Mehrkammverdrängung (H-Motor) sind beim Abtrieb mit geradliniger Abtriebsbewegung (H-Zylinder) die dynamischen Systemkennwerte außer von baugrößen- und bauartbedingten Zylinderparametern wie wirksame Fläche A , Hub S , Flächenverhältnis φ vom Betriebsparameter Kolbenstellung s abhängig. Beim Gleichlaufzylinder ($\varphi = 1$) erreicht die Eigenkreisfrequenz in Mittelstellung ihren Kleinstwert, der sich beim ungleichflächigen Zylinder verringert und zur Endlage hin verschiebt. Von der tiefsten Eigenkreisfrequenz ist beim schwingungsabwehrgerechten Auslegen des Antriebs auszugehen [430, 431].

3.4.2.4 Schwingungsanalyse des Zylinders

Um das dynamische Verhalten des Hydrozylinders mit angekoppeltem Lastsystem möglichst betriebsgetreu nachzubilden, hat man *mathematische Modelle des hydrostatischen Antriebs* entwickelt [430–443], die sich nach Darstellung und Abstraktionsgrad unterscheiden. Hierbei geht man von den *Gleichungen des verlustbehafteten Zylinders* aus, Abschn. 3.4.1.3, um die Dämpfung des Systems zu berücksichtigen, die darin besteht, dass druckabhängige Leckverluste ($q_{V_s, \text{in}}$, insbes. q_{V_η}) und geschwindigkeitsabhängige Reibkraftverluste (F_R , insbes. F_r) auftreten.

Schwingungsanalyse

Um unerwünschtes Systemverhalten von vornherein auszuschließen, wird bei der Projektierung von Hydroanlagen die Schwingungsanalyse anhand von Modellsystemen (Fluid-Struktur-Kopplungen) zunehmend unentbehrlich [275].

Analog zum Rotationsantrieb, Abschn. 3.2.4.3, lässt sich auch der hydrostatische Linearantrieb auf das Modell des freien gedämpften Schwingers zurückführen und als einfacher Schwinger im interessierenden Frequenzbereich darstellen, wenn die Antriebseinheit klar gegliedert ist und die Massen starr an den Zylinder gekoppelt sind.

Um vom gedämpften linearen Schwinger ausgehen zu können, sind Lastkennlinie und Verlustcharakteristik zu linearisieren. Dynamische Systemkennwerte der belasteten Hydroanlage sind Kennkreisfrequenz ω_0 nach (3.165) und (3.166), Systemdämpfung D nach (3.167) und (3.111) entsprechend Grundvariante II und IV des Modellsystems für geradlinige Abtriebsbewegung nach Hahmann [276], Tab. 3.10.

Verlustarme Zylinderantriebe mit berührender Kolbendichtung weisen kaum innere Leckverluste auf, im Gegensatz zu Präzisionszylindern mit berührungsfreiem Dichtungssystem (Ringspalt-Dichtung). Der geschwindigkeitsabhängige Reibkraftverlust in Kolben- und Stangendichtung trägt erst bei höherer Geschwindigkeit zur Dämpfung bei, der druckabhängige Reibkraftverlust infolge trockener Reibung tritt nur in Nähe der Umkehrlagen auf. Die Druckverluste in den Leitungen wirken sich folglich stärker auf die Systemdämpfung aus. Diese wird ferner von der Dämpfung des angekoppelten Lastsystems, etwa in der Gleitführung eines angetriebenen Werkzeugmaschinenschlittens [432], bestimmt.

Der Einfluss unterschiedlicher Dämpfungsmechanismen auf die Gesamtdämpfung geht aus der Abhängigkeit dieses Systemkennwerts von den Kennwerten der Komponenten hervor.

Sprockhoff [433] führt die Gesamtdämpfung des Zylinderantriebs auf eine kraftverlust- und eine leckverlustbedingte Dämpfung zurück. Beide Anteile, der mechanische, D_m , wie der hydraulische, D_h , sind der Wurzel aus dem Quotienten Masse durch hydraulische Kapazität umgekehrt bzw. direkt proportional

$$D_m \sim (m_m/C'_h)^{-0,5}$$

$$D_h \sim (m_m/C'_h)^{0,5},$$

so dass sich ein gegensinniger Verlauf der beiden Teildämpfungen ergibt. Analog zum Motorantrieb, Abschn. 3.2.4.3, setzt sich die Systemdämpfung aus den gegenläufigen Dämpfungsanteilen additiv zur resultierenden Becherkurve zusammen, Abb. 3.71.

Die Dämpfungskennlinie des hydrostatischen Zylinderantriebs wird zum Dämpfungskennfeld des Antriebs für unterschiedliche Zylinderbauarten, wenn man die verlustbestimmenden Konstruktionsparameter h und k variiert.

Für übliche Anwendungsfälle ist der Einfluss aller mit der Kolbenstange verbundenen Massen m_m groß gegen den der hydraulischen Kapazität des Zylinders, die bei geringem Leitungsvolumen ausschlaggebend für die Gesamtkapazität \tilde{C}'_h ist. Im Gegensatz zum Motorantrieb beschränkt sich der Betriebsbereich der kapazitätsbezogenen Masse jedoch nicht auf die ansteigende Kurvenschar der Systemdämpfung D , die von der hydraulischen Teildämpfung D_h maßgeblich bestimmt ist. Der innere Leckverlust ist bei berührender Kolbendichtung vernachlässigbar, so dass der druckbezogene Leckverlust (Leckstromleitwert) k sehr klein wird und die Systemdämpfung überwiegend vom Reibkraftverlust verursacht wird, also auf die mechanische Teildämpfung zurückgeht:

$$D \approx D_m = \frac{d}{2A} \sqrt{\tilde{C}'_h/m_m}. \quad (3.167b)$$

Da man geringe Zylinderreibung etwa mittels Gleitringdichtung anstrebt, mithin der geschwindigkeitsbezogene Kraftverlust (Dämpfungswiderstand) d ebenfalls klein ausfällt, ist die *Systemdämpfung* der Komponente insgesamt niedrig.

Um Resonanzschwingungen zu unterbinden, ist daher durch schwingungsabwehrge-rechtes Gestalten neben Hochabstimmung, (3.105a), eine über ein breites Frequenzband

wirksame Dämpfungsanhebung, (3.105b), für den sehr schwach gedämpften Zylinderantrieb erforderlich. Dies gilt besonders für die Auslegung geregelter hydrostatischer Antriebe (Servozyylinder). Stabilisierung bei hoher Kreisverstärkung erfordert *zusätzliche Dämpfung*, die im Leistungszweig des hydrostatischen Zylinderantriebs oder bei elektrohydraulischem Antrieb auch im Signalzweig wirksam sein kann.

Im *Leistungszweig eingreifende Dämpfungsmaßnahmen* können mit Bypass- oder Leckdrosseln verwirklicht werden. Diese einfachen Maßnahmen verringern die Kraftverstärkung, führen andererseits bei Positionierantrieben zu einem statischen Fehler (Schleppfehler).

Nach *Luhmer* [444] und *Weingarten* [445] lassen sich die Lastempfindlichkeit des Zylinderantriebs nicht erhöhende Dämpfungsmaßnahmen durch ausgleichende hydraulische Netzwerke herbeiführen, die als Differenzierglied dynamisch korrigierend wirken. Differenzierende Signalglieder können vom Proportionalglied mit nachgebender (verzögerter) Rückführung gebildet werden, z. B. aus federzentriertem Schieber eines Wegeventils mit angeschlossenem Druckmittelvolumen. Passive Dämpfungsmaßnahmen stellen eine einfache und wirtschaftliche Stabilisierung geregelter Antriebe dar. Je nach Art des Eingriffs in den Leistungszweig unterscheidet man zwischen parallelen Netzwerken, die wie eine zusätzliche Leckstelle wirken und seriellen Netzwerken, die eine Drosselstelle darstellen. Bei Positionierantrieben vermeidet man Stellungsfehler mit seriellen Netzwerken, deren Dämpfungswirkung auf Drosselung des Volumenstroms beruht.

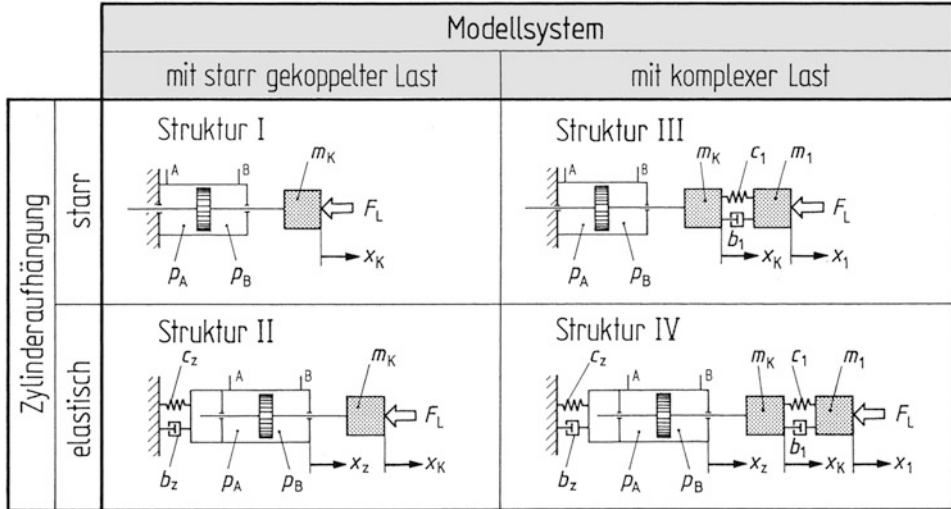
Nach *Engelsdorf* [446] lässt sich das mechanisch-hydraulische Netzwerk mit Hochpasskolben und Gleichrichter oder mit Hochpassspeicher und Gleichrichter verwirklichen, indem man ein Bypass-Ventil verwendet. Das elektrohydraulische Netzwerk kann mittels Zweizeige-Sitzventils ausgeführt und nach rechnergestützter Parametervariation an den ventilgesteuerten (widerstandsgesteuerten) Zylinderantrieb angepasst werden.

Liegt keine starre Lastankopplung vor, ist der einfache Schwinger als Modell für die Schwingungsanalyse ungeeignet. Die mechanische Struktur stellt dann eine Kette von Kraftübertragungselementen dar, die von einem mehrfachen Längsschwinger, etwa einer Reihenschaltung einfacher Schwinger, verhaltensgleich beschrieben wird [279, 280, 282].

Helduser [279] bildet den hydrostatischen Zylinderantrieb durch ein Modellsystem in 4 Grundvarianten ab, Tab. 3.17, das die Elastizität von Zylinderaufhängung und Lastankopplung berücksichtigt. Der Einfluss konstruktiver Schwachstellen in der Form nachgiebiger Verbindungen auf das dynamische Verhalten wird für den servohydraulischen Linearantrieb (Servozyylinder) untersucht.

Ideale Randbedingungen gibt Struktur I mit starrer Aufhängung und Lastankopplung des Zylinderantriebs wieder. Die bewegten Massen des Zylinders, m_t , (3.156a), werden mit der Masselast (Fremdmasse $m_1 = m_L$) konzentriert und als Kolbenmasse m_K dargestellt, an der die zu überwindende Lastkraft F_L unmittelbar angreift. Diese Grundstruktur dient als Vergleichsbasis für das gekoppelte Schwingungsverhalten des Linearantriebs mit nachgiebigen Verbindungen. Wird die Elastizität der Befestigungsteile in der Zylinderverankerung berücksichtigt, gelangt man zu Struktur II, wie sie bei Antrieben großer Leistung häufig vorliegt. Bezieht man die Elastizität der Verbindungsteile zwischen Kolbenstange und Last in

Tab. 3.17 Grundvarianten des Modellsystems hydrostatischer Antrieb für geradlinige Abtriebsbewegung bei elastischer Zylinderankopplung und -aufhängung nach Helduser [279]




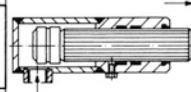

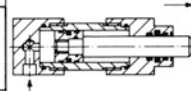

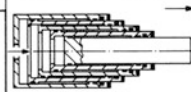

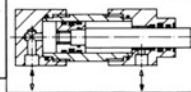

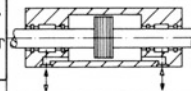

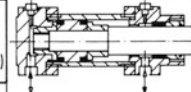

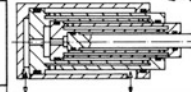

die Antriebskette ein, ergibt sich die mechanische Kraftübertragung bei komplexem Lastsystem. Die elastische Verformung beim Ankoppeln des Zylinders, Struktur III, wirkt z. B. in geregelten Vorschubantrieben des Werkzeugmaschinenbaus die Frage nach dem geeigneten Messort für die aufzunehmende Iststellung (Kolbenlage) auf, die zum Zwecke des Regels als Messsignal zurückgeführt wird (direkte oder indirekte Wegrückführung). Struktur IV stellt den Zylinderantrieb mit elastischer Verformung in Befestigungs- und Verbindungsteilen dar. Die nichtidealen Randbedingungen des Zylinderantriebs verschlechtern dessen dynamische Eigenschaften. Beim lagegeregelten Zylinderantrieb lässt sich der störende Einfluss ausschalten, wenn die nachgiebigen Verbindungen außerhalb des Regelkreises gelegt werden. Da hierbei ein statischer Fehler (Schleppfehler) in Kauf zu nehmen ist, kommt dynamischen Korrekturen im Signalzweig Bedeutung zu, die konstruktiv bedingte Elastizitäten in der Antriebskette ausgleichen, Kap. 6 und 7.

3.4.3 Methodische Zylinderwahl nach Konstruktionskatalog: *Bewegungs-/Kraftzylinder*

Der Planer sollte nicht nur branchentypische Anforderungen oder allgemeine Kenngrößen für Hydrozylinder (DIN 24 564 Teil 1) summarisch heranziehen. Da der Zylinder den mechanischen Ausgang des hydrostatischen Antriebs bildet, sind die Eigenschaften der Bauarten außer nach gerätespezifischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten auch nach den Anforderungen der angekoppelten Arbeitsmaschine zu bewerten.

Die Bauarten unterscheiden sich in den Gestaltungsmerkmalen des verwirklichten Lösungsprinzips nicht grundlegend, da allen das einheitliche Verdrängerprinzip des Schubkolbenriebs gemeinsam ist.

Tab. 3.18 Systematik der Zylinderbauarten im Sinne eines getriebetechnischen Konstruktionskatalogs nach VDI 2222 Bl. 2 und VDI 2727 Bl. 1, Zugriffsteil mit den Merkmalen Kolbenhub S und Nutzkraft F_e ; Erläuterung des Zugriffsteils siehe vorliegenden Abschnitt, des Gliederungsteils s. Abschn. 3.4.4, des Hauptteils s. Abschn. 3.4.5–8

Gliederungsteil „Hydraulische Huberzeuger“ (motorischer Getriebeteil) nach VDI 2127, 2727 (kinemat. Bindung)		Hydrozylinder- Bauart	Hauptteil Prinzipbild	Graph. Symbole DIN ISO 1219 Teil 1	Zugriffsteil Kenngrößen für Hydrozylinder DIN 24 564 T.1 Hub S mm Nutzkraft F_e kN
Energieumformer für wechselseitige Schubbewegung mit Rast(rückkehrend,aussetzend) Hydrozylinder Zweifach- / (Einfach-) Schubkolbenantrieb Flüssigkeitsdruck wirkt nur in einer Richtung Flüssigkeitsdruck wirkt in beiden Richtungen (Vor- und Rückhub)	Gelenk (Schub- S) Anordnung 	Plunger- oder Tauchkolben-Zylinder			1 25 ... 500 DIN ISO 4393 ... 5030 (3 · 10 ⁵)
	(2 bis 5stufig) S ² /S ² 2 ... S ⁵ /S ⁵ 2	einfach-wirkender Zylinder			2 320 ... 8000 (50000)
		Teleskopzylinder einfach-wirkend			3 kolben-/stangen-seitig
	S ² ... S ⁴ 2	doppeltwirkender Zyl. m. einseitiger Kolbenstange			4 25 ... 500 DIN ISO 4393 ... 7850 / 7360
		doppeltwirkender Zyl. m. zweiseitiger Kolbenstange			5 0,1 ... 7360
		Differentialzyl. (m. Fläch. verh. 2:1 u. beids. verst. Dämpfg.)			6 0,3 / 0,1 ... 7850 / 7360
	Teleskopzylinder doppelt-wirkend			7 320 ... 2500 (12500) 230 / 80 ... 130 / 40	

Die Auswahl eines Zylinders vereinfacht sich, wenn man einen **Konstruktionskatalog** (VDI 2222 Bl. 2) nach dem grundsätzlichen Aufbau *getriebetechnischer Konstruktionskataloge* (VDI 2727 Bl. 1) zur Verfügung hat. Dieser bietet für Huberzeuger hydraulische Lösungen an und enthält die Kenngrößen *Kolbenhub* S und *Nutzkraft* F_e als *Zugriffsmerkmale*, um eine Vorauswahl nach der Bauart zu ermöglichen, Tab. 3.18.

- Je nach Antriebsaufgabe bestimmen sich die Anforderungen nach dem *Hauptmerkmal*
- *Kinematik*, so dass Forderungen an die Schubbewegung auf den erreichbaren Kolbenhub S als charakteristisches Hauptdatum hinauslaufen, während die i. Allg. niedrige Kolbenkraft zu den weniger bedeutenden Daten zählt (Bewegungszyylinder);
 - *Kräfte*, so dass Forderungen an die Kraftleitung beim Schieben die effektive Kolbenkraft F_e als charakteristisches Hauptdatum bestimmen und den Hub zu den nachgeordneten Merkmalen zu rechnen (Kraftzyylinder).

Der Arbeitsprozess erfordert Bewegungsarten des antreibenden Zylinders, die Anforderungen nach beiden Hauptmerkmalen kombinieren können. Ist eine *Transportbewegung* auszuführen, ergibt sich die maximale Kolbenkraft aus der Beschleunigungskraft F_a in der Anlaufphase, meist ohne die höchste Kolbengeschwindigkeit zu begrenzen (z. B. Schieberstellantrieb in Armaturen). Wird eine *Leistungsbewegung* gefordert, bestimmt sich die maximale Kolbenkraft aus der Lastkraft F_L in allen Bewegungsphasen, wobei die Schubphase nicht gleichförmig zu sein braucht, die Kolbengeschwindigkeit v_s sich vielmehr der Lastkraft anpassen soll (z. B. beim Pressenantrieb). Bei der *Vorschubbewegung* wirkt die Lastkraft über den vollen Arbeitshub, womit sich die Forderung nach lastunabhängiger Kolbenbewegung mit konstanter Geschwindigkeit v_s verbindet (z. B. Vorschubantrieb). Vollzieht der Zylinder schließlich eine *Enddruckbewegung*, stellt sich nach Erreichen hoher Kolbengeschwindigkeit v_s in der Verzögerungsphase eine große Lastkraft ein (z. B. Schließkraft kurz vor Ende der Schließbewegung an Spritzgießmaschine).

Anders als beim Drehstellantrieb (Schwenkmotor) unterliegt der *Hub* beim Linearstellantrieb kinematisch keiner begrenzenden räumlichen Randbedingung. Der angegebene Kolbenhub der einstufigen Zylinderbauarten, Tab. 3.18, Nrn. 1, 2, 4, 5, 6, ist daher nur als Hinweis auf die zu bevorzugende Baugrößenstufung nach Kolbenhub-Grundreihe zu betrachten (DIN ISO 4393). Bezieht man die Tragfähigkeit in die Auswahl ein, leiten sich hub- wie kraftbegrenzende Merkmale aus der Tragsicherheit gegen störend einwirkende radiale Lastkomponenten (Querkräfte F_{rad}) oder, bei Verwendung als Druckzylinder, aus der Knicksicherheit gegen den Grenzzustand Instabilität (Knicken) her. So enthält der Plungerkolben nur eine Kraftleitungszone als Stangenführung (Zylinderkopfbohrung), über die Radialkräfte aufnehmbar sind. Teilt man die Funktion „Führen“ auf Verdrängerelement und Abtriebsglied auf, erhält man mit Kolben- und Stangenführung zwei Kraftleitungs-zonen (Zylinderrohr und -kopf) genügenden Führungsabstands (Stützweite). Es lassen sich bauartbedingte Grenzen der Arbeitswege nach dem Prinzip der Aufgabenteilung überwinden. Im Vergleich zum Plungerzylinder, Nr. 1, weisen folglich die Bauarten mit gegliedertem Triebwerkteil Kolben und Stange, Nr. 2, 4 und 6, größere zulässige Hübe auf. Die Gestaltvariation tragender Bauteile vermag bauartbedingte Tragfähigkeitsgrenzen weiter anzuheben, etwa mittels Anpassbausteins „Stützweitenverlängerung zwischen Kolben und ausgefahrener Stange“ oder durch Beschränkung auf großes Flächenverhältnis „verstärkte Kolbenstange“ ($\varphi = 2 \dots 5$), Nr. 6.

Die Stufung der *Nutzkraft* leitet sich aus der Auswahlreihe „Nenndrücke für Zylinder“ ab. Zu den gängigen Druckstufen sind Zylinderbaureihen nach Durchmesserstufung von Zylinderbohrungen festgelegt (DIN ISO 3320). Beim doppelwirkenden Zylinder

mit ungleichen Kolbenflächen, Nr. 4 und 6, unterscheidet sich die Nutzkraft nach Wirkrichtung (Vor- und Rücklaufkraft) entsprechend korrespondierendem Flächenverhältnis nach bevorzugtem Durchmesserpaar (Innendurchmesser des Zylinders d_1 oder D , Kolbenstangendurchmesser d_2 oder d , DIN ISO 7181).

Die sich auf Normzylinder beziehenden Größtstufen der Baureihe nach dem Hauptdatum „Hub“ werden bereits vom Serienzylinder (Hub 3 bis 14 m für Bauform Zuganker- bzw. Rundzylinder), mehr noch vom Sonderzylinder übertroffen (Hub 8 bis 24 m, z. B. Langhubzylinder). Durch entsprechende Stufung der wirksamen Kolbenfläche lässt sich das Hauptdatum, „effektive Kolbenkraft“ der erforderlichen Lastkraft angleichen (Nutzkraft 58.000 bis 300.000 kN, z. B. Schwerlastzylinder „heavy duty“). Geht man auf den mehrstufigen Teleskopzylinder über, Nr. 3 und 7, werden sehr große Hübe realisierbar (z. B. Hub bis 50 m mit 6stufiger Ausführung).

Bewertungskriterien lassen sich häufig aus der *Wechselbeziehung einzelner Merkmale* gewinnen, nach denen man die Zylinderauswahl gezielt vornehmen kann. Die einfach wirkende Hauptgruppe, Nr. 1 bis 3, zeichnet sich zwar durch geringen Bauaufwand aus. Jedoch muss in horizontaler Einbaulage eine äußere Kraft ausreichender Wirkhöhe und gleich bleibender Wirkrichtung sichergestellt sein, um den Rückhub zu gewährleisten. Selbst in vertikaler Einbaulage ist häufig wegen zu kleinen Gewichts des Kolbens eine zusätzliche Last, etwa als Masselast (ausreichendes Leergewicht) oder Federkraft (außen angebrachte Rückholfeder), erforderlich. Konstruktive Maßnahmen zum Erzeugen einer äußeren Rückstellkraft erübrigen sich, wenn die Bauart mit Kolben und Stange, Nr. 2, verwendet wird. Diese lässt sich mit eingebauter Rückholfeder in Form einer Schraubendruckfeder im Ringraum ausführen.

Auf den Teleskopzylinder wird i. Allg. nicht wegen des alleinigen Hauptmerkmals „großer Hub“ zurückgegriffen, decken doch die einstufigen Bauarten in langhubiger Gestaltung ein breites Anwendungsfeld ab. Allerdings ist die Einbauhöhe in ausgefahrener Arbeitsstellung beim doppelwirkenden Zylinder mit einseitiger Kolbenstange, Nr. 4, größer als der zweifache Hub, mit beidseitiger Kolbenstange, Nr. 5, sogar größer als der dreifache Hub. Lässt die Einbaubegrenzung derartige Einbauhöhen nicht zu, sind also „sehr großer Hub“ und „kleine Einbauhöhe“ gefordert, rechtfertigt sich der bauliche Mehraufwand des Teleskopzylinders, Nr. 3 und 7. Mit diesen lässt sich als Druckstab veränderlichen Querschnitts „Stufenkolben-Kette“ die Knicksicherheit über große Hübe eher gewährleisten als mit dem schlanken Druckstab des Langhubzylinders.

Die Beziehung zwischen Verlustarten und Bewegungsverhalten bei kleinen Geschwindigkeiten ergibt weitere Bewertungskriterien. Während Transport- und Leistungsbewegung keine Laufgüteanforderungen bezüglich Gleichförmigkeit der Kolbenbewegung in der Schubphase stellen, soll jedoch der aus Leckage und Reibung herrührende Gesamtverlust möglichst niedrig sein (Arbeitszylinder). Demgegenüber erfordert die Positionierbewegung neben geringer Leckstrom- insbesondere niedrige Reibkraftschwankung, um günstiges Anlauf- und Langsamlaufverhalten zu erzielen (Präzisionszylinder). Diese weniger nach Zylinderbauart als nach eingebautem Dichtungssystem für Kolben und Stange zu treffende Auswahl erfordert *Zusatzinformationen*, die in einem *Anhang zum Konstruktionskatalog*

dargestellt werden können. So kennzeichnet das Merkmal „hoher Gesamtwirkungsgrad“ den verlustarmen Arbeitszylinder, der hohe hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad den reibungsarmen Präzisionszylinder. Als Servozylinder eignet sich bevorzugt der Zylinder mit zweiseitiger Kolbenstange, Nr. 5, der als symmetrischer Linearmotor in beiden Hubrichtungen gleiche Kolbenkraft und -geschwindigkeit erzeugt. Beim geregelten hydrostatischen Antrieb ist der gleichflächige Zylinder nicht nur nach günstigem Langsamlaufverhalten auszulegen, also mit geeignetem Dichtungssystem für niedrige Kolbengeschwindigkeit, sondern ebenso für hohe Geschwindigkeiten auszustatten, um hohe Anlaufdynamik und Eigenkreisfrequenz im Antriebsregelkreis zu erreichen. Der Linearstellantrieb enthält daher reibungsarme Stangendichtungen nach den Prinzipien Gleitring-, Ringspalt- oder Keilspalt-Dichtung, Abschn. 3.4.1.4, Tab. 3.16, und Abschn. 3.4.9.2.

Sind unterschiedliche Bewegungsabläufe für Vor- und Rückhub zu verwirklichen oder liegen Einbaubegrenzungen vor, kann an Stelle des gleichflächigen Zylinders mit 2 Kolbenstangen auch der Differenzialzylinder, Nr. 6, ausgewählt werden, sofern die Besonderheit des asymmetrischen Linearantriebs bei der Regelkreissynthese berücksichtigt wird, Abschn. 3.4.2.4.

Die Vielzahl der Auswahlvarianten ergibt sich für den Anlagenplaner dadurch, dass bei den einzelnen Bauarten zwischen verschiedenen Ausführungen zu unterscheiden ist, z. B. nach zulässigem Betriebsdruck (Hoch- oder Niederdruckzylinder), großer Nutzskraft oder hoher Kolbengeschwindigkeit (Kraft- bzw. Bewegungszyylinder), Zylinderwirkungsgrad oder Bewegungsverhalten (Arbeits- bzw. Präzisionszylinder), womit Eigenschaftskombinationen angesprochen sind, die das Dichtungssystem, ferner zulässigen Hub und Endlagendämpfung bestimmen. Weitere Varianten ergeben sich entsprechend den Forderungen nach Wirtschaftlichkeit und Austauschbarkeit (Norm-, Serien- oder Sonderzylinder), fertigungsgerechter Gliederung der Baustruktur (Rund-, Zugankerzylinder), Lastankopplung und Befestigungsart (Flansch-, Drehzapfen- oder Schwenkaugenbefestigung), nach denen sich die Zylinderbauform bestimmt [447, 448].

3.4.4 Zylinderbauarten: *Einfach-/Zweifach-Schubkolbenmaschinen*

Die direkte Erzeugung der Schubbewegung erfolgt durch die Druckflüssigkeit in einer oder beiden Hubrichtungen. Bei der einfachwirkenden Hauptgruppe mit nur einem Leitungsanschluss, Tab. 3.18, Nr. 1 bis 3, wird lediglich die Vorwärtsbewegung hydraulisch, die Rückbewegung durch mechanisch aufzubringende Kraft bewirkt. Die doppeltwirkende Hauptgruppe weist zwei Leitungsanschlüsse auf, Nr. 4 bis 7, so dass sich Vor- und Rückhub hydraulisch herbeiführen lassen.

Eine weitergehende Gliederung hydraulischer Huberzeuger kann anhand deren kinematischer Bindung erfolgen, insbesondere nach der Anordnung der Schubgelenke (VDI 2727, Bl. 2). Sind das „Führen des Verdrängerelements“ und das „Leiten der Druckkraft“ einem Funktionsträger, dem Plungerkolben, zugeordnet, bildet dieser als geradschiebend bewegtes Element mit der Zylinderkopfbohrung ein einfaches Schubgelenk (S 1). Da die

Gelenkelemente Kolbenmantel/Bohrung kein Prismen-, sondern ein Zylinderpaar bilden, handelt es sich zwar kinematisch um ein Elementepaar, das Drehung und Schiebung erlaubt (Drehschubgelenk), doch nutzt der Schubkolbenantrieb nur den Gelenkfreiheitsgrad für Schiebung (Rundführung VDI 2201).

Weist man das „Führen“ und das „Kraft leiten“ getrennten Funktionsträgern zu, gelangt man zu den Bauarten mit Kolben und Stange. Letztere bilden ein gegliedertes Triebwerkteil, das in 2 benachbarten Schubgelenken (S^2) an Zylinderrohr und -kopf geradschiebend geführt wird. Die gleiche kinematische Bindung (S^2) liegt auch der doppeltwirkenden Hauptgruppe, Nr. 4 bis 7, zu Grunde. Lediglich beim Gleichlaufzylinder, Nr. 5 dessen Triebwerkteil sich aus dem Kolben mit 2 Kolbenstangen zusammensetzt, erfolgt die Führung durch 3 benachbarte Schubgelenke (S^3).

Der Teleskopzylinder besteht aus mehreren sich konzentrisch umschließenden Getriebegliedern (Auszügen), die in gleichachsigen Schubgelenken geradschiebend bewegt werden (Mehrfachschubgelenk). Der einzelne Auszug weist in Stangenbauart, Nr. 3, mit außen führender Stangenauflfläche und innen führender Zylinderkopfbohrung zwei gegenüberliegende Schubgelenkelemente (VDI 2145) auf (S^2). In gegliederter Stufenbauart, Nr. 7, enthält der Auszug gegenüberliegend die innen führende Zylinderlaufläche und die außen führende Kolbenfläche, die wiederum mit Stangenauflfläche und Zylinderkopfbohrung benachbarte Gelenkelemente bilden (S^2). Je nach Zahl der Stufen ergeben sich durch Reihenordnung Bauarten mit Mehrfachschubgelenken für Geradschiebung der Glieder gegeneinander längs einer gemeinsamen Achse, z. B. beim vierstufigen doppeltwirkenden Teleskopzylinder ein Vierfachschubgelenk (S^4).

Die nach gleichem Verdrängerprinzip arbeitenden Bauarten variieren in der Gestaltung des Verdrängerelements Kolben. Der Plunger- oder Tauchkolben nimmt den Flüssigkeitsdruck nur aus einer Wirkrichtung auf, während der Scheibenkolben aus beiden Wirkrichtungen beaufschlagt werden kann, um Kräfte und Schubbewegungen in Vor- und Rücklaufrichtung zu erzeugen. Hieraus ergeben sich die beiden Hauptgruppen „einfach-“ und „doppeltwirkende Zylinder“ [424, 425].

3.4.5 Tauchkolben-Zylinder: *Plungerkolben*; Nr. 1, Tab. 3.18

Wirkungsweise Der Plunger- oder Tauchkolben benötigt als Führungslänge das 2,5fache des Kolbendurchmessers. Wegen entfallender Bearbeitung des Zylinderrohrs zeichnet sich diese Bauart durch geringsten Bauaufwand, auf Grund nur einer Führungs- und Dichtungszone durch niedrigen Reibungsverlust, somit höheren hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad aus. Der Rückhub ist durch eine äußere Kraft sicherzustellen, so dass diese Bauart nur als Druckzylinder einzusetzen ist. Serienzylinder werden mit oberem Anschlag (Anschlagring) ausgeführt.

Einsatzbereich Wirkungsart: Druckzylinder

Anwendung findet der Plungerzylinder häufig in vertikaler Einbaulage an umformenden Werkzeugmaschinen, Baumaschinen und Schwerlast-Nutzfahrzeugen.

3.4.6 Einfachwirkender Zylinder: *Scheibenkolben*; Nr. 2, Tab. 3.18

Wirkungsweise Teilt man die Aufgabe „Führen“ auf zwei stützende Gleitflächen, gelangt man zum gegliederten Triebwerkteil Kolben/Kolbenstange mit kurzer Führungslänge am Kolben. Dies ermöglicht den Scheibenkolben, dessen Höhe sich vorrangig nach der Aufgabe „Dichten“ bestimmt. Diese mit einem Leitungsanschluss versehene Bauart ist ebenfalls nur als Druckzylinder einsetzbar, wobei der nicht gefüllte Kolbenringraum mit dem Behälter verbunden ist. Da jedoch die Zylinderlauffläche zur Dichtung und Führung des Kolbens benötigt wird, muss eine Innenbearbeitung des Zylinderrohrs erfolgen. Mit zweifach vorzusehender Gleit- und Dichtfläche in Zylinderrohr und -kopf erhöht sich die Zylinderreibung zu Lasten des hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrads. Der mechanisch zu tätige Rückhub ist außer durch äußere Kräfte durch Federkraft mittels eingebauter Rückholfeder möglich. Als solche dient eine Schraubendruckfeder im Kolbenringraum. Eine andere Ausführungsform ist der kurzhubige Zylinder mit Hohlkolben großen Flächenverhältnisses, in den sich eine Schraubenzugfeder raumsparend einbauen lässt. Bei größerer Masselast und/oder Kolbengeschwindigkeit ($c_v > 0,1$ m/s) wird Endlagendämpfung mittels stangenseitiger Dämpferbuchse, ggf. mit Einbau-Verstelldrossel vorgesehen.

Einsatzbereich Wirkungsart: Druckzylinder, Federrückzug.

Anwendung wegen begrenzten Federwegs in kurzhubigen Zylindern als Spannzylinder im Vorrichtungsbau, als Montagewerkzeug zum Fügen kraftschlüssiger Verbindungen (Pressverbände), als Hebezeug zum Anheben und Ausrichten schwerer Lasten.

3.4.7 Doppeltwirkender Zylinder: *Differenzial-/Gleichlaufzylinder*

Wirkungsweise Der Scheibenkolben wird zur kolben- und stangenseitigen Beaufschlagung genutzt, der Rückhub über einen zweiten Leitungsanschluss hydraulisch herbeigeführt. Da es zur Rückstellung keiner äußeren Kraft oder eingebauter Rückholfeder bedarf, unterliegt diese Variante keinen hubbegrenzenden Randbedingungen als Folge eines begrenzten Federwegs.

Der *doppeltwirkende Zylinder* ist als Zug- und Druckzylinder einsetzbar und stellt mit einseitiger Kolbenstange die verbreitetste Zylinderbauart dar, die in vielfältigen Flächenverhältnissen, Befestigungs- und Verbindungsarten ausgeführt wird. Bei größerer Masselast und/oder Kolbengeschwindigkeit sieht man beidseitige Endlagendämpfung mittels kolbenseitigen Dämpfungszapfens und stangenseitiger Dämpfungsbüchse vor.

3.4.7.1 Doppeltwirkender Zylinder mit einseitiger Kolbenstange: Differenzialzylinder; Nr. 4 und 6, Tab. 3.18

Der *Differenzialzylinder* nutzt den durch ungleiche wirksame Flächen (A_1, A_2) zu erzielenden Effekt, in den beiden Hubrichtungen unterschiedliche Kolbengeschwindigkeiten bzw. Nutzkräfte erzeugen zu können, Abb. 3.110, ohne hydraulische Kenngrößen am Zylindereingang ($q_{Ve}, \Delta p$) zu ändern. Betrachtet man den verlustfreien Zylinder, Abschn. 3.4.1.1, so entspricht bei gleichem theoretischen Schluckstrom für Vor- und Rückhub ($q_{Vi1} = q_{Vi2} = q_{Vi}$) nach (3.131) das *Verhältnis Rücklauf- zu Vorlaufgeschwindigkeit*

$$c_R/c_V = c_2/c_1 = (A_1/A_2) = \varphi \quad (3.168a)$$

dem Flächenverhältnis zwischen Zylinderbohrung und Kolbenstange, (3.128b). Um dieses Verhältnis lässt sich die Kolbengeschwindigkeit für den Rücklauf ins Schnelle übersetzen.

Bei gleicher Druckdifferenz des Zylinders, Δp , folgt nach (3.132b) das *Verhältnis Vorlauf- zu Rücklaufkraft*

$$F_V/F_R = F_{i1}/F_{i2} \approx \varphi \quad (3.168b)$$

näherungsweise dem Flächenverhältnis, (3.128b). Um dieses Verhältnis kann die Vorlaufkraft gegenüber der Rücklaufkraft vervielfacht werden.

Je nach geforderter Nutzkraft kann bei gegebenem Innendurchmesser des Zylinders, D , über variablen Kolbenstangendurchmesser d , d. h. durch Wahl des korrespondierenden Flächenverhältnisses φ nach Vorzugsgrößen (DIN ISO 7181), der Zylinder an die Lastcharakteristik in den Bewegungszyklen angepasst und für Transport- und Leistungsbewegung ausgelegt werden.

Wählt man z. B. für den Werkzeugmaschinenbau bei kleiner Rücklaufkraft ein *großes Flächenverhältnis* $\varphi \geq 2$, erhält man den *Vorschubzylinder mit Eilgang im Rückhub*. Ist das Geschwindigkeitsverhältnis $c_R/c_V = 2$ gefordert, folgt mit $\varphi = 2$ nach (3.168a) das Durchmesserpaar d, D :

$$d = D/\sqrt{2} \approx 0,7071D. \quad (3.169a)$$

Die Rücklaufgeschwindigkeit c_R darf die zulässige Kolbengeschwindigkeit (z. B. 0,5 m/s) nicht überschreiten, die sich aus der Standzeit der Dichtung und dem Arbeitsvermögen der Endlagendämpfung ergibt.

Wählt man z. B. im Maschinenbau bei niedriger Rücklaufgeschwindigkeit ein *kleines Flächenverhältnis* $\varphi \leq 2$, gelangt man zum *Arbeitszylinder mit Leistungsbewegung im Rückhub*. Soll das Kräfteverhältnis annähernd $F_V/F_R = 1,6$ betragen, folgt mit $\varphi = 1,6$ nach (3.168a) das Durchmesserpaar (d, D):

$$d = D/\sqrt{1,6} \approx 0,7906D. \quad (3.169b)$$

Der Stangendurchmesser darf den hinsichtlich der Knicksicherheit zulässigen Wert nicht unterschreiten, sollen große Lastkraft im Vorlauf überwunden, d. h. der Differenzialzylinder mit wechselnder Hubrichtung als Zug- und Druckzylinder eingesetzt werden.

Wendet man eine Rückspeiseschaltung mit Ringraumrückspeisung im Pumpenanschluss an, indem man den rückfließenden Volumenstrom aus dem Kolbenringraum mit dem Förderstrom zum Gesamtschluckstrom vereinigt, lässt sich auch für den Vorhub die Kolbengeschwindigkeit c_v ins Schnelle übersetzen. Man erhält die *Vorlaufgeschwindigkeit im Eilgang* ($c_E = c_{1\max}$)

$$c_E/c_v = c_{1\max}/c_1 = A_1/(A_1 - A_2) = \varphi/(\varphi - 1). \quad (3.170a)$$

Zwischen den Verdrängerräumen herrscht Druckausgleich, so dass nur die Stangenfläche wirksam ist. Entsprechend verringert sich die Kolbenkraft F_v zur *Vorlaufkraft im Eilgang* ($F_E = F_{i1} - F_{i2}$)

$$F_E/F_v = (F_{i1} - F_{i2})/F_{i1} = (A_1 - A_2)/A_1 = (\varphi - 1)/\varphi. \quad (3.170b)$$

Kombiniert man das Flächenverhältnis $\varphi = 2$ mit der Rückspeiseschaltung im Vorhub, stellen sich nach (3.168a, b), (3.170b) gleiche Kolbengeschwindigkeit und Nutzkraft für Vor- und Rückhub ein. Der Effekt ungleicher Wirkflächen wird damit ausgeglichen, und man erhält den *Einstangenzylinder mit symmetrischer Bewegung*

$$c_E = c_R, F_E = F_R \quad \text{für } \varphi = 2 \quad (3.170c)$$

In dieser Funktionsvariante verbindet der Differenzialzylinder kleine Einbauhöhe und geringen Bauaufwand im Vergleich zum Zylinder mit zweiseitiger Kolbenstange, ohne jedoch die regelungstechnische Besonderheit der Asymmetrie [431, 437] zu verlieren. Um bei Bewegungsumkehr schaltende Zusatzventile zu vermeiden und die Eigenschaften der symmetrischen Anordnung des Gleichgangzylinders zu erreichen, lassen sich Differenzialzylinder über Rückspeiseschaltungen mit hochdynamischer ventilinterner Rückspeisung ansteuern. Für den Einsatz in geregelten hydrostatischen Antrieben wurden daher Ventile mit unterschiedlichen Steuerflächen und spezieller Steuereckenkonfiguration entwickelt [449].

Verbindungsarten gefügter Zylinder

Die fertigungsgerechte Gliederung führt zur Auflösung des Zylinders in Baugruppen und Einzelteile. Neben Kolben und Kolbenstange bildet das Zylinderrohr aus Präzisionsstahlrohr (DIN ISO 10763) eine Baugruppe, indem die Fügestellen an den Rohrenden mit Zylinderkopf und -boden verbunden werden. Nach der Systematik fester Verbindungen (VDI 2232) [450, 453] sind die Fügeteile mittels lösbarer Verbindungen durch Formschluss (axiales Sicherungselement) oder durch Schraubenverbindungen zusammengebaut. Der Zylinderboden kann auch mittels Schweißverbindung gefügt werden. Als kostengünstige Variante werden kalt gezogene Stahlrohre (EN 19305 Teil 1), zumeist mit Korrosionsschutz versehen, für Zylinderrohre eingesetzt.

Die Gestalt der Schraubenverbindungen bestimmt die Bauform des Zylinders. Man wendet die Mehrschraubenverbindung mit rotationssymmetrischer Schraubenachse oder die Einschraubenverbindung als Sonderform der Zylinderverbindung (Rohrverbindung) an

[454, 455]. Werden die Füge­teile Zylinderkopf, -boden und -rohr durch mehrere Schrauben mit langem Schaft zusammen verspannt, gelangt man zum Zugankerzylinder. Gestaltet man die Enden des Zylinderrohrs als Gewinderohr und wird dieses unmittelbar mit Zylinderkopf bzw. -boden verschraubt, erhält man den Rundzylinder.

Bauform Zugankerzylinder Das Zylinderrohr wird mit äußerem Zentrieransatz an den Rohrenden in die Ringnut am rechteckig oder quadratisch gestalteten Zylinderkopf und -boden eingefügt. Das Zusammenfassen der Montage­teile erfolgt beim Verspannen durch 4 Schrauben mit langem Schaft (Zugankern), die symmetrisch um das Zylinderrohr angeordnet sind. Beim Einführen richten sich die Füge­teile über einen Zentrieransatz selbständig aus, so dass gleichzeitiges Verbinden und Positionieren bei kurzem Montageweg an den gut zugänglichen Füge­flächen erfolgt. Die durch montagegerechtes Gestalten auf einfache Montageoperationen zurückführbare und leicht lösbare Verbindung mit einer geringen Anzahl gleicher Schrauben ergibt den für die Instandhaltung günstigen Zugankerzylinder, Abb. 3.114.

Zylinderkopf und -boden sind um die Zylinderachse drehend in 4 Fügepositionen ein­zufügen, so dass die Lage der Leitungsanschlüsse variiert werden kann. Die sich ebenfalls ändernde Lage der Einstellschraube für die Dämpfung sowie der Entlüftung vermindert die Zahl der Fügepositionen etwas. Zylinderkopf – und -boden lassen sich nach den Gestaltungsmöglichkeiten für die Zylinderbefestigung wie Flansch, Fuß oder Schwenkzapfen wählen. Man erhält durch Kombination von Varianten der Grund- und Hilfsbausteine die erstrebte Vielfalt an Funktionsvarianten (Bausteinbauweise). Die aus der Baugruppe Zylinderrohr mit Kolben/Stange und verschiedenartigen Köpfen kombinierbaren Zugankerzylinder ergeben ein Baukastensystem für vielfältige Einbaubedingungen (Serienzylinder) (z. B. HHN 815, 816 in 14 Befestigungsarten, Hunger Hydraulik [456]; CD 70, 210 in 16 Befestigungsarten, Bosch Rexroth [78, 421]).

Sind darüber hinaus abhängig von der Druckstufe die Anschlussmaße genormt, z. B. beim Kompaktzylinder mit quadratischem Kopf für Nenndruck (PN) 160 bar (DIN 24 554, DIN ISO 6020 Teil 2), wird Austauschbau herstellerunabhängig möglich, ferner Zylinderausbau, Wartung und Instandsetzung nach DIN EN ISO 4413 rationell durchführbar. Letzteres schließt insbesondere die Normung der Einbauräume für Verschleißteile (Stangen- und Kolbendichtung, Abstreifer) ein, um größtmögliche Verfügbarkeit zu erzielen (Normzylinder) (z. B. Reihe 160-bar-compact, Hänchen Hydraulik [457]; ZBD 1605, Storz [458]; CD 160, Bosch Rexroth [421]).

Zum Anbauen der Zylinder können ebenfalls genormte Verbindungsteile, z. B. Gelenkköpfe (DIN 24 555), und Befestigungsteile, z. B. Gabel-Lagerböcke (DIN 24 556), herangezogen werden (z. B. LG-KK bzw. G-KK, Hänchen Hydraulik [457]; KD bzw. LD, Storz Fluidtechnik [458]).

Lassen quadratische Köpfe auch Zylinderausführungen in Schweißverbindung zu, so hat sich doch die leicht lösbare Mehrschraubenverbindung mit großer, die Zylinderbauhöhe umfassender Klemmlänge als optimal erwiesen. Neben einfacher Montage und Instandhaltung sowie großer Variantenzahl führt sie auf gedrängte Abmessungen (Kompaktzylinder),

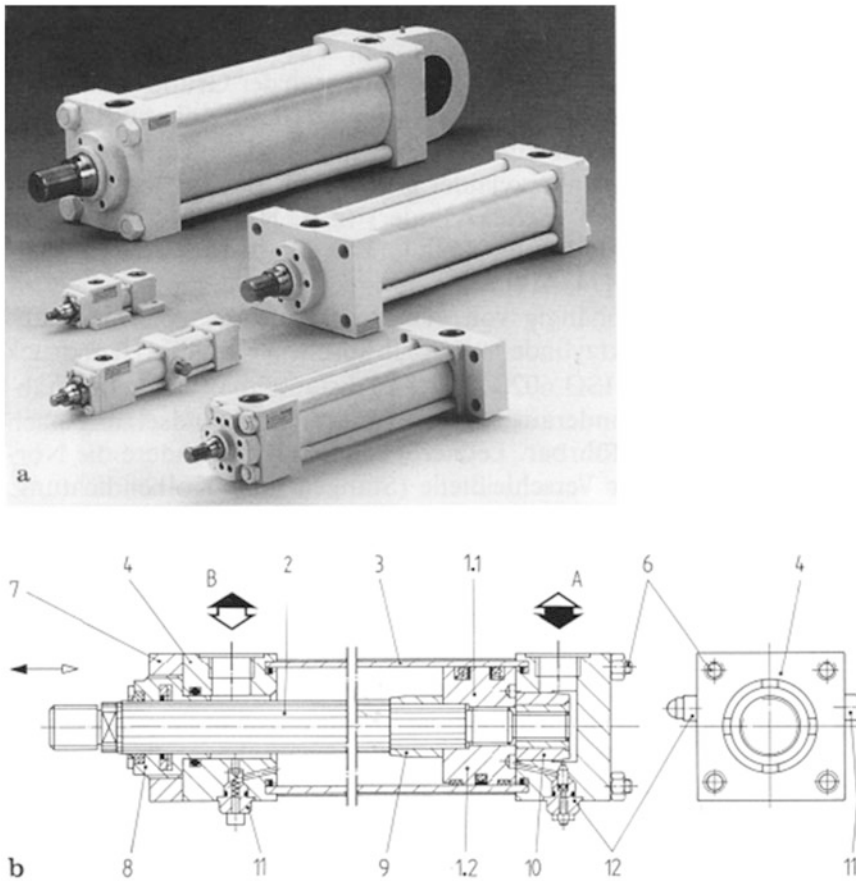


Abb. 3.114 Differenzialzylinder in Zugankerbauform (DIN 24554, DIN ISO 6020 Teil 2; CD 160, Bosch Rexroth). **a** In Varianten nach Baugröße und Befestigungsart; **b** mit rechteckigem Flansch am Zylinderkopf. 1.1 Kolben mit Lippenring-(Nutring und Stützring-) Kolbendichtung für leckarmen Betrieb, 1.2 mit Gleitring-(gummivorgespannter Kunststoff-) Kolbendichtung für reibungsarmen Betrieb, 2 Kolbenstange, 3 Zylinderrohr, 4 Zylinderkopf, 5 Zylinderboden, 6 Zuganker, 7 rechteckiger Flansch, 8 Lagermetall-Führungsbuchse mit Stangendichtung und Abstreifer, 9 Dämpferkolben mit Buchse, 10 Dämpferzapfen mit Buchse, 11 Rückschlag-Einbauventil mit Entlüftung, 12 Drossel-Einbauventil einstellbar

so dass sich der Zugankerzylinder für begrenzten Einbauraum bei unterschiedlichsten Einbaubedingungen eignet. Die elastische Nachgiebigkeit von Zugankern bringt eine größere Abnahme der Klemmkraft mit sich, wenn die Axialkraft angreift. Diese wirkt durch den inneren Überdruck auf die Zylinderböden als maximale Kolbenkraft F_1 bzw. Gegenkraft F_2 in der Zylinderachse, also außerhalb der Schraubenachsen. Einseitiges Abheben des Kopfs bzw. Bodens von den Rohrenden (Trennfugen) setzt der Belastbarkeit der exzentrisch verspannten Schraubenverbindung Grenzen. Man wendet sie daher auf Bewegungszyylinder

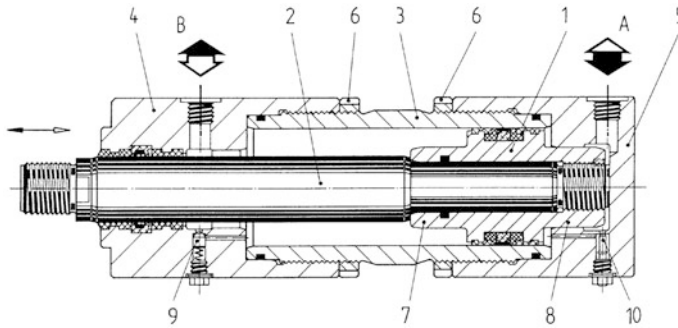


Abb. 3.115 Differenzialzylinder in Rundbauform (HHN 805, leichte Ausführung, Hunger Hydraulik). 1 Kolben mit Gleitring-Kompakt-Kolbendichtung und integrierter Führung (Gleitring-Dichtsatz GD 1000 K), 2 Kolbenstange, 3 Zylinderrohr, 4 Zylinderkopf mit Stangenführung direkt im Kopf, Gleitring-Kompakt-Stangendichtung (Tandem-Dichtsatz TDI) und Führungsringen, 5 Zylinderboden, 6 Nutmutter, 7 Dämpfungskolben stangenseitig, 8 kolbenseitig, 9 Rückschlag-Einbauventil mit Entlüftung, 10 Drossel-Einbauventil einstellbar

für niedrigen bis mittleren Nenndruck von (70 bis 210 bar) in dem bevorzugten Größenbereich (wirksamer Kolbendurchmesser $D = (25 \dots 200)$ mm) an, um kleinere bis mittlere Nutzkräfte zu erzeugen. Ferner wird der Zugankerzylinder bis zu mittleren Hublängen ($S \leq 3000$ mm) vorgesehen.

Bauform Rundzylinder Das Zylinderrohr wird an den Rohrenden mit Außen- oder Innengewinde versehen (Teilgewinderohr), um Zylinderkopf und -boden unmittelbar mit dem Zylinderrohr verschrauben zu können.

Die *Einschraubverbindung* kann als Überschraubausführung gestaltet werden, bei der Kopf und Boden wie formsteife Kapselmutter auf das Außenrohrgewinde aufgeschraubt werden und sich über einen äußeren Zentrieransatz an den Rohrenden selbsttätig ausrichten. Die Sicherung der Schraubenverbindung erfolgt durch Kontermuttern oder Nutmuttern (z. B. HHN 805, 813, Hunger Hydraulik [456]), Abb. 3.115.

Für große Zylinder-Innendurchmesser wird die Einschraubausführung bevorzugt, bei der der Zylinderkopf wie eine Verschlusschraube in das Rohringengewinde eingeschraubt wird. Den Zylinderboden fügt man durch Schweißen (Aufschweißplatte). Diese Verbindung zeichnet sich durch kleines Bauvolumen aus (z. B. „Kompakt“ C 35, 32, Bosch Rexroth [421]).

Die *Mehrschraubenverbindung* wird als Flanschverbindung gestaltet, meist als Losflansch mit Innengewinde, seltener als fester Flansch in der Form des Aufschweiß- oder des Integralflansches. Beim Losflansch werden auf die Rohrenden Gewindeflansche als Fügehilfsteile aufgeschraubt. Über diese lassen sich Kopf und Boden durch Kopfschrauben mit dem Zylinderrohr verspannen und beim Einfügen über einen inneren Zentrieransatz am Rohrende selbsttätig ausrichten. Die Flanschauflagefläche beschränkt sich auf

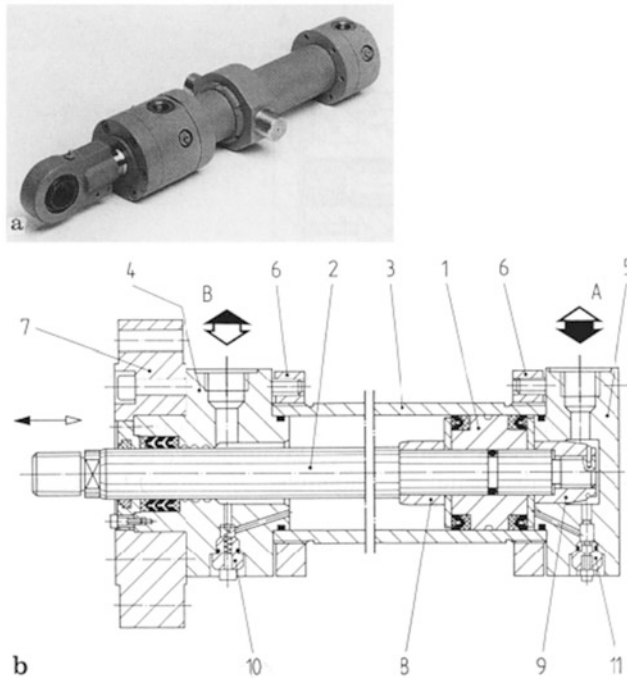


Abb. 3.116 Differenzialzylinder in Rundbauform (DIN ISO 6022; CD 251, schwere Ausführung, Bosch Rexroth). **a** Mit Drehzapfenbefestigung; **b** mit Kopfflanschbefestigung. 1 Kolben mit Lippensatz-(Dachmanschetten-Dichtsatz-) Kolbendichtung, 2 Kolbenstange, 3 Zylinderrohr, 4 Zylinderkopf mit Stangenführung direkt im Kopf, Mehrfach-Lippensatz-Stangendichtung, Abstreifer, 5 Zylinderboden, 6 Flansch am Zylinderrohr, 7 Kopfflansch, 8 Dämpferkolben mit Buchse, 9 Dämpferzapfen mit Buchse, 10 Rückschlag-Einbauventil mit Entlüftung, 11 Drossel-Einbauventil einstellbar

die Rohrstirnfläche, wenn reibschlüssige Sicherung der Schraubenverbindung durch den Gewindeflansch, also ohne Zusatzelemente, herbeigeführt werden soll, Abb. 3.116.

Ähnlich wie beim Zugankerzylinder, allerdings in kleinerer Variantenzahl, sind Zylinderkopf und -boden nach dem Gestaltungsmerkmal für die Zylinderbefestigung wie Flansch, Fuß oder Schwenkzapfen, abgewandelt, so dass die aus der wiederholt verwendbaren Baugruppe Zylinderrohr mit Kolben/Stange und verschiedenen Köpfen gefügten Rundzylinder den Einbaubedingungen genügen (Serienzylinder) (z. B. HHN 811, 812, 814 in 5 bzw. 6 Befestigungsarten, Hunger Hydraulik [456]; CD 250, 350 in 6 Befestigungsarten, Bosch Rexroth [421]).

Sind darüber hinaus je Druckstufe die Anschlussmaße genormt, z. B. als Zylinder mit runden oder quadratischen Köpfen in geschraubter oder geschweißter Ausführung für Nenn- druck (PN) 100, 160 oder 250 bar (DIN 24 336, DIN ISO 6020 Teil 1 oder DIN ISO 6022), wird herstellerunabhängiger Austauschbau möglich, ferner Zylinderausbau, Wartung und Instandsetzung nach den Ausführungsgrundlagen hydraulischer Anlagen (DIN EN ISO

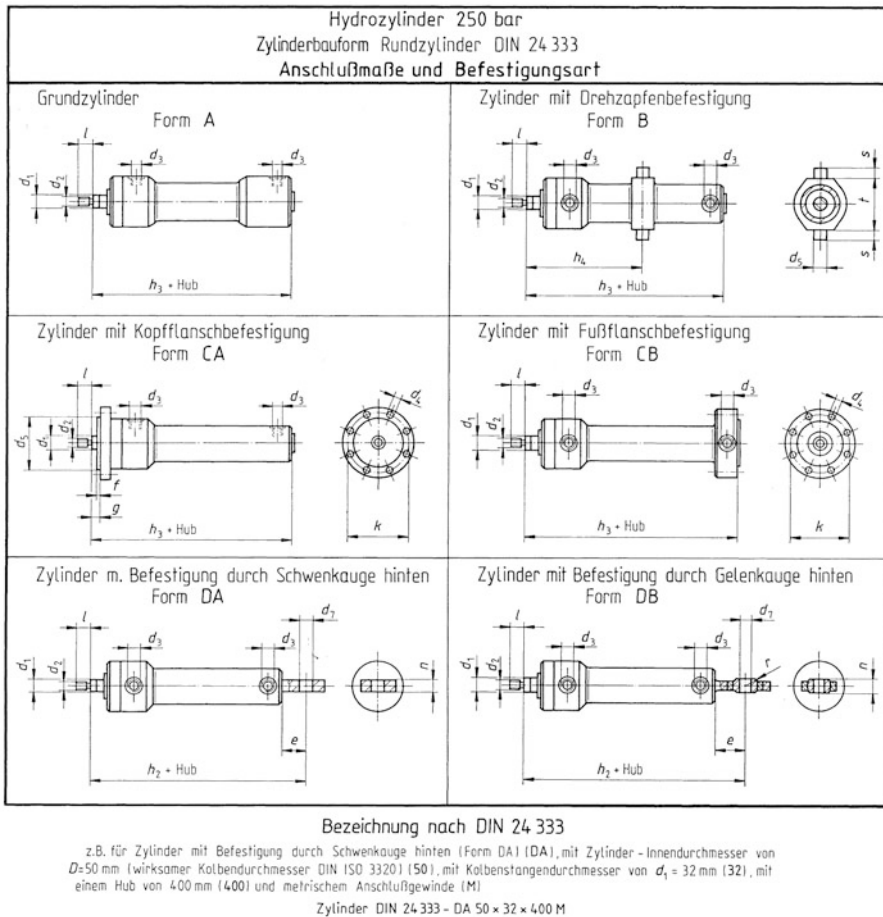


Abb. 3.117 Differenzialzylinder in Rundbauform (Normzylinder; Reihe 250-bar, Hänchen Hydraulik); Anschlussmaße, Befestigungsarten und Bezeichnung nach DIN ISO 6022

4413) rationell durchführbar. Das schließt die Normung der Einbauräume für Verschleißteile (Stangen- und Kolbendichtungen, Abstreifer) ein, um größtmögliche Verfügbarkeit zu erzielen (Normzylinder) (z. B. Reihe 100-bar-medium, 250-bar, Hänchen Hydraulik [457]; ZBD 1001, 1601, 2502, Storz [458]; CD 251, Bosch Rexroth [421]).

Für Rundzylinder der Druckstufe 250 bar sind die *Anschlussmaße*, welche die gebräuchlichen Konstruktionsprinzipien nicht einschränken, sowie 6 *Befestigungsarten* festgelegt, Abb. 3.117.

Zum Anbauen der Zylinder können ebenfalls genormte Verbindungsteile, z. B. Schwenk- oder Gelenkkopf (DIN 24555 und DIN ISO 8132), und Befestigungsteile, z. B. Schwenkzapfen- oder Gabel-Lagerbock (DIN 24556 und DIN ISO 8132), herangezogen

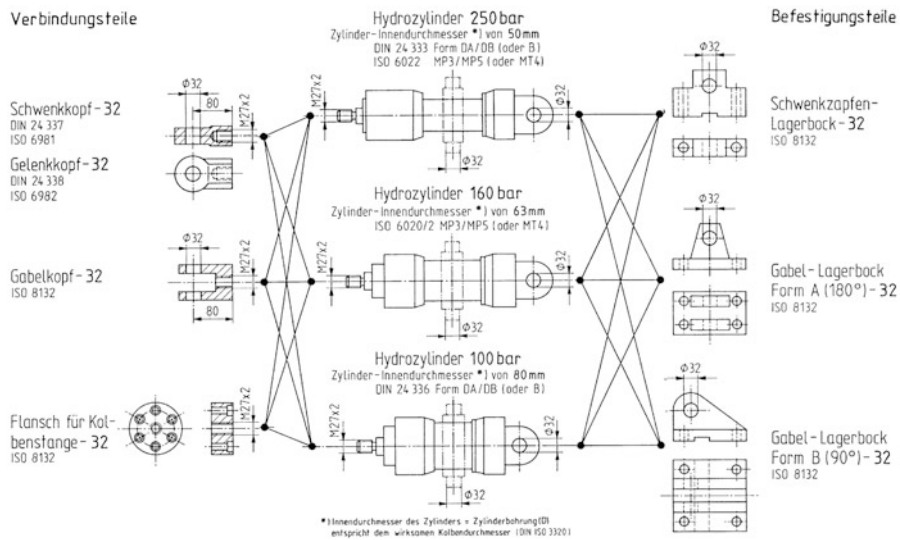


Abb. 3.118 Differenzialzylinder in Rundbauform mit Befestigung durch Schwenk-/Gelenkauge hinten (oder Drehzapfenbefestigung) für Nenndruckstufen (PN) und größengestuft nach Zylinder-Innendurchmesser (D) (Normzylinder; ZBD 1001, 1601, 2502, Storz Fluidtechnik) kombiniert mit Anbauteilen gleicher Type (genormte Anbauteile; KS, KG, RC, RF bzw. TB, CBA, CBB, Storz) nach Weisser [448]

werden (z. B. Typ LB-K, LG-K bzw. Typ K-K, L-K, Hänchen Hydraulik [457]; Typ KS, KG, bzw. Typ TB, CBA, Storz [458]).

Kombiniert man genormte *Anbauteile* mit Normzylindern, kommen auf Grund dezimalgeometrischer Stufung die wirtschaftlichen Vorteile des Konstruierens in geometrisch ähnlichen Baureihen zur Geltung, nämlich Reduzierung der Variantenzahl und des Fertigungsaufwandes, Abb. 3.118.

Zu den 3 Nenndruckstufen des Rundzylinders ergeben sich für versetzte Größenstufen des Zylinder-Innendurchmessers (DIN ISO 3320) unveränderte Anschlussmaße und Kolbenkräfte, so dass bei gleicher Beanspruchung dieselben nach Nennkraft festgelegten Typen der Anbauteile für mehrere Zylinderreihen verwendbar sind (statische Ähnlichkeit).

Wegen der erforderlichen Exzentrizität und des Blattüberstands hat die Flanschverbindung größeren Raumbedarf als die Einschraubenverbindung oder als der Zugankerzylinder. Andererseits zeichnet sich die Mehrschraubenverbindung mit Flansch durch hohe Tragfähigkeit aus. Man wendet sie daher bei Arbeitszylindern für Nenndrücke bis 350 bar in dem bevorzugten Größenbereich (wirksamer Kolbendurchmesser $D = (50 \dots 500)$ mm) an, um mittlere bis große Nutzkräfte zu erzeugen. Ferner ist der Rundzylinder in Flanschausführung bis zu großen Hublängen ($S \leq 14\,000$ mm) geeignet.

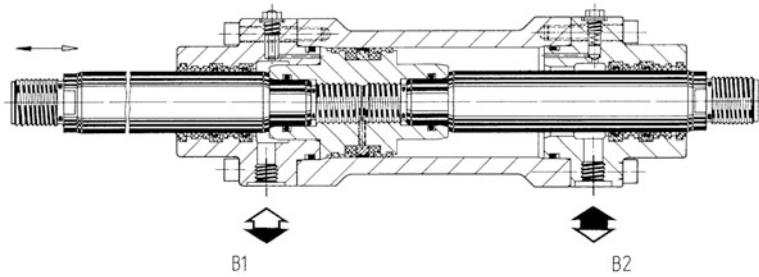


Abb. 3.119 Gleichlauf- oder Zweistangenzylinder in Rundbauform, Mehrschraubenverbindung mit Integralfansch (HHN 812, schwere Ausführung, Hunger Hydraulik), Gleitring-Kompakt-Kolbendichtung mit integrierter Führung (Gleitring-Dichtsatz GD 1000 K), Tandem-Gleitring-Kompakt-Stangendichtungen (Tandem-Dichtsatz TDI) mit Führungsringen

Einsatzbereich Wirkungsart: Druck- und Zugzylinder.

Anwendung für kurz- bis langhubige Zylinder unter Nutzung der geschwindigkeitsübersetzenden bzw. kraftvervielfachenden Differenzialwirkung als Kompaktzylinder für begrenzten Einbauraum in vielgestaltiger Befestigungsart bis zu mittlerem Nenndruck (210 bar) mit kleinerer Hublänge (3000 mm) (Zugankerzylinder) oder als robuster Zylinder für harte Einsatzbedingungen bis zu hohem Nenndruck (350 bar) mit großer Hublänge (14.000 mm) (Rundzylinder), auch als Sonderzylinder (1000 bar, 24.000 mm).

3.4.7.2 Doppeltwirkender Zylinder mit zweiseitiger Kolbenstange: *Gleichlaufzylinder*, Nr. 5, Tab. 3.18

Wirkungsweise Der Zweistangenzylinder unterscheidet sich vom Zylinder mit einseitiger Kolbenstange dadurch, dass wegen gleicher wirksamer Fläche in beiden Hubrichtungen gleiche Kolbengeschwindigkeiten und Nutzkräfte erzeugt werden. Der gleich flächige Zylinder für symmetrische Bewegung kann als Druck- und Zugzylinder eingesetzt werden, z. B. als Vorschubzylinder für geschwindigkeitskonstante Bewegungszyklen in Vor- und Rückhub, Abb. 3.111. Über beide ausgefahrene Arbeitsstellungen hinweg ist die Einbauhöhe größer als der dreifache Hub im Vergleich zum zweifachen Hub beim Differenzialzylinder. Beidseitige Endlagendämpfung mittels stangenseitiger Dämpferbuchse bei größerer Masselast und/oder Kolbengeschwindigkeit.

Der Gleichlaufzylinder enthält zwei im Kolben eingeschraubte und sich beim Einfügen über Zentrieransatz selbsttätig ausrichtende Kolbenstangen. Die Befestigungsarten sind wie beim Differenzialzylinder, jedoch mit weniger Varianten. Ebenso wird der gefügte Zweistangenzylinder in den Die fertigungsgerechte Gliederung der Zugankerzylinder hergestellt (z. B. HHN 815 in 12 Befestigungsarten, Hunger Hydraulik [456]; CG 70, 210 in 9 Befestigungsarten, Bosch Rexroth [421]) sowie der Bauform Rundzylinder (z. B. HHN 812 in 4 Befestigungsarten, Hunger Hydraulik [456]; ZG 1601 in 4 Befestigungsarten, Storz Fluidtechnik [458], CG 250, 350 in 3 Befestigungsarten, Bosch Rexroth [421]), Abb. 3.119.

Einsatzbereich Wirkungsart: Druck- und Zugzylinder.

Anwendung für symmetrische Antriebe in Industriehydraulik, z. B. Werkzeugmaschinen, Vorschubzylinder an Planschleifmaschinen; z. B. umformende Werkzeugmaschinen, gleichlaufende Presszylinder; z. B. Eisenhütten- und Kraftwerktechnik, Brückenkratzer für Kohleverarbeitung; z. B. Hallenschwimmbadtechnik, Wellenerzeuger; als Mess- und Dosierzylinder.

Bei begrenztem Einbauraum zieht man dem Gleichlaufzylinder den Differenzialzylinder vor, wobei der Effekt ungleicher Wirkflächen mittels Rückspeiseschaltung und Ventilen mit unterschiedlichen Steuerflächen aufgehoben werden kann [449].

3.4.8 Teleskopzylinder: *einfach-/doppeltwirkend*; Nr. 3 und 7, Tab. 3.18

Wirkungsweise Um große Hublängen zu erzielen, geht man nach dem Prinzip der Aufgabenteilung auf den mehrstufigen Zylinder über. Mehrere sich ineinander schiebende Glieder (Auszüge) erlauben es, die Grenze des bei vorgegebener Einbauhöhe mit einem einfachen Schubglied erzielbaren Kolbenhub zu vervielfachen. Außer der innersten (letzten) Stufe hat der sog. Teleskopauszug den nächst kleineren Kolben in sich aufzunehmen, ist also mit äußerer und innerer Führungs- und Dichtfläche zu versehen. Analog zu den Kolbenformen des einstufigen Zylinders „Tauch- und Scheibenkolben“ variiert die Gestaltung des Verdrängerelements beim mehrstufigen Zylinder. Der Stangenkolben nimmt den Flüssigkeitsdruck nur in einer Wirkrichtung auf, während der gegliederte Stufenkolben in beiden Wirkrichtungen beaufschlagt werden kann. Hieraus ergibt sich die einfach- bzw. doppeltwirkende Bauart des Teleskopzylinders. Die wirksame Fläche des kleinsten Stufenkolbens legt die Kolbenkraft fest, so dass die letzte Stufe die Zylinderbaugröße bestimmt.

Der *einfachwirkende Teleskopzylinder*. Der Stangenkolben benötigt ausreichende Führungslänge, häufig ist das Kolbenende außer zum hubbegrenzenden Anschlag (z. B. durch Sprengring) als zweite stützende Gleitfläche (z. B. durch Führungsring) ausgebildet. Die Druckflüssigkeit wird den Verdrängungsräumen durch eine Bohrung im Kolbenboden zugeführt. Die Stufenkolben bewegen sich nacheinander in der Reihenfolge abnehmender wirksamer Flächen. Die Vorlaufbewegung beginnt also mit der äußersten Stufe und endet mit der innersten. Die Geschwindigkeitsverhältnisse zeigt Abb. 2.10, Abschn. 2.1.2.1.

Da Druck und Kolbengeschwindigkeit von Stufe zu Stufe ansteigen, weist die Schubbewegung von einem Teilhub zum nächsten stoßartige Übergänge auf. Sind Leistungsbewegungen zu erzeugen, ist eine ungleichförmige Bewegung hinnehmbar, zuweilen sogar erwünscht (z. B. Kippen bei Schüttgutentleerung), die Anwendung als Arbeitszylinder für große Hübe ist also naheliegend. Der Rückhub ist durch eine äußere Kraft sicherzustellen, so dass diese Bauart nur als Druckzylinder einzusetzen ist. Der einfachwirkende Teleskopzylinder wird auf Anfrage (z. B. HTZF mit bis zu 6 Stufen, Nenndruck 50 bar, Kleinschmidt) oder als Serienzylinder bis zum oberen Druckbereich (z. B. HHN 810 mit bis zu 5 Stufen, Nenndruck 100 bis 200 bar, Hunger Hydraulik [456]), Abb. 3.120, auch für Sonderaufgaben (z. B. Kippzylinder Teha NK, Toussaint & Hess [459]) angeboten.

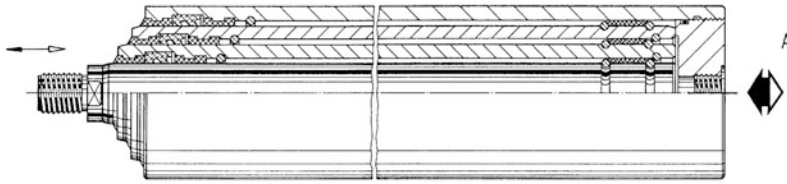


Abb. 3.120 Teleskopzylinder einfachwirkend, 3stufig Grundzylinder, Zylinderboden in Einschraubausführung (HHN 810, Hunger-Hydraulik), Doppelkantenring-Stangendichtung als integrierte Tandemanordnung (Tandem-Dichtring TDT) mit Führungsringen

Bei höheren Anforderungen an die Laufgüte, etwa bei Vorschubbewegung oder Personenaufzügen, ist also ein Präzisionszylinder für große Hübe erforderlich, bietet sich der *Gleichlauf-Teleskopzylinder* an. Bei dieser Variante sind die Kolbenräume mit denen der nächst kleineren Stufenkolben über Rückschlagventile verbunden, die sich nur bei Erstfüllung und zum Leckverlustausgleich öffnen. Während des Vorhubs ist die Druckflüssigkeit lediglich dem kolbenseitigen Verdrängerraum der ersten Stufe am Zylinderboden zuzuführen. Die kleineren Stufenkolben werden durch seitliche Bohrungen aus den stangenseitigen Verdrängerräumen (Kolbenringräumen) beaufschlagt. Ringraumrückspeisung erfolgt unter der geometrischen Bedingung, dass die jeweiligen Wirkflächen von Stangenseite und Kolbenseite der nächst kleineren Stufe gleich sind. Der Zylinder arbeitet nach dem Prinzip des mehrstufigen Druckübersetzers, da sich in den Kolbenräumen ein höherer Kammerdruck einstellt als in den Kolbenringräumen der jeweils vorgeschalteten größeren Stufe. Die Rückschlagventile verharren daher in Sperrstellung, während die Stufenkolben gleichzeitig aus- bzw. einfahren. Sieht man von effektiver Ungleichförmigkeit infolge Reibungs- und Leckverlustschwankungen ab, verwirklicht der Gleichlauf-Teleskopzylinder konstruktiv eine stoßfreie Schubbewegung über den gesamten Hub. Ohne zusätzliche Signalverarbeitung lässt sich ausreichende Laufgüte der Vorlaufbewegung erzielen. Die Beaufschlagung erfolgt im Konstantpumpenbetrieb bei gleich bleibend niedrigem Eingangsdruck. Wegen des größeren Zylinderdurchmessers ist die Gleichlaufvariante des einfachwirkenden dem doppeltwirkenden Teleskopzylinder an Einbauraum vergleichbar (z. B. ZYG, Toussaint & Hess), Abb. 3.121.

Der *doppeltwirkende Teleskopzylinder* ist als Zug- und Druckzylinder einsetzbar. Der Stufenkolben wird zur beidseitigen Beaufschlagung genutzt, der Rückhub über einen zweiten Leitungsanschluss hydraulisch herbeigeführt. Um die Druckflüssigkeit den stangenseitigen Verdrängerräumen (Kolbenringräumen) betriebssicher zuzuleiten, ist die Druckflüssigkeitszufuhr konstruktiv sicherzustellen. Es sind drei konstruktive Elemente zur Flüssigkeitsverteilung gebräuchlich, Abb. 3.122.

Die *Zuführungselemente* nach Abb. 3.122a, b lassen leckverlustarmen Zwischenhalt in jeder Hubstellung zu, bei denen nach Abb. 3.122c ist dies nur bedingt möglich. Zwar verlangt die Zuführung durch die Kolbenstange der innersten (letzten) Stufe den geringsten Aufwand, jedoch mit dem Nachteil eines mitbewegten Leitungsanschlusses. Um diesen

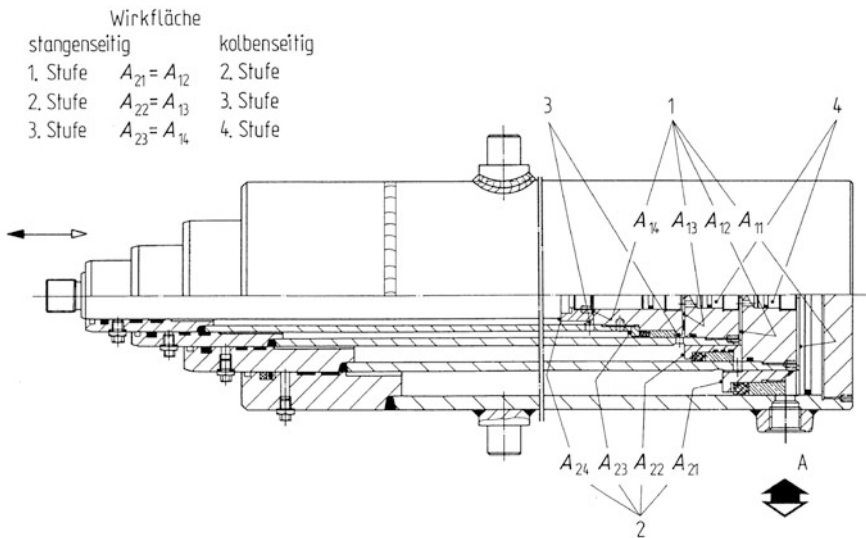


Abb. 3.121 Gleichlauf-Teleskopzylinder, 4stufig, Zylinder mit Drehzapfenbefestigung, Zylinderkopf geschweißt (ZYG, Toussaint & Hess). 1 kolbenseitige Verdrängerräume, 2 stangenseitige Verdrängerräume, 3 seitliche Bohrungen, 4 Rückschlagventile; Kolbendichtungen aus Mehrfach-Lippensatz (Dachmanschetten-Dichtsatz) mit Führungsbändern und Lagermetall-Führungsbuchse; Stangendichtungen aus O-Ring mit Stützring und Führungsbändern

konstruktiv zu verwirklichen, sind eine flexible Leitung (Schlauch), starre Leitungsabschnitte mit Drehverbindungen (Rohrschere) oder eine ausziehbare Leitung (Teleskoprohr) vorzusehen.

Bis auf den innersten erfordert jeder Auszug für Stangen- und Zylinderlaufläche eine Außen- wie eine Innenbearbeitung, ferner ist ein Druckflüssigkeitsverteilsystem zu den Kolbenringräumen auszuführen, so dass sich mit dem mehrstufigen Zylinder für hydraulischen Rückhub hoher Konstruktions- und Fertigungsaufwand verbindet. Der doppelwirkende Teleskopzylinder wird daher seltener als Serienzylinder bis zu mittlerem Druckbereich angeboten (z. B. ZT 212 mit bis zu 4 Stufen, Nenndruck 120 bar, Storz [458]), überwiegend auf Anfrage (z. B. HTZS, Kleinschmidt; Bauart Toussaint & Hess [459]; Bauart Hänchen Hydraulik [457]; Bauart Hunger Hydraulik [456]), auch als Sonderzylinder, etwa in 6stufiger Ausführung mit bis zu 50 m Hub.

Einsatzbereich Wirkungsart: Druck- oder Druck- und Zugzylinder

Anwendung findet der Teleskopzylinder für große Hübe bei gedrängtem Einbauraum überwiegend in einwirkender Bauart als Druckzylinder, sofern außer der Nutzlast ausreichend großes Leergewicht in vertikaler Einbaulage zu bewegen ist; in *Stationärhydraulik*, z. B. als Antrieb und Tragmittel für Aufzüge mit kleiner Gründungstiefe,

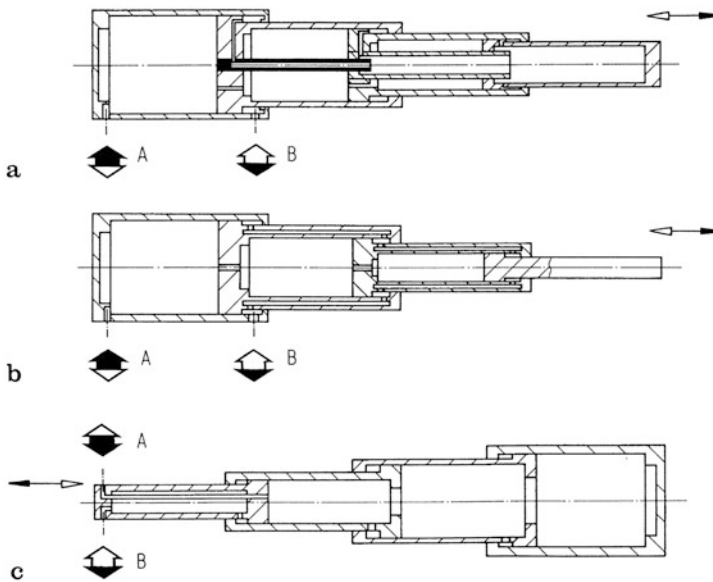


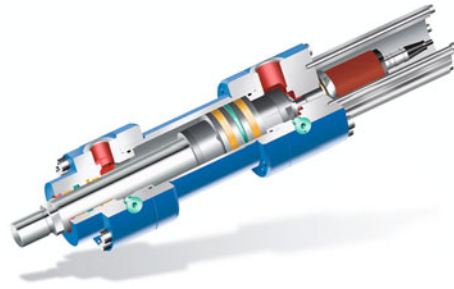
Abb. 3.122 Teleskopzylinder doppelwirkend, schematisiert, Elemente der Druckflüssigkeitszuführung für hydraulischen Rückhub. **a** Innenliegendes Teleskoprohr; **b** Doppelwand-Stufenkolben; **c** Zuführkanal im inneren (letzten) Stufenkolben

insbesondere als Gleichlaufzylinder an Lastaufzügen für empfindliche Güter, Personenaufzügen, für Hebebühnen, bewegliche Brücken; in *Mobilhydraulik*, z. B. als Kippzylinder für LKW-Ladepritschen oder Kippwagons (Schüttgutwagen), als Auslegerzylinder für teleskopierbare Hubausleger an Nutzfahrzeugen.

3.4.9 Elektrohydraulische Linearantriebe: *Hydraulische Achsen, Servozylinder*

Geregelte hydrostatische Linearantriebe stellen spezifische Anforderungen an den Linearmotor „Zylinder“. Die Regelkreissynthese setzt die Kenntnis der Systemdynamik (Streckenidentifikation) voraus, so dass für anspruchsvolle Regelungsaufgaben eine Simulation des Antriebssystems notwendig ist, Abschn. 7.2. Erst die Integration hydraulischer und elektronischer Komponenten zur kompletten hydraulischen Achse, also deren ganzheitliche Betrachtung als *mechatronisches System* vermochte der komplexen Forderung zu entsprechen, die Bewegungsumformung mit präzisiertem Bewegungsablauf zu verbinden. Die erweiterte Gesamtfunktionalität der elektrohydraulischen Linearachse folgt aus der funktionalen Integration in das übergeordnete Steuerungssystem. Somit erschließt sich das Nutzenpotenzial einer breiten Anwendung für höherwertige Antriebsaufgaben

Abb. 3.123 Modularer Linearaktor (CSM1, Bosch Rexroth). Hydroachse zusammengebaut aus genormtem Hydrozylinder (Rundzylinder mit Fußbefestigung), Wegmesssystem (magnetostriktiver Sensor), Stetigventil (Regelventil)



3.4.9.1 Komplette hydraulische Achsen. *Linearaktoren*

Um optimale Komponentenanpassung durchführen zu können, bedient man sich modularer Baugruppen. Diese werden zu Baueinheiten zusammengefasst, die den Anforderungen einer digitalen Prozessperipherie genügen [441–443]. Aus einer Anzahl von Grund- und Zusatzbausteinen (Modulen) eines Baukastensystems kann der Hersteller die erforderliche Variantenvielfalt für den kompakten Linearantrieb zusammenstellen. Kombiniert man die Funktionsmodule nach Anforderungsprofil, lässt sich die optimale Variante eines elektrohydraulischen Linearantriebs für eine Antriebsaufgabe zusammenbauen [460, 252], Abb. 3.123.

In Anlehnung an elektromechanische Vorschubantriebe für numerisch gesteuerte Arbeitsmaschinen bezeichnet man diese Kompaktantriebe als *Hydroachsen*. Sie bestehen aus *drei modularen Baugruppen (Funktionsmodulen)*

- reibungsarmer Hydrozylinder (Industrie-Zylinder),
- integriertes elektrisches Wegmesssystem (Positionssensor),
- aufgebautes hydraulisches Stetigventil (Steller).

Als *Hydrozylinder* verwendet man einen doppeltwirkenden Zylinder mit einseitiger Kolbenstange (Differenzialzylinder) in Rundbauform mit genormten Einbaumaßen und Befestigungsarten, z. B. der 160 bar-Reihe (DIN ISO 6020 Teil 1) [421]. Hohe Laufgüte erfordert *reibungsarme Dicht- und Führungselemente* ebenso wie *hohe Oberflächenqualität der Gegenlaufflächen*. So können als *Kolbendichtung* eine Gleitringdichtung aus gleitfähigem fluorhaltigen Kunststoff (modifiziertem PTFE) und Führungsringe aus druckfestem Gewebeverbundstoff dienen. Als *Stangendichtung* kann ein Dichtungssatz entsprechend mit Gleitring und Stufenring aus Polyurethanelastomer (PUR) sowie mit Führungsringen im Tandem einschließlich schmutzabweisendem Abstreifer eingesetzt werden. Die Lauffläche des *Zylinderrohrs* ist geschliffen, für höchste Qualitätsanforderungen gehohnt bzw. rolliert, die *Kolbenstange* maßbeschichtet, z. B. hartverchromt (CSM1, Bosch Rexroth [461]).

Das *elektrische Wegmesssystem für Hydrozylinder* (DIN 24 564 Teil 2) bildet die Messgröße „Kolbenlage“ analog oder digital ab. Die Funktionsweise des Positionssensors ist entweder absolut oder relativ. Beim relativen Messen ist nach dem Systemstart stets erst ein Referenzpunkt anzufahren. Vom Verfahren her ist eine Reihe von Gerätevarianten nach unterschiedlichen Lösungsprinzipien (Positionssensorarten) verfügbar, die für das Messen

großer Wege (Nennmesslänge $l_{\text{nom}} = 600 \dots 5000 \text{ mm}$) geeignet sind. Nach der Signalart des Ausgangssignals gliedern sich Positionssensoren in analoge und digitale Systeme.

Um Wegmesssysteme für Hydrozylinder beurteilen und richtig einsetzen zu können, muss die Angabe von Daten dieser Systeme bestimmten Forderungen und Wünschen genügen. Geforderte Kenngrößen müssen, erwünschte Kenngrößen können in technischen Unterlagen der Gerätehersteller aufgeführt werden. Außer der Nennmesslänge l_{nom} (Hublänge) sind Linearitätsabweichung, Hysterese H und Auflösung (Positioniergenauigkeit) sowie Temperaturkoeffizient θ (Umgebungseinfluss) als statische, die maximale Verfahrensgeschwindigkeit v als dynamische Kenngrößen notwendig anzugeben (DIN 24 564 Teil 2).

Um Störeinflüsse der Messstrecke (z. B. durch Temperaturgang im Zylinder, elastische Nachgiebigkeit der Anbauteile) auszuschalten, bedarf es besonderer *Ankopplungsvorkehrungen für die Fluidsensorik* sowie des Schutzes vor Umgebungseinflüssen (VDMA 24574 Teil 1 und 2).

Im Zuge weiterentwickelter Steuerungssysteme zur Überprüfung und Regelung von Zylinderpositionen werden extern an Hydraulikzylinder angebaute Wegaufnehmer durch *zylinderintegrierte Positionssensoren* ersetzt, die Langlebigkeit und Zuverlässigkeit vereinen.

Zu den *resistiven Wegmesssystemen* zählt das potentiometrische nach dem Spannungsteilerprinzip, das aus Bahn (Widerstandleiter) und Schleifer besteht. Die verkürzbare Variante dieses absolut messenden Analog-Wegaufnehmers lässt sich mittels leitfähiger Kunststoffbahn intern anordnen. Das Linearpotentiometer, das zur Stromversorgung eine Gleichspannungsquelle benötigt, ist einfach im Aufbau. Jedoch begrenzt das auf Kontakt beruhende Messprinzip die Schock- und Vibrationsfestigkeit, damit die Gebrauchsdauer. Die Auflösung ist ebenfalls beschränkt, Geräusche beeinflussen die Messung.

Man bevorzugt daher *berührungsfrei arbeitende Positionssensoren*, die prinzipbedingt verschleißfrei sind, platzsparenden Einbau in den Druckraum (Kolbenstange) ermöglichen und eine Abschirmung gegen Umgebungseinflüsse (Schutzrohr) erübrigen.

Das *induktive Wegmesssystem* nach dem linearen Differentialtransformator-Prinzip (LVDT) lässt hohe Verfahrensgeschwindigkeit und -beschleunigung zu, eignet sich bis zu mittleren Hublängen ($l_{\text{nom}} < 600 \text{ mm}$), unterliegt nur geringem Temperatureinfluss. An der Primärspule liegt eine hochfrequente Spannung an. Der bewegliche Kolben mit Weicheisenkern erzeugt das Signal der induzierten Spannung linear zur Position. Dies erfolgt durch ungleiche magnetische Kopplung in den gegenphasig in Reihe geschalteten Sekundärspulen. Ist der erforderliche Einbauraum des Tauchankers zu groß, wird das Differentialdrossel-Prinzip (Mantelanker) angewendet. In der Bauform des Vektoraufnehmers mit variablem Widerstand (VRVT) vereinigen sich Merkmale des induktiven mit solchen des resistiven Verfahrens, nämlich hohe Linearität und Messdynamik mit kleiner Element- zu Hublänge und beliebiger Hublängen Anpassung.

Das *Wirbelstrom-/induktive Wegmesssystem* nutzt das Prinzip der Wirbelstromerzeugung in einem elektrischen Leiter innerhalb des Magnetfelds um die hochfrequent erregte Spule. Bewegt sich über den Sensorkolben eine Aluminiumröhre, wird in diese proportional zur

Hubbewegung ein Wirbelstrom induziert und es verändert sich der elektrische Widerstand (Impedanz) innerhalb der Spule. Es lassen sich Positionen hochauflösend bis in den Nanometerbereich erfassen, allerdings benötigt die Aluminiumröhre einen größeren Einbauraum (16 mm).

Das *Hall-Wegmesssystem* nutzt den Hall-Effekt, der durch das magnetische Feld eines im beweglichen Zylinderkolben angebrachten Positionsmagneten verursacht wird. Das induzierte Magnetfeld führt zum Spannungsabfall in einem oder mehreren Hall-Elementen. Die Position folgt aus der Hall-Spannung über die resistiven Elemente. Auflösung und Hublänge sind begrenzt, die Gebrauchsdauer liegt aufgrund eingeschränkter Schock- und Vibrationsfestigkeit im mittleren Bereich [462].

Das *kapazitive Wegmesssystem* nutzt den Hydrozylinder in seiner elektrischen Eigenschaft als Kondensator. Im elektrischen Schwingkreis wird per Resonanzmessverfahren die sich mit der Kolbenposition ändernde Kapazität bestimmt. Wegen absolut messenden Aufnehmers bedarf es keiner Referenzfahrten.

Das kapazitive Messprinzip ist einfach, robust im Aufbau, daher für den Einsatz unter rauen Umgebungsbedingungen in allen Größenklassen und Hublängen bis zu 5 m geeignet. Es werden Positionsgenauigkeiten bis zu ± 1 mm erreicht. Durch die von außen zugängliche Elektronik vereinfacht sich die Instandhaltung (Bauart LiView, Liebherr-Components [463]).

Das *magnetostriktive Wegmesssystem* ermöglicht die hochpräzise Positionsrückmeldung synchron in Echtzeit, wird daher bevorzugt für kontrollierte Bewegungen im Stationär- und Mobilhydraulik eingesetzt.

Die Position wird direkt und digital aufgenommen, so dass eine analog-digitale Signalumsetzung entfällt. Die Wegmessung erfolgt absolut und beruht auf einer Laufzeitmessung zwischen dem Start eines Stromimpulses durch das Messelement (Wellenleiter) und dem Eintreffen des elektrischen Antwortsignals. Im Bereich des beweglichen Positionsmagneten entsteht eine partielle Verdrehung des Messelements, die sich als mechanische Torsionswelle fortsetzt. Letztere wird mittels magnetomechanischen Effekts in einen elektrischen Torsionsimpuls als Antwortsignal umgeformt. Mit dem magnetostriktiven Sensor verbindet sich der wesentliche Vorzug, *vollständig räumlich integrierbar* zu sein. Je nach Zylinderkonstruktion kann der Sensor von der Kopf- oder der Stangenseite eingefügt werden. Der Positionsmagnet ist im Kolben eingebaut und markiert die Position ohne Kontakt zum Sensorrohr. Berührungsloses Messen schließt den Vorzug der Verschleißfreiheit ein. Weitere aus dem Messprinzip herleitbare Vorzüge folgen aus der weitgehenden Unabhängigkeit des Messfehlers von der Messlänge. Mit einer Linearität von $\pm 0,01\%$, einer Wiederholgenauigkeit von $\pm 0,001\%$ und einer Auflösung bis herab zu 0,001 mm werden Positionsmessdaten sehr genau erfasst. Störeinflüsse aus der Umgebung wie Stöße, Temperaturanstieg beeinflussen das auf Torsionsimpuls reagierende Messsignal nicht. Zuverlässigkeit und Robustheit über große Hublängen ($l_{\text{nom}} = 50$ bis 2500 mm) unterstützen somit die funktionale Sicherheit hydraulischer Anlagen. Höhere Dynamik und Messfrequenz des Sensors erlauben kurze Taktzeiten der Arbeitsmaschine. Zunehmend erfolgt die Messdatenübermittlung über eine serielle Datenbus-Schnittstelle (CANbus-Ether CAT-Protokoll) [462].

Das *hydraulische Stetigventil* wird aufgebaut, indem man es leicht lösbar mit der *vormontierten Anschlussplatte* verschraubt. Letztere ist am Boden des Zylinders befestigt und über Verrohrung an dessen Kopf angeschlossen. Damit rückt das hydraulische Stetigventil nah an den Zylinder. Beim Stellen sind nur kleine Massen über kurze Wege zu bewegen, Störeinträge auf Positionier- und Regelgenauigkeit werden unterbunden. Als Stetigventil kommen *Proportional-Wegeventile*, für Achsregelungen insbesondere *schnelle Proportional-Wegeventile (Regelventile)* mit integrierten elektronischen Komponenten in Frage. So vereinfacht die digitale Ventilelektronik die Vernetzung über Datenbus-Schnittstelle. Mittels der Ansteuer- und Auswertelektronik lassen sich achsspezifische Steuerfunktionen gerätenah abarbeiten. Neben dem Hub kann die Verfahrensgeschwindigkeit ermittelt, somit zeitgleich das Bewegungsverhalten des Zylinders beeinflusst werden, Abschn. 4.5.2.

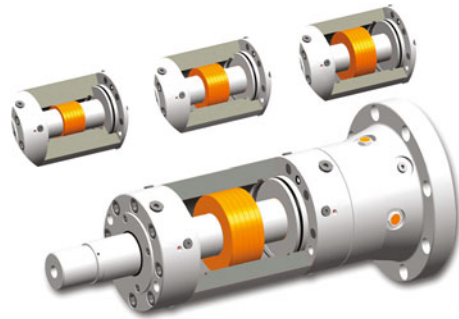
Mechatronisches Subsystem „Intelligente“ Achse

Schließt man die Teilstrukturen *Stetigventil mit integrierter vernetzbarer Ventilelektronik*, und *Hydrozylinder* samt integrierten *elektrischen Wegmesssystemen* zu einer komplexen Zylinderantriebseinheit zusammen, erhält man die elektrohydraulische Linearachse in der erweiterten Gesamtfunktionalität einer „intelligenten“ hydraulischen Achse [464–467].

Die Teilstrukturen Ventil, Zylinder, Wegmesssystem sind nicht nur funktional sondern auch gerätetechnisch zusammengeschlossen derart, dass sich ein Aktorsystem auf angepasstem Integrationsniveau ergibt. Die komplette hydraulische Achse ist als *gemischt modular und räumlich integrierte Konstruktion* zutreffend beschrieben, verbinden sich doch bei dieser Integrationsart modulare Hardwareflexibilität und räumliche Elementverketzung. Erstere lässt unterschiedliche Innovationsdynamik einzelner Hardwarekomponenten zu, letztere führt zu verkleinertem Bauraum eines standardisierten Funktionsblocks. Komponenten unterschiedlicher Produktgenerationen (der Elektronik, Informations- und Fluidtechnik) können ausgetauscht, Softwareupdates bei unveränderter Hardware vorgenommen werden. Zwar lassen sich nicht alle Elemente in ein Gehäuse einbetten, doch reduziert sich durch Blockverketzung die Zahl der Schnittstellen wie Kabel- und Rohrverbindungen. Dies erhöht Zuverlässigkeit, Übertragungsgeschwindigkeit und Leistung bei verringertem Bauteil- und Materialaufwand.

Die komplette hydraulische Achse lässt sich durch Automatisierungskomponenten wie digitale Regelelektronik und standardisierte Feldbus-Schnittstelle (offene Steuerung) in das höhere Gesamtsystem „Maschine“ voll kompatibel einfügen. Erst hierdurch wird die Achse zum *integrierten Subsystem*, dessen hoher Integrationsgrad auf Optimierung der Ganzheit „Anlage“ ausgerichtet ist. Gestützt auf Prozessdaten wie Geschwindigkeit, Kraft und Genauigkeit werden vom Hydraulikgeräte- und -systemhersteller die Komponenten der Achse nach modellbasiertem Systementwurf ausgewählt, die Reglerparameter festgelegt. Nach Prüfung und Feineinstellung verfügen Maschinenhersteller und -betreiber über eine vernetzbare hydraulische Achse, die mit elektrischen Drehachsen und elektromechanischen Linearachsen gleichberechtigt über Feldbus seriell ist (z. B. A085 Series Servoactuator, Moog [468]; HMIX, Parker; CSM1 Bosch Rexroth [460, 252, 461]).

Abb. 3.124 Höchstleistungs-
zylinder der Bauart
Gleichlaufzylinder mit
variabilem Kolbendurchmesser
und kegeligem Schutzrohr,
Schnittmodell (Testzylinder,
Premium-Baureihe 326,
Hänchen)



3.4.9.2 Höchstleistungszylinder. Servozylindersysteme

Höchstleistungszylinder bieten höchste Laufgüte (An- und Langsamlaufverhalten) und werden für Präzisions-Stellantriebe in spezifischen Anwendungsfeldern zur Lösung anspruchsvoller Bewegungsaufgaben eingesetzt. Der gleichflächige Stellantrieb mit zweiseitiger Kolbenstange (Gleichlaufzylinder), Tab. 3.18, Nr. 5, entspricht dem symmetrischen hydrostatischen Antrieb mit gleicher Kolbenkraft und -geschwindigkeit für Vor- und Rückhub. Einbaubegrenzungen können den ungleichflächigen Stellantrieb (Differenzialzylinder) erforderlich machen. Bei einer Regekreissynthese wäre dann die Asymmetrie der Beaufschlagung zu beachten.

Höchstleistungszylinder, deren unterschiedliche Bauarten herkömmlich als Sonderzylinder erstellt wurden, bargen ein entsprechend erhöhtes Prototyp-Risiko. Geht man zur modularen Variantenkonstruktion über, lassen sich die Bauarten anforderungsrecht, kostengünstig und mit geringem Ausfallrisiko zusammenstellen. Um letzteres zu minimieren, kann etwa die Anzahl zu fügender Baueinheiten auf drei, nämlich auf Zylinderrohr, Kolbenstange und Zylinderdeckel (Zylinderkopf/-boden) beschränkt werden. Hierbei sind die Bauelemente Stange und Kolben unlösbar verbunden, wobei der Kolben mit einer Bronzeschicht umgeben ist. Die metallische Gleitpaarung ergibt die präzisere und verschleißärmere Führung. Varianten für höchste Anforderungen (Servozylinder) weisen einen hochfesten, aus dem Vollen gearbeiteten Zylindermantel auf, dessen Innendurchmesser auf den geforderten Kolbendurchmesser, somit auf die wirksame Kolbenfläche feinstufig abstimbar ist, Abb. 3.124.

Wegen kürzerer Baulänge und Längenreduzierung infolge frei wählbaren Hubes verringert sich der benötigte Einbauraum, erhöht sich die zulässige Querkraft. Weitere Maßnahmen der Ausfallminimierung ergeben sich aus kleineren Maßtoleranzen an den Laufsitzen (IT7 statt IT8), kleineren Formtoleranzen an den Laufflächen. Hierfür vorzuziehende Fertigungsverfahren sind das Innen- und Außenrundhonen an Zylinder bzw. Stange. Mit seiner gekreuzten Oberflächenstruktur hinterlässt das Honen Schmierdepots, begünstigt somit den Reibungszustand Flüssigkeitsreibung [469–472].

Wesentliches Gestaltungsmerkmal von Hydrozylindern ist das Dichtsystem, insbesondere das Lösungsprinzip der Hydraulikdichtung an der Kolbenstange, mit dem die Konstruktion bezüglich kleinstmöglicher Zylinderreibung optimiert wird. Mit Blick auf Dynamik und Präzision können die Varianten nach Anforderungshöhe in drei Leistungsklassen unterteilt werden:

- *Industrie-Zylinder*
- mit Berührungsdichtung für Basisanwendungen,
- *Hochleistungszylinder* (High Performance Zylinder) mit Ringspaldichtung für erweiterte Leistung,
- *Höchstleistungszylinder* (Servozylinder) mit hydrostatischer Stangenführung für höchste Anforderungen

Alle drei Klassen lassen sich im geschlossenen Antriebsregelkreis als Linearmotor betreiben und werden daher auch *Regelzylinder* genannt. Deren Auswahl erfolgt nach entsprechend abgestuften Güteanforderungen des elektrohydraulischen Antriebs. Regelzylinder mit berührendem Dichtsystem entsprechen nach Wirkprinzip weitgehend dem genormten Hydrozylinder in Rundbauform des kompakten Linearantriebs, Abschn. 3.4.9.1. Normzylinder und nachfolgend dargelegte stark reibungsgeminderte Bauform des Industriezylinders erzielen eine auf das jeweilige Anforderungsprofil abzustimmende Laufgüte, decken damit als kostengünstige Regelzylinder ein breites Anwendungsfeld elektrohydraulischer Antriebe ab [473].

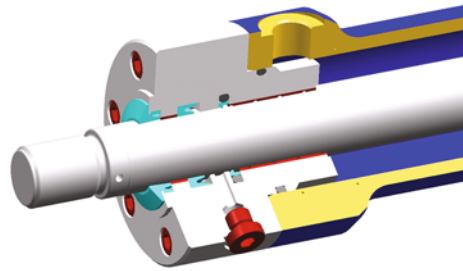
Translatorische Zylinderdichtung nach dem Prinzip *Berührungsdichtung*

Die lang geltende Alternative „dicht- oder reibungsarm“ geht auf das Dichtsystem Stopfbuchse mit verformbarer Packung zurück, das nurmehr Sonderanwendungen wie rauer Betrieb vorbehalten ist. Elastische Berührungsdichtungen rufen die Anpressung des verformbaren Dichtkörpers ohne Nachstellen hervor, verwirklichen somit auch an gleitenden Flächen die scheinbar widersprüchliche Forderung „dicht und reibungsarm“. Insbesondere sind mit den aus Dicht- und Spannring bestehenden *Gleitringdichtungen* (gummivorgespannten Kunststoffdichtungen, DIN EN 12756) stark reibungsgeminderte Dichtsysteme verfügbar, die an jene von Zylindern höherer Leistungsklasse heranreichen [474].

Die Stangenführung kann mittels Führungsbuchse aus Lagermetall oder wie vorliegend, mittels gekammerter Führungsringe erfolgen. Letztere sind mit aufgespritzter und nachbearbeiteter Kunststoffschicht (PTFE) versehen. Gleitringdichtung und Führungsringe ergeben eine Führungs-Dichtkombination, die zusammen mit zusätzlicher Berührungsdichtung (Nutring) und doppelwirkendem Abstreifer praktisch leckagefreies Dichten und nahezu ruck-gleitfreies Bewegen ermöglicht, Abb. 3.125. Es lassen sich sehr geringe (ab 0,02 m/s) bis relativ hohe Kolbengeschwindigkeiten (bis 3 m/s) verwirklichen, die bereits im Parameterbereich von Versuchseinrichtungen der Prüftechnik liegen (Bauart Servocop, Economy-Baureihe 126 u. 306, Hänchen [472, 475]).

Geregelte elektrohydraulische Antriebe verwenden abhängig von der Anforderungshöhe an die Regelgüte Regelzylinder, die sich nach Leistungsklasse unterscheiden. Insbesondere bei Antrieben, die nach dem Steuerungsprinzip der hochdynamischen Widerstandssteuerung arbeiten, kommen Zylinder zum Einsatz, deren Dichtsystem vom Lösungsprinzip „berührend dichten“ auf *berührungsfreies Dichten* übergeht (Hoch- und Höchstleistungs-Zylinder).

Abb. 3.125 Stangendichtung,
berührend dichtendes System
Gleitringdichtung,
Schnittmodell (Bauart
Servocop, Hänchen)

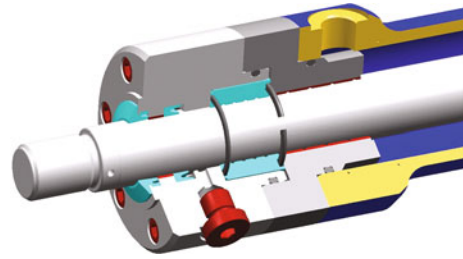


Translatorische Zylinderdichtung nach dem Prinzip Spaltdichtung

Diese Dichtung mit starrem Dichtspalt von kleiner Spalthöhe und ausreichender Spaltlänge dichtet durch Drosselung berührungsfrei. In der einfachsten Form erübrigt sich der Dichtkörper, wie er etwa als druckbeaufschlagtes Dichtelement bei elastischen Berührungsdichtungen prinzipbedingt notwendig ist. Die Dichtungsformen variieren nach den Betriebsbedingungen und stellen Prinzipkombinationen für die gleichzeitig zu erfüllenden Teilfunktionen „Dichten“ und „Führen“ dar.

Ringspалtdichtung mit Schwimmring Die Ringspалtdichtung weist einen schwimmend gelagerten Dichtkörper auf, der radialen Bewegungen der Stange zu folgen vermag, folglich Dichtspalte mit kleinsten Spalthöhen ermöglicht. Der Dichtkörper, *Schwimmring* genannt, dichtet nahezu reibungsfrei. Die Führungsfunktion übernehmen gesonderte Führungsringe, die anforderungsbedingt mit gleitfähigem Kunststoff oder mit metallischem Gleitwerkstoff beschichtet sind, der gute Notlaufeigenschaften aufweist. Die Optimierung der Laufflächen schließt somit außer Reibungsarmut die Ausfallsicherheit ein. Zusammen ergeben Führungsringe und Schwimmring eine Führungs-Dichtkombination, vervollständigt um Berührungsdichtung und Schmutzabstreifer. Letztere sind mit einem durchlosen Leckölanschluss verbunden, verursachen daher eine sehr geringe, über den gesamten Druckbereich konstante Restreibung [474, 476], Abb. 3.126. Im Einbauzustand ist der Schwimmring zylindrisch und liegt mit der Spaltwand einseitig auf. Im Betriebszustand liegt an einem der Spaltenden der Betriebsdruck aus dem Verdrängerraum (Zylinderkammer) an, so dass sich der Schwimmring konisch verformt und radial „schwimmend“ um die Stange zentriert. Es bildet sich ein konzentrischer Ringspalt mit der Spalthöhe von wenigen 1/100 mm, dessen Drosselwirkung linearen Druckabfall herbeiführt und nur sehr geringen Leckstrom zulässt, Abb. 3.127. Es können äußerst niedrige bis sehr hohe Kolbengeschwindigkeiten (max. 4 m/s) verwirklicht werden. Der berührungsfreie Druckabbau ermöglicht ruck-gleitfreies Bewegen sowie höchste Positionier- und Wiederholgenauigkeit. Somit beherrscht die Schwimmring-Spалtdichtung gleich schwierige Bedingungen wie die Spалtdichtung mit hydrostatischer Stangenführung, ausgenommen die etwas niedriger zulässigen Querkräfte am Stangenende. Es liegt also ein berührungsfrei dichtender Regelzylinder der mittleren Leistungsklasse (Hochleistungszyylinder) mit gleichwohl zuverlässigem Dichtsystem vor (Bauart Servofloat, Premium 326, Hänchen [472, 475]).

Abb. 3.126 Stangendichtung, berührungsfrei dichtendes System Ringspaltdichtung mit Dichtkörper (Schwimmring), Schnittmodell (Bauart Servofloat, Hänchen)



Bei der vergleichenden Bewertung von Regelzylindern nach Leistungsklassen zieht der *Energieverbrauch von Dichtsystemen* erhöhtes Augenmerk auf sich. So unterscheiden sich berührend dichtender und berührungsfrei dichtender Regelzylinder durch deren Verlustleistung abhängig von der Hubgeschwindigkeit, Abb. 3.128. Bei der Gleitringdichtung (Servocop) überwiegt für höhere Geschwindigkeiten der hydraulisch-mechanische Verlustanteil infolge von Reibung. Bei der Schwimmring-Spaltedichtung (Servofloat) fällt für niedrige Geschwindigkeiten ein erhöhter volumetrischer Verlustanteil an infolge von Leckage. Damit grenzen sich die Bauformen der kostengünstigeren Klasse (reibungsgeminderter Industrie-Zylinder) von der mittleren Klasse (Hochleistungszylinder) durch jeweils energieeffizientere Geschwindigkeitsbereiche ab. Allerdings nehmen weitere Parameter wie Betriebsdruck und Kolbendurchmesser Einfluss auf die Verlustleistung [469, 477].

Regelzylinder der mittleren Leistungsklasse werden auch mit starrer Ringspaltedichtung, also ohne radial verschiebbaren Dichtkörper ausgeführt. Mittels durchklosten Leckölanschlusses arbeitet das Dichtsystem ebenfalls druckentlastet mit konstanter, sehr geringer Reibung und ermöglicht im Vergleich zur Basisausführung (Industrie-Zylinder) eine deutlich höhere Dynamik. Zugelassen für Belastungsprofile mit höheren Kolbengeschwindigkeiten (max. 2 m/s) und Frequenzen (max. 50 Hz) erschließt die gute Regelbarkeit als

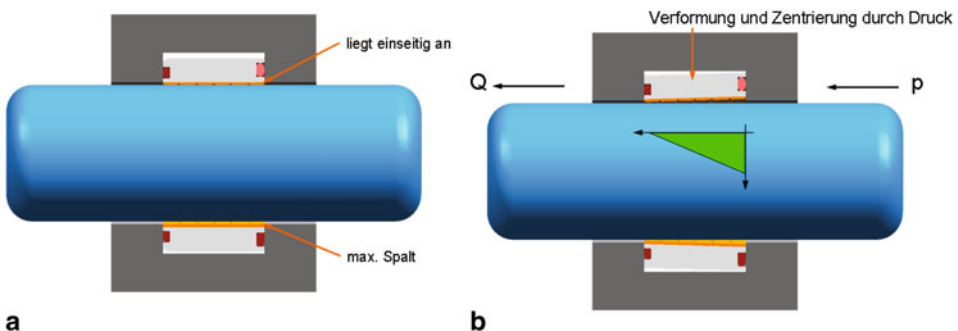


Abb. 3.127 System Ringspaltedichtung, Schnittmodell (Bauart Servofloat, Hänchen). **a** Einbauzustand: Dichtkörper zylindrisch, einseitig anliegend; **b** Betriebszustand: Dichtkörper konisch verformt, selbstzentrierend, Druckverlauf

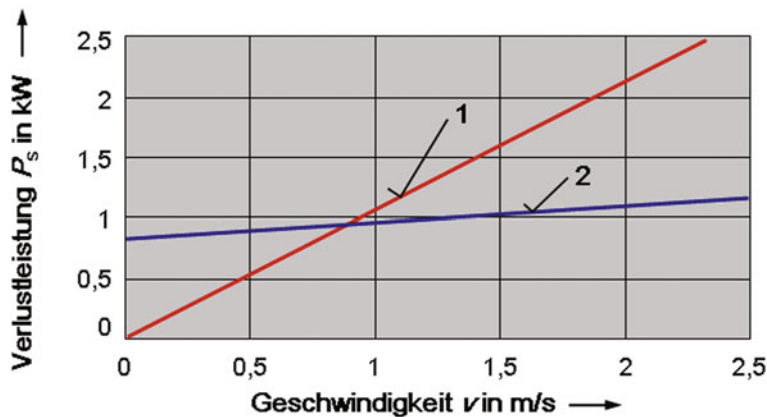
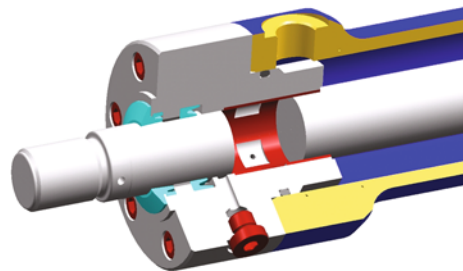


Abb. 3.128 Verlustleistung an Dichtsystemen abhängig von der Hubgeschwindigkeit, Systemvergleich (Kolbenstange 40 mm Durchmesser): 1 Berührungsdichtung, reibungsgemindert (Servocop), 2 Ringspaldichtung mit Schwimmring (Servofloat) nach K.G. Wagner (Bauart Hänchen)

Abb. 3.129 Stangendichtung, berührungsfrei dichtendes System hydrostatische Stangenführung, Schnittmodell (Bauart Servobear, Hänchen)



Stellantrieb Einsatzfelder der Prüftechnik (Bauart High Performance Zylinder HPC, Bosch Rexroth [478]).

Ringspaldichtung mit hydrostatischer Stangenführung. Unter speziellen Einsatzbedingungen in Grenzbereichen, etwa sehr großen Querkräften am Stangenende, kombiniert man den drosselnden Ringspalt (Stege) mit radial verteilten Druckkammern (Schmiertaschen) zur hydrostatischen Stangenführung. Letztere ist somit Träger beider Funktionen, der Führungs- wie der Dichtfunktion. Um eine Berührungsdichtung einschließlich Abstreifer zur Führungs-Dichtkombination vervollständigt, wird letztere im Zylinderkopf räumlich zusammengefasst. Dieser ist somit als integrales Bauelement ausgeführt, Abb. 3.129. Der minimale Leckstrom wird über den drucklosen Leckölanschluss abgeführt. Damit ist eine über den Druckbereich konstante, sehr geringe Restreibung gesichert [471, 474].

Beim hydrostatischen Tragen erfolgt die Trennung der Gleitflächen durch fremderzeugten Tragdruck. Vergleichbar dem hydrostatischen Radialgleitlager, DIN 31656 [479], enthält die hydrostatische Stangenführung vier Druckkammern (Schmiertaschen) mit eingebauten Konstantdrosseln (Kapillaren) vor den Kammern. Diese sind bei gemeinsamer Tragdruckerzeugung zusammengeschaltet, um die Stangenlage zu stabilisieren (Schaltung

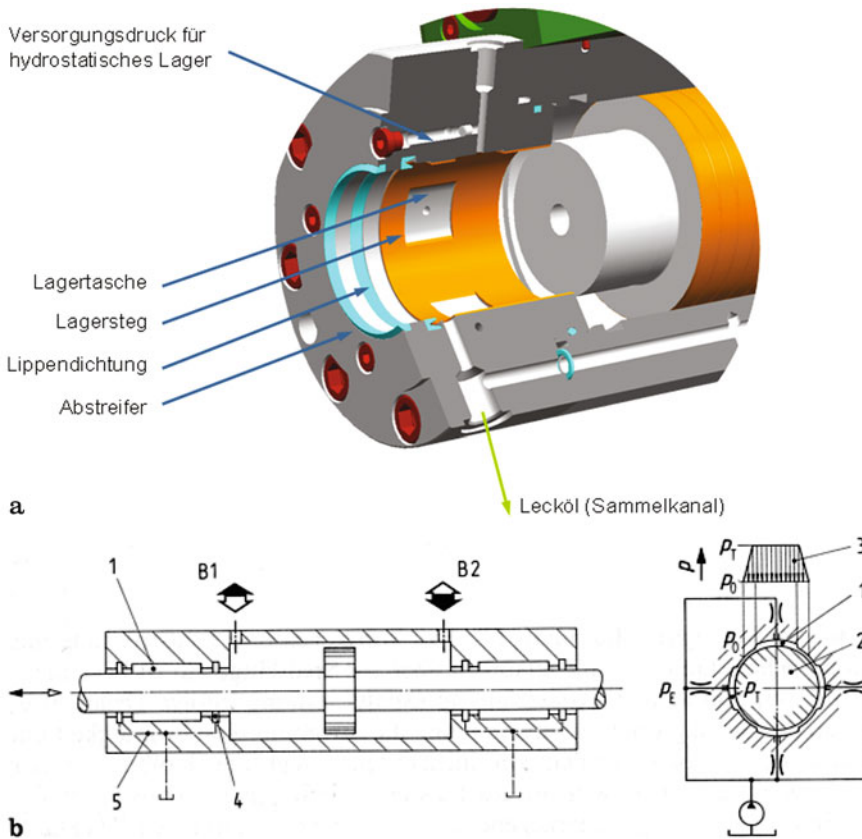


Abb. 3.130 System hydrostatische Stangenführung (Bauart Servobear, Hänchen). **a** Schnittmodell: Aufbau, Druckschmiermittelzu- und abfuhr; **b** Wirkschema: 1 Druckkammer (Schmier Tasche), 2 Kolbenstange, 3 Druckverlauf, 4 Ablauf-Ringnut, 5 Rücklaufkanal

auf konstanten Schmierstoffdurchsatz je Tasche). Als Schmierstoff dient wiederum die schmierfähige Druckflüssigkeit. Letztere wird in der Regel intern aus dem Verdrängerraum zugeführt. Hierbei erzeugt der Betriebsdruck jenen Tragdruck, der die Stange „schwebend“ hydraulisch einspannt, Abb. 3.130a. Die Druckflüssigkeit strömt axial über Umfangssteg in eine äußere und eine innere Ablauf-Ringnut ab, um von dort zur Unterbindung von Leckage in den Behälter geleitet zu werden. Bei der Stangenführung mit 2 Ablaufnuten bildet lediglich der dem Verdrängerraum benachbarte Umfangssteg bis zur inneren Ablaufnut die Dichtfläche (Drosselspaltichtung). Im speziellen Anforderungsfall wird der Tragdruck über eine externe Ölversorgungseinheit erzeugt. Dabei ist der Zuführdruck unabhängig vom Betriebsdruck, wodurch das Aufschwimmen und Zentrieren der Stange bereits vor dem Anlauf sichergestellt werden kann, Abb. 3.130b. Um die Dichtwirkung mittels Sperrung durch Druckschmierflüssigkeit zu erzielen, darf diese über nur eine Ablaufnut am äuße-

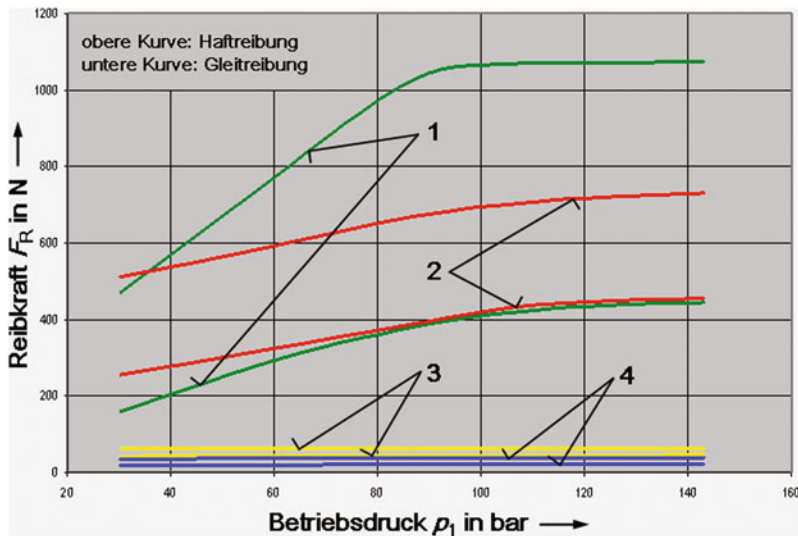


Abb. 3.131 Reibkraft an Dichtsystemen abhängig vom Betriebsdruck, Systemvergleich (Kolbenstange 40 mm, Kolben 46 mm Durchmesser, Gleichlaufzylinder, Sinusbetrieb VDMA 24577): 1 Berührungsdichtung (Servoslide), 2 Berührungsdichtung reibungsgemindert (Servocop), 3 Ringspaltdichtung mit Schwimmring (Servofloat), 4 hydrostatische Stangenführung (Servobear) nach K.G. Wagner [471] (Bauart Hänchen)

ren Spaltende zurückgeleitet werden (Sperrkammerdichtung). Hohe Fertigungsgenauigkeit und kleine Führungsspiele garantieren langlebigen, verschleißfreien Einsatz. Da die Gleichgewichtslage der Stange von der Lagerkraft (Querkraft) weitgehend unabhängig ist, lassen sich neben optimalem Anlauf- und Langsamlaufverhalten höchste Führungsgenauigkeit bei geringster Zylinderreibung erzielen. Damit werden schwierigste Betriebsbedingungen sicher beherrschbar, etwa oszillierende Bewegungen bei kleinem Hub, minimale Kolbengeschwindigkeit bei hohem Druck, schnell ausfahrende (max. 4 m/s) oder hochfrequent oszillierende Stange (max. 1000 Hz) (Bauart Servobear, Premium-Baureihe 326, Hänchen [472, 475]; Bauart Servozylinder CGS, Bosch Rexroth [480]).

Für die vergleichende Bewertung von Regelzylindern nach Leistungsklassen kommt dem Kriterium *Reibkraft an Dichtsystemen* ausschlaggebende Bedeutung zu. Die Reibkraftbestimmung erfolgt über Differenzdruckmessung nach VDMA 24577, wobei nach Ruhereibung bei Inbetriebnahme (Haftreibung) und Bewegungsreibung an bewegter Stangendichtung (Gleitreibung) zu unterscheiden ist. Der druckabhängige Reibkraftverlauf lässt auf den maßgeblichen Einfluss von Bauart und Werkstoff des Dichtsystems auf die Zylinderreibung schließen, Abb. 3.131. So nimmt die Reibkraft der kostengünstigen Leistungsklassen 1, 2 mit berührenden Dichtsystemen mit dem Betriebsdruck zu. Die reibungsgeminderte Klasse 2 mit Gleitringdichtung (Servocop) weist jedoch einen flacheren Verlauf der Ruhereibung auf, so dass sich Haft- und Gleitreibung weit weniger unterscheiden. Folglich erhöht sich die Laufgüte aufgrund verringerter Gefahr des Ruck-Gleitens.

Die hochwertigen Leistungsklassen 3, 4 mit berührungsfreien Dichtsystemen zeichnen sich durch extrem niedrige Reibkraft aus. Außerdem ist bei den Zylindern mit Ringspaltichtung, sowohl der Bauform Schwimmring 3 (Servofloat) als auch der Bauform hydrostatische Führung 4 (Servobear) die Restreibung über den Druckbereich konstant. Darüberhinaus unterscheiden sich Haft- und Gleitreibung nicht mehr, womit höchste Laufgüte bei praktisch ruck-gleitfreier Bewegung erzielt wird [471].

Für spezifische Aufgaben, sei es für Automobil- und Flugzeugtests, Werkstoffprüfung und -forschung, sei es im anspruchsvollen Industrieinsatz, sind Regelzylinder der hochwertigen Klassen (Hoch- und Höchstleistungszyylinder) in *angepassten Gestaltungsvarianten* verfügbar. So lassen sich bei frei wählbarem Kolbendurchmesser der Volumenstrom nach geforderter Lastkraft (Nutzkraft) bedarfsgerecht bemessen, Hydrogeräte zur Energieumformung, -steuerung und -speicherung entsprechend kleiner ausführen. Den gestuften Stangendurchmessern lassen sich Kolbendurchmesser zuordnen, die sich vielfach überlappen. Somit kann die Baueinheit „Kolbenstange“ für gleiche Lastkraft auf unterschiedliche Festigkeit, Masse und Eigenfrequenz ausgelegt werden [469].

Der direkte Aufbau eines Servosteuerblocks und die serienmäßige Integration eines Positionssensors führt zum *kompletten Servozyindersystem* mit der erweiterten Funktion einer elektrohydraulischen Linearachse (Systemlösung Ratio-Drive, Hänchen [481, 482]; Systemlösung SYHCE, Bosch Rexroth [483]).

Keilspaltichtung. Das berührungsfreie Dichtsystem mit starrem Dichtspalt lässt sich abwandeln, indem man die Spaltgeometrie vom parallelen zum konischen Ringspalt abändert. Die allmähliche Verengung des Spalts führt zu konvergenter Kanalströmung mit veränderlichem Geschwindigkeitsprofil über der Spallänge. So ist bei ruhendem Kolben und axialer Leckströmung (Spaltströmung infolge Druckdifferenz) an der Stelle größter Spaltverengung die Strömungsgeschwindigkeit am größten, der statische Druck am niedrigsten. Liegt der Kolben an der Zylinderwand an, stellt sich im geschlossenen Keilsegment konstanter Betriebsdruck p_1 , im gegenüberliegenden Spaltsegment ein auf den Rücklaufdruck p_2 abfallender Spaltdruckverlauf ein. Aus dem Differenzdruckprofil folgt als Hilfswirkung eine dem Kolbenversatz entgegenwirkende Radialkraft F_{rad} . Unterscheidet sich die ursprüngliche Wirkung auch von der bei hydrostatischer Führung, so stellt sich doch eine vergleichbare Gesamtwirkung ein. Indem man nach dem Prinzip der Selbsthilfe das „statische“ Druckprofil der konvergenten Kanalströmung zur selbsttätigen Zentrierung nutzt, lässt sich die Gleichgewichtslage des Kolbens unabhängig von der Lagerkraft (Last) herstellen.

Vertiefende Untersuchungen zur Keilspaltichtung, etwa über die Reibungszustände Grenz- und Mischreibung, der Störeinwirkung „Umkehrspanne“ oder über ein die Umfangsströmung einbeziehendes Umströmmodell führten *Blackburn, Viersma* und *Blok* aus [484–489].

3.4.10 Elastische Berührungsdichtungen. *Hydraulikdichtungen*

Dichtsysteme für fluidtechnische Anwendungen werden unter dem Begriff *Fluidichtungen* zusammengefasst. In Abgrenzung zu Pneumatikanwendungen führen Anwendungen auf Druckflüssigkeiten zu *Hydraulikdichtungen*. Ist hierbei zwischen ruhenden Flächen zu dichten, werden *statische* Dichtungen eingesetzt. Hydrogeräte, bei denen gegeneinander bewegte Flächen abzudichten sind, erfordern je nach Form der Gleitbewegung rotatorische oder translatorische Dichtungen. Hydrozylinder weisen ruhende und translatorisch bewegte Dichtflächen auf, so dass hier neben statischen ausschließlich *translatorische Dichtungen* betrachtet werden.

Während berührungsfreie Dichtungen – die wegen hohen Überdrucks des abzudichtenden Fluids Spaltdichtungen mit geringster Formabweichung (Drosselspalte) sind – Sonderanwendungen vorbehalten bleiben, Abschn. 3.4.9.2, herrschen bei der Abdichtung funktionsbedingter Spalte in Hydrogeräten *Berührungsdichtungen* mit verformbarer Oberfläche vor, die Unebenheiten der Gegenfläche ausfüllen. Der bewegliche Dichtkörper (Dichtelement) schmiegt sich sowohl bei ruhender als auch bei bewegter Anordnung an die Gegenauflfläche an und dichtet leakagefrei oder mit äußerst geringer Lässigkeit. Da das Dichtelement hinsichtlich seiner Haltbarkeit schwächstes Glied in der Wirkungskette druckbeaufschlagter Maschinenteile ist, hängt die Funktionssicherheit der Hydroanlage unmittelbar ab von der Abstimmung aller beteiligten stofflichen Komponenten (Struktur) des Dichtsystems auf die mechanische, tribologische und ggf. korrosive Beanspruchung durch den Dichtvorgang. Die Struktur folgt aus Dichtungsform und -werkstoff, Gestaltung und Oberflächenfeingestalt des Einbauraums, Güte und Oberflächenbeschaffenheit der Dichtungs-Gegenauflfläche sowie aus den abzudichtenden Medien. Nach den Ausführungsgrundlagen hydraulischer Anlagen (DIN EN ISO 4413) sind die Dichtungen nach ihrer Art abhängig von den Betriebsbedingungen auszulegen, nach ihrem Werkstoff verträglich mit den berührten Materialien auszuwählen. Auf die Baugruppe Zylinder zu beziehende Anforderungen an eine instandhaltungsgerechte Konstruktion (VDI 2246 B. 2; DIN 31 051) schließen die Trennung der Dicht- und Führungsfunktion, verschmutzungsgeschützte Anordnung, aufwandsarme Austauschbarkeit ein [490–504].

Erhöhtes Augenmerk richtet sich insbesondere bei translatorischen Dichtungen auf die *Reduktion des Energieverbrauchs*. Dieser entsteht nicht allein durch Reibung – somit infolge primären Energieverlusts – sondern auch aus den Folgen des Verschleißes – gleichsam als Ergebnis sekundären Energieverlusts-. Daher gilt es, den Energieverbrauch von Dichtsystemen zu mindern bei gleichzeitig verbesserter Zuverlässigkeit, ausreichender Lebensdauer und schonender Rohstoffverwertung. Beispiele optimierender Maßnahmen sind Druckentlastung und Volumenkompensation im Zwischenraum redundanter Dichtsysteme, Entwicklung von Hochleistungs-Dichtungswerkstoffen, geeignete konstruktive Integration der Dichtung in die Verdrängereinheit, kostengünstige Simulation des Dichtsystems unter Betriebsbedingungen [505–507].

3.4.10.1 Berührungsdichtungen an ruhenden Flächen: *statische Dichtungen*

Ideale Berührungsdichtungen verschließen bei ruhenden Dichtungen den Leckageweg vollständig. Zum axialen Abdichten ruhender Flächen zwischen Zylinderkopf bzw. gefügtem Zylinderboden und Zylinderrohr wurden plastische (Weichstoff-) Flachdichtungen durch elastische Profildichtungen aus Elastomeren ersetzt, vorrangig durch O-Ringe (Runddichtringe) der Elastomergattungen (Basiselastomere) NBR, FPM, EPDM, MVQ, ACM (DIN 3771 Teil 3; ISO 6072) für Hydrauliköle und schwerentflammbare Hydraulikflüssigkeiten bei Dauertemperaturen von -50 bis 150°C in praktisch allen Innen- (d_1) und Querschnittsdurchmessern (Schnurdicken d_2) (DIN ISO 3601 Teil 1).

Hinweise für die Praxis

Das Wirkprinzip des O-Rings setzt eine Verformung des Querschnitts (Gummivorspannung oder Verpressung) beim Einbau voraus, um den Dichtvorgang einzuleiten. Die aus der Breite der Berührungsfläche folgende Dichtpressung steigt mit dem abzudichtenden Druck, so dass sich nach dem Prinzip der Selbsthilfe „automatische“ Dichtwirkung einstellt. Letztere bleibt unabhängig vom Wert des Drucks erhalten, sofern konstruktive und Montagehinweise (Einbaubedingungen) beachtet werden und die Gummielastizität nicht etwa durch thermische Einflüsse vorzeitig verloren geht.

Um angemessene Dichtheit und Gebrauchsdauer zu erzielen, darf die erforderliche Vorspannung nicht unterschritten, die maximale Verformung nicht überschritten werden. Daher ist bei den O-Ringen auf ausreichende Schnurdicke (Querschnittsdurchmesser) d_2 im Verhältnis zum Innendurchmesser d_1 zu achten (DIN ISO 3601 Teil 1). Einbauhinweise und Maße der Einbauräume sind nach Einbau- bzw. Anwendungsfall Tabellen zu entnehmen (DIN ISO 3601 Teil 2) bzw. bei von der Norm abweichenden Maßen der O-Ringe zu errechnen (DIN ISO 3601 Teil 3) derart, dass sich möglichst geringe Dehnungen bzw. Stauchungen und Verpressungen ergeben.

Wegen des metallischen Aufsitzens ruhender Dichtflächen tritt Auspressen des O-Rings durch den Dichtspalt (Spaltextrusion) normalerweise nicht auf. Als Vorsorgemaßnahme gegen Schäden an O-Ringen ist der Gehäusespalt klein zu halten.

Bei Gefahr merklicher Vergrößerung des Ruhespalts durch elastische Auffederung des Dichtgehäuses unter hohem oder pulsierendem Druck (atmender Gehäusespalt) kann insbesondere bei weichen Dichtungswerkstoffen Abdeckung des Dichtspalts auf der druckabgewandten Seite, bei wechselnder Druckrichtung auf beiden Seiten des O-Rings, durch Stützring (Backring) erforderlich werden (DIN ISO 3601 Teil 1).

Bei radial vorgepresster Deckeldichtung mit außen dichtendem Einbauraum, Abb. 3.132, ist u. U. zur Demontage eine hohe Haftreibung des O-Rings mit der Gefahr einer Beschädigung zu überwinden. Bei Deckeldichtungen wird daher der axial dichtende Einbau (Flanschdichtung) bevorzugt [490–492].

3.4.10.2 Berührungsdichtungen an gleitenden Flächen: *translatorische Dichtungen*

Hydrauliksysteme können bei baugleichen Komponenten an sich ändernde Betriebsbedingungen angepasst werden, sofern die Bauelemente von translatorisch bewegten Gleitflächen

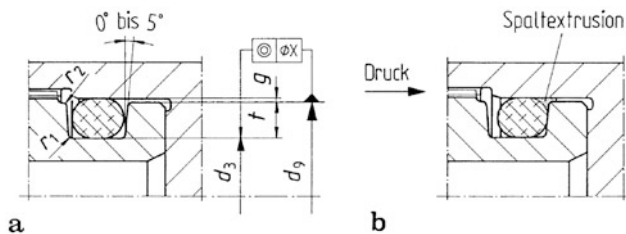


Abb. 3.132 O-Ring mit Einbauräum außen dichtend als Deckeldichtung. **a** Nach dem Einbau mit Maßen des Einbauräum, Anwendungsfall: Hydraulik, ruhend, DIN ISO 7425 Teil 1; **b** unter Druck

mit genormten Nutmaßen für Dichtungen und Führungen versehen sind. So legen DIN ISO 7425 Teil 1 und 2 die Einbauräume gummi vorgespannter Kunststoffdichtungen, DIN ISO 10766 die Einbauräume rechteckiger, geschnittener Führungsbänder, jeweils für Kolben und Stangen fest. Zugeordnete Maße und Grenzmaße sind DIN ISO 5597 und DIN ISO 6195 zu entnehmen [507].

Infolge der Gleitbewegung heben die Gleitdichtflächen voneinander ab. Es entsteht ein sehr enger dynamischer Dichtspalt mit laminarer Strömung [493].

Mit der Bewegung setzt Undichtheit ein. Bei Vorlaufbewegung wird infolge der Schleppströmung stets ein dünner, an der Stange haftender Flüssigkeitsfilm unter der Dichtung mitgenommen, der nach außen gelangt. Anpressung der Dichtung, Viskosität der Hydraulikflüssigkeit und Gleitgeschwindigkeit bestimmen die Dicke des Schmierfilms. Das gilt auch für den Rückhub, wenn auch unter geänderten Verhältnissen. Die Differenz zwischen hinausgeschleppter und rückgeförderter Flüssigkeit stellt die Lässigkeit (unmittelbarer Leckverlust) dar. Daneben bestehen sekundäre Leckverlustanteile [494].

Die Spaltbildung kann hydrostatisch infolge eines spaltöffnenden hydrostatischen Spaltdrucks oder hydrodynamisch infolge mitgeschleppten Fluids und eines hydrodynamischen Spaltdrucks erfolgen. Anders als beim Gleitlager mit starren Begrenzungsflächen bildet die gummielastische Dichtung eine flexible Spaltbegrenzungsfläche, die sich stark verformt und angehoben wird.

Untersuchung von Hydraulikdichtungen durch Rechnersimulation

Um den Entwicklungs- und Auslegungsprozess zu beschleunigen, haben sich für translatorische Dichtsysteme neben experimentell fundierten Untersuchungen rechnergestützte Entwicklungsmethoden herausgebildet. Den Dichtmechanismus mit Blick auf Leckage, Reibung und Verschleiß, Lebensdauer und Energieverlust analytisch zu beschreiben, stellt wegen vielfältiger Einflussfaktoren bereits seit längerem eine Herausforderung dar. Ziel bleibt es, ein *universell einsetzbares Modell* herzuleiten, mit dem sich das reale Verhalten translatorisch bewegter Dichtungen vollständig abbilden lässt (Simulation von Dichtsystemen).

Müller [495–497] veranschaulicht das im Dichtspalt herrschende Gleichgewicht zwischen Flüssigkeitsdruck und radialer Pressung durch ein Scheibenmodell. Anhand eines

flexiblen Gleitschuhmodells werden nach der hydrodynamischen Tragtheorie Beziehungen für Reibung und Leakage von elastischen Stangendichtungen hergeleitet unter Berücksichtigung der Bewegungsrichtung der Kolbenstange.

Blok [498] stellte die „inverse Lösung“ der Reynoldsen Differentialgleichung für eindimensionale, laminare, inkompressible und isoviskose Strömung auf. Diese Theorie gilt als Grundlage zur Berechnung der hydrodynamischen Spaltbildung gummielastischer Dichtungen. Es wird davon ausgegangen, dass der Flüssigkeitsdruckverlauf im Dichtspalt bei bewegter Stange nahezu identisch sein muss mit dem Kontaktpressungsverlauf zwischen Dichtung und bewegter Stange.

Eine Erweiterung der Spaltbildungstheorie folgte durch *Field und Nau* [508], indem die Reynoldsgleichung mit einer tribologischen Beschreibung aus der Elastohydrodynamik (EHD) gekoppelt wird. Diente zunächst die gemessene Kontaktspannungsverteilung als Eingangsparameter, wurde alsbald der Kontaktdruck weich-elastischer Materialien durch FE-Analyse ermittelt [509]. Desweiteren wurden strukturmechanische Gleichungen nach Hookeschem Gesetz sowie nach Werkstoffmodell von Mooney und Rivlin herangezogen [510]. Im Gegensatz zur Flüssigkeitsreibung bedarf die Beschreibung des Reibungszustands Mischreibung umfangreicherer Modelle. Im Kontaktbereich sich berührender Rauheitsspitzen wird infolge periodischer Mikroverformungen Energie dissipiert [511]. Es wurden für Dichtlippen die Energieverluste im Flüssigkeitsfilm berücksichtigt [512]. Der Übergang von Misch- zu Flüssigkeitsreibung konnte für weiche und elastische Kontakte beschrieben werden [513]. Aus Kontaktmodell und Gummireibungstheorie folgt ein Modell, das die Reibung von Dichtsystemen beschreibt [515].

Auf Basis eines gekoppelten FE und EHD-Simulationsmodells untersuchten *Persson, Murrenhoff et al.* [515] das Reibungsverhalten einer O-Ring-Geometrie als *Kolbendichtung*. Die *Reibkraft* am tribologischen System Dichtung wurde berechnet und vergleichend gemessen. Im durch Mischreibung gekennzeichneten unteren Geschwindigkeitsbereich stimmen Simulation und Messung gut überein.

Der Vermeidung von *Leakage* an PU-Dichtringen als *Stangendichtung* widmeten sich *Nißler und Haas* [516, 517]. Mittels FE-Analyse lassen sich aus der Verformung des Dichtrings über Pressungsverlauf und Schmierfilmdicken bei aus- und einfahrender Stange Rückschlüsse auf das Leakageverhalten ziehen. Varianten mit verschiedenen Dichtkantenradien geben Aufschluss über den Einfluss der Dichtkantenform. Für die Grobgestaltung des Dichtringprofils erweist sich die FE-Simulation als vorteilhaft. Deren Grenzen bei der Gestaltoptimierung insbesondere sehr kleiner Geometriemerkmale werden aufgezeigt.

Kolben- und Stangendichtungen unterscheiden sich nicht nur in der Dichtungsform (außen/innen dichtend), sondern auch nach der Beanspruchung durch den Dichtvorgang. An der bewegten Stange können Verschmutzungen in den Hydraulikkreislauf eindringen. Außerdem darf in allen Betriebszuständen, also auch im Stillstand, keine Leakage durch Mitnahme nach außen dringen. Volumetrischer Verlust und Umweltschäden wären die Folge. Es handelt sich daher um die eigentlich kritische Dichtstelle.

Stangendichtungen (innen dichtend)

Die axial angepresste und nachzustellende Stopfbüchse mit verformbarer Packung und großem Einbauraum ist abgelöst worden durch Mehrfach-Lippendichtungs-Packungssätze (Dachmanschetten; DIN ISO 3939)) und spitzlippige Nutringe (alte Bauform) aus z. T. gewebeverstärkten Elastomeren. Durch ihre Formelastizität wirken diese mit Untermaß eingebauten, daher Voranpressung hervorrufenden Berührungsdichtungen wie „selbsttätige Stopfbüchsen“ [494] und sind damit wartungsfrei. Um mit kleiner Voranpressung auszukommen, wird automatische Dichtwirkung erzielt, indem sich abzudichtender Druck und radiale Vorspannung nach dem Gestaltungsprinzip der Selbsthilfe überlagern (selbstverstärkende Dichtung). Der Profilring mit Kreis-, X- oder Rechteckquerschnitt (O-Ring, Quadring, Rechteckring) verband zwar Selbsttätigkeit, kleinstmöglichen Einbauraum (DIN ISO 7625 Teil 1 und Teil 2) mit ungeteilter Nut, barg jedoch hinsichtlich der Dichtwirkung noch Schwachstellen. Aus der fortgeschrittenen Theorie hydrodynamischer Spaltbildung gewann man die Erkenntnis, dass der Pressungsverlauf im Dichtspalt den Strömungsverlauf (die Filmdicke) bestimmt. Danach ist das dreieckförmige Pressungsprofil optimal, dessen Höchstwert möglichst nahe am druckseitigen Rand der Dichtfläche liegt. Dieses Kriterium (Zielfunktion) lenkte die Entwicklung auf die derzeit bevorzugten Dichtungsformen [493, 499]:

- den Nut- und den Kompaktring aus verschleißfestem Polyurethan (PUR)
- die gummivorgespannte Kunststoffdichtung aus reibungsarmem Polytetrafluorethylen (PTFE).

Letztere ist eine zweiteilige Dichtung, die aus den gesonderten Funktionsträgern hochgleitfähiger Dichtring (Gleitring) und hochelastischer Spannring (O-Ring) zusammengesetzt ist. Nach dem Prinzip der Aufgabenteilung werden leckagearme Dichtwirkung und hohe Laufgüte gleichzeitig erzielt. Damit lässt sich diese Dichtungsform den *Gleitringdichtungen* (GLRD), DIN EN 12756, zuordnen.

Hinweise für die Praxis

Der *stumpflippige Nut- oder Kompaktring* (neue Bauform) ist ein doppellippiger Dichtring in kompakter Bauform. Die an bewegter Stange anliegende, folglich dynamisch genannte Dichtlippe enthält eine Dichtkante mit asymmetrischen Kontaktflächenwinkeln (α , β) und abstreifend wirkendem Überhang von Dichtungswerkstoff an der Druckseite. Bei der Kompaktdichtung wird die radiale Vorspannung der Dichtkante durch Ausfüllen der Ringnut mit Elastomer oder durch Einlegen eines Elastomer-Spannrings in die Nut verstärkt. Diese Dichtungsform zeigt sehr gutes dynamisches Dichtverhalten. Nachteilig ist die Verminderung der Laufgüte bei hohen Betriebsdrücken und niedrigen Gleitgeschwindigkeiten (erhöhte Losbrechkraft, Ruckgleiten).

Die *gummivorgespannte Kunststoffdichtung* enthält einen Dichtring (Gleitring) aus ruckgleitfreiem, druckfest modifiziertem PTFE (z. B. PTFE-Bronze, PTFE-Faserbund) und einen mit Übermaß eingebauten Elastomer-Profilring (O-Ring) überwiegend aus NBR, der zur Vorspannung und als Nebendichtung benötigt wird. Elastomer-Spannring und PTFE-Dichtring mit Rechteckquerschnitt bilden die symmetrische Grundform eines dop-

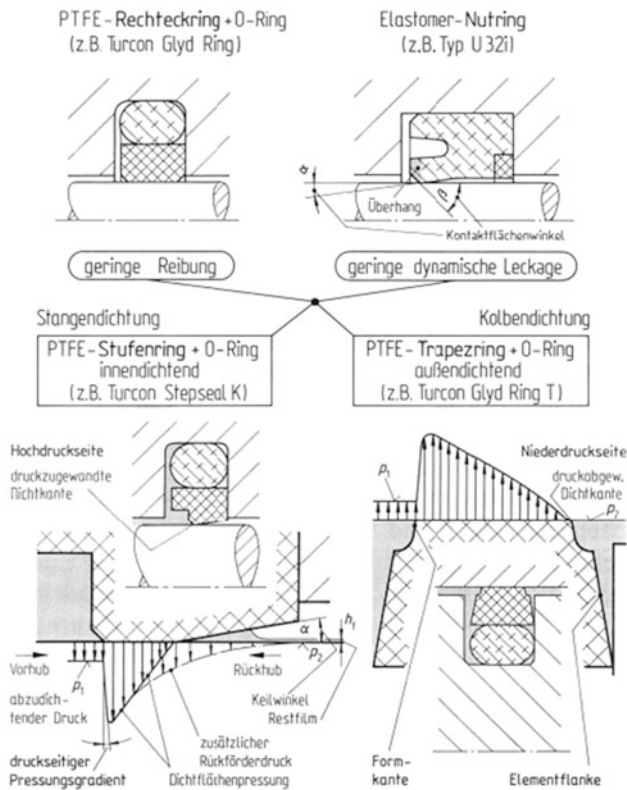


Abb. 3.133 Stufendichtung mit stumpfwinkliger Dichtkante und Trapezdichtung mit Formkante aus modifiziertem PTFE (Turcon Stepseal K bzw. Glyd Ring T, Trelleborg Sealing Solutions) vereinen gute Gleiteigenschaften des gummivorgespannten Rechteckdichttrings und hohe Dichtwirkung des stumpflippigen Nutrings aufgrund optimalen Pressungsverlaufs und Rückfördervermögens (veränderlicher Keilwinkel)

peltwirkenden Dichtelements, das gutes statisches Dichtverhalten gewährleistet (z. B. Turcon Glyd Ring, Trelleborg Sealing Solutions). Konnte die Querschnittsform des PTFE-Rechteckringes wegen ungünstigeren Pressungsverlaufs und verbleibender dynamischer Leckage als Stangendichtung nicht befriedigen, so zeigt die Querschnittsform mit einer mittig angeordneten Stufe als Dichtkante eine sehr gute Dichtwirkung. Die kontrollierten Pressungsgradienten -steiler Gradient auf der Hochdruckseite, flacher Gradient auf der Niederdruckseite- minimieren den anhaftenden, nach außen gelangenden Schleppstrom und ermöglichen es, dass die Flüssigkeit beim Rückhub zurückgefördert wird. Aus der Kombination der Wirkprinzipien stumpflippige Dichtkante (Nutring) und vorgespannte Dichtfläche (Rechteckring) ist die Dichttringform mit mittig abgesetztem Querschnitt abgeleitet, die als *Stufendichtung* weite Verbreitung gefunden hat (PTFE-Stufendichtung), Abb. 3.133.

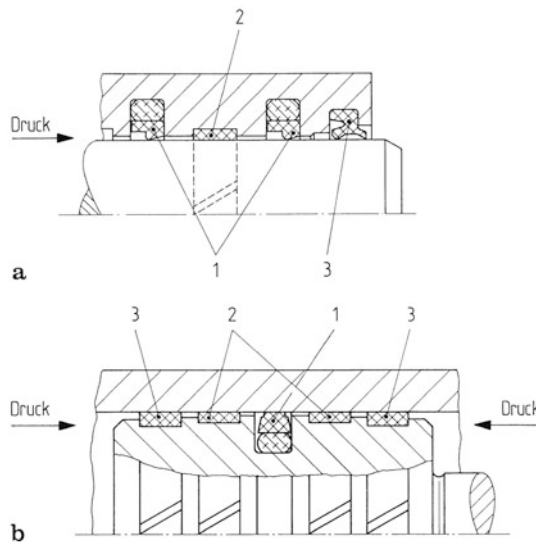


Abb. 3.134 Hochbelastbare Führungs-Dichtkombination (Trelleborg Sealing Solutions) für **a** Kolbenstange: 1 Tandemanordnung mit innerem und äußerem gummivorgespannten Dichtkantenring (Turcon Stepseal K), 2 hoch belasteter Führungsring aus Gewebeverbundstoff (Kunststoff-Feingewebe mit Polyester-Imprägnierung und zusätzlichem Schmierstoff) (Orkot C 320), 3 Doppelabstreifer aus verschleißfestem Nitrilkautschuk (DA 22); **b** Kolben: 1 gummivorgespannter Trapezdichtring aus modifiziertem PTFE (Turcon Glyd Ring T), 2 hochbelastbarer Führungsring aus Gewebeverbundstoff (phenolharzgetränktes Baumwollgewebe mit Zusatzschmierstoff) (Orkot C 932), 3 Führungsringe mit Abstreiferfunktion aus modifiziertem PTFE (Turcite T 47)

Bei diesem einfachwirkenden Dichtelement verbinden sich Formstabilität und Verschleißfestigkeit mit Flexibilität, so dass höhere Beanspruchungen dauerhaft zugelassen, einfache Montage zu verwirklichen sind (z. B. Turcon Stepseal K, Trelleborg Sealing Solutions [532]).

Bei der Stangenabdichtung gegen hohen Druck greift man auf die Kombination zweier Stufendichtungen oder einer inneren (hochdruckseitigen) Stufendichtung und einem äußeren (niederdruckseitigen) Nut- oder Kompaktring zurück. Die nach dem Prinzip der Serienredundanz arbeitende *Tandem-Stangendichtung* ermöglicht die Druckentlastung des inneren Dichtrings, sofern definierte Druckaufteilung erzielt wird. Häufig sieht man einen ausreichend bemessenen Zwischenraum zur Flüssigkeitsaufnahme (Puffervolumen) oder einen separaten Anschluss für drucklosen Rücklauf der Schleppeckage (Leckölanschluss) vor [499–504, 520, 521, 522, 523].

Bei hoher Beanspruchung und rauem Betrieb können Primär- und Sekundärdichtung aus unterschiedlichen Werkstoffen, etwa auf Basis PTFE (z. B. Turcon) und PUR (z. B. Zurcon) ausgeführt sein, Abb. 3.134a.

Konstruktive Neuerungen

Steigende Anforderungen führen zu Dichtsystemen, die nach Feingestalt und Werkstoffbeschaffenheit fortlaufend optimiert werden. Hierzu gehören Dichtringformen, die einerseits beste Dichtheit mit höchstem Extrusionswiderstand vereinen, andererseits durch neue Werkstoffe, schmale Dichtflächen und strukturierte Dichtungsrücken extrem niedrige Reibung verursachen (low friction seals) [524, 525].

So konnte beim *optimierten Nutring* die Laufgüte über eine Rillierung an der Innenflanke erheblich verbessert, z. B. *Leichtlaufdichtung* (LF 300, Freudenberg Simrit; P6030 HL, Parker Hannifin) [526–528], mit dem Verbund aus druckstandfestem Standard- und kälteflexiblem Tieftemperatur-PU hohe dynamische Belastbarkeit mit sehr guter Extrusionsfestigkeit kombiniert werden, z. B. *2-Komponentendichtung* (92AU/98AU HDR-2C-Nutring, Freudenberg Simrit) [529].

Bei der *optimierten Stufendichtung* ergab die Feingestaltung des Dichtungsrückens eine *Entlastungsphase* längs der Oberflanke, an der Unterkante eine *Anti-Extrusions-Phase*. Verbessert erstere den Pressungsverlauf, erhöht letztere den Extrusionswiderstand, lässt folglich größere Spalthöhen (Führungsspiele) zu. Der verbesserte Gleitwerkstoff, PTFE gefüllt mit nichtabrasiven Mineralien und Wirkstoffzusätzen, verursacht niedrigste Reibung, geringsten Verschleiß und deckt ein weites Anwendungsfeld hinsichtlich Temperatur, Druck und Geschwindigkeit ab [530] (z. B. Turcon M12 Stepseal 2K, Trelleborg Sealing Solutions [519, 531]).

Bei langhubigen Zylindern und sehr langsamem Rückhub reicht der rückfördernde Schleppestrom nicht aus, um hinter der Primärdichtung mittels Puffervolumens oder Leckölanschlusses einen Druckaufbau zu verhindern. Letzterer führt zu Leckage, Reibung und Verschleiß, letztlich zum Ausfall der Dichtung. Der mit *Druckentlastungskanal* versehene Dichtring (Gleitring) bildet eine weiterentwickelte Stufendichtung, die als Primärdichtung mit in den Spannring (O-Ring) *integrierter Ventilfunktion* selbsttätig Druckentlastung herbeiführt. Der O-Ring nimmt die Funktion eines Rückschlagventils wahr, das den Entlastungskanal unter Betriebsdruck geschlossen hält. Wird dieser vom Zwischenraumdruck übertroffen, öffnet der O-Ring die umlaufende Ventilmutter, so dass über den Entlastungskanal Druck abgebaut, Volumen kompensiert wird. Damit ist unter allen Betriebsbedingungen ohne konstruktive Maßnahmen jeglicher schädigende Zwischendruckaufbau ausgeschlossen [523] (z. B. Turcon Stepseal V, Trelleborg Sealing Solutions [532]).

Kolbendichtungen (außen dichtend)

Im Gegensatz zur Stangendichtung wird die Dichtung beim kolben- und stangenseitig beaufschlagten Kolben (Differenzialzylinder) von beiden Seiten druckbelastet, so dass ein *doppeltwirkendes Dichtelement*, Abb. 3.134b, oder *paarweise Anordnung zweier einfachwirkender Dichtelemente*, Abb. 3.116b, vorzusehen ist. Geringe Leckage ist unschädlich, da es sich um einen inneren Leckverlust handelt. Grundsätzlich können die gleichen Dichtungsformen wie bei Stangendichtungen verwendet werden, allerdings in außen statt innen dichtender Ausführung.

So stellt die gummiorgespannte Kunststoffdichtung in der symmetrischen Grundform mit rechteckigem Dichtring ein doppeltwirkendes Dichtelement dar. Dieses ist in außen

dichtender Ausführung als robuste und kompakte Kolbendichtung vielseitig einsetzbar (PTFE-Rechteckdichtung).

Hinweise für die Praxis

Bei einfachwirkenden Dichtelementen, z. B. *Mehrfachlippensatz* oder *Nutring*, ist paarweise Anordnung mit jeweils druckseitig zugewandter Dichtlippe notwendig, Abb. 3.114.

Bei der *gummivorgespannten Kunststoffdichtung* gewährleisteten Vorspannung des O-Rings und Fasen des Gleitrings gutes statisches Dichtverhalten und dynamische Schmierfilmbildung (z. B. Turcon Glyd Ring, Trelleborg Sealing Solutions). Um leckagearme Dichtwirkung auch bei größeren Spalthöhen, somit für merkliche Führungsspiele zu erzielen, wandelt man die Grundform des rechteckigen Dichtrings zu einer Querschnittsform mit beidseitigen Dichtkanten ab. Aufgrund schräger Profilflanken stellt sich durch Kippen des Dichtelements der erstrebte hohe Pressungsgradient am Rand der jeweils druckzugewandten Dichtfläche ein. An der druckabgewandten Dichtkante entstehen spannungsneutrale Zonen ohne Druck- und Scherbeanspruchung, so dass eine Schädigung durch Spaltextrusion vermieden wird. Aus der Kombination der Wirkprinzipien stumpfwinkliger Dichtkante (Nutring) und vorgespannte Dichtfläche (Rechteckring) ist somit eine Dichtringform mit schrägen Profilflanken abgeleitet, die aufgrund ihres Querschnitts als *Trapezdichtung* bezeichnet wird (PTFE-Trapezdichtung) [533], Abb. 3.133.

Das auf einteilige Kolben montierbare, auch für umweltverträgliche Durchflüssigkeiten zugelassene Dichtelement eignet sich besonders für schweren Einsatz und große Kolbendurchmesser (z. B. Turcon Glyd Ring T, Trelleborg Sealing Solutions [534]).

Stützkkräfte des Kolbens dürfen – ebenso wie die der Stange – nicht über die Dichtung in den Zylinder geleitet werden. Die Kraftleitung ist vielmehr von Führungsflächen zu übernehmen, die mit der Dichtung zu einem Verbundelement (Kompaktdichtung) zusammengefasst oder gesonderten Führungselementen (Führungsbändern) zugewiesen sind.

Führungsbänder, auch Führungsringe genannt, haben einen rechteckigen Querschnitt mit angefasten Kanten, sind nichtmetallisch ausgeführt und werden lose eingelegt. Zeichnet sich die metallische Führung (z. B. Bronze/Stahl) durch präzises Führen aus, liegen die Vorzüge der Werkstoffpaarung Metall/Kunststoff darin, dass Kantenpressungen ausgeglichen, unter Mangelschmierung (Anlauf) Fressen unterbunden, Reibung gemindert wird. Die Werkstoffwahl erfolgt nach Anwendung und Belastung. Führungsbänder aus modifiziertem PTFE (bronze-, grafitgefüllt), Polyacetal (POM) oder Gewebeverbundstoff für hohe Druckbelastungen verbinden Tragfähigkeit, Verschleißfestigkeit, Wärmestabilität, Notlauf-eigenschaften, Schwingungsdämpfung und Abstreifwirkung. Die Elementenpaarung kann im Vergleich zur metallischen mit größerem Spiel ausgeführt werden. Zur Verbesserung der Schmierfilmbildung werden in die Lauffläche auch gezielt Mikrokavitäten (Schmier-taschen) eingebracht [505] (z. B. Teardrop-Struktur, Turcite Slidring, Trelleborg Sealing Solutions [531]). Führungsbänder lassen sich im Zwischenraum einfachwirkender redundanter Dichtelemente oder hochbelastbar auch paarweise mit Abstreiffunktion neben einem

doppeltwirkenden Dichtelement zu Dicht- und Führungskombinationen (Dichtsystemen) zusammensetzen, Abb. 3.134a, b.

Die *Kompaktdichtung* erfordert nur einen Nuteinstich im Kolben, der somit einteilig und kurz bauend ausgeführt werden kann. Diese betriebssichere und wirtschaftliche Verbundbauweise hat sich als Kolbendichtung eingeführt und besteht häufig aus profiliertem Dichtring, integrierten Führungsringsen sowie Elastomer-Vorspannelement. Sie stellt eine kostengünstige Dichtungs- und Führungslösung für einen geschlossenen Einbauraum dar (z. B. ZA/ZY Parker Prädifa [499, 500]; SIMKO Freudenberg [501, 502]; PU DAS, Polypac EUD, Trelleborg Sealing Solutions [490, 526, 535, 536]; GD 199 K, GD 2000 K., Hunger DFE [520, 521], Abb. 3.115.

Dichtungswerkstoff und Dichtungsform bestimmen die Funktionssicherheit des Dichtelements. Es werden Werkstoffe mit gummielastischem Verhalten aus vier Gruppen eingesetzt. Neben den Elastomeren nehmen elastische Thermoplaste (Polyurethane, linear gesättigte Polyester), Thermoplaste (Polyamid, Polyacetal, Polytetrafluorethylen) und „Gewebewerkstoffe“ ein breites Anwendungsfeld ein. Auf Grund der Wechselwirkung zwischen Dichtungswerkstoffen und berührenden Medien ist den physikalischen Eigenschaften des verwendeten Dichtungswerkstoffs Aufmerksamkeit zu schenken [490, 535, 536].

Konstruktive Neuerungen

Erhöht sich das Arbeitsdruckniveau (von 350 bar auf 450 bar) in der Mobilhydraulik, ist die Optimierung der Werkstoffbeschaffenheit von Dichtungswerkstoffen gefordert. Thermoplastische Polyurethane (TPU) weisen aufgrund deren segmentartiger, zweiphasiger Struktur hochwertige mechanische Eigenschaften, z. B. hinsichtlich Verschleißfestigkeit und Extrusionswiderstands, auf. Im Präpolymer-Verfahren wird ein neuartiger hochleistungsfähiger TPU-Werkstoff mit kontrolliertem morphologischen Aufbau gewonnen. Vorspannungsverlust und Extrusionsneigung dieses *Hochleistungs-Dichtungswerkstoffs* sind verringert; Elastizität, Abriebbeständigkeit und Formstabilität gesteigert, damit das Leckageverhalten, z. B. an Nutringen, erheblich verbessert (P6000, B3, Parker Prädifa [537]).

Um der Mikrorissbildung gewerbeverstärkter Bänder auf Basis Phenolharz entgegenzuwirken, wurde ein *Führungsband für extremen Einsatz* aus Polyetheretherketon (PEEK) entwickelt. Es ist dies ein Basiswerkstoff ohne Additive, der extreme Festigkeit mit hoher Zähigkeit verbindet (PEEK, Hoven Hydraulik [538]).

Literatur

1. Schlösser, W.M.J., Hilbrands, J.W.: Das theoretische Hubvolumen von Verdrängerpumpen. O + P. 7, 133–138 (1963)
2. Toet, G.: Die Bestimmung des theoretischen Hubvolumens von hydrostatischen Verdrängerpumpen und -motoren aus volumetrischen Messungen. O + P. 14, 185–190 (1970).
3. Wilson, W.E.: Positive-Displacement Pumps. Pitman, New York (1950)
4. Schlösser, W.M.J.: Ein mathematisches Modell für Verdrängerpumpen und -motore. O + P. 5, 122–129 (1961)

5. Schlösser, W.M.J., Hilbrands, J.W.: Der volumetrische Wirkungsgrad von Verdrängerpumpen. O + P. **7**, 469–476 (1963)
6. Thoma, J.U.: Mathematische Modelle und die effektive Leistung hydrostatischer Maschinen und Getriebe. O + P. **14**, 233–237 (1970)
7. Thoma, J.U., Schlösser, W.M.J., Hilbrands, J.W.: Über den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad von Verdrängerpumpen. O + P. **9**, 333–337 (1965)
8. Thoma, J.: Hydrostatische Getriebe. Hanser, München (1964)
9. Röper, R.: Die Darstellung des Arbeitsverhaltens von Hydrokreisläufen in Kennlinien. In: Anwendungen der Ölhydraulik und Pneumatik, S. 65–74. Krausskopf, Mainz (1966) (O + P Schriftenreihe, 8)
10. Jung, R.: Neuartige Hochdruck-Innenzahnradpumpe. VDI-Z **108**, 516–519 (1966)
11. Hochdruck-Innenzahnradpumpe. O + P. **29**, 184–191 (1985)
12. Schlösser, W.M.J.: Über den Gesamtwirkungsgrad von Verdrängerpumpen. O + P. **12**, 415–420 (1968)
13. Kollek, W.: Optimierung des Wirkungsgrads von Zahnradpumpen und -motoren. Konstruktion. **35**, 147–151 (1985)
14. Schlösser, W.M.J., Witt, K.: Thermodynamisches Messen des Gesamtwirkungsgrads an hydrostatischen Antrieben. O + P. **17**, 285–287 (1973)
15. Thoma, J.U.: Thermodynamische Fragen zum Wirkungsgrad hydrostatischer Maschinen. O + P. **19**, 91–95 (1975)
16. Witt, K.: Was sind die Aussagen unserer Wirkungsgradgleichungen wert? O + P. **27**, 237–247 (1983)
17. Deinum, J.: Übersetzungsverhältnis und Wirkungsgrad von hydrostatischen Getrieben. O + P. **21**, 341–345 (1977)
18. Deinum, J.: Bestimmung der Teilverluste bei Verdrängerpumpen und -motoren mit Hilfe von Temperaturmessungen. Konstruktion. **36**, 129–135 (1984)
19. Beer, R.: Zur Bestimmung der Entspannungswärme in Ölhydraulikaggregaten. O + P. **18**, 333–334 (1974)
20. Muschelknautz, H.: Volumetrische Verluste an hydrostatischen Verdrängermaschinen. O + P. **18**, 407–415, 535–538 (1974)
21. Langen, A., Langen, H.J.: Volumenstrommessung. O + P. **30**, 624–627, 710–718 (1986)
22. Bavendiek, R.: Neue Methode zur Bestimmung der Verluste (Wirkungsgrade) an hydrostatischen Maschinen. O + P. **31**, 861–866 (1987); **32**, 554–557 (1988)
23. Schlösser, W.M.J.: Entwicklungstendenzen der hydraulischen Übertragungen. O + P. **17**, 106–109 (1973)
24. Thoma, J., Galdabini, R.: Auswahlkriterien für hydrostatische Maschinen. O + P. **25**, 847–852 (1981)
25. Auswahlkriterien für Hydropumpen. O + P. **24**, 643–654 (1980)
26. Ebertshäuser, H.: Planung hydraulischer Anlagen. O + P. **28**, 307–313 (1984)
27. Roth, K.: Konstruieren mit Konstruktionskatalogen. Springer, Berlin (1982)
28. Ruf, W.: Filter als Schlüsselement für Qualität. O + P. **31**, 305–308 (1987)
29. Fricke, H.-J.: Über Feststoffverschmutzung in Hydraulikanlagen und Schmutzversuche an Pumpen. O + P. **26**, 430–434 (1982)
30. Winner, D.: Verhalten von Verdrängerpumpen bei Feststoffverschmutzung des Druckmediums. O + P. **27**, 173–181 (1983)
31. Kann die Lebensdauer von Hydrogeräten vorausgesagt werden? O + P. **26**, 415–429 (1982)
32. Theissen, H., Risken, W.: Messung der Volumenstrompulsation von Hydraulikpumpen. O + P. **27**, 387–392 (1983)
33. Reuleaux, F.: Theoretische Kinematik. Vieweg, Braunschweig (1875)

34. Pfaff, H.: Eine systematische Gliederung und Beurteilung der Eigenschaften von Verdrängermaschinen. In: Grundlagen der Ölhydraulik, S. 50–72. Krausskopf, Mainz (1965) (Schriftenreihe O + P. 7)
35. Wankel, F.: Einteilung der Rotations-Kolbenmaschine. DVA, Stuttgart (1963)
36. Molly, H.: Die Ordnung der hydrostatischen Maschinen. O + P. **13**, 150–155 (1969)
37. Strozniak, K., Stryczek, S.: Zahnradpumpen – Konstruktive Gestaltung der Spaltkompensation. O + P. **13**, 102–108 (1969)
38. Gutbrod, W.: Druckpulsation von Außen- und Innenzahnradpumpen und deren Auswirkungen auf das Pumpengeräusch. O + P. **19**, 250–257 (1975)
39. Stryczek, S.: Einfluß der Konstruktion von Außenzahnradpumpen auf das Betriebsgeräusch. O + P. **20**, 813–815 (1976)
40. Morlok, J.: Geräuscharme Zahnradpumpen. In: VDI-Ber. 278, S. 61–65. VDI-Verlag, Düsseldorf (1977)
41. Morlok, J.: Geräuschminderung bei Hochdruck-Konstantpumpen. Ber. a. d. Inst. f. Werkzeugmaschinen d. Univ. Stuttgart. Stuttgart (1981)
42. Morlok, J.: Der Verdrängungsvorgang im Quetschbereich von Zahnradpumpen. (HGF-Kurzbericht 75/94). Girardet, Essen (1975)
43. Hentschel, G.: Hochbelastete Trockengleitlager. Antriebstechnik. **15**, 522–528 (1976)
44. Götz, W.: Hydraulik in Theorie und Praxis. Firmenschrift Bosch, Stuttgart (1983)
45. Firmenschrift Bosch: Zahnradpumpen, Bauart S, Baugröße F u. G
46. Fricke, H.-J.: Neue Wege der Geräuschsenkung bei Außenzahnradpumpen. O + P. **21**, 709–711 (1977)
47. Böhmcker, Ch., Lätzel, M., Schwuchow, D.: Ein Quantensprung auf dem Weg zur Flüsterhydraulik. O + P. **54**, 322–326 (2010)
48. Becher, D., Rausch, F.: Zweiflankendichtung mindert Volumenstrompulsation an Außenzahnradpumpen. O + P. **41**, 96–100 (1997)
49. Bredenfeld, G., Schwuchow, D., Egger, N.: Spielfreie Außenzahnradpumpen – Wirkungsweise und Langzeitverhalten. O + P. **43**, 522–525 (1999)
50. Firmenschrift Bosch Rexroth, Hydraulics, Lohr: Außenzahnradpumpen, Baureihe J. RD 10094/05.12
51. Anonym: Lärmarm entsorgen – aber richtig. Firmenschrift Bosch Rexroth. Drive & Control local – 02/2011 DE, 6–7
52. Firmenschrift Eckerle Rexroth, Malsch: Die geräuscharmen Hydraulik-Pumpen, kompensierte Hochdruck-Innenzahnradpumpe Typ IPH
53. Clarenbach, J., Körner, G., Wolkenstein, R.: Geometrische Auslegung von zylindrischen Innenradpaaren. Antriebstechnik. **14**, 651–658 (1975)
54. Roth, K.: Zahnradtechnik. Springer, Berlin (1989)
55. Klein, B.: Spezielle Verzahnungsgeometrien für Sondergetriebe. Konstrukteur. **17**(4, 6), 26–30, 16–92 (1986)
56. Baier, O.: Die Kinematik der Drehkolben- und Kreiselkolbenmaschinen und ihre Fertigungsmöglichkeiten. In: VDI-Ber. 45. VDI-Verlag, Düsseldorf, S. 31–37 (1960)
57. Firmenschrift Bucher, Klettgau: Innenzahnradpumpe Baureihe QT; und Fa. Truninger, CH-4513 Langendorf
58. Firmenschr.: Integral Hydraulik, Meerbusch: Innenzahnradpumpen System Trochocentric
59. Firmenschrift SHW, Werk Wilhelmshütte, Bad Schussenried: Die neue Generation von Trochocentric und Duocentric-Rotoren
60. Eisenmann, S.A.: Neue Trochoiden-Innenzahnradpumpe mit geringer Pulsation und extrem ruhigem Lauf. O + P. **17**, 126–131 (1973)
61. Firmenschrift Bucher Hydraulics, Klettgau: Hochdruck-Innenzahnradpumpe. Baureihe QX. Klass. 410.10.50.00, Ref. 100-P-D-03/08.02
62. Geimer, M.: QX lässt für keinen Antrieb einen Wunsch offen. O + P. **45**, 614–616 (2001)

63. Anonym: Innenzahradpumpen QXV für niederviskose Flüssigkeiten. O + P. **47**, 632–633 (2003)
64. Firmenschriften s. 61: Innenzahrad-Pumpe für niederviskose Flüssigkeiten QXV;-Stromteiler QXT; – Triebwerk für Motor-/Pumpenbetrieb QXM. Klass. 410.10 und 420.45. Ref. 100-P-D-01/09.04 und 03.02
65. Butschek, J.: Innenzahradpumpen für hohe Drücke wirtschaftlich, leise und pulsationsarm. Maschine. **33**, 301–303 (1979)
66. Hoffmann, D.: Wirkungsgrad und Pulsation verschiedener Zahradpumpenbauarten und ihr Einfluss auf den Einsatzbereich. O + P. **18**, 601–605 (1974)
67. Firmenschrift Voith, Heidenheim: Niederdruck-Innenzahradpumpen Typ IPN
68. Pippes, R., Mayer, Ch.: Spaltkompensierte Hochdruck-Innenzahradpumpen. O + P. **46**, 296–299 (2002)
69. Firmenschriften Eckerle, Hydraulic Division, Malsch: Innenzahradpumpen System Eckerle. EIP. Neue Innenzahradpumpen-Generation und EIPS 2, EIPS 3. 0202010073 und 0082, 0099/B/05/03
70. Firmenschriften Voith Turbo, Heidenheim: Innenzahradpumpen IPM, IPNE/ME, IVPS und: Weiterentwicklung Hochdruck-Innenzahradpumpe IVPS. G1764d (RTS) 03/03 und G 1886 d 10/04
71. Schöllner, K.: Die Ring-Rotor-Pumpe, ein geräuscharmer Hydromotor. O + P. **18**, 396–398 (1974)
72. Firmenschrift Hydraulik-Ring, Nürtingen: Rotor-Pumpe, geräuscharme Bauart, Einzel- und Kombinationspumpen
73. Firmenschrift Zahnradfabrik Friedrichshafen, Schwäbisch Gmünd: ZF-Lenkungen mit Zubehör
74. Arbogast, F.: IPN – neue, sichellose Innenzahradpumpe mit Radialkompensation. O + P. **38**, 95–98 (1994)
75. Firmenschriften Voith Turbo, Heidenheim: Niederdruck Innenzahrad-Pumpen. Superlip-System und: Weiterentwicklung Mitteldruck-Innenzahradpumpe IPM. G 1380 d 1.02 und G 1887 d. 10/04
76. Firmenschrift Eckerle, Hydraulic Division, Malsch: Innenzahradpumpen EIPR 1. 0202010167/B/03/03
77. Lasaar, R.: Eine Untersuchung zur mikro-und makrogeometrischen Gestaltung der Kolben – /Zylinderbaugruppe von Schrägscheibenmaschinen. Fortschr.-Ber. VDI Nr. 364, Reihe 1. VDI-Verlag, Düsseldorf. 2003
78. Hydraulik-Trainer, Bd. 1: Grundlagen und Komponenten der Fluidtechnik, 2. Aufl. Vogel, Würzburg (1991)
79. Firmenschrift Bosch Rexroth, Lohr: Komponenten-katalog Hydropumpen
80. Ulmer, D.: Handbuch der Hydraulik, 4. Aufl. Vickers Systems, Bad Homburg 1982
81. Firmenschrift Vickers Systems, Bad Homburg: Intra-Flügelzellenpumpen VQH, VSH
82. Damm, W.: Geräuscharme Sperrschieberpumpen. KEM. **17**(10), 107 (1980)
83. Firmenschrift Sauer-Sundstrand, Neumünster: SIRO-Sperrschieberpumpen Baureihe 4, 6 und 8
84. Firmenschriften Leistritz, Nürnberg: Schraubepumpen; L 3 Schraubepumpen
85. Firmenschriften Allweiler, Radolfzell: Schraubenspindelpumpen für die Hydraulik, Baureihen SF, SE; Baureihe SNDAR
86. Geimer, M.: Druckaufbauprofil in dreispindeligen Schraubenspindelpumpen. O + P. **35**, 898–905 (1991)
87. Wunderlich, E.: Die Schraubenspindelpumpe in der Ölhydraulik, Teil I; Anbau, Konstruktion und Wirkungsweise. O + P. **26**, 28–30 (1982)

88. Molly, H.: Die Axialkolbenmaschinen in der Hydrostatik. VDI-Z. **114**, 113–120, 330–335, 816–824 (1972)
89. Ebertshäuser, H.: Entwicklungsstand und Entwicklungstendenzen bei Axialkolbenmaschinen. Vortrag H. Molly an der Univ. Hannover. O + P. **32**, 161–164 (1988)
90. Firmenschrift Bosch Rexroth: Axialkolbenpumpen und -motoren
91. Firmenschrift Bucher, Klettgau: Hydro-Konstantpumpen. Axialkolbenpumpen Type AK 12N, AK 16N, AK 16Z
92. Koehler, O.: Hydrostatische Druckverteilung im Spalt zwischen Kolben und Zylinder beim Anlaufen eines Schrägscheibenaxialkolbenmotors. O + P. **30**, 839–842 (1986); **31**
93. van der Kolk, H.-J.: Beitrag zur Bestimmung der Tragfähigkeit des stark verkanteten Gleitlagers Kolben/Zylinder in Axialkolbenpumpen der Schrägscheibenbauart. Diss. Univ. Karlsruhe (1972)
94. Renius, K. Th.: Untersuchungen zur Reibung zwischen Kolben und Zylinder bei Schrägscheiben-Axialkolbenmaschinen. (VDI-Forsch.-H. 561). VDI-Verlag, Düsseldorf (1974)
95. Regenbogen, H.J.: Das Reibungsverhalten von Kolben und Zylinder in hydrostatischen Axialkolbenmaschinen. (VDI-Forsch.-H. 590). VDI-Verlag, Düsseldorf (1978)
96. Thoma, H.: Entlastungsvorrichtung für die Kolben hydrostatischer Getriebe (Schweiz. Pat. 378 691 v. 15.6.64); Steuereinrichtung für die Druckkölfelder an der Oberfläche des Kolbens eines hydrostatischen Axialkolbengetriebes (Dt. Pat. 169 751)
97. Tokatbronze-Beschichtungen auf Stahl gegen Reibungs- und Gleitprobleme. KEM. **25**(3), 62–63 (1988) (Firmenschrift Kugler, Genf: Bimetal)
98. Gust, E.: Bleizinnbronze. Verbundguss: im Gleitlager bewährt – in der Hydraulik zukunftsweisende Perspektive. KEM. **25**(1), 28–29 (1988) (Firmenschrift Braunschweiger Hüttenwerk, Braunschweig: Ventilplatten, Steuerscheiben für Axialkolbenmaschinen)
99. Heil, M.: Die Auslegung optimaler hydrostatischer Axiallager für hohe Traglasten. Konstruktion. **26**, 227–231 (1974)
100. Lachner, H.: Hydrostatische Lagerung in Axialkolbenmaschinen. O + P. **18**, 605–611, 679–683 (1974)
101. Thoma, J.: Der Ölfilm als Konstruktionselement. O + P. **13**, 524–528 (1969)
102. Thoma, J.: Ölhydraulik. Hanser, München (1970)
103. Fricke, J.: Das Axialgleitlager mit kippbeweglichen Kreisgleitschuhen. (VDI-Forsch.-H. 567) (1975)
104. Purmann, K.: Untersuchung von Kreisgleitschuhen mit kegel- und kalottenförmiger Lauffläche für hybride Axialgleitlager. Antriebstechnik. **27**, 40–42 (1988)
105. Böinghoff, O.: Untersuchungen zum Reibungsverhalten der Gleitschuhe in Schrägscheiben-Axialkolbenmaschinen. (VDI-Forsch.-H. 584). VDI-Verlag, Düsseldorf (1977)
106. Kleist, A.: Berechnung von Dicht- und Lagerfugen in hydrostatischen Maschinen. Diss. RWTH Aachen 2002 (O + P. **47**, 392–395 (2003))
107. Wiczorek, U.: Ein Simulationsmodell zur Beschreibung der Spaltströmung in Axialkolbenmaschinen der Schrägscheibenbauart. Diss. TU Hamburg-Harburg. VDI-Verlag, Düsseldorf (2002)
108. Deeken, M.: Berechnung tribologischer Kontakte. O + P. **47**, 730–733 (2003), **49**, 485–492 (2005)
109. Wohlers, A., Fatemi, A.: Simulation tribologischer Kontakte. Zur Wirkungsgradoptimierung hydrostatischer Verdrängereinheiten. O + P. **52**, 156–159 (2008)
110. Bartel, D.: Simulation von Tribosystemen. Vieweg und Teubner Verlag, Wiesbaden (2010)
111. Gels, St., Piepenstock, U., Murrenhoff, H.: Verminderung der Materialbelastung. Am Beispiel von Axialkolbenmaschinen durch den Einsatz konturierter Kolben. O + P. **53**, 16–19 (2009)

112. Murrenhoff, H.: Simulation des Kolben-Buchse-Kontakts. Vermeidung von Messing in Schrägscheiben-Axialkolbenmaschinen. O + P. **55**, 108–199 (2011)
113. Peeken, H.: Die tribologisch richtige Konstruktion. VDI-Z. **118**, 201–250 (1976)
114. Bebbber, D. van, Murrenhoff, H., et al.: Umweltverträgliche Tribosysteme. Untersuchungen der Wechselwirkung zwischen Schmierstoffadditiven und beschichteten Oberflächen. GFT. Tribologie-Fachtagung 2002, Tagungsband II, Beitrag 49
115. Ivantysynova, M., Klocke, F., Lasaar, R., Helbig, J.: Der hartgedrehte Kolben für Schrägscheibenmaschinen. O + P. **47**, 102–108 (2003)
116. Gels, St., Piepenstock, U., Walden, R., Murrenhoff, H.: Herstellung konturierter Kolben und Buchsen für Axialkolbenmaschinen: O + P. **55**, 15–21 (2011)
117. Hoppermann, A., Kordt, M.: Tribologische Optimierung durch laserstrukturierte Kontaktflächen. O + P. **46**, 560–564 (2002)
118. Leonhard, L., Murrenhoff, H., Derichs, C., Kloke, F.: Kontaktflächen im Fokus. Verbesserung der tribologischen Eigenschaften von Verdrängereinheiten. O + P. **52**, 292–300 (2008)
119. van Bebbber, D.: Erhöhung der Verschleißresistenz von Verdrängermaschinen durch PVD-Beschichtungstechnik. O + P. **46**, 698–705 (2002)
120. Murrenhoff, H., van Bebbber, D., Lugscheider, E., Bobziu, K., Burkhardt, M.: Metallkohlenstoffschichten für den Einsatz in hydraulischen Komponenten. O + P. **45**, 361–366 (2001)
121. Scharf, St., Murrenhoff, H.: Untersuchung beschichteter Kolben. Messung von Reibung und Verschleiß eines beschichteten Kolbens. O + P. **50**, 182–186 (2006), **49**, 105–111 (2005)
122. Scharf, S., Murrenhoff, H.: Reibung zwischen Kolben und Buchse. O + P. **49**, 105–111 (2005)
123. Emmelmann, C.: Keramik-Metall-Verbundsysteme in der Fluidtechnik. O + P. **48**, 479 (2004)
124. Schöpke, M., Feldmann, D.G.: Keramische Bauteile in der Fluidtechnik. O + P. **43**, 56–60 (1999)
125. Einsatz keramischer Werkstoffe in Axialkolbenmaschinen. O + P. **41**, 242–250 (1997)
126. Feldmann, D.G.: Fertigung von keramischen Präzisionsbauteilen für die Fluidtechnik durch Grünbearbeitung und Reaktionsbinden von Al-haltigen Precusormischungen. O + P. **48**, 478 (2004)
127. Böinghoff, O., van der Kolk, H.-J.: Grundlagen und Systematik der Steuerung und Regelung verstellbarer Verdrängermaschinen. O + P. **16**, 193–200 (1972)
128. Böinghoff, O.: Steuerungen und Regelungen für verstellbare Verdrängermaschinen. O + P. **18**, 49–56 (1974)
129. Firmenschrift Bosch Rexroth, Industrial Hydraulics, Lohr: Druck-Förderstrom-Regelsystem. Typ SYHDFEE. RD 30035/12.03
130. Firmenschrift s. 550: Druck-Förderstrom-Regelsystem. Typ SYDFEC. RD 30027/05.02 und Produktbeschreibung RD 30027-P/04.01
131. Walzer, W.: Digitale Simulation der Drehschwingungen der Zylindertrommel in Axialkolbenmaschinen. O + P. **29**, 826–833 (1985)
132. Thoma, H.: Hydraulic motor and pump. U.S. Pat. 2155455 v. 25. 4. 1939
133. Bloch, P.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen an einem Flüssigkeitsübersetzungsgetriebe. Diss. ETH Zürich (1952)
134. Dillenkofer, H.: Berechnung des Druckaufbaus und der Belastbarkeit eines Radial-Axial-Gleitlagers. Konstruktion **36**, 335–341 (1984)
135. Riedhammer, J., Krusekopf, H.: Axialkolbenpumpen. In: Bauelemente der Ölhydraulik, Teil I: Geräte zur Energieumwandlung, S. 86–111. Krausskopf, Mainz (1974)
136. Firmenschrift Wepuko Hydraulik, Metzingen: Hochdruck-Radialkolbenpumpen, Baureihe RF
137. Firmenschrift Düsterloh, Sprockhövel: Radialkolbenpumpe mit stufenlos verstellbarem Schluckvolumen RP 1400-140 K

138. Firmenschrift Wepuko Hydraulik, Metzingen: Hochdruck-Radialkolbenpumpen, Baureihe RX
139. Weigle, D.: Radialkolbenpumpen. In: Bauelemente der Ölhydraulik, Teil I: Geräte zur Energiewandlung, S. 112–131. Krausskopf, Mainz (1974)
140. Berbuer, J., Schulze Schencking, D.: Radialkolbenmaschine mit konischen Steuerplatten. O + P. **36**, 6–10 (2012)
141. Becker, D.: Geringes Geräusch, verbessertes Verschleißverhalten. O + P. **50**, 308–311 (2006)
142. Firmenschrift Wepuko Hydraulik, Metzingen: Hochdruck-Radialkolbenpumpen, Baureihe RV
143. Harms, H.-H.: Untersuchungen zum Reibungsverhalten zwischen Gleitschuh und Gleitring von schnellaufenden Radialkolbenmaschinen. (VDI-Forsch.-H. 613) (1982)
144. Pollmann, E., Vermeulen, M.: Optimierung hydrostatischer Radiallager. Konstruktion. **36**, 121–127, 167–172 (1984)
145. Firmenschrift Moog, Böblingen: Radialkolbenpumpen RKP-EHV.de.en.fr. 06.02 und Rev2/de.en/03.2003
146. Firmenschrift Voith, Heidenheim: Radialkolbenpumpe Typ RKP (System Bosch) Heidenheim
147. Firmenschrift Bosch Rexroth: Radialkolbenpumpen-Druckregler, Servosteuerung, Leistungsregler, mechanische Hubeinstellung
148. Firmenschrift Bosch Rexroth: Elektrische Proportional-Förderstromverstellung für Radialkolbenpumpen
149. Firmenschr. Voith, Heidenheim: Regel- und Steuergeräte für Voith-Radialkolbenpumpen
150. Kersten, G.: Die geräuscharme, verstellbare Hochdruckradialkolbenpumpe. O + P. **17**, 110–115 (1973)
151. Ebershäuser, H.: Radialkolbenpumpe für mittlere Leistungen. O + P. **29**, 82–84 (1985)
152. Kunze, W.: Geräuschpegel hydrostatischer Radialkolbenpumpen und Untersuchungen zu deren Verminderung. O + P. **14**, 190–198 (1970)
153. Palte, R.: Einflussgrößen auf die Förderstimpulsation ventilgesteuerter Kolbenpumpen. O + P. **24**, 534–538 (1980)
154. Golle, H.: Altes Prinzip wieder entdeckt. Neue Generation regelbarer Axial- und Radialkolbenpumpen für hohe und höchste Drücke. O + P. **51**, 508–509 (2007)
155. Schlösser, W.M.J.: Einige Vergleiche der verschiedenen Methoden von Energieübertragungen in Maschinen. In: VDI-Ber. 107, S. 5–10. VDI-Verlag, Düsseldorf (1966)
156. Sahmel, P.: Einfluss der Kolben- und Schaufelzahlen auf die Förderschwankungen und die Geräuschbildung bei Pumpen und Gebläsen. Konstruktion. **22**, 60–62 (1970)
157. Link, B., Wang, Y.: Förderstrom- und Druckpulsation von Zahnrad- und Kolbenpumpen. Konstruktion. **35**, 465–471 (1983)
158. Molly, H.: Zahnradpumpe mit evolventischen Zähnen. O + P. **2**, 24–26 (1958)
159. Link, B.: Förderstimpulsation von Außenzahnradpumpen. O + P. **30**, 836–838 (1986)
160. Witt, K.: Wie genau sind Volumenstrombestimmungen? O + P. **29**(85), 15–19
161. Theissen, H.: Volumenstrompulsation von Kolbenpumpen. O + P. **24**, 588–591 (1980)
162. Schulz, E.H.: Theoretische Grundlagen zum Entwurf einer Kolbenpumpe mit einem pulsationsfreien Förderstrom. O + P. **29**, 490–495 (1985)
163. Müller, H., Scheuffer, B.: Entwicklung einer sehr pulsationsarmen, reversierbaren hydraulischen Verstellpumpe. O + P. **23**, 807–809 (1979)
164. Haarhaus, M., Haas, H.J.: Untersuchung neuer Wege zur Geräuschminderung bei Axialkolben-einheiten. O + P. **29**, 96–103, 218–220 (1985)
165. Kurtze, G., et al.: Physik und Technik der Lärmbekämpfung, 2. Aufl. G. Braun, Karlsruhe (1975)
166. Cremer, L., Heckl, M.: Körperschall. Springer, Berlin (1982)
167. Föllner, D.: Maschinenakustische Berechnungsgrundlage für den Konstrukteur. VDI-Ber. **239**, S. 55–65 (1975)

168. Lang, C.M., Nafz, H.M.: Geräuschemission von Hydraulikpumpen und Maßnahmen zur Lärm-minderung. Inst. f. Werkzeugmaschinen d. Uni Stuttgart. (Forsch.-Proj. 703.1 der Bundesanstalt f. Arbeitsschutz (BAU). Dortmund 1988)
169. Müller, H.W., Föller, D.: Regeln für lärmarme Konstruktionen. Konstruktion. **28**, 333–339 (1976)
170. Tuffentsamer, K.: Lärmarm Konstruieren. VDI-Ber. **239**, 7–16 (1975)
171. Kurze, U.J., Dietz, P.: Lärmarm Konstruieren XIII – Schalltechnische Regeln und Konstruktionsmethodik. Forsch.-Ber. 424, d. Bundesanstalt f. Arbeitsschutz
172. Rebel, J., Schmid, G.: Geräuschemission von Hydroelementen und Hydrosystemen und Maß-nahmen zur Lärminderung. Forsch.-Ber. 180 d. Bundesanst. f. Arbeitsschutz. Wirtschaftsverl., Bremerhaven (1977)
173. Gerwig, W.: Geräuschminderungsmaßnahmen an hydraulischen Komponenten und Systemen. Forsch.-Ber. d. Fachgemeinschaft Ölhydraulik und Pneumatik im VDMA (1985)
174. Müller, H.W.: Geräusche an Verdrängermaschinen. VDI-Ber. **228**, 145–155 (1975)
175. Föller, D.: Entstehung und Verminderung von Hydraulikgeräuschen. O + P. **23**, 255–262 (1979)
176. Lang, C.M., Nafz, H.M.: Geräuschemission von Hydraulikpumpen und Lärminderung. Forsch.-Ber. 643). Bundesanstalt f. Arbeitsschutz, Dortmund (1992)
177. Nafz, H.: Lärmemission von Hydropumpen. Maschinenmarkt. **92**(40), 130–133 (1986)
178. Widman, R.: Ermittlung der Druckpulsation hydrostatischer Verdrängerpumpen. O + P. **30**, 48–56 (1986)
179. Gösele, R.: Zum Mechanismus der Geräuscentstehung bei Hydropumpen. Konstruktion. **28**, 347–354 (1977)
180. Widman, R.: Entstehung von Geräuschen und Lärminderung an regelbaren Flügelzellenpum-pen. Maschinenmarkt. **89**(59/60), 1310–1312 (1983)
181. Krüger, H.: Primär-Maßnahmen zur Geräuschminderung an Verdrängermaschinen. O + P. **20**, 587–590 (1976)
182. Kahrs, M., Vogt, H.: Flügelzellenpumpen und -motoren mit optimaler Gleichförmigkeit und günstigem Geräuschniveau. O + P. **23**, 264–267 (1979)
183. Fiebig, W.: Vergleich der Hüllflächen- und Intensitätsverfahren bei der Geräuschmessung von hydrostatistischen Pumpen. (VDI-Ber. 1213), S. 119–133. VDI-Verlag, Düsseldorf (1995)
184. Fiebig, W., Heisel, V.: Ein neuer Weg zur Geräuschminderung von hydraulischen Systemen. O + P. **40**, 178–183 (1996)
185. Schwuchow, D.: Auslegungswerkzeuge für moderne Außenzahnradpumpen. O + P. **46**, 420–423 (2002)
186. Müller, B.: FEM-Schwingungsberechnung zur Geräuschanalyse und –optimierung von Hydro-pumpen. O + P. **44**, 37–42 (2000)
187. Müller, B.: Einsatz der Simulation zur Pulsations- und Geräuschminderung hydraulischer Anlagen. O + P. **48**, 17 (2004)
188. Fiebig, W.: Schwingungs- und Geräuschverhalten der Verdrängerpumpen und hydraulischen Systeme. O + P. **46**, 214–215 (2002)
189. Palmen, A.: Geräuschminderung an einer Axialkolbenpumpe. O + P. **48**, 244–247 (2004)
190. Deeken, M.: Simulation der Umsteuergeometrie von Schrägscheibeneinheiten mit Hilfe gängiger CAE-Tools. O + P. **46**, 374–377 (2002)
191. Weingart, J.: Geräuschreduzierung von Hydraulik-Pumpen durch aktive Verminderung der Volumenstrom- und Druckpulsation. O + P. **48**, 482–483 (2004)
192. Kollek, W., Lang, C.M.: Möglichkeiten der Lärminderung bei Axialkolbenpumpen. Kon-struktion. **37**, 141–144 (1985)
193. Müller, H.W., Kassing, W., Würtenberger, D.: Möglichkeiten der Geräuschminderung bei Axialkolbenpumpen. O + P. **20**, 27–33 (1976)

194. Nikolaus, H.: Geräuschbildung an Axialkolbenpumpen. O + P. **19**, 535–539 (1975)
195. Lotter, M.: Gesichtspunkte zur Optimierung der Umsteuerung der Axialkolbenpumpen im Hinblick auf die Geräuschemission. In: 3. Aach. Fluidtech. Koll., Bd. 2, S. 211–226. IHP, Aachen (1978)
196. Langosch, O.: Lärmbekämpfung bei hydraulischen Anlagen. O + P. **16**, 393–397 (1972)
197. Lechner, E., Stich, B.: Geräuschminderung von verstellbaren Axialkolbenpumpen durch konstruktive Maßnahmen und Werkstoffauswahl. wt-Z. ind. Fertigung. **69**, 231–234, 307–311 (1979)
198. Kunze, W.: Geräuschpegel hydrostatischer Radialkolben und Untersuchungen zu deren Verminderung. O + P. **14**, 190–198 (1970)
199. Widman, R.: Hydraulische Kenngrößen kleiner Drosselquerschnitte. O + P. **29**, 208–217 (1985)
200. Röper, R., Seltenheim, V.: Zahnpumpen zur Förderung von Flüssigkeiten. Konstrukteur. 12 (1981), Nr. 12, 9–16; 13 (1982), Nr. 3, 16–26
201. Firmenschrift Kolbenschmidt, Neckarsulm.: Permaglide Gleitlager
202. Lang, C.M., Rothmund, J.: Impedanzen in hydrostatischen Systemen. O + P. **32**, 822–828 (1988)
203. Rébel, J., Schmid, G.: Konstruktive Maßnahmen zur Lärminderung an Hydroaggregaten. O + P. **18**, 741–744 (1974)
204. Müller, H.W., Föllner, D.: Möglichkeiten der Geräuschminderung bei hydraulischen Anlagen. Industrie-Anz. **98**, 744–749 (1976)
205. Gösele, R.: Schwingungsanregung von Hydraulikaggregaten durch Volumenstromschwankungen der Pumpe. O + P. **21**, 717–721 (1977)
206. Tuffentsamer, K., Wacker, K.: Literaturrecherche „Schallausbreitung“. (Forsch.-H. 112–1. Forsch.-Kur. Maschinenbau (FKM). Frankfurt a. M. (1985)
207. Herzog, W.: Untersuchungen über das Geräuschverhalten von Hydrauliksystemen. (Fortschr.-Ber. VDI-Z, R. **11**(20)). VDI-Verlag, Düsseldorf (1975)
208. Firmenschrift KTR Kupplungstechnik, Rheine.: Hydraulikkomponenten
209. Firmenschrift KTR Kupplungstechnik, Rheine.: Rotex-drehelastische Kupplungen; Bowex-Bogenzahl-Kupplungen
210. Firmenschrift Adelman, Karlstadt.: Apparate für die Hydraulikindustrie, Maschinenbau, Umwelttechnik
211. Firmenschrift Continental, Hannover.: Lieferprogramm Schwingungs-Formteile; Druckschrift Schwingmetall
212. Firmenschrift Carl Freudenberg, Weinheim.: Simrit Faltenbälge
213. Firmenschrift Continental, Hannover.: Lieferprogramm Dichtungs-Formteile; Formteile, Kleinformteile
214. Wacker, K.: Flüssigkeitsschall in Rohrleitungssystemen mit kleinem Durchmesser. O + P. **29**, 818–825, 908–912 (1985)
215. Lang, C.M., Pokorny, P.: Körperschall- und Flüssigkeitsschallausbreitung in verzweigten Rohrleitungssystemen. O + P. **32**, 23–29 (1988)
216. N.N.: Pulsations- und Flüssigkeitsschalldämpfer. O + P. **49**, 364 (2005)
217. Hoffmann, D.: Dämpfung von Flüssigkeitsschwingungen in Hydraulikleitungen. O + P. **24**, 32–37, 102–105 (1980)
218. Rébel, J.: Aktive Flüssigkeitsschalldämpfer in der Ölhydraulik. VDI-Z. **119**, 937–943 (1977)
219. Föllner, D.: Die Geräuschabstrahlung von Platten und kastenförmigen Maschinengehäusen. (Forsch.-H. 78. Forsch.-Kur. Maschinenbau). Frankfurt a. M. (1979)
220. Heckl, M.: Die Schwingungs- und Körperschallisolierung von Maschinen. VDI-Ber. **291**, 55–59 (1977)

221. Betzhold, Ch., Gahlau, H.: Konstruktive Anwendung mehrschichtiger Systeme zur Geräuschminderung für den Fahrzeug- und Maschinenbau. VDI-Ber. **278**, 123–133 (1977)
222. Faatz, H.: Hydroaggregate – Wirkungsvoller Lärmschutz als Summe vieler Einzelmaßnahmen. Fluid. **11**(3), 49–54 (1977)
223. Firmenschrift Allweiler, Radolfzell.: Schraubenspindelpumpen für die Hydraulik. Baureihen SFDR, SEDR/A mit Unterölmotor
224. Ring, M.W., Schwarz, W.: Betriebsverhalten eines Elektromotors unter Öl. O + P. **31**, 555–561 (1987)
225. Fecher, F.: Abschätzung der Lärminderung mittels raumakustischer Maßnahmen und Kapseln. Konstruktion. **28**, 341–346 (1976)
226. Dantlgraber, J., Feuser, A., Herr, A., Seifert, V.: Geräuscharme Hydraulik durch „Flüsteraggregate“. O + P. **46**, 300–307 (2002)
227. Firmenschrift Bosch Rexroth, Industrial Hydraulics, Lohr: Flüsteraggregate. BRI-AB/PMT. 05/2003 und RD 51 096/01.03; RD 51 094/08.03
228. Kaufmann, J.: Stabile Temperaturen in ölhydraulischen Anlagen. Tech. Rdsch. **66**(18), 68–72 (1974)
229. Stuhmann, K.: Gestaltung von Ölbehältern. O + P. **21**, 284–286 (1977)
230. Ebertshäuser, H.: Planung hydraulischer Anlagen. O + P. **28**, 387–392 (1984)
231. Firmenschrift Guss- u. Schweißtechnik, Remseck.: Hydraulik-Ölbehälter aus Aluminium
232. Firmenschrift Techno-Parts, Essen.: Hydrokompensatoren Pronal
233. Kahrs, M.: Hydroversorgungseinheiten in Kraftfahrzeugen und selbstfahrenden Arbeitsmaschinen. O + P. **30**, 164–166 (1986)
234. Firmenschrift Bucher, Klettgau.: Hydroaggregate Baureihe KA und EA
235. Firmenschrift Bosch.: Hydro-Kleinaggregate EP9
236. Firmenschriften Bosch Rexroth, Industrial Hydraulics, Lohr: Standardaggregate. RD 09559/11.04; Hydroaggregate. RD 00075/09.04
237. Firmenschriften HAWE Hydraulik, München: HKL-Ideal zum Platz sparen; Kompakt-Pumpenaggregat Typ MPN; Spannmodule Typ SMD2, NSMD2. P7600/7207/7787/03./2005
238. Firmenschrift Bosch Rexroth, Lohr.: Komponenten-katalog Industrieventile und Zubehör
239. Firmenschrift HYDAC, Sulzbach.: Hydraulik-Kompaktaggregate
240. Böcher, C.: Garantiert leakagefreie Hydrosysteme. O + P. **49**, 247–248 (2005)
241. Helduser, S.: Elektrisch-hydraulische Systemtechnik – Entwicklungsschwerpunkte in der Stationärhydraulik. O + P. **50**, 16–23 (2006)
242. Firmenschrift Bosch Rexroth, Hydraulics, Lohr: Sytronix – energieeffiziente Hydraulik mit drehzahlvariablen Pumpenantrieben. RD 08041/06.11
243. Firmenschrift Bosch Rexroth, Hydraulics, Lohr: Drehzahlvariable Pumpenantriebe mit Standardkomponenten. RD 08113/12.10
244. Firmenschrift Bosch Rexroth, Hydraulics, Lohr: Servovariables Pumpensystem. Sytronix SvP 7000. RD 62230/01.12
245. Firmenschrift Bosch Rexroth, Electric Drive and Controls, Lohr: Applikations-Software für Servovariable Pumpenantriebe (SvP), p/Q-Regelung. RD 08230-AW/06.10
246. Firmenschrift Bosch Rexroth, Hydraulics, Lohr: Innenzahnradpumpe, konstantes Verdrängungsvolumen, Typ PGH-3X. RD 10227/12.10
247. Brahmer, B.: Einfache Anwendung – Robustheit – Energieeffizienz. CLDP-Hybridantrieb mit Servopumpen im geschlossenen Kreislauf. O + P. **56**, 14–17 (2012)
248. Anonym: Hydraulische Hightech-Lösungen sparen Energie und Kosten. O + P. **57**, 18–20 (2013)
249. Anonym: Tor auf – Tor zu. Hydraulische Antriebs- und Steuerungstechnik am modernen Schnelllauftor. O + P. **56**, 12–13 (2012)

250. Firmenschrift Bosch Rexroth, Hydraulics, Lohr: Drehzahlvariable Antriebe mit Konstant-/Verstelleinheit, A 10 F/VZO/G. RD 91485/6.11
251. Firmenschrift Bosch Rexroth, Hydraulics, Lohr: Drehzahlvariables Druck- und Förderstrom-Regelsystem Sytronix DFE_n 5000, Typ SYDFE_n_2/3X. RD 62240/41/12.11
252. Jochum, J., Altmann, W.: Industriehydraulik – Quo vadis? O + P. **51**, 390–392 (2007)
253. Klie, J.W.: Rechnerunterstützte Synthese von Einzelverlusten zur Kennlinienfeld-Berechnung. Maschinenmarkt. **87**, 508–511 (1981)
254. Firmenschrift Düsterloh, Sprockhövel: Radialkolbenmotoren
255. Lubos, W.: Langsamlaufende Hydromotoren. In: Bauelemente der Ölhydraulik, Teil I: Geräte zur Energieumwandlung. Mainz: Krausskopf 1974, S. 186–214
256. Toet, G., Roorda, T.: Anlaufdrehmomentverhalten von Hydromotoren. O + P. **16**, 365–371 (1972)
257. Muschelknautz, H.: Das Anfahrverhalten hydrostatischer Verdrängermaschinen. O + P. **19**, 687–694 (1975)
258. Klie, J.: Untersuchungen zur konstruktiven Optimierung von hydrostatischen Radialkolbenmotoren mit innerer Kolbenabstützung und ebener spielnachstellender Steuerung. Diss. RWTH Aachen 1980
259. Nonnenmacher, G.: Das Anlaufverhalten von Hydromotoren. O + P. **17**, 155–160 (1973)
260. Causemann, P.: Analyse des Bewegungsverhaltens und der an den einzelnen Bauteilen auftretenden Verluste bei Radialkolbenmotoren im niedrigen Drehzahlbereich. Diss. RWTH Aachen 174; Ind.-Anz. **97**, 851–855 (1975)
261. Renvert, P.: Bedeutung drehwinkelabhängiger Größen auf das Anlauf- und Langsamlaufverhalten von Hydromotoren. Diss. RWTH Aachen (1981) (O + P. **24**, 38–43 (1980))
262. Backé, W., Waldeier, R.: Verhalten von Hydromotoren beim Anfahren im Bereich niedriger Drehzahlen. O + P. **27**, 509–513 (1983)
263. Klie, J., Lubos, W.: Anlaufverhalten und Lauf mit kleinsten Drehzahlen von Radialkolbenmotoren mit innerer Kolbenabstützung. O + P. **22**, 71–76 (1978)
264. Klie, J.: Untersuchungen zur konstruktiven Optimierung von hydrostatischen Radialkolbenmotoren mit innerer Kolbenabstützung und ebener spielnachstellender Steuerung. Diss. RWTH Aachen (1980)
265. Weiler, W.: Drehmomente und Volumenströme von Hydromotoren bei niedrigen konstanten Drehzahlen. Diss. RWTH Aachen (1982)
266. Renvert, P., Weiler, W.: Drehmoment und Volumenstrom von Hydromotoren zeigen Schwachstellen auf. Maschinenmarkt. **86**(69), 1318–1321 (1980)
267. Müller, H.W.: Einheitliche Berechnung von Planetengetrieben. Antriebstechnik. **15**, 11–17, 85–89, 145–149 (1976)
268. Looman, J.: Analyse der Planetengetriebe, S. 1–14. VDI-Verlag, Düsseldorf (VDI-Ber. 672) (1988)
269. Stieffermann, P.: Berechnung von Massenträgheitsmomenten bei Planetengetrieben. TZ f. prakt. Metallbearb. **64**, 339–344 (1970)
270. Basedow, G.: Reduzierte Massenträgheitsmomente von Umlaufrädergetrieben. Ind.-Anz. **98**, 435–438 (1976)
271. Kraft, K.-F.: Zugkraftschaltung in automatischen Fahrzeuggetrieben. Diss. TU Karlsruhe (1978)
272. Stenkamp, W.: Analyse redundanter Hubwerksysteme, ein Beitrag zur Erhöhung der Betriebssicherheit. Diss. Univ. Bochum (1979)
273. Berger, G.: Automatisches, stufenlos wirkendes hydrostatisches Lastschaltgetriebe für Kraftfahrzeuge. Diss. Univ. Bochum (1986)

274. Kopáček, J.: Dynamische Eigenschaften hydraulischer Antriebe. *Antriebstechnik*. **11**, 375–379 (1972)
275. *Dynamik gekoppelter Systeme (VDI-Ber. 603)*. VDI-Verlag, Düsseldorf (1986)
276. Hahmann, W.: Das dynamische Verhalten hydrostatischer Antriebe. *Konstruktion*. **31**, 467–474 (1979)
277. Lehr, E.: *Schwingungstechnik*, Bd. 1, 2. Springer, Berlin (1930, 1934)
278. Hahmann, W.: Das dynamische Verhalten hydrostatischer Antriebe mit Servopumpe und ihr Einsatz in Regelkreisen. Diss. RWTH Aachen (1973)
279. Helduser, S.: Einfluss der Elastizität mechanischer Übertragungselemente auf das dynamische Verhalten hydraulischer Servoantriebe. *Konstruktion*. **25**, 473–481 (1977)
280. Göllner, E.: Dynamisches Verhalten hydraulischer Stellungsregelungen mit komplexen Feder-Masse-Systemen. O + P. **21**, 789–794 (1977)
281. Backé, W.: Dynamisches Verhalten von gesteuerten und geregelten hydrostatischen Getrieben. *VDI-Ber.* **228**, 45–57 (1975)
282. Viersma, T.J.: *Analysis, synthesis and design of hydraulic servosystems and pipelines*, vol. 1. Elsevier, Amsterdam (1980)
283. O + P-Gespräch „Auswahlkriterien von Hydromotoren“. O + P. **25**, 467–480 (1981)
284. Ebertshäuser, H., Bork, W.: Neuere Entwicklungen bei Verdrängermaschinen. O + P. **32**, 594–607 (1988)
285. Firmenschrift Danfoss, DK -6430 Nordborg: Øhrberg, C.V.: *Der Gerotor-Motor und der Orbit-Motor*
286. Firmenschrift Danfoss, Offenbach: *Hydraulikmotoren. Langsamlaufende Motoren mit hohem Moment*
287. *Torquemotoren, die unscheinbaren Muskelprotze*. *KEM*. **22**(1), 44–45 (1985')
288. Firmenschrift TRW Fahrwerksysteme, Düsseldorf: *Torquemotor*
289. Firmenschrift Sauer Danfoss. Offenbach: *Orbitalmotoren. Baureihen OMS, OMT, OMV. DKMH.PK. 130.B3.03*
290. Firmenschrift s. 289: *Orbitalmotoren. Baureihen. TMT, TMTU, TMTW, TMT Fl. DKMH.PK. 141*
291. Wüsthof, P., Schneider, J.: Vorstellung eines neuen Planetenmotors. O + P. **25**, 90–94 (1981)
292. Stryczek, J.: Gerotor- und Orbitmaschinen. O + P. **49**, 386–390 (2005)
293. Kahrs, M., Kunze, L.: Aufbau und Funktion langsamlaufender Flügelzellenmotoren moderner Bauart. O + P. **22**, 552–558 (1978)
294. *Hydrotriebemotoren und ihre Anwendung*. *Konstrukteur*. **11**(6):32–36 (1980)
295. Firmenschrift Rollstar, CH-5704 Egliswil: *Hydromotoren und Hydro-Getriebemotoren bis 1.200.000 Nm, Baureihe M*
296. Firmenschrift Integral Hydraulik, Meerbusch: *Hydromotoren Typ HMF, BMF*
297. Firmenschrift Bosch Rexroth, Lohr: *Komponentenkatalog Hydromotoren*
298. Nikolaus, H.: *Dynamik sekundäreregelter Hydroeinheiten am eingepprägten Drucknetz*. O + P. **26**, 74–82 (1982)
299. Kordak, R.: *Neuartige Antriebskonzeption mit sekundär geregelten hydrostatischen Maschinen*. O + P. **25**, 387–392 (1981); *Praktische Auslegung*. O + P. **26**, 795–800 (1982), *Sekundäreregelte Antriebe*. O + P. **29**, 656–667 (1985)
300. Murrenhoff, H.: *Regelung von verstellbaren Verdrängereinheiten am Konstant-Drucknetz*. Diss. RWTH Aachen (1983)
301. Murrenhoff, H., Versteegen, C.: *Einsatzbeispiele motorgeregelter Antriebe mit der Möglichkeit der Energierückgewinnung*. In: *6. Aach. Fluidtech. Koll.* (1984), Bd. 1. Aachen: IHP 1984, S. 60–72
302. Breining, U.: *Drehzahleregelter Motor am Konstantdrucknetz*. *Fluid*. **22**(1), 33–34 (1988)

303. Hoas, H.-J., Haaken, W.: Neuartige hydrostatische Antriebe. Sekundärregelung bei aufgeprägtem Druck. *Antriebstechnik*. **20**(11), 44–51 (1987)
304. Metzner, F.: Mikroprozessorgesteuerte, digitale Drehwinkelregelung von Axialkolbeneinheiten. In: 7. Aach. Fluidtech. Koll. (1986), Bd. 1, S. 277–298. IHP, Aachen (1986)
305. Thome, R.: Systementwurf mit Simulationsmodellen. Springer, Berlin (1988)
306. Schulz, R.: Rechnergestützte Berechnung des dynamischen Verhaltens hydrostatischer Antriebe großer Leistung. *Konstruktion*. **28**, 179–182. (1976)
307. Ebertshäuser, H., Bork, W.: Simulation in der Fluidtechnik. O + P. **29**, 377–385
308. Oppelt, W.: Kleines Handbuch technischer Regelvorgänge. 5. Aufl. Vlg. Chemie, Weinheim (1973)
309. Feldmann, D.G.: Untersuchung des dynamischen Verhaltens hydrostatischer Antriebe. *Konstruktion*. **23**, 420–428 (1971), **24**, 421–428 (1972)
310. Röper, R., Kreth, N.: Zur Berechnung der Dynamik geschlossener Kreisläufe. O + P. **25**, 285–291 (1981)
311. Haberhauer, H.: Dimensionierung von Speise-Spüleinheiten für Hydrogetriebe mit geschlossenem Kreislauf. *Konstruktion*. **36**, 137–144 (1984)
312. Kreth, N.: Dynamik hydrostatischer Verstellgetriebe. In: VDI-Ber. 618, S. 147–161. VDI-Verlag, Düsseldorf (1986)
313. Paynter, H.M.: Analysis and Design of Engineering Systems. MIT Press, Cambridge (1961)
314. Karnopp, D.V., Rosenberg, R.C.: System Dynamics. Wiley, New York (1975) (und: Rosenberg, R.C.: A user's guide to Enport – 4. New York: Wiley 1974)
315. Kohda, T., et al.: Simulation of bond graphs with nonlinear elements by symbolic manipulation. *Bull. Mech. Eng. Lab.* **49** (1988) (Namiki 1–2, Japan)
316. Thoma, J.U.: Grundlagen und Anwendungen der Bonddiagramme. Girardet-Taschenbücher, 20). Girardet, Essen (1974)
317. Hoffmann, W.: Berechnung des dynamischen Verhaltens hydraulischer Schaltungen. O + P. **22**, 698–702 (1978)
318. Schulz, R.: Berechnung des dynamischen Verhaltens hydraulischer Antriebe durch Simulation. O + P. **23**, 882–888 (1979)
319. Theissen, H.: Simulation von hydraulischen Systemen mit langen Rohrleitungen. O + P. **30**, 209–216 (1986)
320. Sauerbrey, W.: Rechnerunterstützte Auslegung von Multifunktionalventilen mit Hilfe des Programmsystems DSH. O + P. **30**, 290–296 (1986)
321. Pressler, G.: Regelungstechnik. (BI Hochschultb. 63). Mannheim: Bibliogr. Inst. (1964)
322. Merritt, H.E.: Hydraulic Control Systems. Wiley, New York (1967)
323. McCloy, D., Maring, H.R.: Control of Fluid Power: Analysis and Design. 2nd ed. Wiley, Chichester (1980)
324. Avramović, D., et al.: Regelungstechnische Methoden in der Antriebstechnik. Maschinenbau. Schweizer Industrie-Magazin. Zürich (1985)
325. Sprockhoff, V., Roth, J.: Regelungskonzepte für hydrostatische Antriebe mit Servopumpe. O + P. **24**, 661–667 (1980)
326. Roth, J., Jacobs, M., Pachnicke, E.: Der Signalprozessor und sein Einsatz bei Regelungsaufgaben in der Elektrohydraulik. O + P. **25**, 275–284 (1981)
327. Jacobs, M., Roth, J.: Rechnerunterstützte Auslegung und Realisierung von Regelungskonzepten für elektrohydraulische Antriebe. O + P. **26**, 579–584 (1982)
328. Wilhelmy, L., Jakob, P., Doege, G.: Gleichstrom-Kompaktantrieb. *Antriebstechnik*. **26**, 10, 25–29
329. Vergleich moderner Drehzahl-Istwertaufnehmer. *Antriebstechnik*. **28**(6), 48–50 (1989)
330. Wüsthof, P.: Fluidtechnische Antriebe mit digitalen Signalkreis. O + P. **37**, 250–260 (1993)

331. Kordak, R.: Sekundärgeregelte hydrostatische Antriebe. O + P. **29**, 656–667 (1985)
332. Firmenschrift Hydrokraft, Göppingen: Sekundärregelung mit den Hydrokraft-Axialkolben-Verstellmotoren MV–SP
333. Breining, U.: Drehzahl geregelter Motor am Konstantdrucknetz. Fluid. **22**(1), 33–34 (1988)
334. Walzer, W.: Elektronische Steuerung und Regelung von hydrostatischen Mobilgetrieben. O + P. **34**, 162–171 (1990)
335. Heyel, W.: Hydrostatische Antriebe in Groß-Serie. O + P. **38**, 457–466 (1994)
336. Kleineisel, G.: Linde Schrägscheiben-Axialkolbenpumpen sowie deren Steuer- und Regelorganen. Linde-Berichte aus Technik und Wissenschaft Nr. 5 41–50 (1984)
337. Firmenschrift Linde, Aschaffenburg: Linde Antriebstechnik Drive and Motion Technology. LMH-AT/DMT 03/2004 D/E
338. Forster, F., Welschow, B.: Den Schrägscheibenmaschinen gehört schon immer die Zukunft. O + P. **48**, 501–505 (2004)
339. Firmenschriften Linde, Aschaffenburg: Hydraulik-Programm. Systeme und Aggregate für die Antriebstechnik und: Neue Hydraulik-Generation Baureihe 02
340. ZF-Radmotoren RMF, RMV; ZF-Antriebssysteme für Hubstapler, für Kompaktlader
341. ZF-Antriebssystem für Grader
342. ZF-Reduplan-Getriebe für den Fahrtrieb in Raupenfahrzeugen. RMF, RMV, P-StB; ZF-Radmotor RMV 251 für den Fahrtrieb in Vibrationswalzen
343. Firmenschrift Zahnradfabrik Passau: ZF-Reduplan-Getriebe für den Schwenkantrieb in Mobil- und Raupenbaggern DR und P St-DR
344. Firmenschrift Linde, Werksgruppe Güldner, Aschaffenburg: Getriebe-Programm
345. Firmenschrift Linde, Werksgruppe Güldner, Aschaffenburg: Hydrostatische ZF-Fahrtriebe HFA und HZA
346. Firmenschrift Hydrokraft, Göppingen: Hydrokraft. Hochmoment-Hydromotor
347. Hydro-Getriebemotoren im Baukastensystem. Schweiz. Tech. Z. **80**(20), 17–18 (1983)
348. Firmenschrift Rollstar, CH–5704 Egliswil: Hydromotoren in Axialkolbenbauweise und Hydro-Getriebemotoren bis 1.800.000 Nm, Baureihe am
349. Stierle, H.-J.: Entwicklung und Untersuchung hydrostatischer Lager für Axialkolbenmaschinen. (Forsch.-Ber. Inst. f. Werkzeugmaschinen u. Betriebstechnik Univ. Karlsruhe, Bd. 2) (1984)
350. Firmenschrift Sauer-Sundstrand, Neumünster: Axialkolben-Verstellmotoren VMV Baureihe 50
351. Firmenschrift Zahnradfabrik Passau: ZF-Radmotor RMC 6 für hydrostatischen Antrieb von Lade- und Planiertraupen
352. Schöneberger, R.: Laufwerkdichtungen. Antriebstechnik. **28**(11), 54–58 (1989)
353. Appelloff, H.: Kriterien zur Konstruktion hydraulisch gelüfteter Federdruck-Lamellenbremsen, KEM. **26**(2), 30–31 (1989)
354. Berger, K.-J.: Hydrodrive GMH. Rexroth Inf. Qu. 3. Quartal, S. 17 (1988)
355. Kerle, H.: Getriebesynthese. In: Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau. 17. Aufl., S. G161–G163. Springer, Berlin (1990)
356. Hain, K.: Systematik und Bewertung viergliedriger Kurvengetriebe mit doppelt umrollter Kurvenscheibe. Feinwerktechnik + Micronic. **76**, 387–390 (1972)
357. Bestimmen der Kurvenkrümmungen in Kurvengetrieben mit Schubstößel. Maschinenmarkt. **81**, 7–10 (1975)
358. Rechnerisches Bestimmen der Hauptabmessungen dreigliedriger Kurvengetriebe mit Schubstößel. Maschinenmarkt. **81**, 1351–1354 (1975)
359. Leyendecker, H.W.: Ein dialogfähiges Tischrechnerprogramm zur rechnerunterstützten Konstruktion von Kurvengetriebe gemäß Richtlinie VDI 2143. In: VDI-Ber. 434. VDI-Verlag, Düsseldorf (1982)

360. Müller, H.: Die Kugel als Kolben hydrostatischer Maschinen. Dissertation, TU Braunschweig (1978)
361. Gleichförmigkeitsuntersuchungen hydraulischer Antriebe. O + P. **23**, 385–387 (1979)
362. Mettner, M., Müller, H.: Optimierung der Kurvenform hydraulischer Radialkolbenmaschinen. O + P. **24**, 592–596 (1980)
363. Scheufler, B., Müller, H.: Unsymmetrische Kurvenprofile für langsamlaufende Hydromotoren. O + P. **25**, 485–487 (1981)
364. Zhang, Y.: Konzept zur Auslegung langsamlaufender Hochmoment-Hydromotoren in Kolbenbauweise. O + P. **28**, 44–47 (1984)
365. Firmenschrift Vickers Systems, Bad Homburg: Langsamlaufende Hydraulikmotoren mit hohem Drehmoment
366. Firmenschrift Vickers Systems, Bad Homburg: Langsamlaufende Hydraulikmotoren mit hohem Drehmoment
367. Klie, J.: Eigenschaften und Merkmale von verstellbaren hydraulischen Radialkolbenmotoren. Maschinenmarkt. **86**(33), 663–665 (1980)
368. Stufenlos verstellbare Radialkolbenmotoren. Konstrukteur. **13**(6), 50–61 (1982)
369. Hoffmann, D.: Wirkungsgrad und Pulsation verschiedener Zahnradpumpenbauarten und ihr Einfluss auf den Einsatzbereich. O + P. **18**, 601–605 (1974)
370. Firmenschrift Düsterloh, Sprockhövel: Hydraulische Präzisionsantriebe
371. Firmenschrift Düsterloh, HÜROB Systemtechnik
372. Firmenschrift Düsterloh, Seilbahnmaschinen. H 300 PV mit DELKOMP-Steuerung
373. Firmenschrift Poclairn Hydraulics, Pfungstadt: Hydrobase Baureihe H. Motoren, Radnabenmotoren, Achsen; Baureihe S
374. Masurowski, K.-P.: Hydrobase. Motoren-Radnabenmotoren-Achsen. KEM. **18**(1), 31–32 (1981)
375. Firmenschrift Hägglunds Drives, Haan: Hägglunds Antriebe
376. Hydrostatische Hochmomentmotoren VIKING Ser. 21 bis 84
377. Konstruktions-Handbuch für VIKING-Motoren. Laholm (Schweden): Ruter Press (1986)
378. Firmenschrift Hägglungs Drives, Haan: Hydrostatische Nabenmotoren Ser. 12 und 32
379. Wenzel, G.: Langsamlaufende Hydromotoren mit rotierendem Gehäuse in Förderanlagen und Transportgeräten. O + P. **18**, 531–532 (1974)
380. Eberhardt, G.: Einsatz von langsamlaufenden Hydromotoren in der Kunststoff- und Gummiindustrie. O + P. **24**, 478 (1980)
381. Drewes, D.: Hydraulik ist leichter und billiger. O + P. **25**, 797–799 (1981)
382. Firmenschrift Hägglunds Drives, Haan: Industrie-Antriebe
383. Firmenschrift Hägglunds: Application Engineering Manual Marathon, Ed. 4
384. Seeska, H.-J.: Langsamläufer kommt auf Touren. Fluid. **18**(10), 22 (1984)
385. Anonym: Entwicklung einer neuen Motorgeneration. Schüttgut. **7**, 399 (2001)
386. Firmenschriften Hägglunds Drives, Haan: Compact CB. GE 661–3H. 2002 und: neuer kompakter Antriebsmotor von Hägglunds basiert auf Benutzerumfrage. Pressemitteilung 2002-04–10
387. Firmenschrift A. Friedr. Flender, Bocholt: HYDREX-HMS, -HMU Radialkolbenmotoren
388. Kann der Markt für Langsamläufer noch reizen? O + P. **25**, 800–801 (1981)
389. Langsamlaufender Radialkolbenmotor in Aufsteckversion. KEM. **21**(8), 67–68 (1984)
390. Firmenschriften Renold, Düsseldorf: Hochmoment Hydraulik Motoren; Hydraulikkatalog
391. Firmenschrift Bucher, Klettgau: Radmotoren, Baureihe Black Bruin
392. Strotkamp, V.: Kriterien zur Auswahl hydraulisch oder pneumatisch betriebener Motoren für begrenzte Drehbewegungen. O + P. **30**, 727–733 (1986)
393. Hense, G.: Hydraulisch Schwenken. Fluid. **18**(12), 16–18 (1984)

394. Schwenkmotor zum Nachrüsten. *techno-tip*. **15**(4), 112–119 (1985)
395. Firmenschrift Südhydraulik Kork Steinbach (SHM), Lübeck: Hydraulisch Schwenken
396. Firmenschrift K. Henninger, Marktobendorf: Hydraulische Schwenkmotore, große Drehmomente auf kleinstem Raum
397. Firmenschrift Luftfahrt-Technik, Düsseldorf: Hydraulik-Schwenkmotoren. System HYD-RO-AC, ROTAC
398. Firmenschrift Hense Systemtechnik, Bochum: Hydraulische und pneumatische Schwenkmotoren
399. Feistkorn, D., Siebel, R.: Hydraulisches Schwenken mit Drehkolbenzylindern – jetzt bis 300 bar Betriebsdruck. *Antriebstechnik*. **26**(3), 66–73 (1987)
400. Innovationen bei hydraulischen Schwenkmotoren. *Fluid*. **23**(1/2), 22–23 (1989)
401. Hense, G.: Schwenktrieb mit Flügel. *Fluid*. **16**(5), 34–39 (1982)
402. Saffe, P.: Optimierung servohydraulischer Antriebe für den Einsatz in Industrierobotern. Dissertation, RWTH Aachen (1986)
403. Pritschow, G., Keuper, G.: Elektrohydraulischer Gelenkantrieb für Industrieroboter-Anforderungen. In: 7. Aach. Fluidtech. Koll. Bd. 1, S. 273–293. IHP, Aachen (1986)
404. Egner, M.: Hochdynamische Lageregelung mit elektrohydraulischen Antrieben. Springer, Berlin (1988); Auslegung von Zustandsregelungen. O + P. **32**, 767–771 (1988)
405. Keuper, G.: Automatisierte Identifikation der Streckenparameter servohydraulischer Vorschubantriebe. Springer, Berlin (1989)
406. Hense, G.: Hydraulischer Schwenkmotor mit elektronischem Signalkreis. *Fluid*. **22**(1/2), 36–37 (1988)
407. Drehen und Wenden. *Fluid*. **22**(7/8), 29–30 (1988)
408. Schwenktriebe ein bewährtes Konstruktionselement. *KEM*. **23**(5), 72 (1986)
409. Firmenschrift P. Pleiger, Witten: Schwenktriebe
410. Firmenschrift Hydrostandard, Velbert: Doppelkolben-Schwenktrieb HSN
411. Hartmann, S.: Schwenken mit Winkel. *Fluid*. **23**(6), 24–26 (1989)
412. Schwenkmotoren mit Kurvenrollen- und Steilgewindeumlenkung. O + P. **26**, 344–345 (1982)
413. Firmenschrift Eckart, Schlüchtern: Schwenkmotor für Hydraulik mit Rollenumlenkung, Baureihe ND 25 und 63
414. Schwenkmotor mit Kugelumlenkung. O + P. **24**, 395 (1980)
415. Schmidt, N., Seltmann, J.: Konstruktive Analyse eines Schwenkmotors. Firmenschrift Bollmann Hydraulik, Walldorf (1984)
416. AWF-VDMA-VDI-Handbuch der Getriebetechnik. Begriffsbestimmungen. H. 7. Schraubgetriebe. (AWF 6007). Berlin: Beuth 1955; AWF 608-V Schraubentriebe. 1. Aufl. Berlin (1941)
417. Firmenschrift Hausherr, Sprockhövel: Drehkolbenzylinder ZD 40 ... ZD 200
418. Firmenschrift Hausherr, Sprockhövel: Drehzylinder DZ 50 ... DZ 140
419. Firmenschrift HKS Drehantrieb, Wächtersbach; Hydrostandard, Velbert: Dreh-Hub-Kombinationen
420. Firmenschrift Hausherr, Sprockhövel: Drehhubzylinder DH
421. Firmenschrift Bosch Rexroth, Lohr: Komponenten-katalog Hydrozylinder
422. Firmenschrift W. Hunger, Lohr: Hydraulikzylinderwerk
423. Firmenschrift Parker Hannifin, Köln: Hydraulik-Zylinder Serie 2H
424. Panzer, P., Beitler, G.: Arbeitsbuch der Ölhydraulik. (Ölhydraulik und Pneumatik, 7). 2. Aufl. Krausskopf, Mainz (1969)
425. Lang, H.: Hydraulische Arbeitszylinder. (Ölhydraulik und Pneumatik, 13). 2. Aufl. Krausskopf, Mainz (1969)
426. Gräwe, F.: Endlagendämpfung in Hydrozylindern. O + P. **10**, 363–367 (1966)

427. Firmenschrift ACE, Langenfeld: Industrie-Stoßdämpfer A, LVA, SAHS
428. Firmenschrift Forckardt, Düsseldorf: Industriestoßdämpfer SDVN
429. Findeisen, D.: Gerätetechnische Verwirklichung von Schwingprüfmaschinen. Zwanglaufantriebe. (Fortschr.-Ber. VDI-Z. Reihe 1, 116). VDI-Verlag, Düsseldorf (1984)
430. Backé, W.: Umdruck zur Vorlesung Servohydraulik. 5. Aufl. Aachen: Inst. f. hydr. u. pneumat. Antriebe (IHP), RWTH (1986)
431. Feigel, H.-J.: Dynamische Kenngrößen eines Differenzialzylinders. O + P. **31**, 138–148 (1987)
432. Laika, A.: Untersuchung des dynamischen Verhaltens von Vorschubantrieben für NC-gesteuerte Werkzeugmaschinen mit Stellantrieb und Lageregelung. Dissertation, TU München (1973); O + P. **18**, (1974) 825–832, **23**, 437–441 (1979)
433. Sprockhoff, V.: Untersuchungen von Regelungen am hydrostatischen Zylinderantrieb mit Servopumpe. Diss. RWTH Aachen (1979) (O + P. **22**, 215–218 (1978))
434. Backé, W.: Fluidtechnik im Wandel. Folgen der Mikroelektronik. O + P. **32**, 473–484 (1988)
435. Helduser, S.: Elektrohydraulische Antriebe in Maschinen mit Rechnersteuerung. O + P. **33**, 163–182 (1989)
436. Wüsthof, P.: Neue Anwendungen durch moderne hydraulische Systemtechnik. In: 9. Aach. Fluidtech. Koll. (1990), Bd. 2, S. 255–275. IHP, Aachen (1990)
437. Feigel, H.-J.: Nicht lineare Effekte am servovalvengesteuerten Differenzialzylinder. O + P. **31**, 42–48 (1987)
438. Lück, J.: Einflussgrößen auf das Zeitverhalten elektrohydraulischer Vorschubantriebe. Dissertation, RWTH Aachen (1968)
439. Feuser, A.: Ein Beitrag zur Auslegung ventilgesteuerter hydraulischer Vorschubantriebe im Lageregelkreis. Dissertation, Univ. Erlangen – Nürnberg (1983)
440. Feuser, A.: Elektrohydraulische Antriebstechnik. O + P. **32**, 511–515; und: Servo- und proportional-hydraulische Antriebs-Regelkreise in Symbiose mit elektronischen Regelungen. RIQ Europ. Ed. 1/1990, Bosch Rexroth, S. 32–39 (1988)
441. Feuser, A.: Auswirkungen der Mikroelektronik auf die Regelungskonzepte direkt wirkende Systeme und der Einsatz von Personalcomputern als Auslegungswerkzeug. Dissertation, RWTH Aachen (1986)
442. Anders, P.: Symbiose Mikroelektronik/Fluidtechnik. O + P. **32**, 487–499 (1988)
443. Anders, P., Klein, A., Mauer, J.: REGOS – ein vielversprechendes Konzept für eine zeitgemäße Umsetzung digitaler Regelalgorithmen. O + P. **33**, 723–731 (1989) (Automatische Reglerbetriebnahme an fluidtechnischen Zylinderantrieben. O + P. **33**, 26–29 (1990))
444. Luhmer, H.: Aufbau und Wirkung hydraulischer Dämpfungsnetzwerke. Ind.-Anz. **100**(61), 18–20 (1978)
445. Weingarten, F.: Aufbau hydraulischer Zeitglieder und ihr Einsatz im Signalzweig hydraulisch-mechanischer Regelungen. Dissertation, RWTH Aachen (1983)
446. Engelsdorf, K.: Dämpfungsnetzwerke für hydraulische Antriebe und Regelkreise. O + P. **29**, 804–809 (1985)
447. Schwab, H.P.: Bauarten und Auswahlkriterien für Hydrozylinder. KEM. **27**(10), 55, 65–66 (1990)
448. Weisser, D.: Herstellerunabhängige Normen für Hydrozylinder erleichtern die Konstruktion. Maschinenmarkt. **89**, 425–428 (1983)
449. Dickers, H.: Symmetrisches Bewegen eines Hydraulik-Einstangenzyllinders. KEM. **27**(4), 52–54 (1990)
450. Roth, K.: Systematik fester Verbindungen als Grundlage für ihre sinnvolle Anwendung und Weiterentwicklung. In: VDI-Ber. 360. VDI-Verlag, Düsseldorf (1980)
451. Berbuier, J.: Neuartige Servoantriebe mit primärer Verdrängersteuerung. Diss. RWTH Aachen (1988) (O + P. **29**, 742–751 (1985))

452. Shih, M.-Ch.: Untersuchung einer Zylinderansteuerung durch Hydro-Transformator am Konstant-Drucknetz. Dissertation, RWTH Aachen (1984)
453. Beitz, W.: Verbindungsauswahl. In: Dubbel. Taschenbuch für den Maschinenbau. 17. Aufl., S. G47–G50. Springer, Berlin (1990)
454. Galwelat, M.: Rechnerunterstützte Gestaltung von Schraubenverbindungen. Dissertation, TU Berlin (1978)
455. Mertens, H.: Schraubenverbindungen. In: Dubbel. Taschenbuch für den Maschinenbau. 17. Aufl., S. G35–G47. Springer, Berlin (1990)
456. Firmenschrift W. Hunger Hydraulik, Lohr: Hydraulikzylinderwerk
457. Firmenschrift Hänchen Hydraulik, Ostfildern: Präzisionszylinder
458. Firmenschrift E.A. Storz, Tuttlingen: Hydrozylinder
459. Firmenschrift Toussaint & Hess, Düsseldorf: Teleskop-Gleichlaufzylinder Dt. Pat. Nr. 924 479
460. Köckemann, A.: Plug & Play-Achsen für dezentrale Architektur. O + P. **48**, 320–321 (2004)
461. Firmenschrift Bosch Rexroth, Lohr: Hydrozylinder, Rundbauart RD 17329/10.07
462. Feucht, P.: Lineare Positionssensoren für mobile Maschinen. Vor- und Nachteile der verschiedenen Technologien. O + P. **57**, 24–26 (2013)
463. Anonym: Elektro-hydraulisches System Li View. Exakte Positionserfassung von Hydraulikzylindern. O + P. **57**, 27–29 (2013)
464. Baldy, M.: Der Feldbus – Ein Kommunikationsstandard auch für fluidtechnische Antriebe. O + P. **41**, 154–165 (1997)
465. Geräteprofil für elektrohydraulische Zylinderantriebe am InterBus. O + P. **42**, 246–250 (1998)
466. Bublitz, R.: Profil Fluidtechnik – Ein Geräteprofil für die Hydraulik. O + P. **43**, 595–601 (1999)
467. Murrenhoff, H.: Abschlussbericht AIF-Forschungsvorhaben „Intelligente hydraulische Achse“. Institut für fluidtechnische Antriebe und Steuerungen (IFAS). RWTH Aachen (2000)
468. Firmenschriften Moog, Böblingen: A 085 Series Servoactuators und: Direktbetätigte Servoventile mit integrierter digitaler Elektronik und CAN-Bus-Schnittstelle
469. Wagner, K.G.: Variabilität in Länge und Durchmesser. Konstruktion. **36**, 30–31 (2007) (O + P. **51**, 258–260 (2007))
470. Anonym: Ausfallrisiko systembedingt minimiert. Sieben Grundlagen für den erfolgreichen Einsatz von Hydraulikzylindern. O + P. **53**, 288–290 (2009)
471. Wager, K.G.: Der Hydraulikzylinder. 4. Aufl. 2013 Firmenschrift Hänchen, Ostfildern: 326222/HH 2630/11-2012
472. Firmenschrift Hänchen, Ostfildern: Hydraulik-Zylinder, Leistungsspektrum. HH 2601/03-2012
473. Firmenschrift Bosch Rexroth, Lohr: Regelzylinder – drei Leistungsklassen für Dynamik und Präzision. RD 09382/08.02
474. Anonym: Dichtungskombinationen für Anwendungen im Grenzbereich. Konstruktion. **36**, 18–19 (2007)
475. Firmenschrift Hänchen, Ostfildern: Hydraulikzylinder Ratio-Test. HH 2588/10-2012
476. Patentschrift Hänchen Hydraulik: Reibungsarme Dichtung. US-Patent 4 406 463
477. Beyer, J.: Eine Frage der Auslegung. Ressourcenschonende und energieeffiziente lineare Antriebslösungen von Hänchen. O + P. **57**, 24–26 (2013)
478. Firmenschrift Bosch Rexroth, Lohr: Hochdynamischer Regelzylinder für die Prüftechnik. RD 08124/2013-08
479. Peeken, H.: Gleitlagerungen. In: Dubbel. Taschenbuch für den Maschinenbau. 17. Aufl., S. G88–G100. Springer, Berlin (1990)
480. Firmenschrift Bosch Rexroth, Lohr: Servozylinder. Baureihe CGS 280. RD 57310/07.96
481. Anonym: Eine neue Kernkompetenz. Ratio-Drive 2.0 – die lineare Antriebslösung. O + P. **56**, 20–22 (2012)
482. Firmenschrift Hänchen, Ostfildern: Ratio-Drive 2.0 Antriebssystem. HH 2597/02-2012

483. Firmenschriften Bosch Rexroth, Lohr: HydroControl, Solutions for Test Engineers, Modules of the SYHCE 2X
484. Blackburn, J.F.: Fluid power control. Wiley, New York (1960)
485. Sweeney, D.C.: Preliminary investigation of hydraulic lock. *Engineering*. **173**, 580 (1951)
486. Mannam, J., Fowler, J.H., Carpenter, A.L.: Papered lands hydrostatic journal learnings. *Proc. Inst. Mech. Eng.* **179**, 78 (1964)
487. Viersma, T.J.: Reibungsfreie Hydromotoren. *O + P*. **18**, 562–569 (1974)
488. Analysis, synthesis and design of hydraulic servosystems and pipelines. (Studies in Mechanical Engineering, 1). Elsevier, Amsterdam (1980)
489. Blok, P.: Das hydrostatische Keilspaltlager. Berechnung und Anwendung bei Hydrozylindern. Dissertation, TH Delft (1976)
490. Ebertshäuser, H., et al.: Dichtungen für die Fluidtechnik. Dichtungen und Dichtungstechnik, 2). Resch, Gräfelfing (1987)
491. Richter, B.: Der O-Ring als Dichtelement. *VDI-Z.* **129**, 148–151 (1987)
492. Brokelmann, J.: Schäden an O-Ringen. *Fluid*. **18**(10), 14–17 (1984)
493. Müller, K.H.: Abdichtung bewegter Maschinenteile. U. Müller, Waiblingen (1990)
494. Trutnovsky, K.: Berührungsdichtungen an ruhenden und bewegten Maschinenteilen. 2. Aufl. (Konstruktionsbücher, 17). Springer, Berlin (1975)
495. Müller, K.H.: Schmierfilmbildung, Reibung und Leckverlust an elastischen Dichtungen an bewegten Maschinenteilen. Dissertation, TH Stuttgart (1962)
496. Leckverluste und Reibungs elastischer Dichtungen an hin- und herbewegten Kolbenstangen. *Konstruktion*. **15**, 149–157 (1963)
497. Hydrodynamik elastischer Dichtungen. *O + P*. **9**, 149–157 (1965)
498. Blok, H.: Inverse problems in hydrodynamic lubrication and design: Directives for lubricated flexible surfaces. Extended Version of Lecture at the Symposium on Lubrication and Wear. Houston (1963)
499. Krumeich, P.: Vom Dichtelement zum Dichtsystem. *O + P*. **30**, 281–283 (1986)
500. Firmenschrift Parker-Prädifa, Bietigheim-Bissingen, Dichtungshandbuch
501. Messner, N.: Dichtungssysteme für Mobil- und Industriehydraulik. *KEM*. **23**(12), 42–49 (1986)
502. Firmenschrift Freudenberg, Weinheim: SIMRIT Dichtelemente für die Hydraulik
503. Firmenschrift Freudenberg, Weinheim, Poethig, R.: Wirtschaftlich und technisch optimierte Dichtsysteme. *O + P*. **33**, 308–311 (1989)
504. Firmenschrift Freudenberg, Weinheim: Firmenschrift Busak + Shamban, Stuttgart: Fluid-Dichtsysteme
505. Igers, W., Papatheodorou, Th.: Höherer Wirkungsgrad und erhebliche Energieeinsparung. *O + P*. **53**, 486–490 (2009)
506. Haas, W., Hunger, I.: 17. ISC Internationale Dichtungstagung: Dichtungstechnik – Herausforderungen für die Zukunft. *O + P*. **56**, 28–29 (2012)
507. Poethig, R.: Normen erhöhen die Flexibilität. Weltnorm kontra Werksnorm bei Hydraulikkolben- und Stangendichtungen. *O + P*. **50**, 498–499 (2006)
508. Field, G.J., Nau, B.S.: A theoretical study of the elastohydrodynamic lubrication of reciprocating rubber seals. *Trans. Am. Soc. Lubr. Eng.* **18**(1), 48–54 (1975)
509. Ruskell, L.E.C.: A rapidly converging theoretical solution of the elastohydrodynamic problem for rectangular rubber seals. *J. Mech. Eng. Sci.* **22**(1), 9–16 (1980)
510. Group, A., Freitag, E.: Untersuchung des Dichtmechanismus bei Kolbenstangen-Dichtungen. 12. ISC Internat. Dichtungstag., Stuttgart, S. 415–433 (2002)
511. Achenbach, M., Frank, E.: Reibung von Elastomeren. *Tribol. Schmier*. **48**, 43–47 (2001)
512. Wassink, D.B., et al.: Physically based modelling of reciprocating lip seal friction. *J. Tribol.* **123**(2), 404–412 (2001)

513. Persson, B.N.J., Scaraggi, M.: On the transition from boundary lubrication to hydrodynamic lubrication in soft contacts. *J. Phys. Condens. Matter.* **21**(18), 185-002 (2009)
514. Persson B.N.J.: Theory of rubber friction and contact mechanics. *J. Chem. Phys.* **115**(8), 3840–3861 (2001)
515. Heipl, O., Wohlers, A., Persson, B.N.J., Scarragi, M., Murrenhoff, H.: Modellbildung dynamischer Dichtungen. Ein Ansatz zur Berechnung der Reibkraft unter Mischreibung. O + P. **54**, 76–80 (2010)
516. Nißler, U., Haas, W.: Auch nach 800 km noch dicht. Verschleiß an Hydraulikstangendichtungen aus Polyurethan. O + P. **50**, 458–462 (2006)
517. Nißler, u.: Vermeidung von Leckagen. Simulation und Versuch bei Hydraulikdichtungen. O + P. **51**, 202–208 (2007)
518. Firmenschrift Trelleborg Sealing Solutions, Stuttgart: Hydraulik Dichtungen – linear. 99 DEGOCAT AE 0213/Ausgabe Febr. 2013
519. Albert, D.: Auslegung von Kolben- und Stangendichtungen – speziell für den Hochdruckbereich. *KEM.* **26**(4), 18–19 (1989)
520. Firmenschrift Hunger, Würzburg: Katalog Dichtungen
521. Jordan, H., Frenzel, U.K.: Eine Frage der Qualität. Verbesserte Stangenabdichtung durch Druckentlastungstechnologie. O + P. **50**, 333–336 (2006)
522. Jordan, H.: Höhere Leistungsfähigkeit und Lebensdauer. Mehrteiliges Stangendichtsystem für hydraulische Anwendungen. O + P. **51**, 450–452 (2007)
523. Haas, W.: Dichtsysteme für fluidtechnische Anwendungen. In: Innovative Dichtungstechnik – effizient und umweltbewußt, S. 5–7. Frankfurt a. M., VDMA-Broschüre, Fachverband Fluidtechnik (2012)
524. Lorber, G.: Gemeinsam Lösungen entwickeln. Dichtsysteme für die Mobilhydraulik. O + P. **51**, 520–524 (2007)
525. Freitag, E.: Dichtungen für die Hydraulik. Werkstoff, Geometrie, Systemverständnis, Simulation – der Weg zu Dichtsystemen. O + P. **51**, 28–31 (2007)
526. Anonym: Intelligente Stangendichtung. O + P. **53**, 270 (2009)
527. Igers, W., Papatheodorou, Th.: Höherer Wirkungsgrad und erhebliche Energieeinsparung. Intelligente Stangendichtung HL: reibungsarm, druckgesteuert. O + P. **53**, 486–490 (2009)
528. Baas, B., Wüstenhagen, G.J.: Energiesparen mit Dichtsystemen in der Schwerindustrie. O + P. **54**, 438–443 (2010)
529. Freitag, E., Jäckel, J., Hohmann, H.: Dichtung mit System. HDR –2C – Eine Dichtung für extreme Belastung. O + P. **53**, 206–211 (2009)
530. Anonym: Robuste Dichtungen aus Hightech-Werkstoff. O + P. **55**, 178 (2011)
531. Firmenschrift Trelleborg, Sealing Solutions, Stuttgart: Turcón M12. Unrivaled performance in hydraulic sealing. 99 GBQ5BROPE0311
532. Firmenschrift Trelleborg, Turcón Stepsael V. 99 DEPSO11AE0407
533. Kurth, M.: Kolbendichtung mit Profil. *Fluid.* **27**(5), 16–21 (1993)
534. Firmenschrift Trelleborg, Sealing Solutions, Stuttgart: Turcon Glyd Ring T
535. Gohl, W., et al.: Elastomere. Dicht- und Konstruktionswerkstoffe, 3. Aufl. expert verlag, Esslingen (1983)
536. Krumeich, P., et al.: Polymere Dichtungswerkstoffe. (Dichtungen und Dichtungstechnik, 3.). Resch, Gräfelfing
537. Möschel, J., Papatheodorou, Th.: Hochleistungs-Dichtungswerkstoff für die Mobilhydraulik. O + P. **51**, 94–98 (2007)
538. Anonym: Führungsbänder für hoch belastete Zylinder. O + P. **54**, 354 (2010)

Zusammenfassung

Hydroventile sind Hydrogeräte zur Energiesteuerung und -regelung (DIN 1219-1), die den Energiestrom vorwiegend im konduktiven Teil des hydrostatischen Antriebs beeinflussen. Dessen Aufgabenprofil erweitert sich damit auf das eines gesteuerten Antriebs, indem dieser einen weiteren prinzipbedingten Vorzug des flüssigen Druckmittels nutzt. Gemeint ist die „einfache Signaleinleitung“ durch Ventilsteuerung, um technische Prozesse z. B. nach Programm einer Steuerung zu beeinflussen. Befolgen die Ventile Anweisungen im Sinne einer Ablaufsteuerung, etwa nach Funktionsplan (DIN EN 60848), löst das Druckmittel am motorischen Teil entsprechend aufeinander folgende Bewegungszyklen aus. Hierbei wirken die Ventile mittels Steuer- oder Schließelements auf den Durchflussweg, Richtung und Betrag des Volumenstroms oder auf den Flüssigkeitsdruck ein. Die Wirkprinzipien kennzeichnen die Aufgabe (Ventilfunktion), damit die Ventilarten. Letztere sind durch Einteilungssystematik, grafische Symbole und Betätigungseinrichtungen in tabellarischen Übersichten dargestellt. Ausführlich werden die einzelnen Ventile anschließend erläutert.

Spezielle Ventilarten leiten sich außer nach Aufgabe auch nach Aufbau und Arbeitsweise ab. So untergliedert sich das *Wegeventil* in die Bauarten Schieber- und Sitzventil, indem man die Wirkfläche (Dichtfläche) des Schließelements variiert. Im Besonderen begründet das Kegelsitzventil die eigenständige Bauart der *2-Wege-Einbauventile*, gekennzeichnet durch stellbare Einzelwiderstände. Wandelt man die Wirkbewegung (Stellbereich) des Steuerelements derart ab, dass anstelle festgelegter Schaltstellungen beliebige Zwischenstellungen einzunehmen sind, führt dies zu den gesondert behandelten *hydraulischen Stetigventilen*. Wesentliche Kennzeichen sind stetiges elektrisches Eingangssignal und Proportionalverhalten. Hierzu werden die Arten der Ventilstufen,

Kantengeometrie und Rückführsysteme dargestellt. Nachfolgend sind die Bauformen Proportional- und Servoventil hinsichtlich Aufgabe, Aufbau und Kennverhalten einzeln ausgeführt.

Abschließend stehen *Ventilmontagesysteme* im Blickfeld. Ausgehend von der Montagewand und dem Anpassbaustein Anschlussplatte gelangt man mittels selbsttragender Baugruppenträger zur verrohrungsarmen Kompakthydraulik. Hierzu zählen die Verkettungssysteme (Mehrventilblöcke) und die integrale Blockbauweise (Modul- und Monoblöcke).

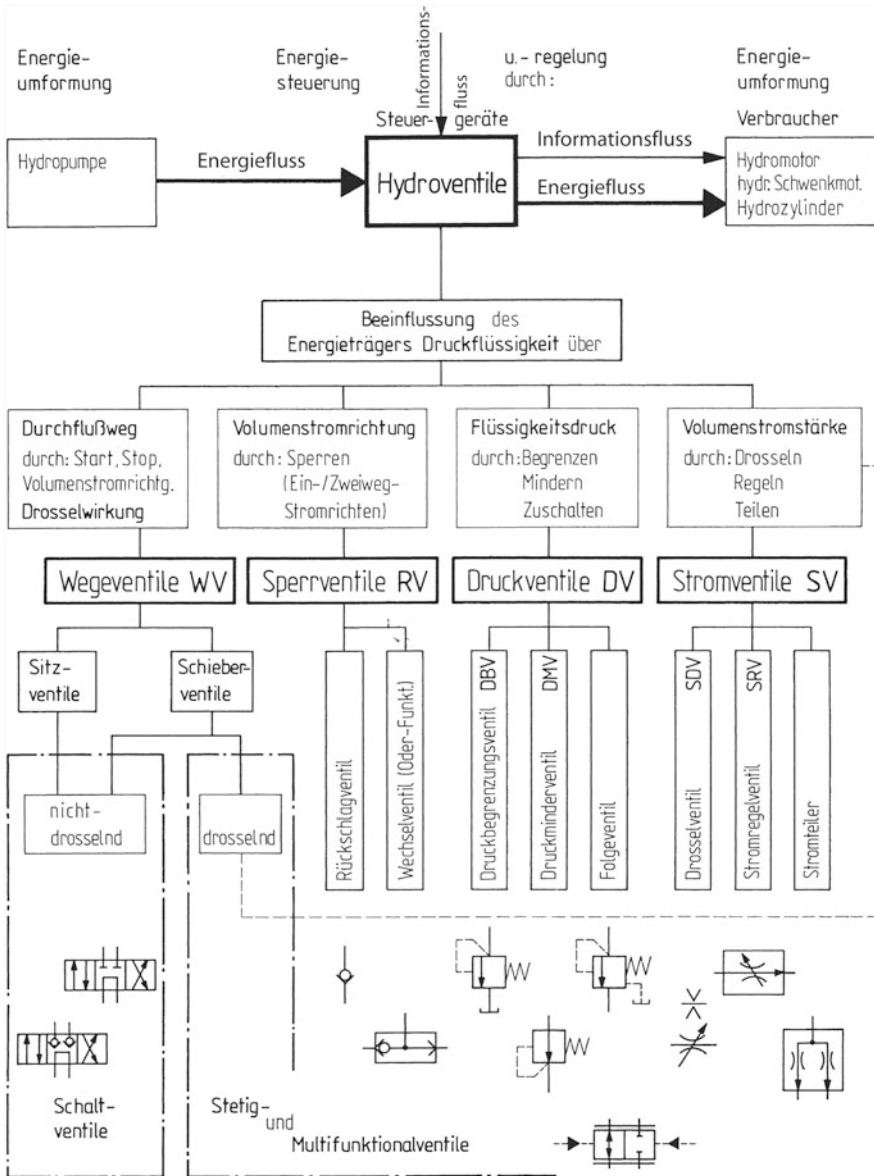
4.1 Wegeventile

Die Anwendung von Funktionssymbolen erfolgt nach festgelegten Grundsätzen und Regeln für grafische Symbole der Fluidtechnik (DIN ISO 1219 Teil 1). Die Symbole für Komponenten zur Energiesteuerung und -regelung werden aus den Grundsymbolen und Symbolen für Funktionselemente für Ventile gebildet. Grafische Symbole stellen die Funktion von Ventilen in Schaltplänen der Fluidtechnik (DIN ISO 1219 Teil 2) dar. Symbole können zur Kennzeichnung an den Steuergeräten selbst angebracht werden.

Einteilung der Ventile Hydroventile beeinflussen die Druckflüssigkeit über den Durchflussweg, Richtung und Betrag des Volumenstroms oder den Flüssigkeitsdruck. Ihre Einteilung geschieht nach folgenden *ordnenden Gesichtspunkten*:

- Die **Aufgabe** grenzt die Funktionseinheit Ventil nach ihrem Wirkprinzip ab derart, dass die vorgegebene Steuerfunktion (Ventilfunktion) erfüllt wird. Hieraus leiten sich die Ventilarten Wege-, Rückschlag-, Druck- und Stromventil ab. Innerhalb des Grundsymbols für Steuergeräte, Rechteck oder Quadrat („Kästchen“), wird eine begrenzte Anzahl von Funktionselementen wie Durchflusswege, Sperrstellungen und Widerstände durch festgelegte Symbole dargestellt. Die Durchflusswege, auf welche die äußeren Anschlüsse treffen, kennzeichnen eine Arbeitsstellung, Tab. 4.1.
- Der **Aufbau** legt die Baueinheit Ventil nach Gestaltungsmerkmalen des Hauptfunktionsträgers fest, nämlich nach der Wirkfläche und der Wirkbewegung des Steuer- oder Schließelements. Variiert man die Wirkfläche (Dichtfläche), erhält man die Ventilbauarten Kugel-, Kegel-, Teller-, Kolben- und Schieberventil. Variiert man die Wirkbewegung (Stellbewegung), gelangt man zum Längs- und Drehventil.
- Die **Arbeitsweise** ergibt sich aus dem diskreten oder kontinuierlichen Wertebereich der Wirkbewegung am Steuer- oder Schließelement (Stellbereich). Zwei oder mehrere Schaltstellungen bei den nicht drosselnden Wegeventilen und Sperrventilen; stufenlose Verstellbarkeit bei den einstellbaren Druck- und Stromventilen, beliebige Anzahl von Zwischenstellungen bei den drosselnden Wegeventilen und Stetigventilen. Letztere werden durch zwei Parallellinien entlang des gesamten Symbols dargestellt.

Tab. 4.1 Ventile als Funktionseinheiten zum Steuern eines Energiestroms, gegliedert in Ventilararten nach Art der Beeinflussung der Druckflüssigkeit, dargestellt durch grafische Symbole (DIN ISO 1219 Teil 1)



- Die **Zahl der gesteuerten Anschlüsse** ist an den äußeren Anschlüssen erkennbar, nach denen man z. B. Wegeventile als 2-Wege- oder Mehrwegeventile bezeichnet. Steuer- und Leckleitungen bleiben hierbei unberücksichtigt. Die gesteuerten Anschlüsse sind an das Grundsymbol für Steuergeräte zu zeichnen.

Tab. 4.2 Betätigungseinrichtungen für Ventile aus mechanischen Bauteilen und Betätigungselementen für vollständige Gerätesymbole

Betätigungseinrichtungen Benennung, Anwendung, Symbol nach DIN ISO 1219 Teil 1					
Mechanische Bauteile					
lineare Bewegung		Drehbewegung		Aufrechterhalten vorgeg. Position	
Stange		Welle		Raste	
Betätigungselemente für Betätigungsart					
Muskelkraft	mechanische	elektrische lineare Betätigungsrichtung	drehende Betätigungsrichtung	Druckbeaufschlagung od. -entlastung direktwirkend durch	indirektwirkend durch
allgemein	Stößel	Magnet mit 1 Wicklung	Elektromotor	Druck oder Druckentlastung	hydr. Betätig. einer Vorsteuerstufe
Hebel	Feder	mit 2 Wicklungen, gegenein. wirkend		mit unterschiedlich großen, gegenüberliegenden Steuerflächen	hydr. Entlastg. einer Vorsteuerstufe
Pedal	Rollenstößel	u. stufenlos veränderlichem Verhalten			hydr. Betätig. zweier Vorsteuerstufen
kombinierte Betätigungselemente in vollständigen Gerätesymbolen					
Parallelbetätigung (ODER)		Serienbetätigung (UND)		4/3 - Wegeventil	
elektrische Betätig. od. Notbetätig. durch Muskelkraft Magnet // Druckknopf		2-stufige Betätigung Magnet + Vorsteuerstufe		Betätig. durch Muskelkraft, federzentriert	
				4/4 - Wegeventil	
				Betätig. durch Muskelkraft, Raste f. 2 gerastete Schaltstellg., Linie i. Kerb. f. Kolb.stellg.	
4/3 - Wegeventil mit Vorsteuerstufe					
Betätig. durch 1 Magnet m. 2. gegenein. wirkend. Wicklungen, federzentriert			Betätig. durch 1 Magnet od. Notbetätig. durch Muskelkraft, druck- und federzentriert.		

- Die **Betätigungsart** folgt durch Variation der Hilfsenergieart zum Einleiten der Wirkbewegung in das Steuerelement, z. B. Muskelkraft, mechanische, hydraulische, elektrische Energie; ferner nach Wirkprinzipien für die Steuerfunktion, z. B. direktwirkende oder indirektwirkende Betätigung. Symbole für Betätigungselemente werden in jeder beliebigen Höhenposition an ein Ende des Ventilrechtecks gezeichnet, Tab. 4.2.

Nach den allgemeinen Regeln und sicherheitstechnischen Anforderungen an Hydraulikanlagen und deren Bauteile (DIN EN ISO 4413) bestehen an Hydroventile Anforderungen bezüglich Einbau, Ventilbetätigung, Betätigungskennzeichnung sowie Leitungsführung. Insbesondere unterliegen Einbaulage, Druckbegrenzungsventile und Betätigungskennzeichnung sicherheitstechnischen Anforderungen, die als besondere Anforderungen an Hydroventile den Sicherheitsprinzipien für Entwurf, Konstruktion und Anpassung direktwirkender Bauteile entsprechen (DIN EN ISO 12100).

Sicherheit von Maschinen Über sicherheitstechnische Anforderungen an Anlagen und Bauteile hinausgehend gelten für *sicherheitsbezogene Teile von Steuerungen* allgemeine Gestaltungsleitsätze bis zur Validierung (DIN EN ISO 13849 Teil 1 und Teil 2), Abschn. 8.1

Um Hydroventile beurteilen und richtig einsetzen zu können, sind allgemeine Merkmale (z. B. Bauart, Nenngröße, Umgebungstemperaturbereich), hydraulische Kenngrößen (z. B. Nenndruck, Viskositätsbereich, Kennlinien) sowie die Betätigungsart nach DIN 24564 Teil 1 von den Herstellern anzugeben.

Wegeventile gliedern sich nach ihrer Arbeitsweise in *nichtdrosselnde* und *drosselnde Wegeventile*, nach ihrem Aufbau in Schieber- und Sitzventile, nach ihrer Aufgabe in Wegeventile mit vorgegebenen Durchflusswegen in zwei oder mehreren Schaltstellungen oder mit variablen Durchflusswegen.

Einen Überblick über häufig angewendete Varianten mit vorgegebenen Durchflusswegen geben in Abb. 4.1 und 4.2 die Symbole für Wegeventile, zusammengesetzt aus mehreren Kästchen, je eines für eine Schaltstellung. Innerhalb der Grundsymbole sind Funktionselemente für Volumenstromweg und -richtung dargestellt.

Die Schaltstellungen Start und Stopp sowie die Volumenstromrichtung bestimmen sowohl den zeitlichen Ablauf eines Bewegungsvorgangs als auch den Durchflussweg.

Den Durchflusswegen sind Bewegungsdiagramme zugeordnet, die sich durch Aussteuern des nachfolgenden Verbrauchers Zylinder an der treibenden Kolbenstange verwirklichen lassen, Abb. 4.1 und 4.2.

4.1.1 Nichtdrosselnde Wegeventile: *Schieber-/Sitzventile*

Wegeventile mit festgelegten Schaltstellungen Die in Abb. 4.1 angeführten Ventile mit zwei oder mehreren Schaltstellungen sind Steuergeräte, die den Energiestrom eines Hydrauliksystems (Steuerungssystem) in Stufen verstellen (schaltende Steller). Es handelt sich um Wegeventile, die in Grundschaltungen zur Steuerung einzelner Verbraucher, z. B. zur Bewegungsumkehr (Reversierschaltungen), zur Raststellung (Sperrkreisschaltungen) oder zur Geschwindigkeitseinstellung (Eilgangschaltungen) von Zylindern eingesetzt werden

4/2-Wegeventil Ohne Mittelstellung, keine Rast ($t_H = 0$)

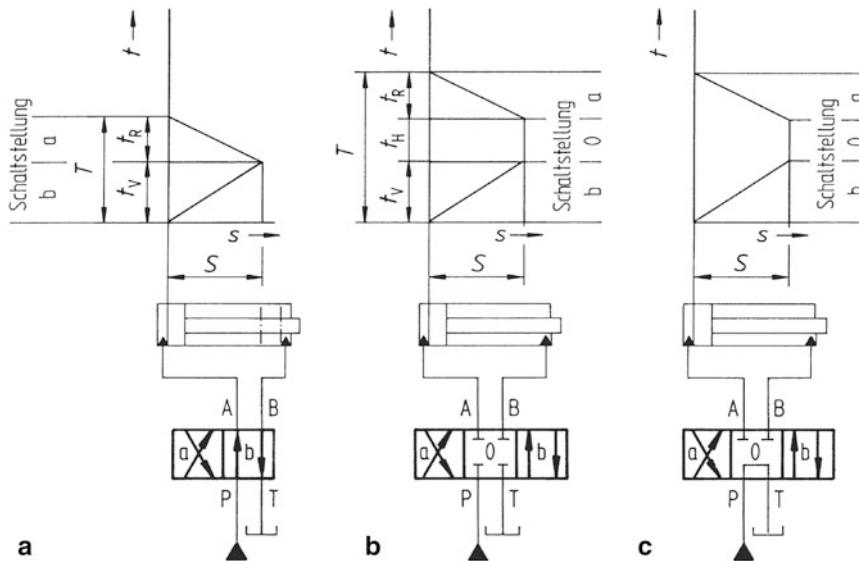


Abb. 4.1 Symbole von Wegevventilen ohne und mit geschlossener Mittelstellung für einfache Reversierschaltungen (Richtungssteuerungen) am doppeltwirkenden Zylinder. **a** Wegevventil mit 4 Anschlüssen, 2 Schaltstellungen (4/2-Wegevventil); **b** Wegevventil mit 4 Anschlüssen, 3 Schaltstellungen (4/3-Wegevventil) und Mittelstellung geschlossen (Sperr-Ruhestellung); **c** wie **b**, jedoch in Mittelstellung Verbraucheranschlüsse verschlossen, Zu- und Rücklaufanschlus miteinander verbunden (Umlauf-Ruhestellung); Bewegungszyklen mit t_V Vorlaufzeit, t_H Rastzeit, t_R Rücklaufzeit, T Zykluszeit, s Kolbenweg, S Kolbenhub

4/3-Wegevventil mit geschlossener Mittelstellung 0 Durchfluss in mittlerer Schaltstellung 0 gesperrt. Die Einhaltung der Position des Kolbens ist jedoch nicht gesichert, da infolge Leckstroms am Wegevventil der Kolben kriechen kann. Wird bevorzugt bei Hydroanlagen mit Speicherschaltung zur Aufrechterhaltung eines Spanndrucks angewendet, die u. a. Leckverlust deckt. Die Pumpe ist in Mittelstellung abgeschaltet.

Zur völligen Blockierung der Anschlüsse A und B für gesicherten Stillstand unter Last (z. B. an Hebezeugen) sind entweder leckverlustfreie Wegevventilbauarten (Sitzventile) oder Schaltungen mit gesteuerten Rückschlagventilen (Sperrkreisschaltungen), Abb. 4.2c, einzusetzen [1–4].

4/3-Wegevventil mit Umlaufstellung Die Pumpe fördert in Mittelstellung 0 den Volumenstrom fast drucklos in den Tank.

Die in Abb. 4.2 dargestellten Ventile mit verbundenen Anschlüssen in Mittelstellung (Schwimm-Ruhestellung) sind Reversierschaltungen mit Zusatzfunktion, z. B. speziellen Eilgangschaltungen (Differenzialschaltung) oder Sperrkreisschaltungen (hierfür mit hydraulisch entsperbaren Rückschlagventilen), vorbehalten.

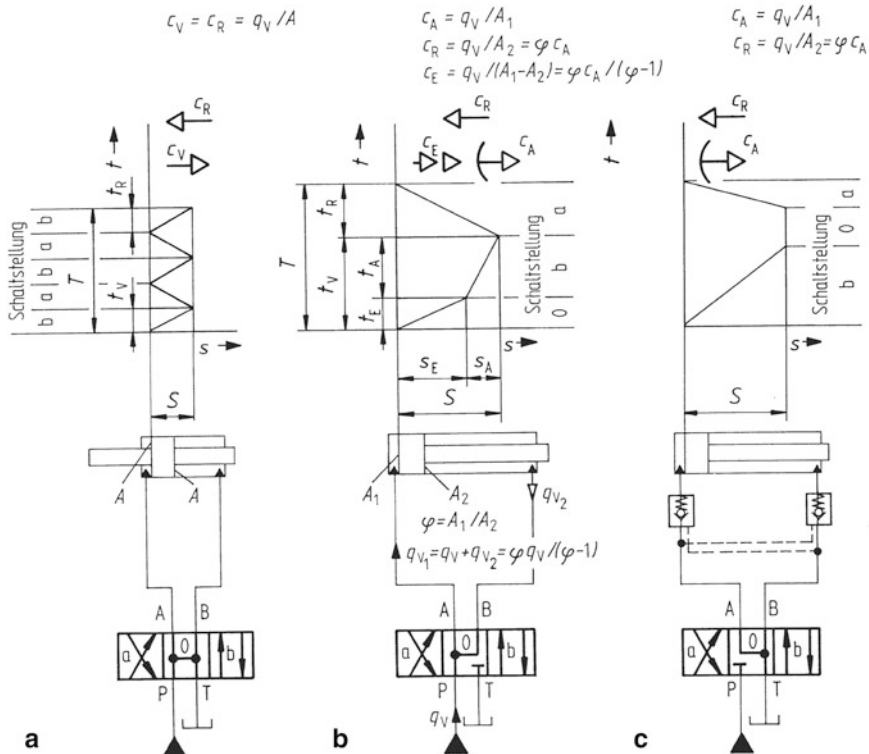


Abb. 4.2 Symbole von Wegeventilen mit offener Mittelstellung (Schwimm-Ruhestellung) für spezielle Schaltungen am doppelwirkenden Zylinder (Zylinderschaltungen). **a** Wegeventil mit 4 Anschlüssen, 3 Schaltstellungen (4/3-Wegeventil) und in Mittelstellung alle Anschlüsse miteinander verbunden (Schwimm-Ruhestellung); **b** wie **a**, jedoch in Mittelstellung Verbraucheranschlüsse mit Zuflussanschluss verbunden, Rücklaufanschluss gesperrt (Differenzialschaltung); **c** wie **a**, jedoch in Mittelstellung Verbraucheranschlüsse mit Rückflussanschluss verbunden, Zuflussanschluss gesperrt in Zusammenschaltung mit Rückschlagventilen (Sperrkreisschaltung); Bewegungszyklen mit c_V Vorlaufgeschwindigkeit, c_R Rücklaufgeschwindigkeit, c_A Vorlaufgeschwindigkeit im Arbeitsgang, c_E Vorlaufgeschwindigkeit im Eilgang

4/3-Wegeventil mit Schwimmstellung für symmetrischen Verbraucher (Gleichlaufzylinder)

Die Anschlüsse A, B, P und T sind in Mittelstellung 0 miteinander verbunden. Die Zylinderräume sind bei Druckausgleich mit Druckflüssigkeit gefüllt. Stellungsänderung des Kolbens durch äußere, die Kolbenreibung überwindende Kraft ist möglich.

4/3-Wegeventil mit Freigang-Pumpenseite (Differenzialschaltung)

Bei großem Flächenverhältnis zwischen Zylinderbohrung und Kolbenstange $\varphi \geq 2$ wird durch Ringraumrückspeisung in den Pumpenanschluss P die Kolbengeschwindigkeit ins Schnelle übersetzt und die Kolbenkraft infolge Druckausgleichs zwischen den Verdrängerräumen verringert (Vorlaufgeschwindigkeit und -kraft im Eilgang). Beim Flächenverhältnis $\varphi = 2$ erhält man den

Einstangenzyylinder mit symmetrischer Bewegung, vergleichbar dem Gleichlaufzylinder, Gl. (3.170a–c), Abschn. 3.4.7.2.

Eilgang lässt sich auch über Kombination eines 4/3-Wegeventils in geschlossener Mittelstellung, Abb. 4.1b, mit einem 3/2-Wegeventil durch externe Verzweigung in der Leitung herbeiführen (Differenzialschaltung mit Eilgangventil) [1–4].

4/3-Wegeventil mit Freigang-Tankanschluss (Sperrkreisschaltung) In Mittelstellung 0 sind die Anschlüsse A, B und T untereinander verbunden. Es herrscht hydraulische Blockierung des Zylinders über Rückschlagventile mit externer Steuerölversorgung, die bei jeweiliger Endstellung des 4/3-Wegeventils aus der gegenüberliegenden Arbeitsleitung erfolgt. Der Leckvolumenstrom \dot{V}_s der Bauart Schieberventil in Ruhestellung wird damit aufgehoben, nicht jedoch der vom Abdichtverhalten der Hydraulikdichtungen abhängige Leckstrom q_{Vs} im Zylinder.

4.1.1.1 Mechanische Bauteile und Betätigungsarten

Zur Ausführung eines Steuerungsbefehls an das Ventil (Steuergerät) ist die Eingabe eines Signals erforderlich, das den Schaltvorgang auslöst. Die Befehlsausführung wird durch handbetätigten Schalter (Steuerschalter) direkt oder über andere Energieformen indirekt bewirkt. *Betätigungselemente* an Ventilen bewegen das Schließelement, z. B. den Kolbenschieber, in unterschiedliche Positionen entsprechend festgelegten Schaltstellungen. Ventilbetätigungselemente sind daher als Eingabeglieder (Eingabegeräte) mit vorwiegend linearer Bewegung zum Betätigen aufzufassen, die über gedichtete seitliche Fügeflächen am Ventilgehäuse befestigt werden. Die Energieform, in der das Eingabeglied die Betätigung ausübt, legt als Träger des Eingangssignals die Betätigungsart fest.

Betätigungseinrichtungen für Ventile setzen sich aus Ventilbetätigungselementen für unterschiedliche Betätigungsarten und ggf. mechanischen Bauteilen zusammen, Tab. 4.2, Abschn. 4.1.

So kann eine *Raste* als Bauteil vorgesehen werden, die eine vorgegebene Position des Steuerkolbens gegen eine begrenzte Kraft (z. B. Strömungskraft) aufrechterhält.

Muskelkraftbetätigung und mechanische Betätigung

Zu diesen Betätigungsarten zeigt Tab. 4.2 eine Auswahl an Symbolen für Betätigungselemente, die in beliebiger Position am Ende des Grundsymbols für das Steuergerät (Ventilrechteck) gezeichnet werden. Lässt das allgemeine Symbol für Muskelkraftbetätigung eine unbestimmte Zahl von Betätigungsrichtungen zu, weisen benannte Betätigungselemente entweder eine (z. B. Pedal) oder zwei Betätigungsrichtungen (z. B. Hebel) auf. Betätigungselemente mit einer Betätigungsrichtung, z. B. auch elektrische, werden so an das Ventilrechteck gezeichnet, dass eine gedachte Kraft auf das zu steuernde Element dieses in die andere Schaltstellung bewegt.

Signaleingabe und Befehlsausführung lassen sich an die jeweils vorliegende Steuerungsaufgabe anpassen, indem man die Symbole der Betätigungselemente mit mechanischen

Bauteilen oder mit Elementen anderer Betätigungsarten zu vollständigen Gerätesymbolen (Betätigungseinrichtungen) ergänzt.

Betätigung mittels Hebels Wege-Schieberventile, die Start, Stopp und Volumenstromrichtung der Druckflüssigkeit beeinflussen, wobei der Steuerkolben durch Handhebel betätigt wird. Vorteil: feinfühligere Betätigung, die sich bei drosselnden Wegeventilen an die gewünschte Übergangsstellung heranführen lässt (Feinsteuerung). Nachteil: Schalthäufigkeit und -geschwindigkeit sind begrenzt.

Betätigung mittels Hebels, Position aufrechterhalten durch Raste Rasten werden in gleicher Anzahl und Reihenfolge wie Schaltstellungen am Ende des Ventilrechtecks gezeichnet, Kerben jedoch nur für durch Raste zu fixierende Schaltstellungen (z. B. Endstellung für zwei Durchflusswege und Sperrstellung), Linie in Kerbe zeigt gerastete Schaltstellung des Kolbens (z. B. Sperr-Ruhestellung).

Betätigung mittels Drehknopfs (Symbol allgemein) Auslösen des Schaltvorgangs durch drehende Bewegung zum Betätigen. Eine Bewegungsschraube formt die Drehbewegung in eine Linearbewegung um; der Steuerkolben wird aus der Ruhelage stufenlos in die gewünschte Stellung verschoben.

Betätigung mittels Rollenstößels die Tastrolle setzt eine Nocke (Kurvenscheibe) oder eine geradlinige Berührungsfanke (Führungsbahn) als eingreifenden Kurventräger voraus. Nachteil: zwangsläufige, ortsgebundene Betätigung.

Eine *Feder* dient als Rückholfeder zur Rückstellung und begrenzt gemäß der speicherbaren Hubarbeit (als Arbeitsfeder) die Einschaltleistung.

Beim 3-Wegeventil bringen zwei Federn den Steuerkolben in Mittelstellung (Federzentrierung) und halten diese vorbestimmte Stellung nach beendeter Signaleingabe bzw. bei Ausfall der Ansteuerung aufrecht (Steller mit definierter Ruhelage).

Die Symbole für die Betätigungselemente der mittleren Schaltstellung werden i. Allg. an die jeweilige Seite der äußeren Ventilrechtecke gezeichnet.

Elektrische Betätigung

Diese Betätigungsart eignet sich für *Fernbetätigung* (Fernsteuerung), d. h. handbetätigter Schalter (Steuerschalter) und befehlsausführendes Ventil (Steuergerät) können räumlich getrennt werden, so dass freizügige Anordnung von Signalglied (Signalgeber) und Eingabeglied (Ventilbetätigungselement) für manuelle Eingriffe möglich ist (Betriebsart Hand). Zur Ausführung von Bewegungszyklen nach dem *Programm einer Steuerung* werden Schaltventile mit elektrischer Betätigung eingesetzt, die sich z. B. von einem Steuerwerk elektrisch ansteuern lassen (Betriebsart Automatik).

Elektrisches Betätigungselement mit linearer Betätigungsrichtung ist ein *schaltender elektromechanischer Umformer* (Schaltmagnet), der das elektrische Eingangssignal zur Erregung eines Elektromagneten in einen Magnethub umformt. Da es sich beim Elektro-

magneten mit der Bauart Einfachhubmagnet (eine Wicklung) um ein Betätigungselement mit nur einer Betätigungsrichtung (i. Allg. drückend) handelt, wird beim Schalten der mit der Ankerstange (Stößel) gekoppelte Kolbenschieber von der an das Betätigungselement angrenzenden Schaltstellung bzw. von der Mittelstellung aus in die andere Position bewegt, d. h. in die gegenüberliegende Endstellung gebracht. Das für die Rückstellung benötigte mechanische Betätigungselement setzt der Schaltbewegung eine Federkraft entgegen, die von der Magnetkraft überwunden werden muss.

Der Magnethub ist die Länge des vom Anker zurückgelegten Weges.

Die Magnetkraft ist der nutzbare, um die Reibung verminderte Teil der im Hubmagneten in Betätigungsrichtung erzeugten Kraft. **Schaltmagnete** verarbeiten binäre Eingangssignale (Ein, Aus) und werden als Gleich- oder Wechselspannungsmagnete ausgeführt. Deren Verhalten unterscheidet sich in Magnetkraft-Hub-Kennlinie, Hubanpassung und Schaltzeit.

Die Bauarten werden ferner unterteilt in die in Luft schaltenden (nicht druckdichten, trockenen) und die in Öl schaltenden (nassen) Magnete. Nasse Magnete weisen ein druckdichtes Ankerrohr (Tubus) zur Führung des Ankers auf, so dass die Durchführung der Ankerstange (Stößel) durch den Polkern keine Bewegungsdichtung erfordert, die den Ankerraum gegen die Ventilkammer abdichtet. Da sich im Arbeitsspalt zwischen Polkern und Anker Druckflüssigkeit an Stelle von Luft befindet, ergeben sich für druckdichte Magnete die Vorzüge guter Wärmeabfuhr, reibungs- und verschleißarmer + Schaltbewegung mit kleiner Hysterese zwischen Betätigungs- und Rückstellkraft sowie gedämpften Anschlags, so dass höhere Einschaltleistung und größere zulässige Schalthäufigkeit sowie stoßfreies Schalten möglich werden. Es lassen sich nicht nur Gleich-, sondern auch Wechselstrommagnete druckdicht ausführen [5, 6]. Beide Schaltmagnetarten in der kaum noch gebauten Bauform des nicht druckdichten Magneten zeigt Abb. 4.3.

Wechselspannungsmagnete (Nennspannung 230 V/50 Hz) weisen im Vergleich zu Gleichspannungsmagneten kürzere Anzugszeit, größere Magnetkraft und einfachere Baustruktur auf. Der Magnethub muss voll ausgefahren werden, da bei Zwischenstellungen die maximale Spulentemperatur überschritten wird. Störeinwirkungen wie Klemmen und Haften beeinträchtigen außer der Funktionssicherheit auch die Gebrauchsdauer. Nachteilig ist ferner die Geräuschenstehung in der Erregerwicklung.

Gleichspannungsmagnete (24 V) erreichen den Nennstrom (Haltestrom bei Nennspannung) wegen des Anstiegs nach einer exponentiellen Sättigungskurve mit Verzögerung, so dass auch die Magnetkraft verzögert ansteigt, auf Grund kleinerer Anzugskraft allerdings bei verlängerter Anzugszeit (Summe aus Ansprechverzug und Hubzeit) im Vergleich zum Wechselspannungsmagneten. Vorzüge sind größere zulässige Schalthäufigkeit, längere Gebrauchsdauer, keine thermische Überlastung bei Haften des Kolbenschiebers. Ferner können bei Gleichspannungsmagneten die Steigerungen von Magnetkraft und Hub in weiten Grenzen variiert werden, um die Magnetkraft-Hub-Kennlinie an das Ventil anzupassen. Hierfür ist der Tubus mit einem Konussystem für eine unmagnetisierbare Zwischenzone auszustatten, d. h., der Schaltmagnet erhält Gestaltungselemente des Proportionalmagneten.

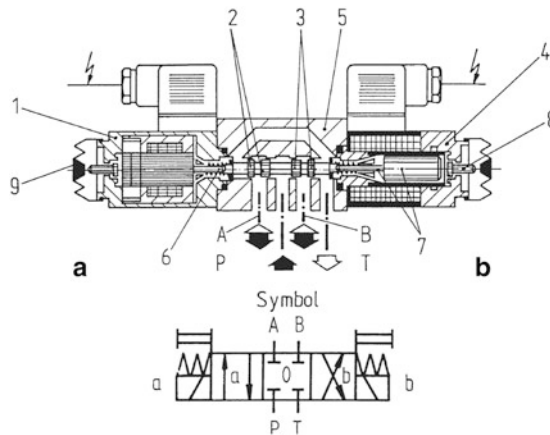


Abb. 4.3 4/3-Wegeventil mit elektrischer Betätigung durch zwei gegeneinander wirkende Magnete (trockene Schaltmagnete) als Aufbauventil (4 WE 6/W 220 bzw. G 24, Bosch Rexroth), Längsschnitt und vollständiges Symbol. **a** Wechselstrommagnet; **b** alternativ Gleichstrommagnet. 1 und 4 Magnetkörper mit Erregerwicklung, 2 Steuerkanten, 3 Steuerkolben mit Entlastungsnut, 5 Ventilgehäuse, 6 Rückstellfeder, 7 Anker und Ankerstange, 8 Hubbegrenzung mit Notbetätigung durch Muskelkraft, 9 Gummikappe; vollständiges Gerätesymbol mit Betätigungselementen

Betätigung durch Druckbeaufschlagung oder -entlastung

Diese Betätigungsart eignet sich zur Fernbetätigung über mittlere Entfernungen bei begrenzter Übertragungsgüte, z. B. für Steuerungsbefehle, die lediglich Signalzustände am Eingabeglied bestimmten Druckbereichen oder Schaltzuständen (Ein, Aus) zuordnen (druckbeaufschlagte bzw. drucklose Steuerleitung).

Direktwirkende Betätigung

Betätigungsmittel ist das Steueröl, das die einander gegenüberliegenden Steuerflächen des Kolbenschiebers durch Druck unmittelbar beaufschlagt oder entlastet.

Die Steuerkanäle X und Y münden in Anschlüsse für Steuerleitungen außerhalb der Ventileinheit, so dass externe Steuerölversorgung und -rückführung vorliegt. Die Steuerölnahme aus gesondertem Steuerkreislauf hat den Vorzug, vom Hauptkreislauf unabhängig zu sein (fremd gesteuertes Ventil) [5, 6], Abb. 4.4.

Hydraulische Betätigung und Federzentrierung des Steuerkolbens

Bei 3-Wegeventilen mit bis zu mittlerem Nennvolumenstrom wird der Steuerkolben mittels Druckbeaufschlagung in beiden Richtungen betätigt, bei drucklosen Steuerleitungen wird er durch zwei Federn in die Mittelstellung gebracht und dort gehalten.

Hydraulische Entlastung und Druckzentrierung des Steuerkolbens

Bei 3-Wegeventilen großen Nennvolumenstroms wird der Steuerkolben mittels Druckentlastung in beiden Richtungen verstellt und bei Druck führenden Steuerleitungen durch unterschiedlich große, einander gegenüberliegende Steuerflächen in Mittelstellung

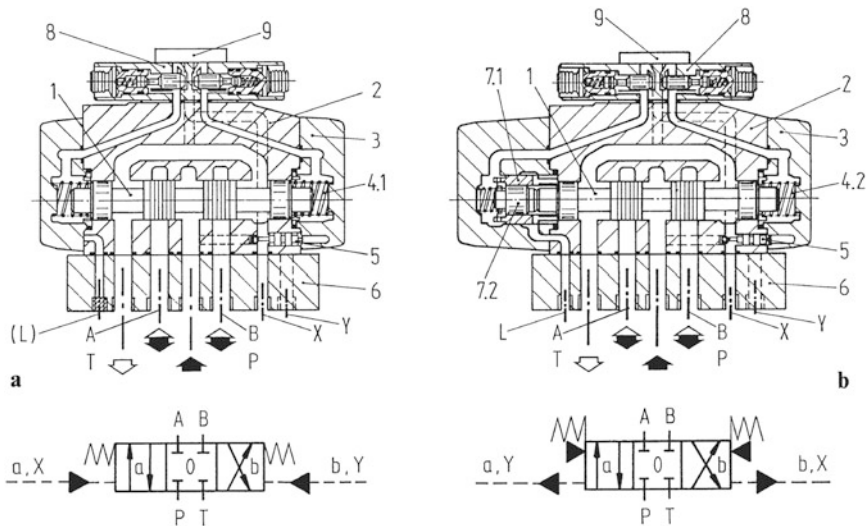


Abb. 4.4 4/3-Wegeventile mit direktwirkender Betätigung durch Druck oder Druckentlastung in beiden Richtungen mit externer Steuerölvorsorgung und -rückführung als Aufbauventile mit indirektem Anschluss über Anschlussplatte (4 WH 16 bzw. 4 WH 16 H, Bosch Rexroth), Längsschnitte und vollständige Symbole. **a** Betätigung durch Druckbeaufschlagung, Federzentrierung; **b** Betätigung durch Druckentlastung, Druckzentrierung. 1 Kolbenschieber (Steuerkolben) mit Entlastungsrillen, 2 Ventilgehäuse, 3 Deckel, 4.1 Rückstellfeder, 4.2 Hilfsfeder, 5 Bolzen in Einbaulage für externe Steuerölvorsorgung über Anschluss X, externe Steuerölrückführung über Y, 6 Anschlussplatte, 7.1 Zentrierbuchse, 7.2 Zentrierbolzen, 8 Zwillingsrückschlagventil mit veränderlicher Steuerölrückführung zur Schaltzeiteinstellung, 9 Umlenplatte

gebracht sowie gehalten. Der Steuerdruck wirkt an der beaufschlagten Fläche des Kolbenschiebers auf der einen und an der größeren Fläche des Kolbenschiebers mit Zentrierbuchse auf der anderen Seite. Die Federn haben lediglich Hilfsfunktion.

Indirektwirkende Betätigung

Betätigungsmittel ist das Steueröl, das die einander gegenüberliegenden Steuerflächen des Kolbenschiebers durch Druck mittelbar über ein Vorsteuerventil (Pilotventil) beaufschlagt oder entlastet.

Der Steuerkanal X verläuft innerhalb, der Steuerkanal Y außerhalb der Ventileinheit, so dass interne Steuerölvorsorgung und externe Steuerölrückführung vorliegt. Die Steueröhlentnahme aus dem Hauptkreislauf (Zuflussleitung) hat den Vorzug, keinen gesonderten Steuerkreislauf zu erfordern. Dies setzt jedoch Aufbau und Aufrechterhaltung eines minimalen Steuerdrucks voraus, der z. B. Vorspannen der Rückflussleitung (Rücklaufdruck etwa 5 bar) erfordert (eigengesteuertes Ventil [5, 6]), Abb. 4.5.

Elektrohydraulische Vorsteuerstufe und Federzentrierung des Hauptventils

Wegeventile großen Nennvolumenstroms und dementsprechend hoher, der Stellbewegung des Steuerkolbens entgegenwirkender Strömungskraft benötigen große Kräfte zur

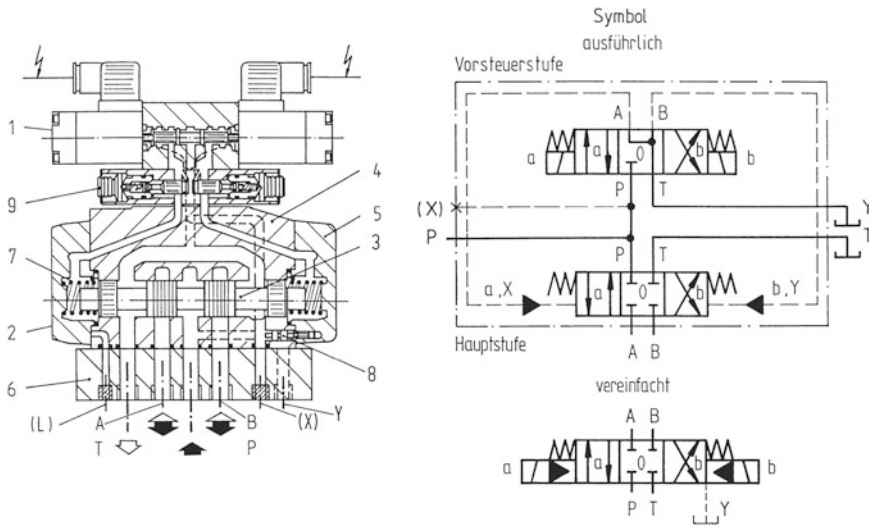


Abb. 4.5 4/3-Wegeventil mit indirektwirkender Betätigung durch Magneten und hydraulisch durch eine Vorsteuerstufe mit interner Steuerölversorgung und externer Steuerölrückführung als Aufbauventil mit Anschlussplatte (4 WEH 16, Bosch Rexroth), Längsschnitt und vollständiges Symbol. Betätigung der Hauptstufe durch Druckbeaufschlagung in beiden Richtungen, Federzentrierung. 1 Vorsteuerventil, 2 Hauptventil, 3 Kolbenschieber (Steuerkolben), 4 Ventilgehäuse, 5 Deckel, 6 Anschlussplatte, 7 Rückstellfeder, 8 Bolzen in Einbaulage für interne Steuerölversorgung über Kanal P, externe Steuerölrückführung über Anschluss Y, 9 Zwillingrückschlagventil mit veränderlicher Steuerölrückführung zur Schaltzeiteinstellung

Betätigung (quadratischer Einfluss des Volumenstroms auf die Betätigungskraft). Daher zweistufige Betätigung mittels Druckbeaufschlagung in beiden Richtungen über eine Kombination aus Vorsteuer- und Hauptventil, wobei ersteres elektrisch betätigt wird und lediglich in den Steuerkreislauf eingreift.

Neben der dargestellten zweistufigen Betätigung durch eine Vorsteuerstufe mit Eigensteuerung und Federzentrierung der Hauptstufe gelangt die Betätigung mit Fremdsteuerung und Druckzentrierung, bei sehr großem Volumenstrom die dreistufige Betätigung mit zwei aufeinander folgenden Vorsteuerstufen, zum Einsatz.

Hinweise für die Praxis

Störungen, welche die Ventilfunktion beeinträchtigen, sind die von Volumenstrom und Druckdifferenz (Ventilleistung) abhängige, der Schaltbewegung entgegenwirkende Strömungskraft und das durch Klemmen und Kleben verursachte Haften des Kolbenschiebers. Die Klemmkraft folgt aus der elastischen Verformung von Ventilgehäuse und Kolbenschieber unter Druck und sinkt mit abnehmendem Betriebsdruck. Die Klebekraft tritt nach Schmutzeinwanderung in den Ringspalt zwischen Gehäuse und Schieber als Störwirkung hinzu, die mit dem Druck und der Betriebsdauer wächst. Insbesondere bei mechanischer Betätigung durch eine Feder (Rückholfeder) kann der Bemessungswert der Federkraft für die Rückstellung des haftenden Kolbenschiebers zu klein sein.

Sicher schaltende Ventile Bei erhöhten Anforderungen an die Zuverlässigkeit können zwei Wegeventile parallel geschaltet werden, die sich gegenseitig elektrisch überwachen (Sicherheitsprinzip der redundanten Anordnung mit zusätzlichem Schutzsystem für Selbstüberwachung). Geringerer Bauaufwand ergibt sich und kleineres Bauvolumen wird benötigt, wenn man ausschließlich ein Schutzsystem vorsieht, das mittels eines zusätzlichen Magneten (Sicherheitsmagneten) eine Ankerhemmung selbsttätig behebt (Prinzip der mittelbaren Sicherheitstechnik). Dieser Magnet hat nur eine Losschlagfunktion und verhindert das Haften des Kolbenschiebers am 4/2-Wegeventil bei Rückstellung mit Betätigung durch Magnet und Feder [7].

Schaltventile mit elektrohydraulischer Betätigung Aus Gründen der freizügigen Anordnung von Signal- und Eingabeglied und bei der Betriebsart Automatik setzt man bevorzugt die elektrische Betätigung ein. Sie lässt sich direktwirkend ausführen oder mit einer hydraulisch betätigten Vorsteuerstufe kombinieren. Diese indirektwirkende Betätigung heißt elektrohydraulisch.

Die direktwirkende elektrische Betätigung hat den Vorzug, unabhängig von Betriebsdruck bis zum Höchstdruck zu arbeiten. Nachteilig ist die relativ hohe Einschaltleistung der Elektromagneten ((30 . . . 36) W für NG 10) und die längere Einschaltzeit.

Wendet man die elektrohydraulische Betätigung an, lassen sich die genannten Nachteile durch 2/2- oder 3/2-Wegeventilvarianten kleiner Baugröße und optimierter Gestaltung vermeiden.

Schaltventile kleiner Einschaltleistung („Niederwattsteuergeräte“) Im Interesse sparsamer Energiezuwendung und weit gehender Integration in vorhandene Maschinensteuerungen verwendet man Vorsteuerventile der Bauart Wege-Sitzventil, die einem Haften des Schließelements nicht unterliegen, mit dem Betätigungselement Gleichspannungsmagnet, der für kleine Einschaltleistung (3 W für NG 10) ausgelegt und direkt von der Steuerelektronik (SPS-Ausgangssignal) als Signalgeber ansteuerbar ist. Nach dem Prinzip der Vorsteuerung können Ventile für großen Nennvolumenstrom und hohen zulässigen Betriebsdruck mit kleiner elektrischer Einschaltleistung verstellt, somit der Steller zur Einwirkung auf Stellglieder (Verbraucher) genutzt werden, die in Energieströme großer Leistung eingreifen. Kombiniert man Vor- und Hauptsteuerstufe von kompatibler Widerstandscharakteristik (Steuerkantenzuordnung) erzielt man hohe Verstärkung (Verstärkungsfaktor $> 10^5$) bei stabilem Schaltverhalten. Die verkürzte Schaltzeit zum Betätigen des Hauptventil-Schließelements ist ggf. mittels eines Drosselventils in Zwischenplatten-Bauweise 3, Abb. 4.5, einstellbar. Für die Steuerölversorgung muss allerdings ein minimaler Steuerdruck (von 2,5 bar) aufrechterhalten werden [7–9].

Schnell schaltende Ventile Zur Verringerung der Schaltzeit kann beim Gleichspannungsmagneten die Anzugsspannung bis zum Doppelten der Nennspannung erhöht werden (Übererregung), allerdings bei verminderter Einschaltdauer zur Vermeidung thermischer Überlastung.

Magnetventile reduzierter Halteleistung Die zum Beschleunigen des Magnetankers benötigte Einschaltleistung ist mehrfach höher als die zum Halten des Ankers in Arbeitsstellung erforderliche Halteleistung. Wird nach der Einschaltzeit die Leistung mittels eines elektronischen Schalters auf die Halteleistung verringert, können Einschaltdauer und zulässige Schalthäufigkeit bei Übererregung (Schnellerregung) praktisch unvermindert beibehalten werden.

Ein in einen Leitungsstecker oder in eine Leitungsdose integrierbarer Komplexbaustein (Time Controlled Amplifier, TCA-Schaltung oder taktend kontrollierte Abwärtsregelung) enthält außerdem ein Dämpfungsglied zur Verminderung der Ausschaltüberspannung und ein Anzeigeglied zur Darstellung des Schaltzustands, womit Zuverlässigkeit und Gebrauchsdauer erhöht werden [10].

Pulsmodulierte Schaltventile An miniaturisierten Elektromagneten, die hinsichtlich Einschaltzeitminimierung gestaltet sind, lassen sich neben sehr kurzen Ventilschaltzeiten (Anzugszeit < 1 ms) hohe Schalthäufigkeit, gleiches Ein- und Ausschaltverhalten erzielen. Es handelt sich um elektrisch betätigte Wegeventile mit drei Anschlüssen, die durch Impulsbeaufschlagung jeweils von der offenen zur geschlossenen Schaltstellung oder umgekehrt übergehen, somit um Ventile mit zwei stabilen Schaltzuständen (bistabile Steller). Um reproduzierbare Volumenstrom-Kennlinien zu erzielen, wird die Bauart Wege-Sitzventil für leckstromfreies Schließen verwendet.

Bei pulsmodulierter Ventilansteuerung öffnet und schließt das Ventil im Takt der festeingestellten Pulsfrequenz, und es besteht bei Variation der Impulsdauer ein linearer Zusammenhang zwischen mittlerem Volumenstrom und Tastverhältnis (Volumenstrom-Impulsdauer-Kennlinie). Ist die Impulsdauer konstant, die Pulsfrequenz variabel, lässt sich ebenfalls eine lineare Abhängigkeit zwischen dem Volumenstrom und der Pulsfrequenz herstellen. Erstgenannte Modulationsart ist die Pulsdauermodulation (PDM), letztgenannte die Pulsfrequenzmodulation (PFM). Das diskontinuierliche Ansteuersignal wird von einem Mikrorechner und einem Pulsverstärker erzeugt, welche zusammen einen Impulsformer bilden. Eines Umsetzglieds bedarf es zur Integration in vorhandene Maschinensteuerungen nicht, da eine durchgehend digitale Signalstruktur bei der Ansteuerung vorliegt. Außer dem Elektromagneten (Tauchankermagnet) kommen elektrische Betätigungselemente mit drehender Bewegung (Torquemotoren) wegen ihrer kurzen Einschaltzeit und der besseren Reproduzierbarkeit von Öffnungs- und Schließvorgang zum Einsatz. Hinreichend hohe Pulsfrequenz bzw. großes Tastverhältnis lässt das Verstellen in sehr kleinen Schritten zu, womit das schaltende dem kontinuierlich arbeitenden Ventil mit linearer Volumenstrom-Signal-Kennlinie ähnelt (Stetigwegeventil).

Pulsmodulierte Schaltventile werden als Vorsteuerstufe für elektrohydraulisch betätigte und quasistetig arbeitende Ventile mit besonders hohen Anforderungen an Zuverlässigkeit in Luft- und Raumfahrt (Flughydraulik) [11–12] sowie in elektrohydraulischen Linearantrieben großer Positioniergenauigkeit für Handhabungstechnik und Werkzeugmaschinen eingesetzt (z. B. Bauart Digivalve [13]). Als alternative Lösung für sicheres, schnelles und kontinuierliches Stellen hat sich insbesondere in stationären Anlagen (In-

dustriehydraulik) das schnelle Proportionalventil (Regelventil) eingeführt, wo es z. B. an elektrohydraulischen Linearachsen, in eine kompakte Baueinheit einbezogen wird, Abschn. 3.4.9.

4.1.1.2 Bauarten

Die Gestaltungsmerkmale des Hauptfunktionsträgers Steuer- oder Schließelement bestimmen den Aufbau der Wegeventile, die man nach ihrer Bauart in Schieber- und Sitzventile einteilt. Entsprechend der Betätigungsart unterscheidet man ein- und mehrstufige Wegeventile. Nebenfunktionsträger für Befestigung und Anschluss beeinflussen die Bauart ebenfalls, so dass zusätzlich nach Leitungs-, Aufbau- und Einbauventilen unterschieden wird.

Wege-Schieberventile

Die Anschlüsse werden durch das Elementepaar Schieber/Ventilgehäusebohrung (oder Ventilbuchse) verbunden oder getrennt, indem die Wirkflächen mit einer vorgegebenen Anordnung von Kanälen und Stegen versehen werden und der Schieber sich schiebend, drehend oder drehend im Gehäuse bewegt.

Kolben- oder Längsschieberventile weisen axiale Wirkbewegung und zylindrische Wirkflächen auf. Das im Durchmesser eng tolerierte (eingeschliffene), durch eingedrehte Ringnuten zum Kolbenschieber profilierte Schließelement wird in der Gehäusebohrung längs der Ventilachse geführt. Die im Gehäuse konzentrisch oder exzentrisch um die Ventilachse eingedrehten oder eingegossenen Ringkammern (Gehäuseventil) bzw. die an der Steuerhülse oder Ventilbuchse elektroerosiv abgetragenen Durchbrüche (Hülsevenil) bilden an der Bohrung Steuerkanten, die mit denen des Kolbenschiebers zusammenwirken. Als Bewegungsdichtung gegen den Druckausgleich zwischen den gesteuerten Anschlüssen nutzt man die berührungsfreie Spaltdichtung, deren starrer radialer Dichtspalt mit festgelegter Spaltgeometrie (Fertigungsführungsspiel und Überdeckungslänge) einen Leckvolumenstrom \dot{V}_s zur Folge hat. Mit steigendem Betriebsdruck vergrößert sich infolge elastischer Verformung des Gleitraums der Radialspalt (Betriebsführungsspiel), so dass der Leckstrom größer wird. Im Gegensatz zum Sitzventil ist das Kolbenschieberventil mit gleich großen Flächen der einander gegenüberliegenden Steuerkolben axial druckausgeglichen, daher besteht der Vorteil einer kleinen Betätigungskraft F_b . Umfangsnuten (Entlastungsrillen) am Kolbenschaft sichern radialen Druckausgleich. Zur Öffnungsfreigabe ist zuerst von der Steuerkante die Überdeckung zu durchfahren, daher besteht der Nachteil einer Schaltzeitverzögerung [14], Abb. 4.6a.

Flachschieberventile entstehen bei einer zur Ebene variierten Wirkfläche (Platte mit Längskanälen) kombiniert mit axialer Wirkbewegung.

Drehschieberventile haben eine zylindrische Wirkfläche (Kolben mit Längskanälen) mit drehender Wirkbewegung.

Flachdrehschieber kombinieren eine ebene Wirkfläche (Platte mit Umfangskanälen) mit drehender Wirkbewegung.

Die drei letztgenannten Schieberbauarten gelangen als Hydroventile kaum mehr zum Einsatz. Der Flachdrehschieber findet lediglich für die Ein- und Auslasssteuerung

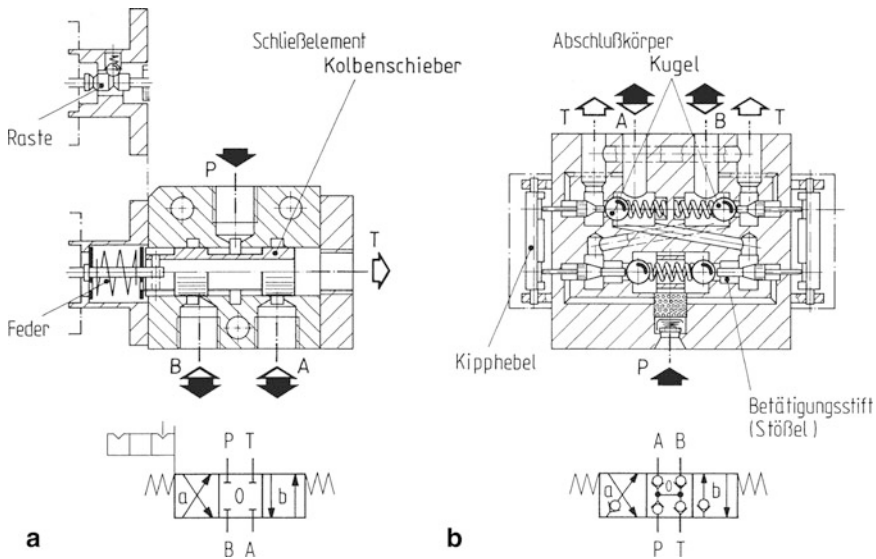


Abb. 4.6 Wegeventile, Ventilbauarten und vollständige Symbole. **a** Bauart Kolben- oder Längsschieberventil (4/3-Wege-Schieberventil Typ SG 3 G, HAWE); **b** Bauart Kugelsitzventil (4/3-Wege-Sitzventil Typ NV 8 Q, HAWE)

in Axialkolbenmaschinen, der Drehschieber in Radialkolbenmaschinen Anwendung (Schlitzsteuerung).

Vorherrschende Bauform der Wege-Schieberventile, damit der Wegeventile, ist das Kolbenventil.

Wege-Sitzventile

Die Anschlüsse werden durch die Elemente Abschlusskörper (Verschlussstück) und Gehäusesitz verbunden oder getrennt, wobei die Dichtflächen mit einer bestimmten Sitzform versehen sind und das Abschlussteil aufsitzt bzw. abhebt.

Vertauschen der Anschlüsse ist anders als beim Kolbenventil unzulässig, da die Sperrwirkung stromrichtungsabhängig ist und somit die Ventilfunktion beeinträchtigt würde.

Die Dichtflächen trennt ein dynamischer Axialspalt, dessen von der axialen Stellbewegung bestimmte Spalthöhe durch Anliegen verschwinden kann, so dass nach dem Prinzip der Berührungsdichtung eine hermetische Dichtwirkung erzielt wird. Mit steigendem Betriebsdruck nimmt die Dichtheit zu, da der abzudichtende Druck die Anlegekraft des Abschlusskörpers nach dem Prinzip der Selbsthilfe unterstützt. Da eine Schließkraft während der Haltezeit aufrechtzuerhalten ist, sind Sitzventile grundsätzlich nicht axial druckausgeglichen, daher besteht der Nachteil großer Betätigungskraft unter entsprechend hohem Öffnungsdruck (Gegendruck $p > 0$ bar zu überwinden), direktwirkende Betätigung ist auf kleine Nenngrößen begrenzt.

Beim Abheben erfolgt bereits mit Betätigungsbeginn Öffnungsfreigabe, daher besteht der Vorteil kurzer Schaltzeiten.

Unterschiedliche Sitzbauarten erhält man durch Variation der Wirkflächen des Abschlussteils.

Kugelsitzventile verwenden eine nicht geführte Kugel zum Schließen und gleichen im Aufbau federbelasteten Rückschlagventilen, die mittels Betätigungsstifts oder -stößels gegen die Rückstellfeder zu öffnen (mechanisch entsperrbar) sind. Dies ergibt die einfachste Bauform der Wege-Sitzventile für kleine Nenngrößen (Volumenströme $\dot{V} < (12 \dots 100)$ l/min) [15], Abb. 4.6b.

Hydraulische Spannvorrichtungen sowie Spannzeuge für Werkzeugaufnahmen bei automatischem Werkzeugwechsel, wie sie im Werkstückhandhabungs- bzw. im Werkzeugsystem numerisch gesteuerter Fertigungseinrichtungen eingesetzt werden, sind ein typisches Anwendungsfeld von Kugelsitzventilen. Große Spann- bzw. Klemmkraft bei kleinstmöglichem Raumbedarf erfordert hohen Betriebsdruck ($p = (400 \dots 500)$ bar). Leckfreiheit durch völlige Blockierung der Anschlüsse A und B sichert die Spannkraft am Kolben bei in Mittelstellung abgeschalteter Hochdruckpumpe ohne Zuschaltung eines Hochdruckspeichers, d. h. die Bauart des Sitzventils erübrigt eine Sperrkreis- bzw. Speicherschaltung [14–17].

Kegelsitzventile nutzen einen oder mehrere formschlüssig eingepasste Sitzkolben zum Schließen. Außer als Rückschlag- und Druckbegrenzungsventil findet diese Bauart als 2-Wege-Einbauventil (DIN ISO 7368) Anwendung. Letzteres enthält eine Einbauventilhülse, die aus einer Führung für den Ventilkegel und einem am unteren Ende befindlichen Sitz besteht. Großes Führungsspiel verhindert Klemmen und ermöglicht Selbstzentrierung. Im Gegensatz zu den zwangsläufig betätigten Schaltventilen sind 2-Wege-Einbauventile selbsttätige Ventile, die durch Druckdifferenz öffnen und schließen. Es liegen relative Schaltzustände vor, die bei überwiegender Kraft durch Steuer- oder Hauptdruck in den jeweils anderen Zustand übergehen (bistabiles Kippglied). Diese Bauart ist vorwiegend großen Nenngrößen vorbehalten (Volumenströme $\dot{V} > 100$ l/min).

Ein weiteres Anwendungsfeld für 2/2-Wegeventile mit Ventilkegel bis zu sehr großer Nenngröße ist die Druckwasserhydraulik.

Tellersitzventile haben ein plattenförmiges Abschlussteil, das mittels zweier einander gegenüberliegender Wirkflächen doppeltwirkend ausgeführt werden kann.

Diese Sitzbauart ist den Ventilen der Druckwasserhydraulik und Pneumatik vorbehalten. Das Wirkprinzip des Tellersitzventils als federbelastetes Ventil findet für die Ein- und Auslasssteuerung in Verdrängermaschinen Anwendung.

Nach der *Trennstelle* zwischen Ventilkörper und Baugruppenträger (Befestigungsart) und nach der *Verbindung* der Rohrleitungen mit den Ventilanschlüssen (Anschlussart) unterscheidet man folgende Wegeventil-Bauarten.

Leitungsventile werden durch Rohrleitungen gehalten oder über Befestigungselemente mit dem Ventilkörper (Halterung) verbunden und haben direkten Anschluss zur Rohrleitung über Rohrgewinde für Einschraubverschraubung oder über die Stoßfläche für die

Flanschverschraubung. Leitungsventile entsprechen nur unzureichend der Forderung nach Austauschbarkeit sowie den Grundregeln für Auslegung und Betrieb hydraulischer Anlagen (DIN EN ISO 4413), so dass diese Bauart kaum mehr Anwendung findet.

Aufbauventile werden mit gedichteter Fügefläche auf eine Anschlussplatte aufgeschraubt. Diese ist mit einem einheitlichen Lochfeld versehen und nach Nenngröße und Form festgelegt (DIN 24340 Teil 2, ISO 4401). Der Anschluss erfolgt indirekt, indem man die Rohrleitungen mittels Leitungsverbindung fest in die Anschlussplatte einschraubt. Diese Befestigungsart erfüllt die Grundanforderungen an die Instandhaltbarkeit (VDI 2246 Bl. 2; DIN 31051) durch Standardisierung der Trennstelle und durch leichte Zugänglichkeit und Austauschbarkeit der Ventile.

Einbauventile werden als selbst haltende Einschraubventile (Ventilpatrone), 2-Wegeventile der Bauart Kegelsitzventil vornehmlich als lose gefügte Einsteckventile mit einem Ventilblock als Sammelgehäuse verbunden. Man gelangt zu einer verrohrungsarmen Kompakthydraulik unterschiedlichen Integrationsgrades.

Den genannten Wegeventil-Bauarten entsprechen Rohrmontage, Montagewand und Blockbauweise als angepasstes Anschluss- und Verbindungssystem für die Ventilmontage, Abschn. 4.6.

4.1.1.3 Betätigungskraft am Wege-Schieberventil

Bei Betätigung des Steuerkolbens wirken der Stellbewegung Kräfte entgegen, die von der Betätigungskraft F_b überwunden werden müssen. Die Reaktionskraft am Schieber setzt sich aus folgenden Kraftanteilen entgegen der Betätigungsrichtung zusammen:

Trägheitskraft

$$F_{\text{inert}} = -m\ddot{x}$$

m Kolbenschiebermasse, \ddot{x} Stellbeschleunigung

Coulombsche oder trockene Reibungskraft

$$F_{R,C} = -\mu F_N$$

μ Reibungszahl der Bewegungsreibung bei Festkörperreibung (Grenzreibung), F_N Normalkraft aus hydraulischer Querkraft F_Q insbesondere bei fehlender radialer Entlastung des Kolbenschiebers

Newtonsche oder viskose Reibungskraft

$$F_{R,N} = d\dot{x} \quad \text{mit } d = \eta\pi D l_k / h$$

d hydraulischer Dämpfungswiderstand (schleppströmungsbedingt) bei Flüssigkeitsreibung η dynamische Viskosität der Druckflüssigkeit, $\pi D l_k$ Berührungsfläche zwischen Schieber und Buchse, h Spalthöhe = Schmierfilmdicke, \dot{x} Stellgeschwindigkeit,

Rückstellkraft

$$F_c = -cx$$

c Federsteife der Rückholfeder, x Stellweg

Der hydraulische Dämpfungswiderstand d folgt aus der Reibungskraft infolge Schleppstroms für den konzentrischen Ringspalt, Gl. (2.71), (2.97), Abschn. 2.1.4.1 bzw. 2.1.4.3.

Der bei Betätigungsbeginn mit hoher Strömungsgeschwindigkeit durch den Öffnungsquerschnitt um die Steuerkante fließende Volumenstrom verursacht eine Strömungskraft F_{ax} , die alle übrigen Kraftanteile weit übersteigen kann. Diese Strömungskraft lässt sich angenähert mittels des Impulssatzes für instationäre Strömung berechnen und setzt sich aus zwei Reaktionskraftanteilen zusammen:

Strömungskraft an der Ausströmkannte

$$F_{ax} = F_{ax,stat} + F_{ax,trt} \quad (4.1)$$

stationäre Reaktionskraft

$$\begin{aligned} F_{ax,stat} &= -\rho \dot{V} v_2 \cos \varepsilon_2 \\ v_2 &= \frac{\dot{V}}{\alpha_D A} \end{aligned} \quad (4.2)$$

v_2 Strömungsgeschwindigkeit im Öffnungsquerschnitt, α_D Durchflusskoeffizient

$$A = \pi D x,$$

A Öffnungsquerschnitt der Blende, ε_2 Strömungswinkel an der Ausströmkannte; instationäre (transiente) Reaktionskraft

$$F_{ax,trt} = -\rho l_A \frac{d\dot{V}}{dt},$$

ρ Dichte der Druckflüssigkeit, l_A Ausströmlänge (Dämpfungslänge)

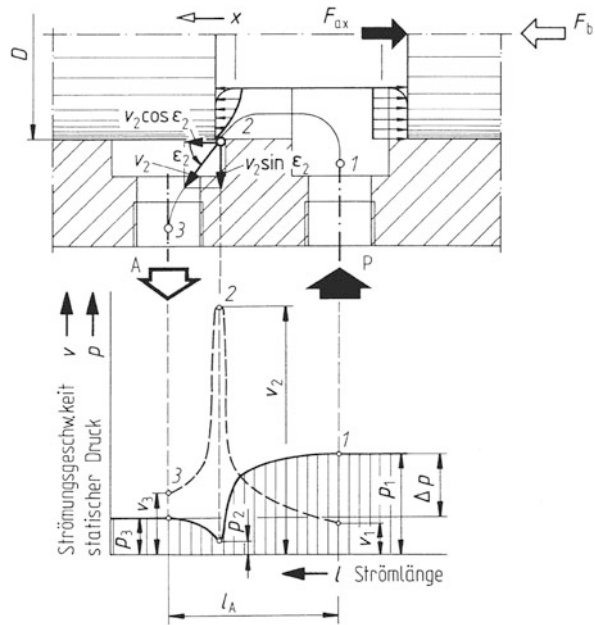
$$\frac{d\dot{V}}{dt} = \ddot{V},$$

\ddot{V} zeitliche Änderung des Volumenstroms (Durchflussänderung).

Die stationäre Reaktionskraft $F_{ax,stat}$ wirkt stets schließend auf den Ventilkolben. Die hohe Strömungsgeschwindigkeit (am engsten Strahlquerschnitt) bedingt einen örtlichen statischen Druckabfall an der Steuerkante, somit auch an der austrittsseitigen Fläche des Steuerkolbens im Vergleich zum gleich verteilten Druck an der Fläche des gegenüberliegenden Steuerkolbens. Dadurch wird eine axiale Kraft in Richtung Eintrittsseite erzeugt, der eine gleich große Stellkraft entgegenwirken muss, um den Schieber in der jeweiligen Stellung zu halten, Abb. 4.7.

Bei engem Öffnungsspalt ist die Ventildruckdifferenz Δp als konstant anzunehmen (Konstantdrucksystem). Zu Betätigungsbeginn lässt sich daher die stationäre Reaktionskraft im Zusammenhang mit dem Durchflussgesetz für blendenförmige Querschnittsänderungen, Gl. (2.101), Abschn. 2.1.5.2, bringen, indem man die Strömungsgeschwindigkeit

Abb. 4.7 Strömungszustand an der Ausströmkante bei Öffnungsbeginn und hydraulische Kenngrößen Strömungsgeschwindigkeit und statischer Druck p über Ausströmlänge l_A längs mittlerer Stromlinie 1–2–3



im engsten Strahlquerschnitt v_2 durch die Ventildruckdifferenz Δp ausdrückt. Damit wird auch die Abhängigkeit der Reaktionskraft vom hydraulischen Widerstand an Steuerschiebern, insbesondere der Einfluss der Geometrie der Einlaufkante und der Strömungsrichtung, durch die Durchflusszahl α_D für Kolbenventile sichtbar

$$F_{\text{ax,stat}} = -\alpha_D \dot{V} \sqrt{2\rho \Delta p} \cos \varepsilon_2 = -\dot{V} \sqrt{2\rho \Delta p / \zeta} \cos \varepsilon_2. \quad (4.3a)$$

Nimmt man bei scharfkantigem Kolben den Widerstandskennwert $\alpha_D = 0,7$ an, dem nach Gl. (2.114) die meist für Einbauteile (Formstücke) herangezogene Druckverlustzahl $\zeta = 2$ entspricht, folgt

$$F_{\text{ax,stat}} = -0,36 \dot{V} \sqrt{\rho \Delta p}. \quad (4.3b)$$

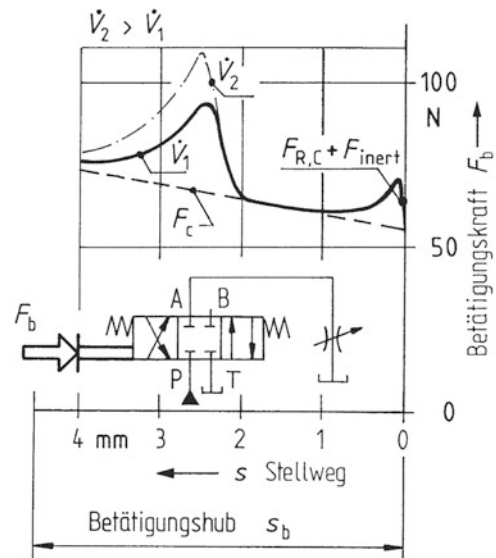
Die Hubabhängigkeit der stationären Reaktionskraft erhält man dadurch, dass auch der Volumenstrom \dot{V} über die Beziehung zur Ventildruckdifferenz Δp eliminiert und der stellwegveränderliche Öffnungsquerschnitt der Ringblende in Gl. (4.3a) eingesetzt wird:

$$F_{\text{ax,stat}} = -2\alpha_D^2 \pi D x \Delta p \cos \varepsilon_2. \quad (4.3c)$$

Die Reaktionskraft steigt zu Betätigungsbeginn mit dem Stellweg x linear an, bis der Öffnungsquerschnitt erreicht ist, der den vollen Volumenstrom durchlässt. Bei weiterem Öffnen fällt die Betätigungskraft hyperbolisch ab (Konstantstromsystem) [18, 19], Abb. 4.8.

Im ersten Stellwegabschnitt mit kleiner Steuerkantenöffnung ist die stationäre Reaktionskraft $F_{\text{ax,stat}}$ der maßgebende Anteil der Betätigungskraft F_b .

Abb. 4.8 Betätigungskraft F_b und Kraftanteile am Kolbenschieber über Stellweg x eines 4/3-Wegeventils, federzentriert, Betätigung durch Muskelkraft, mit gesteuertem Verbraucheranschluss A nach Backé [18, 19]



Die instationäre Reaktionskraft $F_{ax,stat}$ folgt aus der zeitlichen Änderung des Volumensstroms als Trägheitskraft, die zum Beschleunigen einer der Ausströmlänge entsprechenden Flüssigkeitssäule zu überwinden ist. Dieser Kraftanteil wirkt an der Ausströmkante ebenfalls in Schließrichtung. An der Einströmkante stellt sich die Reaktionskraft in Öffnungsrichtung ein, so dass die instationäre Reaktionskraft mit Änderung der Strömungsrichtung ihr Vorzeichen umkehrt.

Die stationäre Reaktionskraft verhält sich bei konstanter Druckdifferenz und zum Öffnungsquerschnitt proportionalem Volumenstrom wie eine wegproportionale Federkraft, die instationäre Reaktionskraft hingegen wie eine geschwindigkeitsproportionale Dämpfungskraft. An der Einströmkante hat letztere entdämpfenden Einfluss.

Aus der resultierenden Reaktionskraft F_{rs1} bei Umströmung der Ausströmkante des bewegten Kolbenschiebers folgt die ihr entgegengesetzte

Betätigungskraft des Kolbenventils F_b aus

$$-F_b = F_{rs1} = F_{inert} + F_{R,C} + F_{R,N} + F_c + F_{ax}. \quad (4.4)$$

Hinweise für die Praxis

Um die Vorzüge der direktwirkenden Betätigung, z. B. durch Schalt- oder Proportionalmagnete, auch für große Volumenströme und Ventildruckdifferenzen nutzen zu können, strebt man die Optimierung der Wege-Schieberventile an mit dem Ziel, durch *Mindern der Betätigungskraft* F_b die Leistungsgrenze anzuheben. Hierzu werden Maßnahmen der Gestaltung an Kolbenventilen vorgenommen wie verbesserte Gleitpaarung im Funktionspalt und Strömungskraftkompensation am Steuerschieber [19]. Letztere vorrangig betriebene Kompensationsmaßnahme ist an einschränkende Nebenbedingungen gebunden

wie Fertigungsaufwand, Druckverlust und Kolbenhub, so dass für optimale Kompensation der Strömungskraft die genaue Kenntnis der komplexen Innenströmung im Kolbenventil erforderlich ist. Diese gewinnt man experimentell am dreidimensionalen Strömungsmodell [20] oder theoretisch am Modell eines dreidimensionalen Strömungsfeldes mittels numerischer Berechnung.

- *Trägheits- und Rückstellkraft* sind durch die Ventilauslegung, also durch Bemessung und Werkstoffwahl der Gleitpartner sowie der Rückholfeder festgelegt.
- *Die Reibungskraft* erhöht sich infolge ungleichmäßiger Druckverteilung über den Umfang des Steuerkolbens u. U. bis zum Haften des Kolbens. Diese Störung kann fertigungsbedingt durch Grate oder Zylinderformfehler sowie betriebsbedingt durch verschmutzungsbedingtes Klemmen (Silting) hervorgerufen werden. Eine Anzahl von Umfangsnuten geringen Querschnitts (Entlastungsrillen), verteilt über den Kolbenschaft, stellt radialen Druckausgleich sicher und bewirkt eine erhebliche Minderung der Kolbenreibung.
- *Die Strömungskraft* kann durch Variieren des Strömungswinkels oder durch Erzeugen kompensierender Axialkräfte gemindert werden.

Bei Ausbildung des Frei- oder Wandstrahls senkrecht zur Ventilachse hat die stationäre Reaktionskraft an Ein- und Ausströmkante keine axiale Komponente. Um die Strömung entsprechend zu führen und frei abströmen zu lassen, sind langhubige Ventile mit großem Kolbendurchmesser, nichtlinearer Kennlinie und beträchtlichem Fertigungsaufwand erforderlich.

Wird eine Druckdifferenz ventilintern erzeugt, etwa durch Verengung der Schieberkammer zwischen den Anschlüssen, entsteht eine die stationäre Reaktionskraft ausgleichende Widerstandskraft. Der Ausgleich wirkt nur an der Einströmkante und verursacht bei zwar geringem Fertigungsaufwand erhöhten Druckverlust, eine nichtlineare Kennlinie und Temperaturabhängigkeit.

Im Vergleich zur Beeinflussung des Strömungswinkels oder der ventilinternen Druckdifferenz erweist sich die Strahlumlenkung als die wirkungsvollere, wenngleich schwierigere Kompensationsmaßnahme.

Lenkt man die Innenströmung geeignet um, lässt sich eine zur stationären Reaktionskraft entgegengesetzte Impulskraft erzeugen. Gestaltet man die Eindrehung des Kolbenschiebers als kegelförmige Kanalwand, kann bei ausreichendem Kegelwinkel Überkompensation, d. h. eine öffnende Kraft, erzielt werden. Voraussetzung der Kompensation durch Strahlumlenkung ist, dass die Strömung an der Kanalwand anliegt und die Schieberkammer mit gleicher Richtung verlässt. Hierzu ist Teilüberdeckung des Ausströmquerschnitts oder bei 4-Kammer-Ventilen ein kegelförmiger Ansatz am Schieber vorzusehen. An der Einströmkante beschränkt sich die Kanalgestaltung auf die Ringnut des außen zu bearbeitenden Kolbenschiebers, an der Ausströmkante schließt die Kanalgestaltung die aufwendiger innen zu bearbeitende Ringkammer an Gehäuse oder Ventilbuchse ein. Eine andere Anordnung bildet die Wirbelkammer hinter der Auströmkante, deren niedriger Fertigungsaufwand durch eine geteilte Ventilhülse weiter zu verringern ist [19, 20].

4.1.1.4 Druckverlust bei voll geöffnetem Wege-Schieberventil

Der Druckverlust in Ventilen entsteht vorwiegend durch Richtungsänderung der Strömung (Umlenkverlust) und plötzliche Änderung des Strömungsquerschnitts (Stoßverlust). Da keine der bekannten Widerstands-Grundformen vorliegt, lassen sich Druckverlustzahlen ζ der Fluidmechanik schwerlich auf Ventile übertragen, deren Druckverluste nach Gl. (2.48a), Abschn. 2.1.3.5, kaum ermitteln. Der von Art und Gestalt des Schließelements wie von der Kanalführung abhängige Durchflusswiderstand ist zuverlässig nur experimentell zu ermitteln. Der unter definierten Versuchsbedingungen zu ermittelnde und für einen repräsentativen Bereich wiederzugebende Durchflusswiderstand (ISO 4411, DIN 24564 Teil 1) wird als volumenstromabhängiger Druckverlust (Δp , \dot{V} -Kennlinie) grafisch dargestellt, Abb. 2.15. Bei mehreren festgelegten Durchflusswegen ergibt sich eine Schar von Kennlinien je Weg, die zur Beurteilung und Auswahl von Wegeventilen nach ihrer Nenngröße (NG) herangezogen wird.

Hinweise für die Praxis

Der Druckverlust abhängig von Volumenstrom und Weg ist für ausgeführte Bauformen (Typen) und Baugrößen (NG) den Herstellerunterlagen für angegebene Prüfbedingungen zu entnehmen.

Um die Konstruktion nach „globalen Größen“ optimieren zu können, wie „Druckverlust in Offen-Stellung minimieren“ oder „Strömungskraft kompensieren“ und damit die Ventilgeometrie fluidmechanisch begründet gestalten zu können, verwendet man gegenüber der experimentellen zunehmend die theoretische Analyse der realen Innenströmung in Ventilen. Die numerische Strömungsberechnung (CFD-Simulation) trägt zur rechnergestützten Entwicklung von Steuergeräten, insbesondere bei der Minimierung von Strömungskräften durch vorteilhafte Konturen bei, Abschn. 7.3.5.1.

4.1.2 Drosselnde Wegeventile: *Fühlerventile*

Wegeventil ohne festgelegte Schaltstellungen Ventile mit zwei oder mehreren Arbeitsstellungen und beliebiger Anzahl von Zwischenstellungen sind Steuergeräte, die den Energiefluss eines Hydrauliksystems stetig verstellen (kontinuierlich arbeitende Steller). Den Zwischenstellungen entsprechen unterschiedliche Drosselwirkungen. Die gesteuerte Querschnittsverengung der verstellbaren Blende verändert den Volumenstrom (Stromdosierung). Im Gegensatz zur Ventilfunktion schaltender Wegeventile, über die Position des Schließelements den Durchflussweg zu ändern, haben kontinuierlich arbeitende Wegeventile drosselnde Vorrangfunktion, wobei Proportionalität zwischen Ein- und Ausgangssignal vorliegt. Wegeventile mit Proportionalverhalten und elektrischem Eingangssignal gehören zu den *Stetigwegeventilen*. Bei nichtelektrischem Eingangssignal, etwa bei mechanischer Betätigung durch Stößel, handelt es sich um *Fühlerventile*, die z. B. für Kopiereinrichtungen (Wegplangeber) oder als verzögernd eingreifende Tastschalter (Bremsventile) an Werkzeugmaschinen verwendet werden, Abb. 4.9.

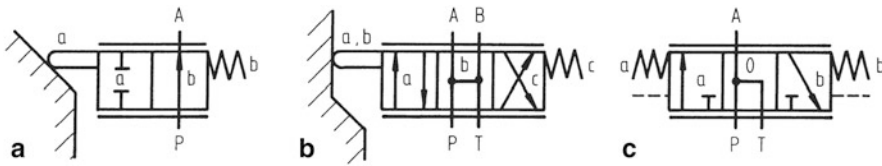


Abb. 4.9 Symbole von Fühlerventilen mit mechanischer bzw. hydraulischer Betätigung. **a** Zwei Anschlüsse, zwei Endstellungen, verschlossen in End-Ruhestellung, Betätigung durch Stößel gegen Feder; **b** vier Anschlüsse, zwei Endstellungen, Mittelstellung offen (Schwimm-Ruhestellung), Betätigung wie **a**; **c** drei Anschlüsse, zwei Endstellungen, Mittelstellung offen (Schwimm-Ruhestellung), federzentriert, Betätigung durch Druck oder Druckentlastung

4.1.3 2-Wege-Einbauventile: Gesteuerte Einzelwiderstände

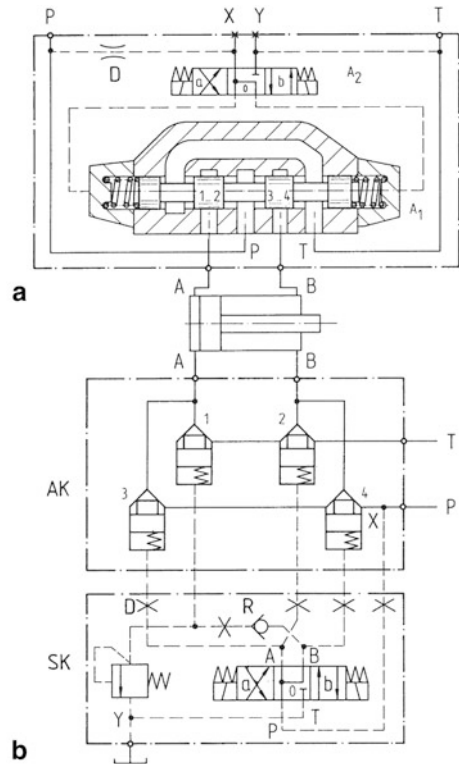
Um den für große Volumenströme zu betreibenden Aufwand beim Ventilaufbau zu verringern, nutzt die 2-Wege-Einbauventiltechnik die Möglichkeit, verzweigte Steuerungen aus unabhängig steuerbaren Einzelwiderständen zusammenzusetzen. Herkömmliche, meist als Aufbauventil ausgeführte Steuergeräte, werden in kleinstmögliche Teilfunktionen so gegliedert, dass man durch Kombination vielseitig verwendbarer Einzelelemente Gesamtfunktionen erfüllen kann. Weitgehende Auflösung ermöglicht es, mit wenigen Elementen die erstrebte Vielfalt an Funktionsvarianten zu erzielen [21, 22, 23–26].

Grundelement ist ein *2/2-Wegeventil* (*Absperrventil*) mit 2 Arbeitsanschlüssen und in schaltender Arbeitsweise mit den 2 Endstellungen offen und geschlossen. Die Betätigung erfolgt direktwirkend für einfache Steuerfunktionen, ansonsten indirektwirkend mittels Druckbeaufschlagung oder -entlastung an bis zu drei unterschiedlich großen, sich gegenüberliegenden Steuerflächen mit Federausgleich. Um die durch Kraftvergleich hervorgerufene Stellbewegung auslösen zu können, sind bis zu vier Steueranschlüsse zur Steuerölauführung und -rückführung angebracht. Im Hinblick auf die Bauart ist das Grundelement nach Gestaltung des Abschlusskörpers vorrangig den *Kegelsitzventilen*, nach Befestigung und Anschluss den *Einbauventilen* zuzuordnen, die als lose gefügte Einsteckventile von einem Steuerblock aufgenommen werden. Man gelangt zu einer verrohrungsarmen Kompakthydraulik unterschiedlichen Integrationsgrads, Abschn. 4.6.3.

Durch entsprechende hydraulische Beschaltung und Ansteuerung können 2-Wege-Einbauventile als Wege-, Strom-, Sperr- oder Druckventile dienen. Hohe Leistungsdichte bei größtmöglicher Vielfalt an Funktionsvarianten (Schaltungsvarianten) sichert den 2-Wege-Einbauventilen für hydraulische Antriebe großer Leistung, z. B. an umformenden Werkzeugmaschinen (Hydraulikpressen), kunststoffverarbeitenden Maschinen und grundstoffverarbeitenden Schwermaschinen ein breites Anwendungsfeld [21, 22].

Die Bewegungsrichtung eines Zylinders wird konventionell über ein indirektes 4/3-Wegeventil in Schieberbauart A_1 mit Vorsteuerventil A_2 umgesteuert, wobei die Einschaltzeit über eine Drossel D einstellbar ist und die starr gekoppelten Steuerkanten des 4-Kanten-Steuerschiebers nur gemeinsam verstellt werden können, Abb. 4.10a.

Abb. 4.10 Reversierschaltung (Richtungssteuerung). **a** Mit vorgesteuerten 4/3-Wege-Schieberventil für Steuerung über zwangsläufig gekoppelte Steuerkanten eines 4-Kanten-Kolbenschiebers, **b** alternativ mit Wege-Sitzventil für Steuerung über hydraulisch gekoppelte Steuerkanten (Einzelwiderstände) durch vier 2-Wege-Einbauventile AK mit einem (Schieber-) Vorsteuerventil SK



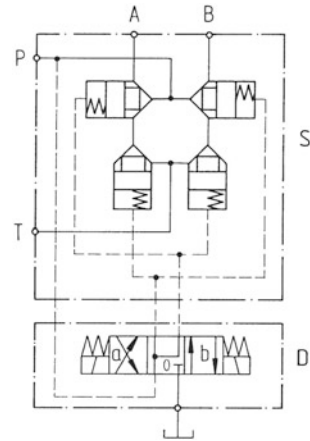
Die Reversiersteuerung kann auch mit einem Einzelelement je Steuerkante, also mit vier 2-Wege-Einbauventilen erfolgen, deren Schaltzeit einzeln durch Düsen D eingestellt wird. Die Düsenöffnungen lassen sich für den jeweiligen Durchflussweg optimal bestimmen, Abb. 4.10b.

Entspricht die Verknüpfung der Arbeitsanschlüsse der des konventionellen Aufbauventils, weist die Einbauventilgruppe vier Steueranschlüsse auf, von denen jeweils zwei zwecks gemeinsamer Ansteuerung durch ein Vorsteuerventil verbunden sind. Dieses steuert die Einzelventile derart, dass in beiden Schaltstellungen jeweils ein Einlass- und ein Auslassventil hydraulisch gekoppelt sind. Das Öffnen und Schließen zweier Ventilpaare erfolgt damit im Wechsel.

Beim Einbauventil wirken die Steueranschlüsse nur auf eine Steuerfläche des Abschlusssteils Ventilkegel. Die gegenüberliegende Steuerfläche steht mit einem Arbeitsanschluss in Verbindung, d. h., die Druckbeaufschlagung hängt vom Druck im Hauptanschluss ab. Es ergeben sich relative Schaltzustände, die bei überwiegender Kraft seitens des Steuer- bzw. Hauptdrucks in den jeweils anderen Zustand übergehen (bistabiles Kippglied).

Die Einbauventile bilden die *Hauptstufen der vorgesteuerten Ventilkombination* und werden als *ein- oder zweiteilige Hülsenbaugruppe* (Ventilpatrone) in *Blockaufnahmebohrungen* (Stufenbohrungen) mit genormten Einbaumaßen (DIN ISO 7368, ISO 7789)

Abb. 4.11 Anordnung mehrerer 2-Wege-Einbauventile in einem Steuerblock S bei möglichst günstiger Verbindung der Hauptanschlüsse; Steueranschlüsse für Zu- und Ablauf mit Anschlüssen zum Deckel D



gesteckt. Die Stellfunktion wird durch die beweglichen Bauelemente im Inneren des Ventils verwirklicht. Der Steuerblock dient als Sammelgehäuse und realisiert über Verbindungskanäle die Verknüpfungsfunktion nach Schaltplan. Um den Druckverlust niedrig zu halten, wählt man eine Bohrungsanordnung mit möglichst kurzen Verbindungswegen zwischen den Anschlüssen der einzelnen Ventile, Abb. 4.11.

Die Steuerleitungen werden in den Block durch Kanäle nach Maßgabe des Schaltplans eingebracht, der zweckmäßig getrennt nach Hauptstromkreis und Vorsteuersystem dargestellt wird. Da diese Verbindungstechnik dreidimensional ist, bietet das rechnergestützte Konstruieren (3 D-CAD) wirksame Hilfe und Kontrolle beim Entwurf des Bohrbildes. Um eine Schaltfolge mit zeitlichen Überschneidungen verwirklichen zu können, ist allerdings die Einzelansteuerung der Einbauventile durch je ein elektrisch betätigtes Vorsteuerventil erforderlich, so dass sich eine elektrische Kopplung über Fernsteuerung ergibt.

Die Aufnahmebohrung im Steuerblock wird mit einem Flanschdeckel verschlossen. Der Deckel ist nicht nur Abschlusselement, sondern auch Träger für ein oder mehrere Vorsteuerventile. Über interne Steuerkanäle für die Steuerölauführung und -rückführung ist der Deckel verknüpfendes Glied zwischen Federkammer der Hauptstufe und aufgebauter Vorsteuerstufe. Setzt man Düsen verschiedener Düsenöffnung in Zuführ- und Rückführkanal ein, lassen sich unterschiedliche Schaltzeiten für Öffnen und Schließen einstellen, Abb. 4.12.

Die *Ventilfunktion* ergibt sich aus der *Bauart des Abschlussteils* (Ventilkegel) und aus dessen *Ansteuerung*. Um diese Funktion grafisch darzustellen, nutzt man nach DIN ISO 7368 Beibl. 1 Symbole, die in schematischer Darstellung die geometrische Anordnung einzelner Bauelemente als Baueinheit erkennen lassen, Abb. 4.13a. Die Symbole der Funktionseinheiten werden aus den Grundsymbolen und Funktionselementen entsprechend den Bildungsregeln nach DIN ISO 1219 Teil 1 kombiniert, Abb. 4.13b.

So ergibt sich die Funktion des direktwirkenden Rückschlagventils 2 aus dem internen Steueranschluss X über den Deckel an den Hauptanschluss B. Nur wenn die Druckkraft auf

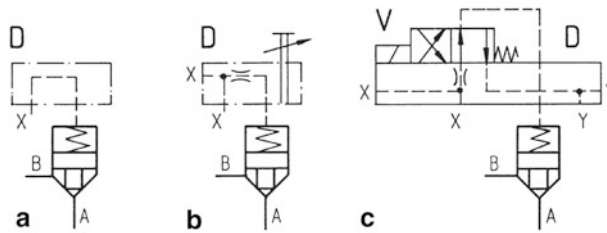
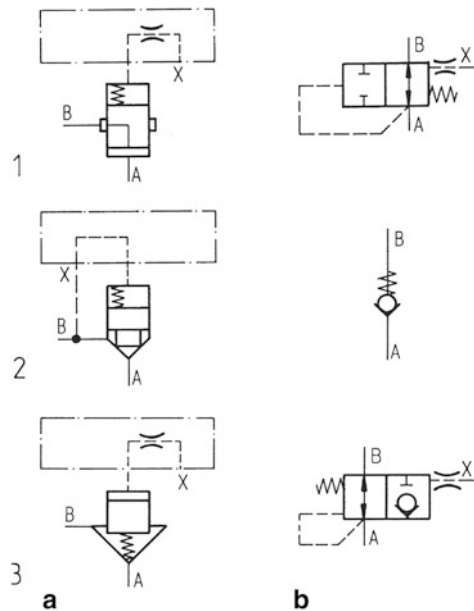


Abb. 4.12 Deckel D als Abschlusselement mit **a** einem Steueranschluss X (Fernsteueranschluss), **b** mehreren Steueranschlüssen, Drossel (Düse) und Einstellvorrichtung (Hubbegrenzung), **c** mehreren Steueranschlüssen und einem Vorsteuerventil V (4/2-Wege-Schieberventil)

Abb. 4.13 2-Wege-

Einbauventile, Symbole nach DIN ISO 7368 Beibl. 1. **a** in schematischer Bauartdarstellung, **b** nach Bildungsregel DIN ISO 1219 Teil 1 für die Funktion eines 1 Wegeventils (Schieberbauart), 2 Rückschlagventils (Sitzbauart), 3 Wegeventils (Sitzbauart)



die Grundfläche größer ist als die Resultierende aus der Druckkraft auf die Differenzfläche und der Schließfederkraft, öffnet das Sperrventil.

Beim Wegeventil in Schieber- bzw. Sitzbauart ist neben interner Steuerölauführung vom Hauptanschluss A über den Deckel ein Fernsteueranschluss X vorhanden.

Aufbau Das Grundelement (Einbausatz) besteht aus der Hülse 1, die an der äußeren Fügefläche des Einsteckventils dichtet, an der inneren Gleitfläche den Ventilkegel 2 führt, Abb. 4.14a.

Der Ventilkegel ist Abschlussteil (Verschlussstück) mit abwandelbarer Sitzgeometrie 4 und unterschiedlichen Flächenverhältnissen:

- A_A Fläche vom Druck am Anschluss A beaufschlagt (Grund- oder Differenzfläche),
- A_B Fläche vom Druck an Anschluss B beaufschlagt (Ringfläche),
- A_X Fläche vom Steueranschluss X beaufschlagt (Federkammer- oder Kolbenfläche)

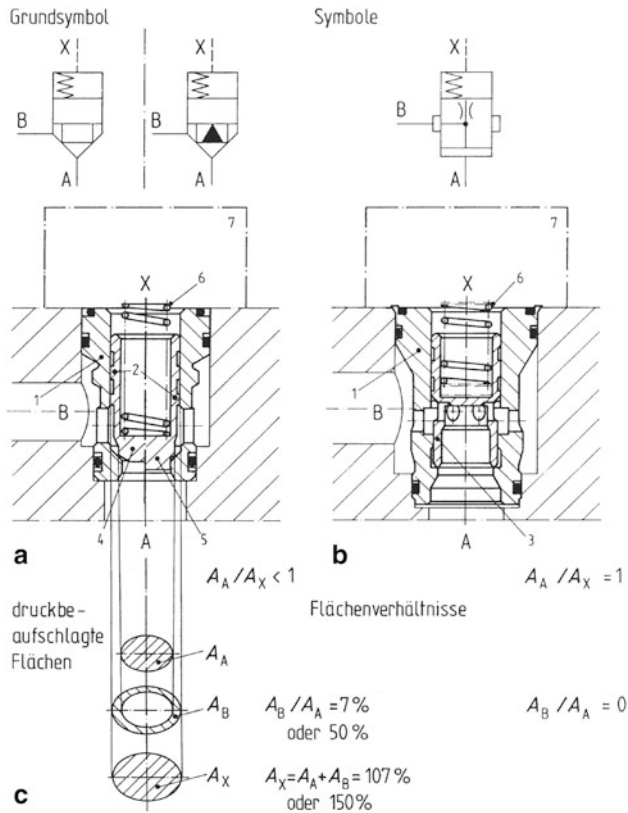


Abb. 4.14 2-Wege-Einbauventilelement (Einbausatz). **a** in Sitzbauart mit 1 Hülse, 2 Ventilkegel als Abschlussteil durch Sitzkante, 4 ohne Drosselzapfen (Dämpfungszapfen), 5 mit Drosselzapfen, 6 Feder, 7 Deckel; **b** in Schieberbauart mit 1, 6, 7 wie **a**, 3 Ventilkegel als Kolbenschieber; **c** druckbeaufschlagte Flächen am Ventilkegel

Die Sitzbauart weist ein Verhältnis Grund- zu Federkammerfläche $A_A/A_X < 1$ auf und erfüllt vorwiegend Wegefunktionen. Mit kegeligem oder gekerbten zylindrischen Drosselzapfen (Dämpfungszapfen) 5 werden das Öffnungs- und das Schließverhalten gespreizt sowie weiche Schaltvorgänge erzielt.

Die Schieberbauart enthält einen Ventilkegel 3 ohne Ringfläche, womit sich das für Druckfunktionen geeignete Flächenverhältnis $A_A/A_X = 1$ ergibt, Abb. 4.14b.

So erfordert die Hauptstufe von Druckreduzierventilen oder die Druckwaage ein langsames Schließen gegen die Feder. Ein solches Schließverhalten ist mit der Schieberbauart besser als mit der Sitzbauart zu verwirklichen.

Die sich gegen den Deckel 7 abstützende Feder 6 wirkt in Schließrichtung, so dass beim druckgesteuerten Öffnen zusätzlich die Federkraft zu überwinden ist. Die Schließfeder beeinflusst durch ihre Steifigkeit das Zeitverhalten des Stellvorgangs. Mit zunehmender Federsteife erhöht sich die Eigenfrequenz des Ventils.

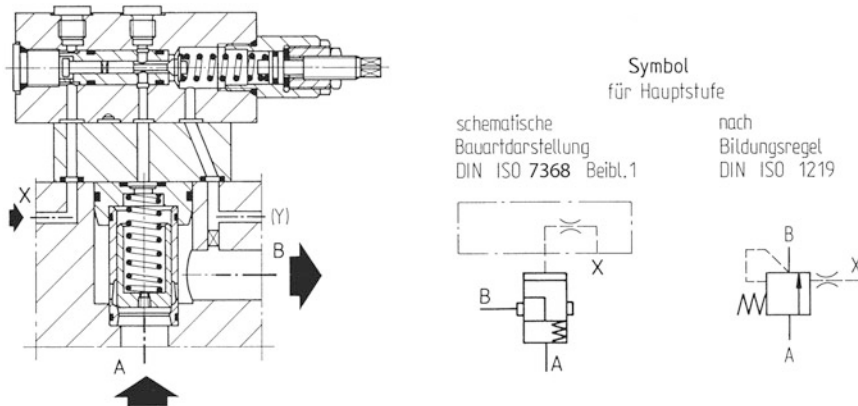


Abb. 4.15 Vorgesteuertes 2-Wege-Einbauventil in der Funktion eines indirektwirkenden Folgeventils (Zuschaltventils), hydraulisch betätigt durch Druckbeaufschlagung über externen Steuerkanal (Bosch Rexroth [25])

Als Beispiel eines vorgesteuerten 2-Wege-Einbauventils dienen das Grundelement (Ventileinsatz) in Sitzbauart, der Deckel und das aufgebaute Druckschaltventil, aus deren Kombination sich die Ventilfunktion eines über Fernsteueranschluss indirektwirkenden Folgeventils (Zuschaltventils) ergibt, Abb. 4.15.

Wenn der Druck im Fernsteueranschluss X den eingestellten Zuschaltdruck übersteigt, bewegt sich der Schieber des federbelasteten Vorsteuerventils. Es erfolgt Entlastung des Vorsteuerdrucks in der Federkammer, so dass der Ventilkegel der Hauptstufe öffnet (z. B. Druckschaltventil ferngesteuert; Einbauventil Typ LC, Steuerdeckel LFA, Bosch Rexroth [25]; CVU-C 3, Vickers Systems [26]).

Eine erhebliche Ausweitung des Anwendungsfelds ergibt sich für die 2-Wege-Einbauventiltechnik aus zwei neueren Entwicklungsrichtungen.

Multifunktionalventil Vielfalt bezüglich der erfüllbaren Aufgaben lässt sich durch *Mehrfach-Vorsteuerung* erreichen, indem eine Hauptstufe mit mehreren aufgebauten Vorsteuerventilen verknüpft wird. Es können so von derselben Hauptstufe abwechselnd verschiedene Funktionen, etwa Sperr- und Wegfunktionen oder Druckbegrenzungs- und Wegfunktionen ausgeführt werden.

Stetigventil Zur Arbeitsweise mit stufenloser Verstellbarkeit gelangt man durch *elektrisch stetig verstellbare Vorsteuerung*. Indem man ein Proportional-Vorsteuerventil, Abschn. 4.5.2, bestimmter Ventilfunktion mit der Hauptstufe kombiniert, nimmt letztere eine beliebige Zwischenstellung ein. Das schaltende Ventil wird je nach Rückführungssystem zum regelnden oder einstellbaren 2-Wege-Einbauventil mit einer durch das Vorsteuer-Stetigventilsystem bestimmten Ventilfunktion [21, 22, 23–33].

Hinweise für die Praxis Gegenüber konventionellen Gehäuseventilen in Schieberbauart beginnt der wirtschaftliche Einsatz der 2-Wege-Einbauventile erst bei großem Volumenstrom ($\dot{V} = 100 \text{ l/min}$) Bei sehr großen Volumenströmen ($\dot{V} > 500 \text{ l/min}$) zeigen sich Wege-Einbauventile deutlich überlegen und vereinen folgende Vorzüge:

- große Leistungsdichte,
- kleine Leckvolumenströme,
- geringe Geräuschemission,
- beeinflussbare und kurze Schaltzeiten,
- kleine Höchstdrücke beim Schalten,
- große Vielfalt der Funktionsvarianten,
- geringerer Aufwand des Ventilaufbaus.

4.2 Druckventile

Druckventile beeinflussen den Flüssigkeitsdruck, um ihn auf den maximal zulässigen Betriebsdruck zu begrenzen, den Auslassdruck zu steuern oder um eine Druckregelfunktion innerhalb der Hydroanlage zu erfüllen, denn im Druckventil entsteht durch den druckabhängigen Ventilhub ein gesteuerter Durchflussquerschnitt. Die Druckventile stellen innerhalb der Hydraulikanlage einen Einfachregler dar [34].

Das Druckventil als mechanisch-hydraulischer Regler ändert den Durchflussquerschnitt A zwischen zwei Grenzlagen stufenlos. Der betriebsabhängigen Regelcharakteristik entspricht die Regelkennlinie (p, \dot{V} -Kennlinie im Abb. 4.16). Die Einsatzgrenze ist durch das Durchflussgesetz für blendenförmige Querschnittsverengung nach Gl. (2.101), Abschn. 2.1.5.2, festgelegt [18, 35–37].

Öffnungs- und Schließverhalten federbelasteter Druckventile

Die Rückstellkraft als einstellbare Federkraft schließt das Ventil und wird bei vollem Öffnungsweg des Ventils auf den Einstelldruck p_b abgestimmt, Abb. 4.17. Bei Öffnungsbeginn hat die Feder ihrer Kennlinie gemäß eine Vorspannkraft. Dieser Kraft entspricht der **Öffnungsdruck** $p_{\text{Ö}}$.

Bei **Betriebsdruck** $p_{\text{Ö}} < p < p_b$ fließt der Volumenstrom $\dot{V}_{(q_{V_T})}$ ab, der weitgehend unabhängig vom Verbraucherstrom q_v ist: $\dot{V} < q_v$. Jedes Druckventil ist auf den Volumenstrom bezogen auf $p_{b,\text{min}}$ abgestimmt, als den maximalen Volumenstrom \dot{V}_{max} , bei dem der minimale Einstelldruck erreicht wird.

Schließdruckdifferenz Δp_{Schl} . Diese Druckdifferenz ist durch zu überwindende Reibungskräfte am Ventil und vor allem durch die Hysterese der Feder (Schrauben- oder Tellerfedersatz) bedingt. Abbildung 4.18 gibt Schließdruckdifferenzen in Abhängigkeit vom Einstelldruck p_b , vom Volumenstrom \dot{V} und von der Ventilart an.

Abb. 4.16 Betriebsdruck-Volumenstrom-Kennlinien (p , V -Kennlinien) eines einstufigen (direktwirkenden) Druckbegrenzungsventils (Bauart Bosch Rexroth) mit Einstelldruck p_b als variablem Parameter

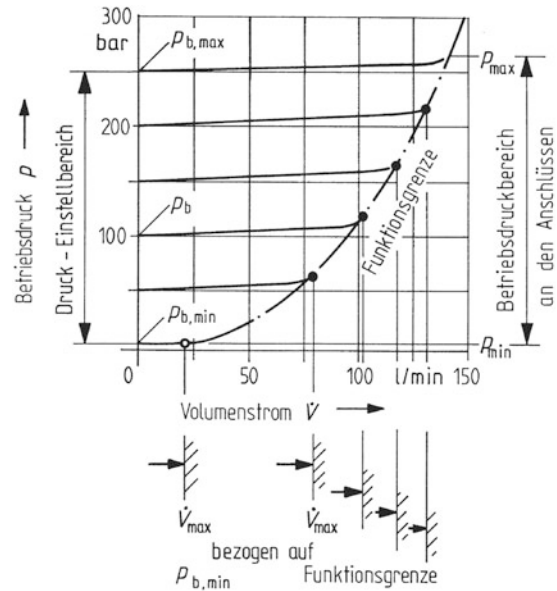
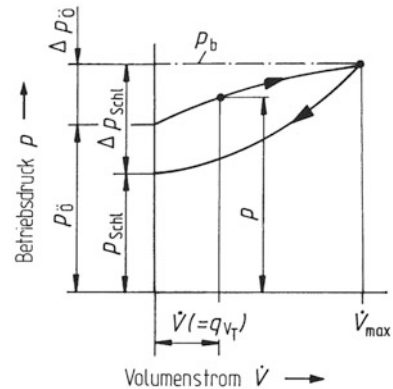


Abb. 4.17 Öffnungs- und Schließverhalten federbelasteter Druckventile, Betriebsdruck über Volumenstrom für Öffnungs- und Schließvorgang mit unterschiedlicher Druckdifferenz zwischen Einstelldruck p_b und Öffnungs- $p_{\ddot{O}}$ bzw. Schließdruck p_{Schl} (Öffnungs- $\Delta p_{\ddot{O}}$ und Schließdruckdifferenz Δp_{Schl})

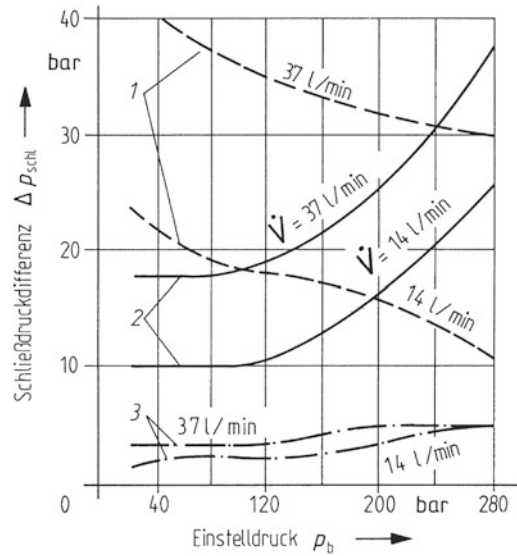


Besonders niedrige Schließdruckdifferenzen weisen vorgesteuerte Druckbegrenzungsventile auch bei großem Volumenstrom auf.

4.2.1 Druckbegrenzungsventile

Druckbegrenzungsventile steuern als Sitzventile den Einlassdruck und begrenzen damit den Systemdruck. Der maximale Volumenstrom \dot{V}_{max} bedingt zwei unterschiedliche Bauarten mit folgenden hydraulischen Kennwerten:

Abb. 4.18 Schließdruckdifferenzen Δp_{Schl} verschiedener Druckventilarten (Bauart Herion) für unterschiedlichen Volumenstrom (Nenngröße) in Abhängigkeit vom Einstelldruck p_b ; 1 Sitzventil, 2 Kolbenventil, 3 zweistufiges (vorgesteuertes) Druckventil; Viskositätsbereich (ν_{min} , ν_{max}) = (60 ... 84) mm²/s



Einstufige (direktwirkende) Druckbegrenzungsventile:

$$p_{\text{max}} \approx 630 \text{ bar}, \dot{V}_{\text{max}} \approx 120 \text{ l/min},$$

Zweistufige (vorgesteuerte) Druckbegrenzungsventile:

$$p_{\text{max}} \approx 315 \text{ bar}, \dot{V}_{\text{max}} \approx 3500 \text{ l/min}.$$

Die Befestigung und Gestalt dieser Ventile wird von der Art des Anschlusses bestimmt [39].

Einstufiges (direktwirkendes) Druckbegrenzungsventil als Einschraubventil, Abb. 4.19.

Übersteigt der Betriebsdruck im Anschluss P den Einstelldruck (Druckfeder 2), öffnet die Kugel 3 bzw. der Kegel 4 gegen die Feder 2; Ablass T ist frei. Feder 2 ist auf die gewünschte Druckstufe abgestimmt. Das Kennlinienfeld mit Betriebsdruck in Abhängigkeit vom Durchfluss ist mit seiner Charakteristik typisch für Druckbegrenzungsventile.

Zweistufiges (vorgesteuertes) Druckbegrenzungsventil als Aufbauventil, Abb. 4.20. Der von der Hydropumpe anstehende Einlassdruck p_p wirkt über P sowohl auf den Hauptkolben (Stellglied) 3 als auch über die Düsen 4, 5 in gedrosseltem Zustand auf den Vorsteuerkegel (Messglied) 8. Steigt der Systemdruck über den vorgegebenen Wert, öffnet der Vorsteuerkegel 8, die Steuerleitung wird drucklos. Durch die sich am Ventilkegel 3 einstellende Druckdifferenz nach Entlastung des Steuerdrucks öffnet das Ventil den Ablass zum Behälter T. Wegen kleiner Strömungskraft am Vorsteuerkolben ergeben sich die für zweistufige Druckbegrenzungsventile charakteristischen flacheren Kennlinien mit dem erstrebten Gleichdruckverhalten über einen größeren Volumenstrombereich [5, 6].

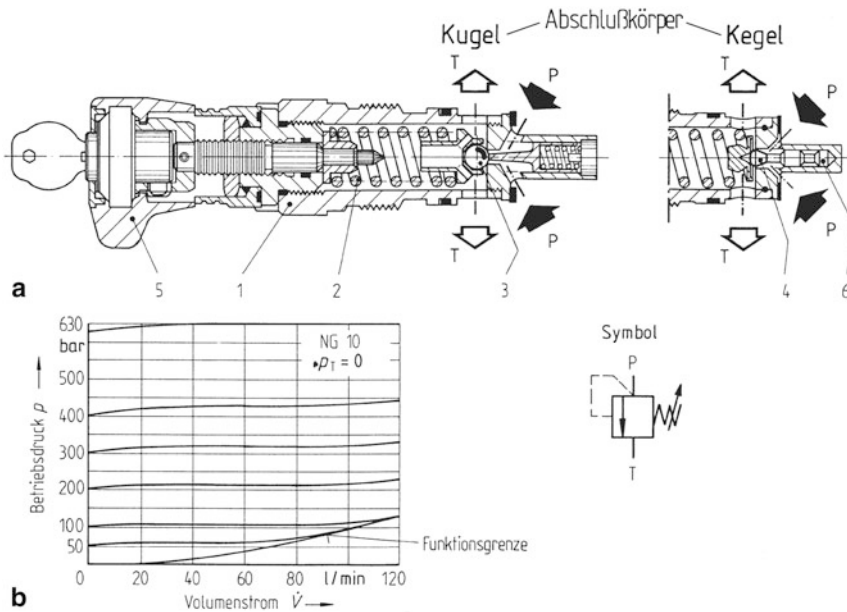


Abb. 4.19 Einstufiges (direktwirkendes) Druckbegrenzungsventil als Einbauventil (Einschraubventil DBD, NG 6 bis 30, Bosch Rexroth). **a** Aufbau als Kegelsitzventil für Druckstufen 25 bis 400 bar und als Kugelsitzventil für Druckstufe 630 bar. 1 Ventilpatrone, 2 Feder, 3 Kugel oder 4 Kegel mit 6 Dämpfungskolben, 5 Einstellelement abschließbarer Drehknopf; **b** Betriebsdruck-Volumenstrom-Kennlinien (p , \dot{V} -Kennlinien) mit Einstelldruck p_b als variablem Parameter für 6 Druckstufen und maximalem Volumenstrom für NG 10

4.2.2 Druckreduzierventile: Folgeventile

Direktwirkendes Druckreduzierventil, Abb. 4.21a

3-Wege-Ausführung ermöglicht Druckreduzierung im Sekundärkreis auf den Niederdruck p_A mit zusätzlichem Ablass vom Verbraucher zum Behälter.

Vorgesteuertes Druckreduzierventil

Die Vorsteuerstufe wird zur Minderung des Einlassdrucks p_P durch Federvorspannung auf p_A eingestellt. Zusätzlich gleicht das Ventil Übersteuerungen des Auslassdrucks p_A durch Öffnen des Ablasses zum Behälter T aus. Der Betriebsdruck im Anschluss A löst zugleich innerhalb des Ventils eine Kolbenkraft gegen die eingestellte Federkraft aus. Erhöht sich im Anschluss A durch äußere Krafteinwirkung am Verbraucher der Druck über den Einstelldruck, wird der Steuerkolben gegen die Druckfeder verschoben. Anschluss A ist dann mit dem Behälteranschluss T verbunden. Es entsteht ein Ablassstrom, so dass weitere Drucksteigerung nicht möglich ist.

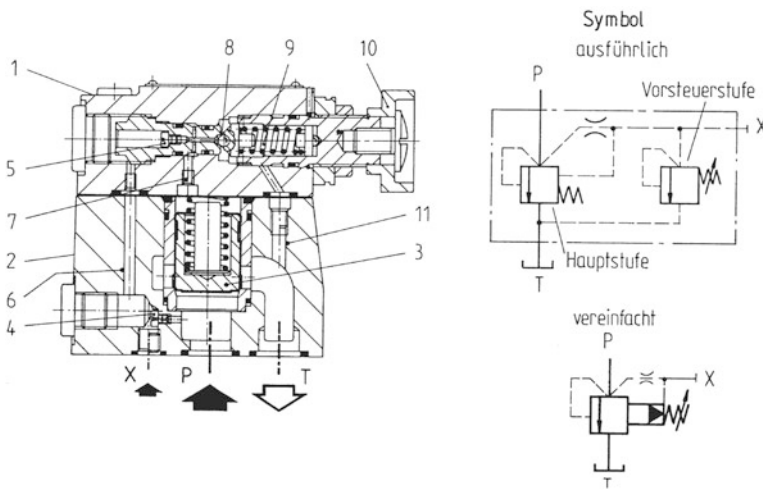


Abb. 4.20 Zweistufiges (vorgesteuertes) Druckbegrenzungsventil als Aufbauventil (DB, NG 10 bis 32, Bosch Rexroth). Aufbau mit Fernsteueranschluss X für Druckentlastung oder Druckstufenschaltung. 1 Vorsteuerventil, 2 Hauptventil, 3 Einbausetz Ventilkegel als Kolbenschieber, 4, 5 Düsen, 6, 7 Steuerleitungen, 8 Vorsteuerkegel mit Kugel, 9 Messfeder, 10 Einstell-element Drehknopf, 11 interne Steuerölrückführung

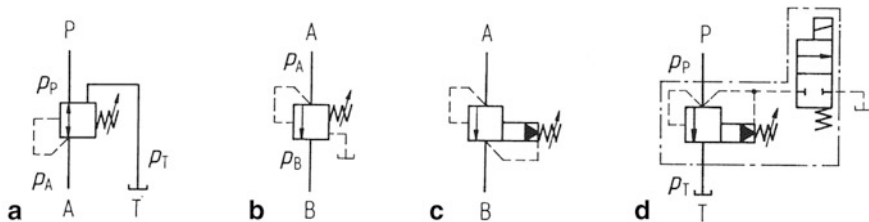


Abb. 4.21 Druckventile, Symbole. **a** Direktwirkendes 3-Wege-Druckreduzierventil; **b** Direktwirkendes Folgeventil (Zuschaltventil); **c** Vorgesteuertes Folgeventil; **d** Vorgesteuertes Druckbegrenzungsventil, elektrisch betätigte Entlastung

Einstufiges (direktwirkendes) Folgeventil, Abb. 4.21b

Dieses Druckventil hält einen Vorspanndruck aufrecht und ermöglicht druckabhängiges Zuschalten eines zweiten Hydrokreises. Nach Einstellung des Vorspanndrucks hält der Druckfedersatz den Steuerkolben in Ausgangsposition zur Sperrung des Ventils. Der Druck im Anschluss A wirkt über die Steuerleitung auf die Kolbenfläche des Steuerkolbens. Erreicht der Einlassdruck den Einstellwert des Vorspanndrucks, öffnet der Steuerkolben den Durchflussweg A-B.

Zweistufiges (vorgesteuertes) Folgeventil, Abb. 4.21c

Auch dieses Ventil ermöglicht das druckabhängige Zuschalten eines zweiten Hydrokreises B. Es besteht aus einem Vorsteuerventil mit Druckfeder und dem Hauptventil mit

Hauptsteuerkolben. Der im Anschluss A wirkende Druck wirkt auf den federbelasteten Vorsteuerkolben und über eine Düse auf den hydraulisch betätigten Hauptsteuerkolben. Steigt der Druck über den an der Feder eingestellten Druck, gibt der Hauptsteuerkolben den Durchflussweg A–B frei, so dass der Vorspanndruck gesichert ist.

Druckbegrenzungsventil, elektrisch betätigte Entlastung, Abb. 4.21d

Einsatzmöglichkeiten:

1. Mögliche Umschaltung des Pumpenförderstroms in Abhängigkeit vom Speicherstrom.
2. Abschaltung des Förderstroms der Niederdruckpumpe in einer Hydroanlage mit Hoch- und Niederdruckpumpe.

Statisches und dynamisches Verhalten von Druckventilen

Die Anforderungen an das Übertragungsverhalten vorgesteuerter Druckbegrenzungs- und Druckreduzierventile sind erheblich. Statisch strebt man möglichst konstantes Druck-Volumenstrom-Verhalten an. Dynamisch wird neben kurzer Anschlagzeit (Öffnungszeit $t_{\text{ö}}$) kleiner Höchstdruck und kurze Ausschwingzeit der Ventilübergangsfunktion gefordert. Große Federsteife ergibt kurze Öffnungszeit, verschlechtert jedoch das statische Verhalten, daher Dämpfungskolben genutzt. Mittels direkter hydraulisch-mechanischer und elektrischer Druckmessung lässt sich das statische und dynamische Verhalten bei Last- und Führungsgrößenänderungen deutlich verbessern. Die elektrisch-hydraulische Druckregelung mit PD-T1-Regler und Integrierglied verbindet sehr gute dynamische Eigenschaften mit nahezu idealem Gleichdruckverhalten [18, 39–41].

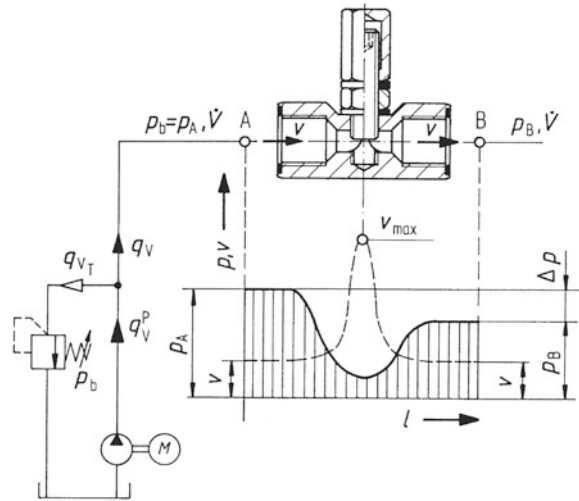
4.3 Stromventile

Stromventile beeinflussen vorwiegend die Volumenstromstärke und werden als einfache Steuergeräte für die Geschwindigkeitssteuerung von Zylindern und Motoren verwendet. Man nutzt hierfür den Drosseleffekt, der sich beim Durchströmen von Querschnittsverengungen einstellt. Die Volumenstromsteuerung nach dem Prinzip der Querschnittsverengung beruht auf einer Änderung des hydraulischen Widerstands und heißt daher Widerstandssteuerung oder Drosselsteuerung. Diese Steuerungsart ist mit zwei Verlustarten behaftet:

1. Druckverlust im Ventil Δp entsprechend dem bauartbedingten Durchflusswiderstand (Drosselform) auf die Innenströmung,
2. überschüssig geförderter Volumenstrom q_{v_i} einer Konstantpumpe (Konstantdrucksystem), der über das Druckbegrenzungsventil gegen den Einstelldruck p_b in den Behälter abgeleitet und damit dem Kreislauf entzogen wird.

Aus der Grundschaltung zur Volumenstromsteuerung durch Drosselventil vor dem Verbraucher, Abb. 4.22, lassen sich die Verlustanteile entnehmen.

Abb. 4.22 Einstellbares Drosselventil. Volumenstrom \dot{V} wird durch Änderung des Auslassdrucks p_B beeinflusst. Verlauf der mittleren Strömungsgeschwindigkeit v und des statischen Drucks p über der Strömungslänge l , Druckverlust Δp



Da der Einstelldruck des Druckbegrenzungsventils nach Nennwert p_{nom} dem vollen Arbeitsdruck p_A oder dem Bemessungsdruck der Anlage p_{rat} , entspricht, ist die mit Entnahme eines Volumenstroms aus dem Kreislauf verbundene Verlustleistung P_s beträchtlich. Geschwindigkeitssteuerung mittels Stromventilen findet dennoch häufig Anwendung, sofern Antriebe kleiner Leistung vorliegen, da sich mit Ventilsteuerung (Widerstands- oder Drosselsteuerung) die Vorzüge

- Funktionseinheiten hoher Stellgenauigkeit und Stelldynamik,
- Baueinheiten einfachen Aufbaus und hoher Betriebssicherheit verbinden.

Für Antriebe großer Leistung ist hingegen Geschwindigkeitssteuerung mittels Verstellpumpe oder -motor unabdingbar, da sich durch Verdrängersteuerung der Energiestrom verlustarm steuern lässt [18, 35–37].

Man unterscheidet bei den Stromventilen die Bauformen der Drosselventile und der Stromregelventile.

4.3.1 Drosselventile

Drosselventile sind konstante oder stetig verstellbare Stromventile, deren Volumenstrom außer vom Strömungsquerschnitt von der Druckdifferenz zwischen Ein- und Auslauf an der Drosselstelle abhängt. Je kleiner die Druckdifferenz zwischen konstantem Einlassdruck p_A und variablem Auslassdruck p_B (Lastdruck p_L) ist, desto geringer wird der Volumenstrom. Drosselventile sind daher nicht kompensierte Stromventile, deren eingestellter Volumenstrom vom variierenden Auslass- und Einlassdruck beeinflusst wird.

Konstantdrosseln

Der Zusammenhang zwischen Volumenstrom und Druck bestimmt sich nach der Form der Querschnittsänderung. Für den engen Kanal bzw. die schroffe Verengung und Erweiterung, also für die beiden kennzeichnenden Formen konstanter hydraulischer Widerstände *Drossel* (Laminardrossel) und *Blende* (Drosselscheibe), folgt der Volumenstrom aus den Durchflussgesetzen für die laminare bzw. die turbulente Strömungsform, Gl. (2.99) bzw. (2.101), Abschn. 2.1.5.

Einstelldrosseln

Zum Steuern benötigt man verstellbare Drosseln, die stetige Querschnittsänderungen nach verschiedener Geometrie ermöglichen, d. h. unterschiedliche Stellcharakteristiken aufweisen. Die Länge der jeweiligen Drosselstrecke bestimmt das Durchflussverhalten, welches i. Allg. zwischen dem der idealisierten Widerstandsformen Drossel und Blende liegt, Abb. 2.22 (gerasterter Bereich). Die gebräuchlichsten Formen der Einstelldrosseln sind:

- a. *Nadeldrossel*. Viskositätseinfluss gering, eignet sich wenig zum Einstellen kleiner Volumenströme.
- b. *Längskerbe als Dreieck*. Viskositätseinfluss gering, ebenso Gefahr des Zusetzens. Für kleine Volumenströme gut geeignet.
- c. *Umfangskerbe als Dreieck*. Lange Drosselstrecke, dadurch viskositätsabhängig.
- d. *Schlitz- bzw. Spaltdrossel*. Kurze Drosselstrecke, Viskositätseinfluss gering. Für kleine Volumenströme nicht günstig, da Drosselstelle ein schmaler Spalt wird, dadurch Zusetzgefahr groß [18, 42], Abb. 4.23.

Bei Drosselventilen hängt der Volumenstrom außer von der Druckdifferenz i. Allg. von der Temperatur und der Viskosität ab.

Mit Drosselventilen blendenförmigen Querschnitts, etwa der Variante scharfkantiger Kurvenbolzen und Blendenhülse, lässt sich Temperaturkompensation und ein viskositätsunabhängiger Volumenstrom erreichen (z. B. Feindrossel F, Bosch Rexroth [5, 6]).

Hinweise für die Praxis Drosselventile setzt man zur Geschwindigkeitssteuerung von Lastsystemen ein, deren

- Last-Zeit-Verlauf konstant ist.
- Lastkennlinie über der Geschwindigkeit fällt (größere Last erfordert kleinere Geschwindigkeit),
- Gleichförmigkeit des Bewegungsverhaltens keinen hohen Anforderungen unterliegt.

Die Anordnung des Drosselventils vor dem Verbraucher (Zuflussstromdrosselung) bringt den Nachteil mit sich, dass der zwischen Flüssigkeitssäulen nicht eingespannte Kolben eines Zylinders zu ruckartiger Bewegung neigt („springt“). Ordnet man das Drosselventil hinter dem Verbraucher an, stehen beide Verdrängerräume unter Druck. Bei dieser Schaltung zur Stromeinstellung mittels Drosselventils (Abflussstromdrosselung oder Sekundärsteuerung) ist der Eingangsdruck am Verbraucher bei der Festlegung des Versorgungsdrucks um die Druckdifferenz am Drosselventil zu erhöhen. Im Falle ungleicher Kolbenflächen (Differenzialzylinder) muss ferner die Druckübersetzung des Zylinders beachtet werden.

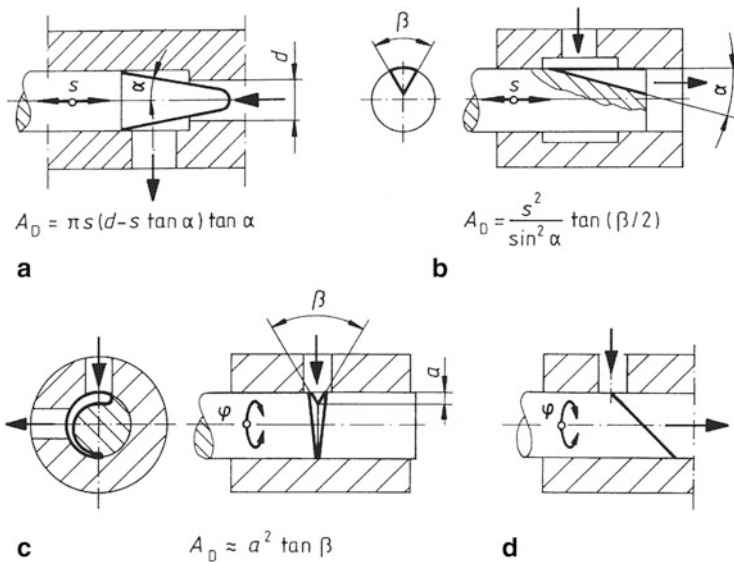


Abb. 4.23 Einstelldrosseln mit stetiger Querschnittsveränderung unterschiedlicher Geometrie. **a** Nadeldüse, **b** Längskerbe, **c** Umfangskerbe, **d** Spalt- bzw. Schlitzdrossel

Drosselventile können i. Allg. in beiden Volumenstromrichtungen durchströmt werden und sind bei der Geschwindigkeitssteuerung von Zylindern in beiden Bewegungsrichtungen wirksam. Beim Differenzialzylinder ist jedoch die Geschwindigkeitsübersetzung zu berücksichtigen, so dass sich bei gleicher Drosselstellung Vor- und Rücklaufgeschwindigkeit gemäß dem Flächenverhältnis φ zwischen Zylinderbohrung und Kolbenstange unterscheiden, Abschn. 3.4.1.1.

Soll die Geschwindigkeit nur in einer Bewegungsrichtung gesteuert werden, sieht man vor dem primären oder sekundären Eingang des Verbrauchers ein Drosselrückschlagventil vor. Dieses vereint Drossel- und Sperrfunktion in einer Baueinheit und ermöglicht Volumenstromsteuerung im Zu- oder Abfluss sowie freien Volumenstrom in der jeweils anderen Richtung.

Müssen die Geschwindigkeiten in beiden Bewegungsrichtungen voneinander unabhängig einstellbar sein, ist an beiden Verbraucheranschlüssen je ein Drosselrückschlagventil anzubringen mit dem Verbraucher vor- oder nachgeschalteter Anordnung der Drossel, Abb. 4.34, Abschn. 4.4.1, [1–4].

4.3.2 Stromregelventile: 2-Wege-/3-Wege-Stromregelventile

Stromregelventile sind kompensierte Stromventile, deren eingestellter Volumenstrom vom variierenden Auslass- und Einlassdruck sowie von Änderungen der Druckflüssigkeitstemperatur, damit von der Viskosität, kaum beeinflusst wird.

Druckkompensation erfolgt nach dem Prinzip eines ventilinternen Druckregelkreises, der aus Funktionsgliedern für hydraulisch-mechanische Signalverarbeitung besteht. Eine stetig verstellbare Messblende (Einstelldrossel) wird mit einer Druckwaage (Differenzdruckventil) kombiniert. Letztere ist ein federbelasteter Stellkolben, der die Funktionen des Vergleichs- und des Stellglieds erfüllt. Bei einer Lastdruckschwankung vergleicht die Druckwaage die gemessene mit der vorgegebenen Druckdifferenz und verstellt den Öffnungsquerschnitt an der Steuerkante. Damit beeinflusst die Druckwaage den Volumenstrom über einen hydraulischen Stellwiderstand im Sinne einer Angleichung der gemessenen an die von der Messblende vorgegebene Druckdifferenz. Indem die Druckdifferenz bei Änderung des Auslassdrucks konstant gehalten wird, verwirklicht man die lastunabhängige Volumenstromsteuerung.

Temperaturkompensation lässt sich durch eine Einstelldrossel mit blendenförmiger Querschnittsänderung erreichen.

4.3.2.1 2-Wege-Stromregelventil

Aufbau

Messblende (Einstelldrossel) und Druckwaage (Differenzdruckventil) sind in Reihe geschaltet, so dass es nur je einen Ein- und Auslassanschluss gibt. Wie beim Drosselventil muss der überschüssige Förderstrom über ein Druckbegrenzungsventil abgeleitet werden.

Für das 2-Wege-Stromregelventil mit *nachgeschalteter Druckwaage* stellt sich bei vernachlässigbarem Einfluss von Strömungs- und Reibungskräften, der durch Gestaltoptimierung des Stellkolbens annähernd ausgleichbar ist, barometrische Aussteuerung entsprechend folgendem Kraftabgleich ein, Abb. 4.24.

$$p_2A + F_c = p_1A, \quad F_c = p_F A, \quad p_2A + p_F A = p_1A,$$

$$p_F = p_1 - p_2 = \Delta p \approx \text{const}, \quad \dot{V} = \text{const}$$

Durch Feder bedingte Druckdifferenz

$$\Delta p = p_1 - p_2 \approx \text{const}$$

Bedingung: $p_1 \geq (\Delta p + p_B)$. Der auf die Kolbenfläche A bezogene Federdruck p_F ist von der Federsteife abhängig. Eine Feder mit geringer Federsteife ist erforderlich, damit p_F während des Regelvorgangs annähernd konstant ist, Abb. 4.24.

Anordnung von Messblende und Druckwaage

Beim 2-Wege-Stromregelventil kann die Druckwaage der Messblende vor- oder nachgeschaltet sein, Abb. 4.25.

Im Zufluss zum Verbraucher wird das 2-Wege-Stromregelventil mit *vorgeschalteter Druckwaage* (Zumessschaltung) eingesetzt, da die Druckwaage auf Lastdruckänderungen schnell reagieren kann (Zuflussstrom- oder Primärregelung). Im Rückfluss vom

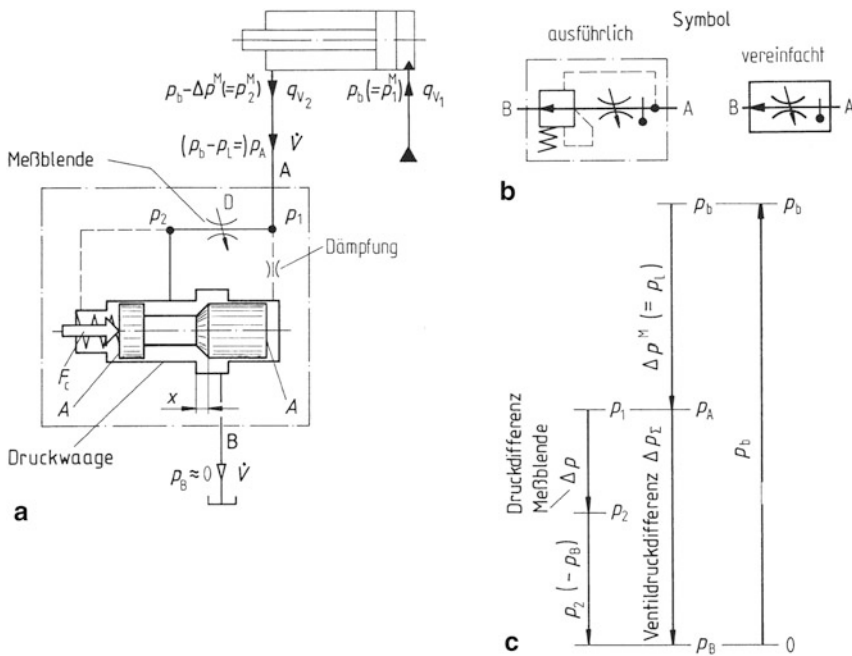


Abb. 4.24 2-Wege-Stromregelventil mit nachgeschalteter Druckwaage, temperaturkompensiert. **a** Wirkschema mit Schaltung für Abflussstromregelung, **b** Symbol, **c** Druckbilanz

Verbraucher wird das 2-Wege-Stromregelventil mit *nachgeschalteter Druckwaage* (Hemmschaltung) eingesetzt, da die Ansprechempfindlichkeit auf Lastdruckänderungen des vorgeschalteten Verbrauchers höher ist (Abflussstrom- oder Sekundärregelung).

Allgemein strebt man an, die Messblende an dem Ventilanschluss mit der größeren Druckschwankung anzuordnen.

Schaltungen zur Volumenstromsteuerung mit 2-Wege-Stromregelventil

Vergleichbar dem Drosselventil lassen sich Grundsaltungen zur Volumenstromsteuerung im Zu- oder Rückfluss realisieren, hier allerdings mit Kompensation des variierenden Auslassdrucks als lastunabhängige Volumenstromsteuerung. Man gelangt zur Zuflussstromregelung, Abb. 4.26a, b, d, bzw. zur Abflussstromregelung, Abb. 4.26c.

Ferner unterscheidet man die Anordnung des 2-Wege-Stromregelventils zwischen Wegeventil und Verbraucher von der Anordnung vor dem Wegeventil. Bei der ersten Anordnung, Abb. 4.26b, d, wirkt das Stromregelventil in nur einer Bewegungsrichtung (i. Allg. für Vorlauf), bei der zweiten Anordnung, Abb. 4.26a, c, wirkt es in beiden Bewegungsrichtungen. Hierbei ist bei Differentialzylindern die Geschwindigkeitsübersetzung gemäß dem Flächenverhältnis φ zu beachten. Außerdem stellt sich ein größerer Fehler der Geschwindigkeitssteuerung infolge Kompression eines großen Totvolumens in der Leitung und Leckvolumenstroms beim Wegeventil in Schieberbauart ein.

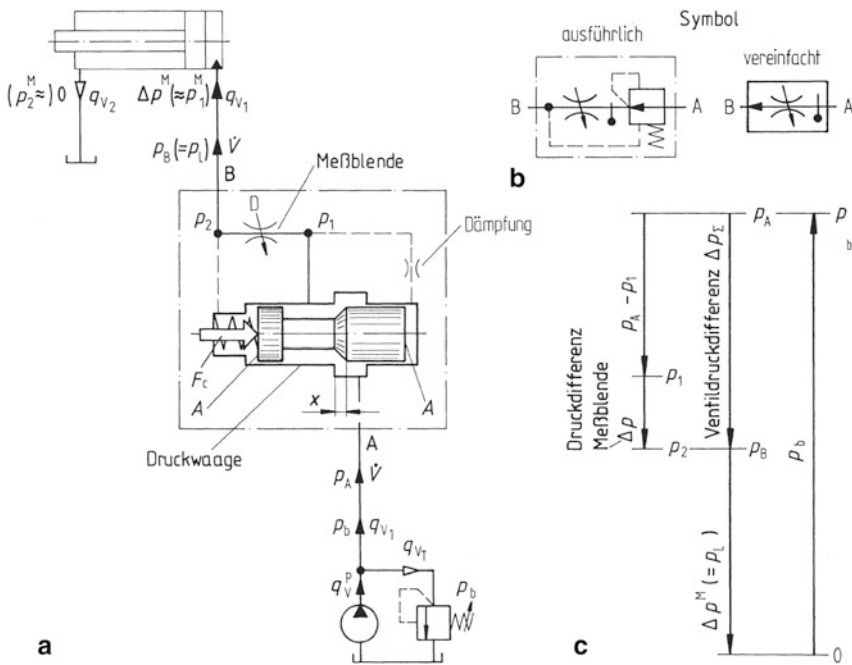


Abb. 4.25 2-Wege-Stromregelventil mit vorgeschalteter Druckwaage, temperaturkompensiert. **a** Wirkschema mit Schaltung für Zuflussstromregelung, **b** Symbol, **c** Druckbilanz

Zur Vermeidung des mit der Zuflussstromregelung verbundenen Nachteils, bei negativer (ziehender) oder verschwindender Last ruckartige Bewegungen auszuführen (zu „springen“), kann bei Zuflussstromregelung Gegenhaltung vorgesehen werden. Ein Vorspannventil (Druckbegrenzungsventil) wird in die Rückflussleitung geschaltet, das den Kolben einspannt. Abbildung. 4.26a, b. Eine Verbesserung der ungünstigen Leistungsbilanz erzielt man mit variabler Gegenhaltung, die sich mit steigender Last verringert (Bremsventil).

Bei Abflussstromregelung beeinflusst der Leckvolumenstrom des Wegeventils ebenfalls die zu steuernde Kolbengeschwindigkeit. Ein federbelastetes Rückschlagventil in der Rückflussleitung sichert deren Flüssigkeitsfüllung, Abb. 4.26c.

Drosselt man den Volumenstrom im Nebenzweig, erhält man als weitere Grundschaltung die Bypass-Stromregelung (Nebenstromregelung), Abb. 4.26e, f. Hierbei wird der geregelte Auslassstrom in den Behälter abgeleitet, der Reststrom dem Zylinder zugeführt. Förderstromschwankungen der Pumpe erreichen den Verbraucher und beeinflussen ebenso wie der Leckverlust im Wegeventil die zu steuernde Kolbengeschwindigkeit. Diese Grundschaltung unterscheidet sich durch den Vorzug, verlustarme Geschwindigkeitssteuerung zu ermöglichen.

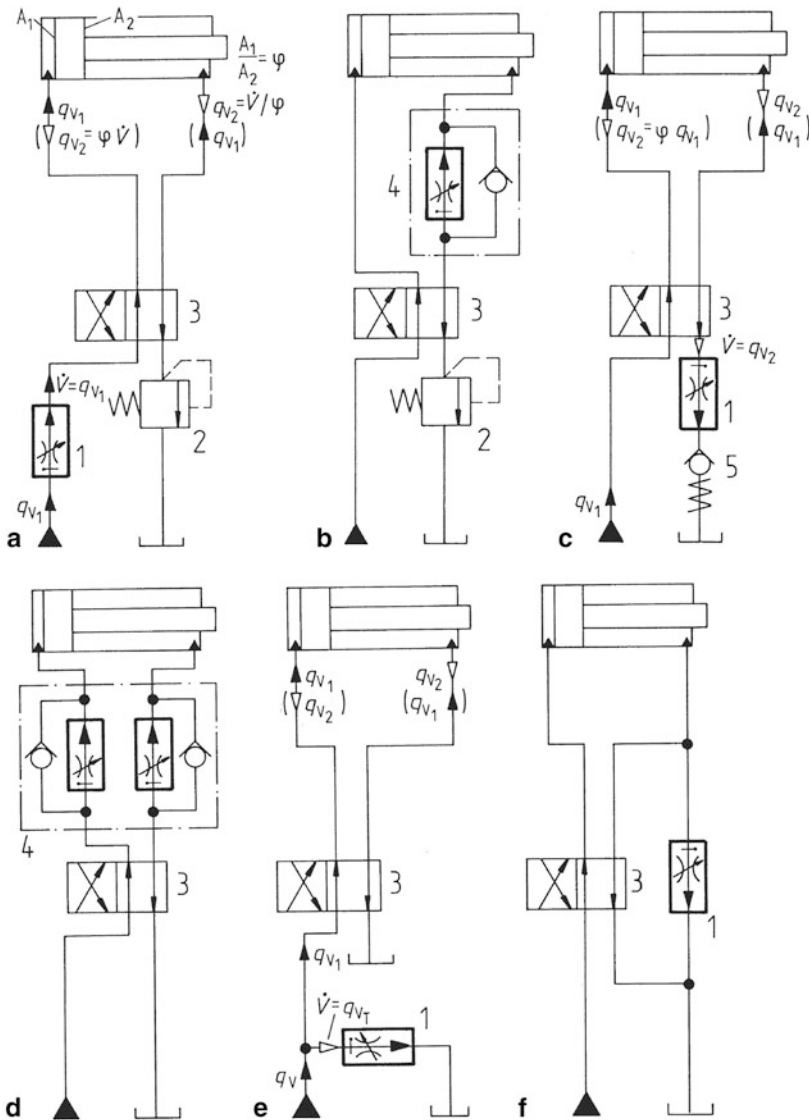


Abb. 4.26 Schaltungen zur Volumenstromsteuerung (Geschwindigkeitssteuerung) mit 2-Wege-Stromregelventilen. a, b, d Zufussstromregelung; c Abflussstromregelung; e, f Bypass-Stromregelung. 1 Stromregelventil, 2 Gegendruckventil, 3 4/2-Wegeventil, 4 Drosselrückschlagventil, 5 Rückschlagventil

4.3.2.2 3-Wege-Stromregelventil

Aufbau

Messblende (Einstelldrossel) und Druckwaage (Differenzdruckventil) sind parallel geschaltet. Der Volumenstrom teilt sich in einen geregelten Auslassstrom über die Messblende

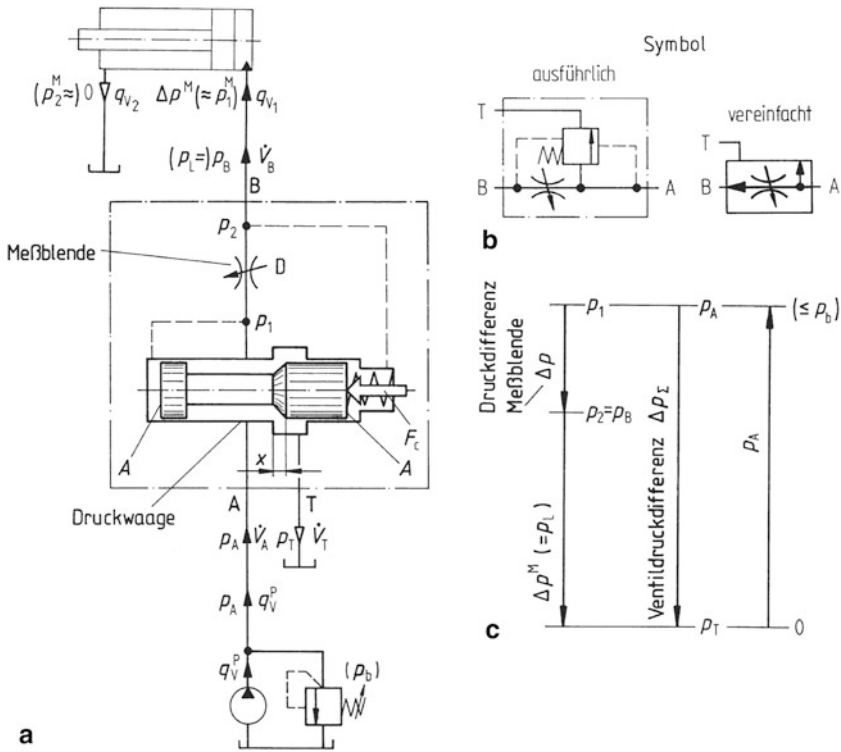


Abb. 4.27 3-Wege-Stromregelventil. **a** Wirkschema mit Schaltung für Zuflussstromregelung, **b** Symbol, **c** Druckbilanz

und in einen Reststrom über die Druckwaage. Hierzu dient eine Entlastungsöffnung zum Behälter als dritter Anschluss, und der überschüssige Volumenstrom fließt über das Differenzdruckventil ab. Im Gegensatz zum 2-Wege-Stromregelventil ist hierbei lediglich der Betriebsdruck p_2 oder der Lastdruck p_L zu überwinden. Für das 3-Wege-Stromregelventil stellt sich bei ebenfalls vernachlässigbaren Strömungs- und Reibungskräften barometrische Aussteuerung entsprechend folgendem Kraftabgleich ein, Abb. 4.27.

$$p_1 A = p_2 A + F_c, \quad F_c = p_F A, \quad p_1 = p_2 + p_F$$

$$p_1 - p_2 = p_F = \Delta p = \text{const}, \quad \dot{V}_A - \dot{V}_T = \dot{V}_B = \text{const.}$$

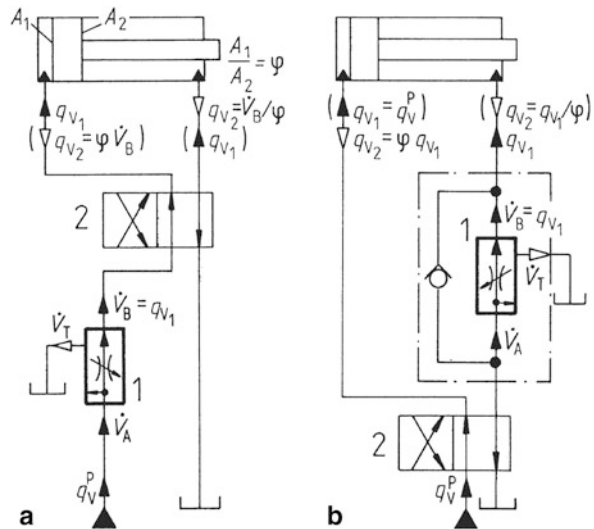
Schaltungen zur Volumenstromsteuerung mit 3-Wege-Stromregelventil

Abflussstromregelung (Sekundärsteuerung) lässt sich nicht verwirklichen, da der Reststrom vor dem Verbraucher abgeführt werden muss. Mit dem 3-Wege-Stromregelventil kann lediglich Drosselung des Volumenstroms vor dem angesteuerten Verdrängerraum erfolgen, also die Zuflussstromregelung realisiert werden. In dieser Grundschaltung befindet sich das Stromregelventil zwischen Pumpe und Wegeventil, so dass der Volumenstrom verlustarm

Abb. 4.28 Schaltungen zur Volumenstromsteuerung (Geschwindigkeitssteuerung) mit 3-Wege-Stromregelventilen.

a Zuflussstromregelung für einstellbare Kolbengeschwindigkeit in beiden Bewegungsrichtungen,

b Zuflussstromregelung für einstellbare Kolbengeschwindigkeit in einer Bewegungsrichtung. 1 Stromregelventil, 2 4/2-Wegeventil



geregelt und die Kolbengeschwindigkeit für Vor- und Rücklauf annähernd konstant gehalten wird, Abb. 4.28a.

Ist die Geschwindigkeit nur im Vorhub unter Lastschwankungen konstant zu halten (Vorschubantrieb), kann das Stromregelventil unmittelbar vor den Verbraucher geschaltet werden, allerdings mit einem Rückschlagventil zu seiner Umgehung beim Rückhub, Abb. 4.28b.

Wie beim 2-Wege-Stromregelventil kann zur Verhinderung ruckartiger Bewegungen („Springen“) eine Gegenschaltung durch ein Vorspannventil in der Rückflussleitung angebracht werden [18, 43].

Leistungsbilanz bei Drosselsteuerung

Die lastunabhängige Volumenstromsteuerung mit Stromregelventilen zur annähernd störungskompensierten Geschwindigkeitssteuerung von Verbrauchern ist grundsätzlich mit Verlusten behaftet und daher auf den unteren Leistungsbereich beschränkt. Die Höhe der Verlustleistung und deren Minimierung bei Drosselsteuerungen mit Druckkompensation geht aus der Variation von Wirkprinzip und Schaltverknüpfung hervor, Abb. 4.29.

Zuflussstromregelung mit 2-Wege-Stromregelventil Die Konstantpumpe liefert überschüssigen Volumenstrom, der über das Druckbegrenzungsventil in den Tank abgeleitet wird (Konstantdrucksystem). Dabei fallen zwei Verlustanteile an, die nach zugeordneten Druck-Strom-Produkten als gerasterte Flächeninhalte dargestellt sind, Abb. 4.29a. Für die hydrostatische oder Nutzleistung des Motors P_h^M ist eine hydraulische Leistung am Pumpenausgang P_h^P aufzubringen, die um die in den Wärmestrom Φ_{th} umgesetzte Verlustleistung

$$P_s = P_{sT} + P_{sV} \quad (4.5)$$

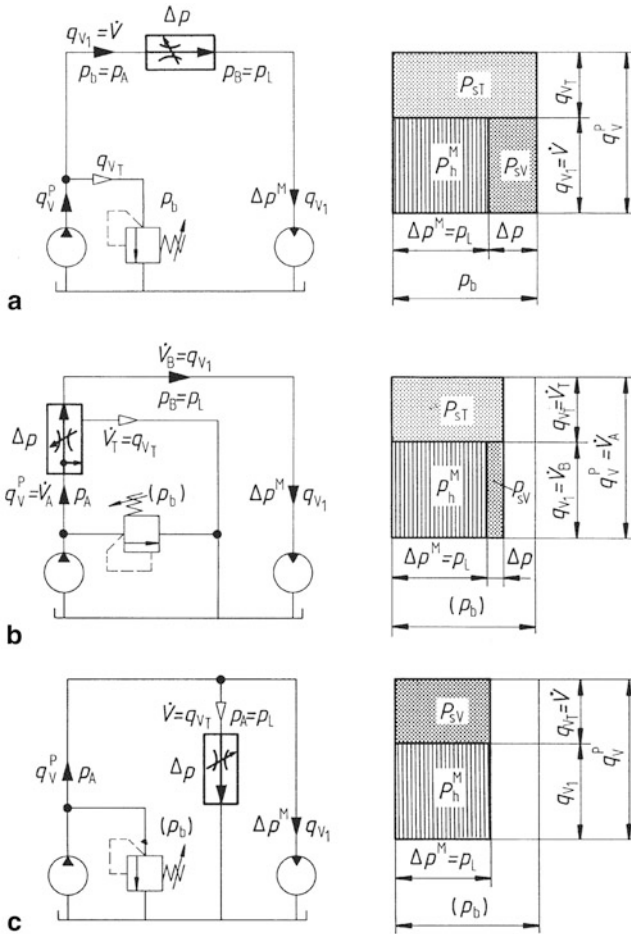


Abb. 4.29 Schaltungen zur Volumenstromsteuerung mit Stromregelventilen und Leistungsbilanzen bei Drosselsteuerung. **a** Zufussstromregelung mit 2-Wege-Stromregelventil, **b** Zufussstromregelung mit 3-Wege-Stromregelventil, **c** Bypass-Stromregelung mit 2-Wege-Stromregelventil

größer ist. Der gegen den hohen Einstelldruck p_b des Druckbegrenzungsventils abzuleitende überschüssige Förderstrom q_{vT} verursacht den Verlust P_{sT} (Abblasleistung), der über die Druckdifferenz Δp am Stromregelventil zu beeinflussende Auslassstrom \dot{V} zieht den steuerungsbedingten Verlust P_{sV} nach sich:

$$P_{sT} = q_{vT} p_b, \tag{4.6a}$$

$$P_{sV} = \dot{V} \Delta p. \tag{4.6b}$$

Um den Verlustanteil P_{sT} zu minimieren, sind Förderstromüberschuss (Nenngröße der Pumpe) und Einstelldruck am Druckbegrenzungsventil (Auslegungsdruck der Anlage)

möglichst klein zu halten. Diese Forderung ist wegen der Vielfalt der Bewegungszyklen nicht immer erfüllbar.

Dieselbe Leistungsbilanz ergibt sich auch für die Abflussstromregelung mit 2-Wege-Stromregelventil und bei Volumenstromsteuerung durch Drosselventil im Zu- oder Abfluss.

Zuflussstromregelung mit 3-Wege-Stromregelventil Der überschüssige Förderstrom wird nicht über das Druckbegrenzungsventil, sondern über die Entlastungsöffnung zum Behälter abgeleitet. Da hierbei nicht der hohe Einstelldruck p_b , sondern der Betriebs- gleich dem Lastdruck $p_B = p_L$ zuzüglich Druckdifferenz Δp zu überwinden ist, ist der Verlustanteil P_{sT} vergleichsweise klein. Auf Grund der niedrigen, lediglich steuerungsbedingten Druckdifferenz Δp an der Messblende für die Beeinflussung des Auslassstroms \dot{V}_B gilt das gleiche für den Verlustanteil P_{sV} . Das Druckbegrenzungsventil öffnet nur bei Überschreitung der Funktionsgrenze des Differenzdruckventils (Druckwaage) im 3-Wege-Stromregelventil, Abb. 4.29b.

Die Drosselsteuerung mit 3-Wege-Stromregelventilen hat eine günstige Leistungsbilanz. Ihre trotzdem eingeschränkte Anwendung rührt daher, dass Stromregelventile dieser Bauform nicht parallel zu schalten, folglich für die Geschwindigkeitssteuerung mehrerer parallel geschalteter Verbraucher nicht geeignet sind.

Bypass-Stromregelung mit 2-Wege-Stromregelventil Hierbei ergeben sich ähnlich günstige energetische Verhältnisse wie bei der zuletzt behandelten Variante. Die Verlustleistung P_s vermindert sich sogar geringfügig, da bei Anordnung des Stromregelventils im Nebenzweig die steuerungsbedingte Druckdifferenz Δp nicht dem Lastdruck p_L zuzurechnen ist, Abb. 4.29c.

Diese Variante eignet sich ebenfalls nicht für die Geschwindigkeitssteuerung mehrerer parallel geschalteter Verbraucher an einer hydraulischen Versorgung [18, 43].

Hinweise für die Praxis

2-Wege-Stromregelventile verursachen bei Zufluss- und Abflussstromregelung größere Energieverluste (Hauptstromdrosselung). Diese Steuerungsvariante wird in Konstantdrucksystemen kleiner Leistung verwendet, um über parallele Stromregelventile die Geschwindigkeit mehrerer von einer Konstantpumpe versorgter Verbraucher steuern zu können.

2-Wege-Stromregelventile verursachen in Bypass-Stromregelung ebenso wie 3-Wege-Stromregelventile geringen Energieverlust (Nebenstromdrosselung). Beide Steuerungen können nicht parallel ausgeführt werden, da die Messblende einen konstanten Widerstand darstellt und der Einlassdruck lastabhängig ist. Die Eingangsdrücke aller Stromregelventile würden durch den Stromregler mit niedrigstem Eingangsdruck bestimmt. Jedoch ermöglichen diese Steuerungen die verlustarme Geschwindigkeitssteuerung von Einzelverbrauchern mit geringem gerätetechnischem Aufwand (Einzelantriebe mit stufenloser Drehzahl- oder Geschwindigkeitseinstellung, z. B. an Holzbearbeitungsmaschinen, Vorschubantriebe an Werkzeugmaschinen) [35, 44–46].

Statisches und dynamisches Verhalten von Stromregelventilen

Die (statische) Kennlinie von Stromregelventilen, $\dot{V}(\Delta p)$, hat im Gegensatz zu Drosselventilen einen im Volumenstrombereich nahezu konstanten Verlauf, d. h. es besteht aufgabengemäß weitgehende Unabhängigkeit des Volumenstroms von der Druckdifferenz. Mit der Einstellung der Messblende als Parameter erhält man ein Kennfeld. Fehler mit Rückwirkung auf statische Kennwerte ergeben sich aus den Einflüssen von Flüssigkeitstemperatur und Strömungskräften auf den Kennlinienverlauf.

Bei Anfahrvorgängen mit Stromregelventil wirkt kurzzeitig der volle Pumpenförderstrom auf den Verbraucher, da der Regelvorgang im Stromregler verzögert einsetzt. Wirkt sich der dadurch verursachte *Anfahrssprung* störend aus, sind Abhilfemaßnahmen zu ergreifen. Konstruktiv lässt sich eine Hubbegrenzung der Druckwaage vorsehen, allerdings unter Einschränkung des Regelbereichs. Schaltungstechnisch kann Vordurchströmung des Stromregelventils bei ruhendem Verbraucher vorgenommen werden [1, 35].

Eine signalseitige Maßnahme zur Behebung des Anfahrssprungs, allgemein zur Verbesserung der Ventildynamik, ist die Anwendung eines Stromregelventils mit Volumenstromsensor und Krafrückführung, das insbesondere bei vorgesteuerten Baueinheiten für große Volumenströme geeignet ist [47].

Stromregelventile sind Steuergeräte mit internem Druckregelkreis. Bei deren Einsatz für Geschwindigkeitssteuerungen ist zu bedenken, dass die Aufgabengröße Kolbengeschwindigkeit nicht unmittelbar erfasst wird, sondern lediglich mit dem geregelten Auslassstrom verknüpft ist. Um den Geschwindigkeitsfehler auf den Toleranzbereich zu begrenzen, sind Störeinflüsse auf die Steuerstrecke gering zu halten.

Hinweise für die Praxis

Bei Projektierung bzw. Einsatz der Stromregelventile sind folgende Hinweise zu beachten, um die auf den konstanten Volumenstrom einwirkenden Störgrößen zu mindern: Das Stromregelventil ist möglichst nahe an den Verbraucher (H-Zylinder, H-Motor) anzubringen, um die durch Kompressibilität bedingte Federwirkung der Flüssigkeitssäule zwischen Ventil und Verbraucher möglichst klein zu halten. Die Bildung von Luftpneumaten ist durch Entlüftungsmöglichkeit der Hydroanlagen auszuschließen (ISO/DIS 6263).

Sofern kleine gesteuerte Volumenströme vorliegen (z. B. geringe Vorschubgeschwindigkeiten) sind zwischen Stromregelventil und Verbraucher geschaltete Ventile mit Leckverlusten (z. B. Wegeventile als Wegschieberventile) möglichst zu vermeiden (Anwendung von Wegesitzventilen).

Keine Schlauchleitungen zwischen Ventil und Umformer vorsehen, um elastische, druckabhängige Aufweitung auszuschließen. Hydrozylinder sollen angepasste Wanddicken erhalten, um elastische Aufweitung in Grenzen zu halten.

Kleine Volumenströme ($10 \dots 30 \text{ cm}^3/\text{min}$) setzen Filterfeinheiten $x = (5 \dots 10) \mu\text{m}$ voraus, um das Absetzen fester Partikel im Stromregelventil zu verhindern.

Sind Temperatureinflüsse auf die Druckflüssigkeit zu erwarten, sind Stromregelventile mit Messblende vorzusehen.

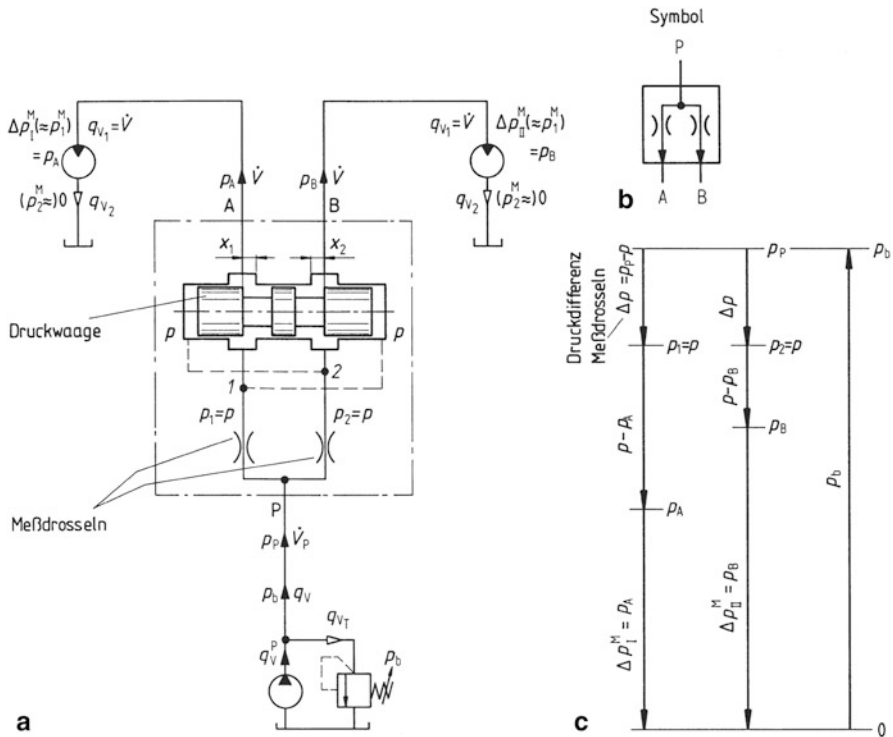


Abb. 4.30 Stromteiler. **a** Wirkschema mit Schaltung für Gleichlaufsteuerung durch Stromteiler nach Drosselprinzip, **b** Symbol, **c** Druckbilanz

4.3.3 Stromteiler: Stromteilerventil, Mehrfachstromteiler

Stromteiler teilen den Förderstrom der Pumpe in zwei gleiche oder in mehrere Teilströme nach vorgegebenem Teilungsverhältnis auf und ermöglichen z. B. den Gleichlauf von Zylindern oder Motoren.

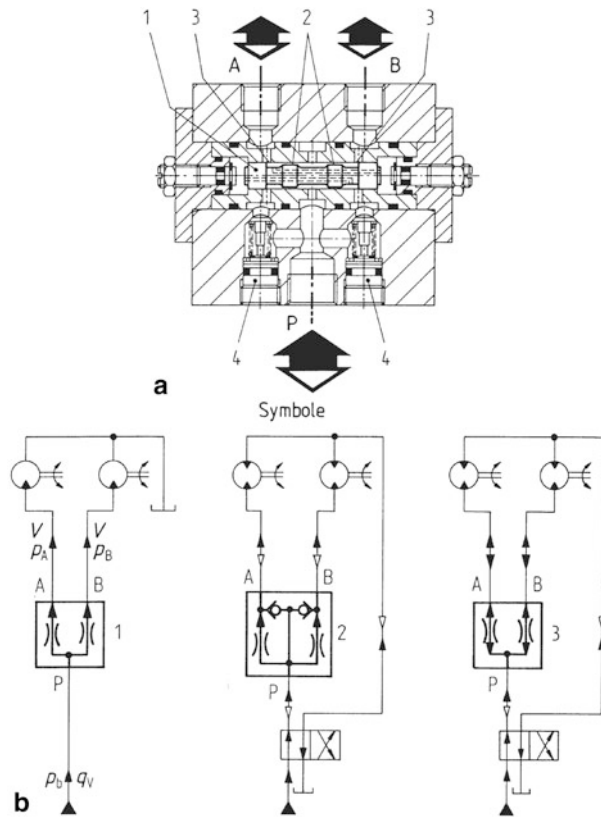
4.3.3.1 Stromteilerventil

Der gesteuerte Gleichlauf von Verbrauchern lässt sich nach dem Prinzip der *volumetrischen Kopplung durch Widerstandssteuerung* [1] mittels druckkompensierter Stromventile herbeiführen. Stromteilerventile werden entsprechend geschaltet wie Stromventile, Abb. 4.30.

Aufbau

Zwei Stromregelventile sind zu einer Baueinheit mit gemeinsamer Druckwaage vereinigt, deren Steuerdrücke (p_1 und p_2) durch die Zuführungen 1, 2 gegeben sind. Bei unterschiedlichen Steuerdrücken wird der Regelkolben (Druckwaage) so weit verstellt, bis $p_1 = p_2 = p$ ist. Trotz unterschiedlicher Arbeitsdrücke p_A , p_B , ist die Druckdifferenz $\Delta p = p_P - p$

Abb. 4.31 Stromteiler nach Drosselprinzip (MT, Bauart Herion [138]). **a** Aufbau. 1 Druckwaage, 2 Messdrosseln (Spaltdrosseln), 3 Stellblende, 4 Rückschlagventil als Einschraubventil; **b** Gleichlaufschaltung mit 1 Stromteiler, 2 Stromteiler mit Rückschlagventilen, 3 Stromteiler und Stromvereiner in entgegengesetzter Volumenstromrichtung nach Kasperbauer [43]



konstant. Gleich große Volumenströme \dot{V} fließen den Abgängen A und B zu. Die eingebauten Rückschlagventile (Sperrventile) erlauben den gemeinsamen Rückfluss der beiden unregulierten Volumenströme, Abb. 4.31.

Die Druckbilanz gibt über die Druckverteilung im Ventil Aufschluss: Druckdifferenz Δp , Steuerdruck (p_1, p_2), angesteuert: $p_1 = p_2 = p$, Verbraucherdrücke p_A, p_B , Druckdifferenz an beiden Messblenden $\Delta p = p_p - p = \text{const}$ [138].

4.3.3.2 Mehrfachstromteiler

Mehrfachstromteiler arbeiten nach dem Prinzip der *volumetrischen Kopplung durch Verdrängersteuerung*. Bei der Gleichlaufsteuerung mit mechanisch gekoppelten Motoren werden sowohl Vor- als auch Rückhub der Zylinder durch Ausgleich der Förderströme beeinflusst [1].

Rotations-Stromteiler sind kompakte Verdrängereinheiten der Zahnrad- oder Kolbenbauart, die starr miteinander verbunden sind. Die Eingangsleistung ist gleich der Ausgangsleistung, sofern man von Strömungsverlusten durch Verzweigung und mechanischen Verlusten absieht. Die Rotations-Stromteiler sind für offenen und geschlossenen Kreislauf geeignet [44].

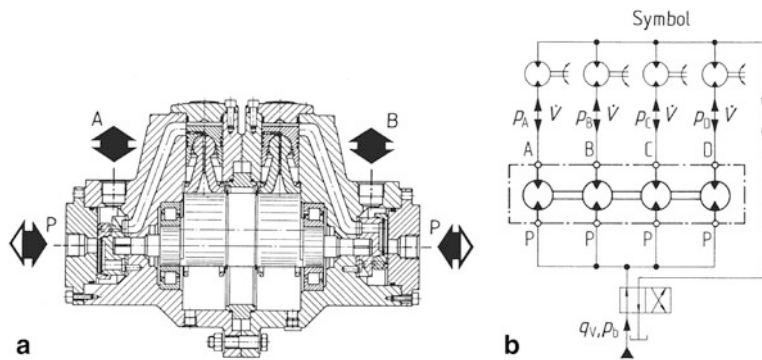


Abb. 4.32 Stromteiler nach Verdrängerprinzip. **a** Aufbau eines Radialkolben-Stromteilers (MTw, Jahns [99]); **b** Gleichlaufschaltung mit Mehrstromteiler durch mechanisch gekoppelte Motoren

Zahnrad-Stromteiler Zweifach- bis Sechsfachteiler. Teilungen im Verhältnis 1:1, max. Betriebsdruck $p = 230$ bar, max. Teilstrom 270 l/min je Kammer, Gleichlauffehler $\pm 2\%$.

Radialkolben-Stromteiler Als genauer Stromteiler für große Volumenströme hat sich der langsamlaufende Radialkolbenmotor in Kompaktbauweise bewährt. Regelkreise und Rückführung externer Messgrößen aus dem Lastsystem können entfallen, wartungsarmer Betrieb. Maximal teilbarer Volumenstrom $q_v = 2000$ l/min, Dauerbetriebsdruck $p = 210$ bar, eingrenzbarer Teilungsfehler $(0,1 \dots 2)\%$. Einsatz für Synchronlauf von Presszylindern an Hydraulikpressen. Bei einer Lauflänge von 8 m beträgt die Abweichung nur 5 mm. Das Teilungsverhältnis kann in Grenzen frei gewählt werden. Zusätzliche Druckteilung oder Zu- bzw. Abflussregelung sind möglich [48, 49], Abb. 4.32.

Hinweise für die Praxis

Rotations-Stromteiler können unmittelbar an der Pumpe oder an beliebigem Ort im Rohrleitungsnetz eingebaut werden. Der Einsatz erfolgt vorzugsweise dort, wo begrenzte Raumverhältnisse den Einbau von Mehrstrompumpen erschweren, oder zur Ergänzung von Mehrstrompumpen.

4.4 Sperrventile: Rückschlagventile

Das Sperrventil in einfacher Bauart sperrt den Volumenstrom in einer Richtung und gibt ihn in der anderen frei. Sperrventile werden als Sitzventile ausgebildet, bei denen das Verschlussstück eine Kugel oder ein Kegel ist. Insbesondere der Ventilkegel gewährleistet auch bei längerer Betriebsdauer absolut leckölfreies Sperren des Volumenstroms.

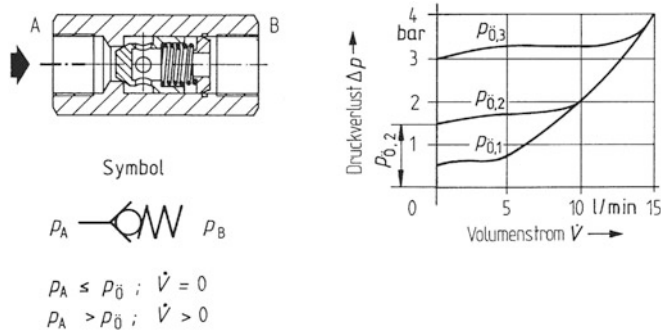


Abb. 4.33 Federbelastetes Rückschlagventil als Leitungsventil (S, Bosch Rexroth); Aufbau; Druckverlust, volumenstromabhängig (Δp , \dot{V} -Kennlinie) mit Öffnungsdruck für 3 Druckstufen des Federdrucks

4.4.1 Rückschlagventile

Rückschlagventil ohne Feder Sperrung, wenn Ausgangsdruck p_B größer als Eingangsdruck p_A ist. Öffnungswiderstand ist durch Kugelgewicht bedingt. Diese Ventile sind als Saug-, Nachsaug- oder Füllventil gebräuchlich und können als unbelastete Rückschlagventile nur in senkrechten Leitungen eingebaut werden.

Rückschlagventil mit Feder Abbildung 4.33. Sperrung, wenn Ausgangsdruck p_B größer oder gleich dem Eingangsdruck p_A ist. Eine *schwache Feder* drückt das Verschlussstück auf den Sitz und stellt damit die Sperrung in jeder Lage sicher. Eine *starke Feder* macht beim Öffnen einen Mindestdruck p_0 erforderlich und unterstützt die Schließbewegung. Die Feder ist für verschiedene Druckstufen auswechselbar. Federbelastete Rückschlagventile verhindern als Vorspannventile das Entleeren von Rücklaufleitungen und die damit verbundene Bildung von Lufteinschlüssen, denn der um den Öffnungsdruck höhere Druckverlust Δp sichert konstanten Rücklaufdruck.

Drosselrückschlagventil Abbildung 4.34. Das Drosselrückschlagventil ist ein Stromventil mit parallel geschaltetem Rückschlagventil, das in einer Richtung freien Durchfluss zulässt, in Gegenrichtung wird der Volumenstrom gedrosselt. In diesem Fall ist der Volumenstrom druck- und viskositätsabhängig. Durch Verstellung der Hülse l wird die Breite des Drosselquerschnitts stufenlos geändert, um die gewünschte Kolbengeschwindigkeit, z. B. eines H-Zylinders, einstellen zu können. Nach DIN ISO 1219 wird diese Ventilart den Stromventilen zugerechnet.

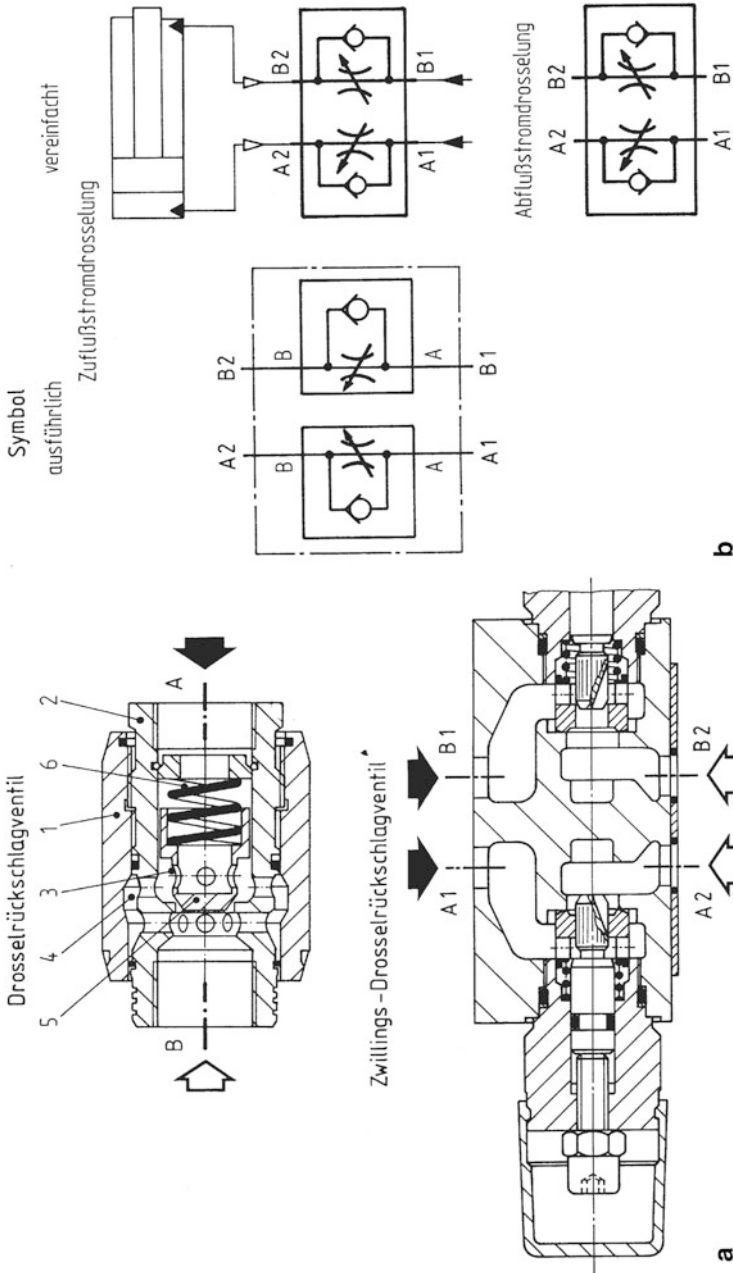


Abb. 4.34 Drosselrückschlagventil als Leitungsventil und Zwillings-Drosselrückschlagventil aus Aufbauventil mit 2 indirekten Anschlüssen über Flansch (Zwischenplattenventil) (MK bzw. Z 2 FS, Bosch Rexroth). **a** Aufbau. 1 drehbares Einstellelement Hülse, 2 Ventilkörper, 3 Kanal aus seitlichen Bohrungen, 4 Einstelldrossel (Spalt- oder Schlitzdrossel), 5 Ventilkugel, 6 Rückstellfeder; **b** Schaltungen zur Volumenstromsteuerung (Geschwindigkeitssteuerung) mit Drosselventilen für unabhängig einstellbare Kolbengeschwindigkeit in beiden Bewegungsrichtungen (Zu- und Abflussstromsteuerung)

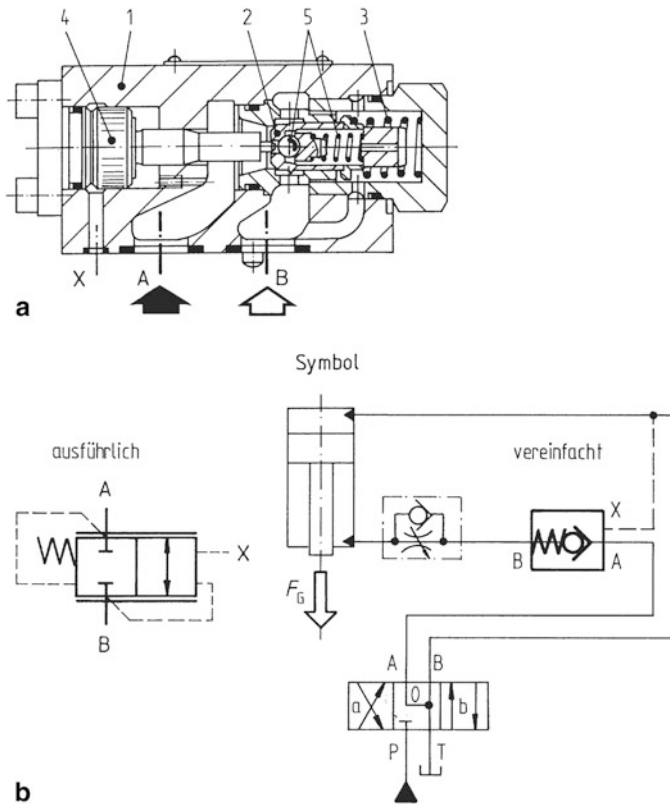


Abb. 4.35 Entsperrbares Rückschlagventil aus Aufbauventil (SV... A, Bosch Rexroth). **a** Aufbau ohne externen Leckölanschluss, mit Voröffnung, *A-B* freier Durchflussweg, *B-A* entsperrbarer Durchflussweg, *X* externe Steuerölauführung, 1 Gehäuse, 2 Ventilkegel, 3 Druckfeder, 4 Steuerkolben, 5 Kugelsitzventil für Voröffnung; **b** Sperrkreisschaltung zur Blockierung des Zylinders in einer Lastrichtung (durch Gewichtskraft)

4.4.2 Entsperrbare Rückschlagventile

Entsperrbares Rückschlagventil Abbildung 4.35. Die Sperrung kann hydraulisch aufgehoben werden. In Abb. 4.35 soll z. B. ein H-Zylinder mit großer Last F längere Zeit in Stellung gehalten werden. Das gesteuerte Rückschlagventil sperrt in Ruhestellung des Wege-Schieberventils und unterbindet das durch Leckvolumenstrom verursachte Absinken des Kolbens. Bei Schaltstellung *b* des Wegeventils wird das Rückschlagventil durch den Steuerdruck geöffnet, wobei das Steuervolumen den Betätigungskolben beaufschlagt, die Voröffnungskugel wird von ihrem Sitz abgehoben. Der Hauptkolben gibt unter verhältnismäßig niedrigem Öffnungsdruck den Durchflussweg frei (weiches Öffnen).

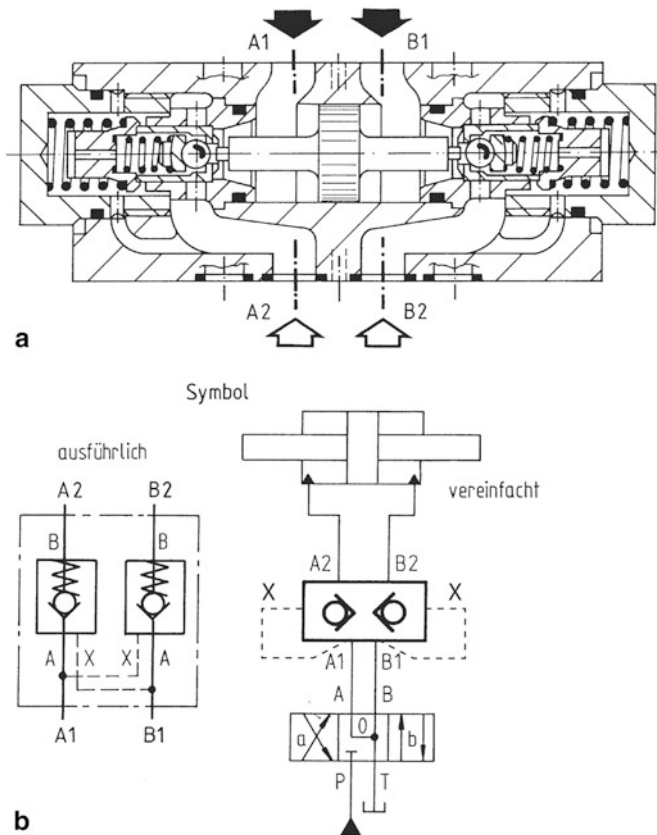


Abb. 4.36 Entsperrbares Zwillings-Rückschlagventil als Aufbauventil mit 2 Flanschanschlüssen (Zwischenplattenventil Sperrblock) (Z 2 S, Bosch Rexroth). **a** Aufbau mit Öffnung durch interne Druckbeaufschlagung in wechselnder Richtung und Voröffnung, $A1-A2$ freier, $B2-B1$ automatisch entsperrter Durchflussweg oder $B1-B2$ freier, $A2-A1$ automatisch entsperrter Durchflussweg; **b** Sperrkreisschaltung zur Blockierung des Zylinders in beiden Lastrichtungen

Entsperrbares Zwillings-Rückschlagventil Abbildung 4.36. Der Ventilkörper enthält zwei gegenseitig entsperrbare Rückschlagventile für zwei getrennte Durchflusswege. Um zur Blockierung des H-Zylinders sicheres Schließen beider Ventile in Ruhestellung des Wegeventils zu erreichen, sind dessen Verbraucheranschlüsse A, B über den Rücklauf T zu entlasten [5, 6].

4.5 Hydraulische Stetigventile: elektrisch stetig ansteuerbare Ventile

Hydraulische Stetigventile (DIN 24311) sind Steuergeräte mit Proportionalverhalten und elektrischem Eingangssignal, die ein Hydrauliksystem (Steuerstrecke) nach Steuerungsanweisungen mit stetiger Signalbildung verstellen, um die Ausgangsgröße der Strecke

(Kenngröße des Abtriebs) stetig zu beeinflussen. Aus dem elektrischen Eingangssignal bildet das Steuergerät ein hydraulisches Signal am Ventilausgang, die Stellgröße, die zur Aussteuerung des nachfolgenden Verbrauchers (Stellglieds) dient [50].

Der Begriff *Stetigventil* umfasst *Servoventile und Proportionalventile*, wobei eine scharfe Trennung beider Begriffe heute nicht mehr aufrechtzuerhalten ist. Vielmehr kennzeichnen diese Begriffe unterschiedliche Bauformen elektrisch stetig verstellbarer Ventile.

4.5.1 Stetigwegeventile: elektrische Eingangs-, hydraulische Vorsteuerstufe, Kantengeometrie, Rückführungssysteme

Stetigwegeventile sind gekennzeichnet durch einen proportionalen Zusammenhang zwischen Eingangssignal und Volumenstrom in den Arbeitsleitungen (Verbraucheranschlüssen), wobei die Volumenstromrichtung in den Arbeitsleitungen abhängig von der Polarität des Eingangssignals umkehrbar ist.

Da elektrisches Eingangssignal und hydraulisches Ausgangssignal ungleichartig sind, außerdem die hydraulische Leistung am Ausgang um Größenordnungen höher ist als die Steuerleistung am Eingang, ist in Ventilen mit elektrischen Eingangssignalen Signalumformung stets mit Leistungsverstärkung verbunden. Es liegt ein Umformglied mit Hilfsenergie, ein *Verstärker* vor. Dieser ist durch das Stetigventil verwirklicht, das sich in zwei oder mehrere Ventilstufen gliedert. Im Sinne des Prinzips der Aufgabenteilung ordnet man eigens abgestimmten Ventilstufen jeweils eine spezielle Teilfunktion zu, um hohe Leistungsverstärkung und günstiges Übertragungsverhalten gleichzeitig zu erzielen. Die in Richtung der Wirkung des Eingangssignals aufeinander folgenden Ventilstufen setzen sich zusammen aus elektrischer Eingangsstufe, hydraulischer Verstärkerstufe (Vorsteuerstufe) und Leistungsstufe (Hauptstufe). Die Stufen beeinflussen Leistungsverstärkung und Übertragungskennwerte, so dass Aufbau und Verhalten von Eingangs- und Vorsteuerstufe hydraulischer Stetigventile als Übersicht nachfolgend wiedergegeben seien [34, 21, 22].

Da Stetigwegeventile nach ihrer Bauform entweder ein- und mehrstufige Servoventile oder Proportional-Wegeventile sind, werden in der folgenden Darstellung jeweils geeignete Eingangs- und Vorsteuerstufen mit drosselnden Wegeventilen der Schieberbauart kombiniert, anschließend die sich ergebenden Funktionsvarianten der Stetigwegeventile erläutert.

4.5.1.1 Elektrische Eingangsstufe

Eingabeglied für das Steuersignal ist die elektrische Eingangsstufe, die in mehreren Varianten für „Energieart wandeln“ unter Nutzung unterschiedlicher physikalischer Effekte verwirklicht wird [52], Tab. 4.3.

Eingangsstufen hydraulischer Stetigventile sind elektrisch stetig ansteuerbar. Da das elektrische Eingangssignal als proportionales mechanisches Ausgangssignal (Stellweg) abgebildet wird, wobei die zur Bildung des Ausgangssignals benötigte Energie vom Eingangssignal aufgebracht wird (Baueinheit ohne Hilfsenergie), handelt es sich im engeren Sinn um *elektromechanische Umformer* [19, 34, 52].

Tab. 4.3 Elektrische Einstufigen unterschiedlichen physikalischen Effekte (elektromechanische Umformer) mit zugehörigen Kenngrößen für Stetigventile nach Backé [21]

	Proportionalmagnet	Tauchspule	Torquemotor	Linearmotor
Magnetkörper (Gehäuse)	Anker	Steuerwicklung	Polschuhe (Löcherteile)	Anker
Anker	nicht magnetisiertes Zwischenstück	Rückholfeder (Schrauben-)	Steuer- spulen	Rückholfeder (Membran-)
Steuerkonus	Steuerkonus	Dauer- magnet	Anker	Steuer- spule
Steuer- spule (Erregerwicklung)	Steuer- spule (Erregerwicklung)	Magnet- joch	Rück- holfeder (Biegeröhren-)	Dauer- magnete
Polkern	Polkern			
Steuerleistung P_s	5 ... 40	0,2 ... 5	0,02 ... 4	10 ... 40
Hubarbeit	20 ... 1000	8 ... 80	2 ... 40	400 ... 2000
Nichtlinearität d. mittl. Kennlinie	0,5 ... 6	1 ... 7	1 ... 2	0,5 ... 6
charakt.Frequenz f_{-90° Hz	10 ... 150	100 ... 200	100 ... 300	10 ... 200

Der **Proportionalmagnet** übt als Elektromagnet über das von ihm erzeugte Magnetfeld eine Kraft auf einen ferromagnetischen Körper aus. Er wurde aus dem Gleichstrom-Hubmagneten (Schaltmagneten) entwickelt, mit Anpassung an das Ventilverhalten über ein Konussystem für unmagnetisierbare Zwischenzone. Durch Gestaltoptimierung des Steuerkonus lässt sich die Magnetkraft-Hub-Kennlinie dahingehend variieren, dass die dem Strom proportionale Magnetkraft über den größeren Teil des Magnethubs annähernd konstant bleibt.

Die **Tauchspule** erfährt als stromdurchflossener Leiter nach dem elektrodynamischen Prinzip in einem (Dauer-)Magnetfeld eine der Stromstärke proportionale Kraft. Sie wird als elektrisch stetig ansteuerbare Eingangsstufe seit langem eingesetzt, jedoch in dieser Funktion von anderen Umformern zunehmend verdrängt. Eine eisenlose Spule bewegt sich im magnetischen Feld, das durch einen Permanentmagneten erzeugt wird. Die Tauchspule wird durch eine Rückholfeder in Mittelstellung gehalten. Hinsichtlich ihres statischen und dynamischen Übertragungsverhaltens schneiden Tauchspulen gut ab, da die Hysterese gering, die Linearität hoch und der Spulenkörper von geringer Masse ist. Allerdings sind Stellkraft und Hubarbeit, bezogen auf Bauvolumen und Gewicht, niedriger als bei den anderen Umformern.

Der **Torquemotor** (Drehanker-Magnetmotor) arbeitet nach dem elektromagnetischen Prinzip eines Gleichstrom-Hubmagneten, allerdings mit zwei gegeneinander wirkenden Wicklungen in einem Bauelement und drehender Bewegung zum Betätigen (polarisiertes Drehmagnetsystem). Der drehbar gelagerte Weicheisenkern (Drehanker) wird durch eine Biegefeder in Mittelstellung gehalten. Werden die den federgefesselten Drehanker umgebenden Spulen vom Gleichstrom durchflossen, so wird das Dauermagnetfeld in den diagonal gegenüberliegenden Luftspalten je nach Polarität gestärkt oder geschwächt. Am magnetisierten Anker greift ein Kräftepaar an, das diesen gegen die Kraftwirkung der Rückholfeder (Biegerohr) dreht. Für das Magnetisieren der Luftspalte sind geringe Abstände der Polschuhe notwendig, mithin nur kleine Magnethübe möglich, so dass hohe Fertigungsgenauigkeit zu fordern ist. Außerdem ist bei hinreichend kleinem Luftspalt die Hysterese, insbesondere die Koerzitivfeldstärke, weit gehend durch die Eigenschaften des magnetischen Materials bestimmt, dessen Auswahl und Wärmebehandlung sorgfältig vorzunehmen ist. Fertigungsaufwand und Empfindlichkeit gegen äußere Störeinflüsse werden durch hervorragendes dynamisches Verhalten aufgewogen, wenn dieses für das dynamische Gesamtverhalten des Stetigventils von besonderem Gewicht ist. Dies trifft besonders auf die Bauform Servoventil zu [21, 53].

Der **Linearmotor** arbeitet nach dem elektromagnetischen Prinzip mit Überlagerung der Magnetfelder von Permanent- und Elektromagneten wie beim Torquemotor, jedoch mit linearer Bewegung zum Betätigen. Die Verfügbarkeit hartmagnetischer Werkstoffe machte die Entwicklung dieses Umformers möglich, der hohe Stellkräfte, bezogen auf Bauvolumen und Gewicht, erzeugt und gute Übertragungseigenschaften aufweist. Der Linearmotor wird damit insbesondere den Forderungen der Flughydraulik gerecht und für diese vorrangig in Servoventilen direkt, also ohne Leckverlust verursachende Vorsteuerstufe, eingesetzt [19, 53].

Zum Vergleich elektromechanischer Umformer dient meist die Hubarbeit. Auf neueren Prinzipien beruhende Umformer (Piezo-Stapeltranslator, magnetostriktiver Aktor) erzeugen sehr große Kräfte bei minimalen Wegen, dabei sehr kleine Hubarbeiten. Herkömmliche Umformer bringen zwar weniger hohe Kräfte, dafür ausreichend große Hübe (im mm-Bereich) auf. Linearmotor und Proportionalmagnet erbringen große, Torquemotor und Tauchspule nur kleine Hubarbeiten. Erstere Varianten eignen sich als Eingangsstufe zur direktwirkenden Steuerung der Hauptstufe, allerdings ist vom Eingangssignal x_e eine vergleichsweise große Steuerleistung P_{St} aufzubringen, Tab. 4.3. Letztere Varianten können mit geringer Energie elektrisch angesteuert werden, benötigen jedoch zur Weitergabe des Ausgangssignals X an den Kolbenschieber eine zwischengeschaltete hydraulische Verstärkerstufe.

4.5.1.2 Hydraulische Vorsteuerstufe: *Verstärkerstufe*

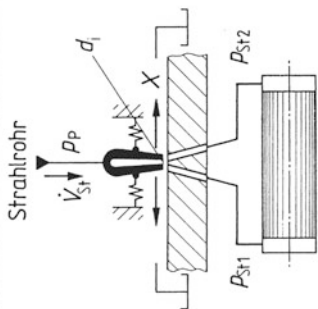
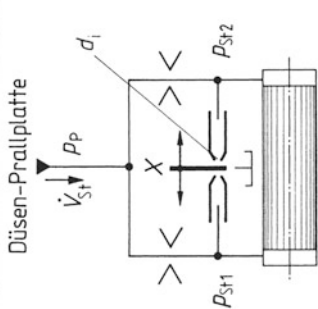
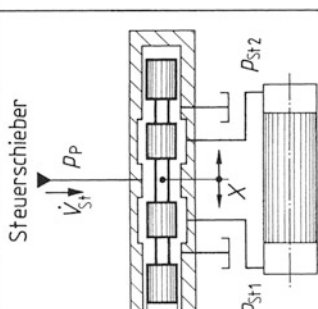
Die direktwirkende Steuerung der Leistungsstufe ermöglicht zwar die Ventilsteuerung (Widerstandssteuerung) mit geringerem Energieverlust, da die Versorgung der hydraulischen Steuerung (Deckung des Steuervolumenstroms) entfällt. Sind jedoch große Energieströme kontinuierlich zu verändern, reicht die vom elektrischen Eingangssignal aufgebrachte Energie nicht aus, um das mechanische Ausgangssignal zur Aussteuerung der nachfolgenden Hauptstufe zu bilden. Stetigventile großen Nennvolumenstroms und dementsprechend hoher, der Stellbewegung des Kolbenschiebers entgegenwirkender Strömungskraft benötigen große Kräfte zur Steuerung. Bei indirektwirkender Steuerung ist das mechanische Ausgangssignal (Stellweg) der elektrischen Eingangsstufe ein Zwischensignal, das nicht zur Bewegung des Hauptsteuerkolbens, sondern zum Verstellen eines Hilfsenergieflusses dient. Die *Vorsteuerstufe* ist folglich eine *Baueinheit mit Hilfsenergie* (Verstärkerstufe), die in mehreren Lösungen für „Leistung verstärken“ realisiert wird [19], Tab. 4.4.

Das von der elektrischen Eingangsstufe gelieferte mechanische Ausgangssignal lenkt einen Steuerschieber, eine Prallplatte oder ein Strahlrohr aus und verstimmt die abgegliche hydraulische Widerstandsschaltung eines internen Steuerkreises. Es bauen sich dadurch unterschiedliche Steuerdrücke an den gleich großen, einander gegenüberliegenden Steuerflächen des Hauptsteuerschiebers auf, so dass dieser durch Druckbeaufschlagung (Steuerdruckdifferenz) verstellt wird. Die zur Energieversorgung des Ventilsteuerkreises benötigten Hilfsgrößen (Steuervolumenstrom, Eingangsdruck) werden dem Hauptkreis entnommen, der somit als Hilfsenergiequelle zur Verstärkung der Steuerleistung dient. Die größere Ausgangsleistung der Vorsteuerstufe reicht aus, um das mechanische Ausgangssignal (Stellweg) zur Aussteuerung der Hauptstufe auch dann zu bilden, wenn dem Hauptsteuerkolben große Strömungskräfte entgegenwirken.

Als abgestimmte Widerstandsschaltung dienen symmetrische Anordnungen hydraulischer Konstant- und Stellwiderstände unterschiedlicher Widerstandsformen. Die zur Widerstandsänderung und Verstimmung genutzten physikalischen Effekte beruhen auf Drosselung und Energiewandlung strömender Flüssigkeiten [34, 52].

Beim *Steuerschieber* erfolgt die Drosselung über axial verschiebbare Steuerkanten, u. a. über 4 Steuerkanten eines Längsschiebers mit von der Betätigungsrichtung unabhängiger (symmetrischer) Kennlinie.

Tab. 4.4 Hydraulische Vorsteuerstufen unterschiedlichen Wirkprinzips (Verstärkerstufen) für Stetigventile nach Backé [18]

Durchmesser	d_i ; d_j	mm	Strahlnröhre	Düsen-Prallplatte	Steuerschieber
Stellweg	X	mm			
Eingangsdruck	p_p	bar
Maximalwert des Steuervolumensstroms	\dot{V}_{stmax}	l/min	0,12 ... 0,2	0,25 ... 0,5 $\pm 0,06$... $\pm 0,075$... 350	4 ... 12 ± 1 ... ± 4 ... 350 ... 5 ... 200

Beim **Düsen-Prallplatte-System** (zweiseitigen Strahlklappenventil) werden bei gegebener Düsenöffnung von den Spalthöhen zwischen Doppeldüse und Prallplatte (Strahlklappe) im Gegensinn veränderliche Strömungswiderstände gebildet. Die Auslenkung der Prallplatte zieht eine Steuerdruckdifferenz nach sich und bewegt den Hauptsteuerkolben aus der Mittelstellung. Die Auslenkrichung legt die Bewegungsrichtung, die Spalthöhe die Stellgeschwindigkeit des Hauptsteuerkolbens fest.

Beim **schwenkbaren Strahlrohr** nutzt man die Wandlung der Energie strömender Flüssigkeiten durch Überführung von kinetischen in statischen Druck, um eine Steuerdruckdifferenz aufzubauen. Auslenkung des Strahlrohrs ändert den in den Steuerbohrungen herrschenden Staudruck, dessen Größe von der Überdeckung von Strahlrohraustritt und Steuerbohrungsöffnung abhängt.

Die Kennlinien von Düsen-Prallplatte-System und Strahlrohr weisen über einen großen Bereich der Auslenkung Linearität bezüglich der Steuerdruckdifferenz auf, wobei das letztgenannte Wirkprinzip die geringere Schmutzempfindlichkeit aufweist [52].

Um die Funktion der Leistungsverstärkung zu betonen, lassen sich die Vorsteuerstufen nach dem kennzeichnendem Prinzip als Schieber-, Düsen- und Staustrahlverstärker benennen [55].

4.5.1.3 Steuerkantengeometrie

Bei den schaltenden Kolbenventilen wird die Kantenform variiert, um beim Schaltvorgang den Verbraucher durch negative Überdeckung stoßfrei anlaufen bzw. reversieren zu lassen oder in den Übergangstellungen durch stellwegabhängige Drosselwirkung feinsteuern zu können (Wegeventil mit Schwimm-Zwischenstellungen bzw. drosselndes Wegeventil). Bei Wegeventilen der Schieberbauart mit Proportionalverhalten und elektrischem Eingangssignal beeinflusst die Steuerkantengeometrie der Hauptstufe Übertragungskennwerte, vornehmlich die statische Volumenstrom-Signal-Kennlinie. Die Wahl der richtigen Kantenform an den Ventilkolben des Hauptsteuerschiebers ist bei Stetigwegeventilen schwieriger als bei Schaltventilen und auf die jeweilige Steuerungsaufgabe abzustimmen.

Überdeckung ist eine Kenngröße, die unterschiedliche hydraulische oder Übertragungseigenschaften der Ventile beschreibt:

- in Neutralstellung die Durchflusswege hinsichtlich Sperrrens oder Öffnens der Anschlüsse bei Schaltventilen bzw. Stetigventilen (DIN ISO 1219 Teil 1),
- beim Schaltvorgang die Durchflusswege der Übergangstellungen bezüglich zwischenzeitlichen Sperrrens oder Öffnens bei Schaltventilen (DIN 24564 Teil 1),
- die Linearitätsabweichung der mittleren Volumenstrom-Signal-Kennlinie im Bereich ihres Nulldurchgangs für Stetigventile (DIN 24311), Abb. 4.37,
- die geometrischen Beziehungen der Steuerkanten, Abb. 4.37, die den vorgenannten statischen Kennwert bedingen und die Durchflusswege in Neutralstellung grundlegend beeinflussen.

Die geometrischen Beziehungen betreffen die relative Lage der Steuerkanten von Gehäuse und Schieber in Mittelstellung, wobei drei Arten von Überdeckungsverhältnissen unterschieden werden, Abb. 4.37.

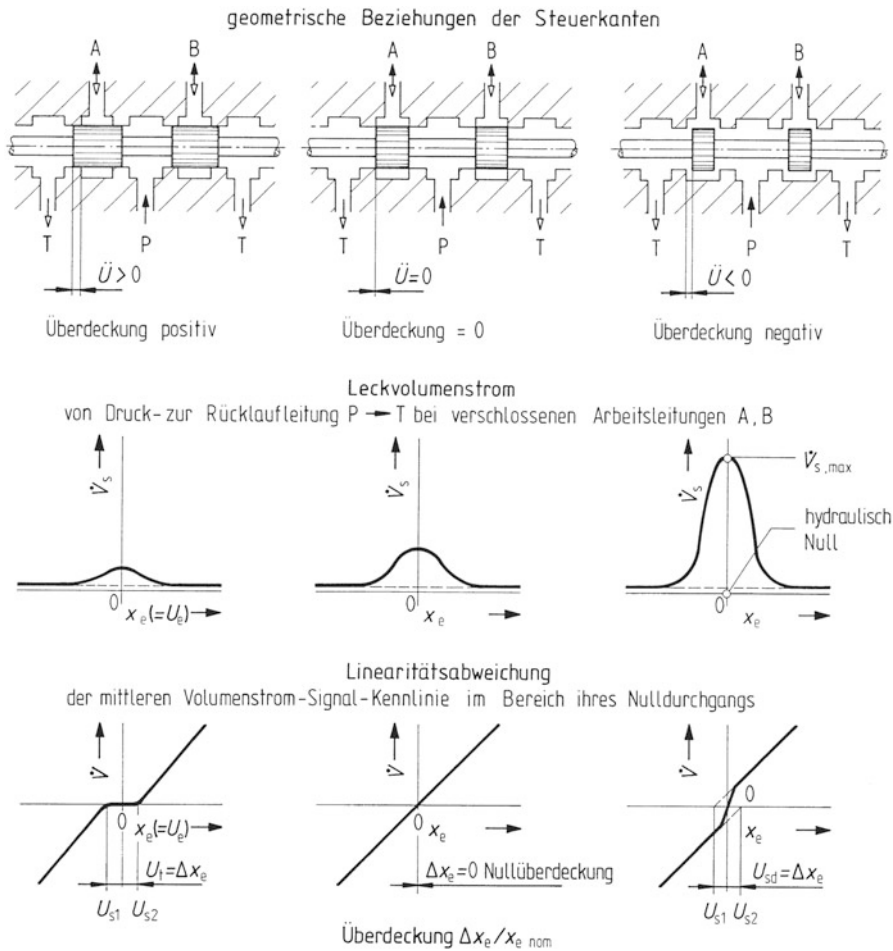


Abb. 4.37 Geometrische Beziehungen der Steuerkanten, Leckvolumenstrom und Nullbereich der Volumenstrom-Signal-Kennlinie mit statischem Kennwert Überdeckung

Positive Überdeckung beschreibt die Steuerkantenlage eines Kolbens, dessen Höhe größer als die Breite des Ringkanals im Gehäuse ist.

Wegeventile (Schaltventile) mit geschlossener Mittelstellung werden in Hydroanlagen mit Speicherschaltung oder Sperrschaltung eingesetzt. In geschlossener Mittelstellung fließt ein minimaler Leckvolumenstrom, wie er im Radialspalt abhängig von der Überdeckungslänge auftritt.

Nach den Schalteigenschaften fallen hierunter Wegeventile, deren Volumenstrom beim Übergang von einer Schaltstellung in die andere gesperrt ist. Beim Einschalten ist vom Kolbenschieber erst die Überdeckung zurückzulegen, bevor ein Öffnungsquerschnitt und damit ein Volumenstrom freigegeben wird. Es können größere Fertigungstoleranzen für

die Lage der Steuerkanten zugelassen und die weniger aufwändige Gestaltungsvariante des Gehäuseventils gewählt werden.

Stetigventile positiver Überdeckung werden in Antrieben vorwiegend mit offenem Wirkungsablauf (Steuerketten), mit geschlossenem Wirkungsablauf allenfalls für Geschwindigkeits- und Volumenstromregelungen eingesetzt.

Proportional-Wegeventile weisen positive Überdeckung auf, so dass ein nur kleiner Leckvolumenstrom in Mittelstellung folgt. Da eine zeitliche Verschiebung der Ausgangsgröße gegenüber dem Eingangssignal (Totzeit) in Kauf zu nehmen ist, können während des Stellens Flüssigkeitsschwingungen mit Druckspitzen auftreten, deren Höhe aus dem Nennvolumenstrom und der Stellzeit folgt.

Überdeckungssprung Um die Totzeit auszuschalten und die Stellzeit zu verkürzen, kann die Überdeckung am Proportional-Wegeventil durch ein Hilfssignal kompensiert werden, indem mittels eines Funktionsbildners dem Eingangssignal ein sprungförmiges Signal hinzugefügt wird. Davon macht man mit Vorteil beim Reversieren der Geschwindigkeit Gebrauch.

Nullüberdeckung (Nullschnitt) ist durch bündige Steuerkantenlage von Kolben und Ringkanal im Gehäuse ausgezeichnet.

Es lassen sich sehr kurze Stellzeiten verwirklichen, da der Öffnungsquerschnitt ohne Verzögerung freigegeben wird und nur kleine Stellwege zum Aussteuern benötigt werden. Der über eine Steuerkante fließende Volumenstrom entspricht dem Durchfluss einer Ringblende. Zwischen scharfen Kanten von Ringkanal und freiem Kolbenende, die sich für kleine Öffnungsquerschnitte nahezu deckend gegenüberstehen, wird die Strömung stark eingeschnürt und eine merkbare stationäre Reaktionskraft verursacht. Der zwischen eingetauchtem Kolbenende und Gehäusebohrung fließende Leckvolumenstrom ist stellwegabhängig, hat in Mittelstellung ein Maximum (Hydraulisch Null) und ist größer als bei der positiven Überdeckung.

Dadurch ist die Ruhelage des Ventilkolbens labil, dessen Lage ist nur durch einen Regelkreis zu stabilisieren.

Nullüberdeckung erfordert enge Fertigungstoleranzen für präzise Lagezuordnung der Steuerkanten von Gehäuse und Schieber, so dass bei Mehrkantensteuerungen die aufwändigere Gestaltungsvariante des Hülsenventils vorzuziehen ist. Um die Funktionstauglichkeit der Steuerkante über die vorgesehene Gebrauchsdauer zu sichern, sind Formabweichungen infolge Strömungverschleißes (Erosion), insbesondere der Werkstoffabtrag durch mitgeführte Feststoffpartikel (Hydroabrasivverschleiß), zu vermeiden. Der gewählte Hülsen- und Kolbenwerkstoff sollte daher genügend verschleißfest (randschichtgehärtet), die Reinhaltung der Druckflüssigkeit durch Filtration nach maximal zulässiger Verschmutzung sichergestellt sein.

Servventile weisen Nullüberdeckung auf. Diese wird angewendet, wenn der Arbeitspunkt bzw. -bereich weitgehend auf das Gebiet des Nulldurchgangs der Volumenstrom-Signal-Kennlinie (Nullbereich) beschränkt ist. Linearität der mittleren Kennlinie mit Nullbereich ermöglicht Lage- und Druckregelung.

Schnelle Proportional-Wegeventile (Regelventile) werden ebenfalls mit Nullüberdeckung ausgeführt. Mit diesem Überdeckungsverhältnis, ist eine wesentliche Voraussetzung erfüllt, um Stellfunktionen in zeitkontinuierlichen Antriebsregelungen ausführen und damit zunehmend Aufgaben des Servoventils übernehmen zu können.

Negative Überdeckung beschreibt die Steuerkantenlänge eines Kolbens, dessen Höhe kleiner als die Breite des Ringkanals im Gehäuse ist.

Wegeventile (Schaltventile) mit verbundenen Anschlüssen in Mittelstellung (Schwimmruhestellung) werden in Hydroanlagen mit Reversierschaltung eingesetzt. Beim Halten des Kolbenschiebers in Mittelstellung fließt ein größerer Leckvolumenstrom über beide Steuerkanten.

Nach den Schalteigenschaften fallen hierunter Wegeventile, deren Volumenstrom beim Übergang von einer Schaltstellung in eine andere zwischen zwei oder mehreren Anschlüssen freigegeben wird. Der hieraus folgende Leckverlust ist gering, da Übergangsstellungen nur zwischenzeitlich eingenommen werden. Hingegen steuern drosselnde Wegeventile beliebige Zwischenstellungen an, so dass negative Überdeckung großen Leckvolumenstrom \dot{V}_s verursacht. Außerdem weist die Druck-Signal-Kennlinie geringe Steigung auf, so dass der statische Kennwert Druck-Übertragungsfaktor (Drucksteilheit) K_p klein ausfällt (geringe Laststeifigkeit).

Stetigventile mit negativer Überdeckung werden lediglich in Pumpenantrieben, z. B. bei Pumpensteuerungen mit Verstellpumpe, eingesetzt.

Hinweise für die Praxis

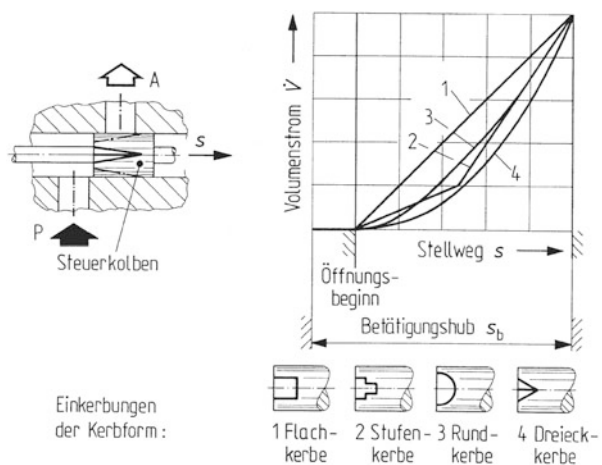
Auf Grund des funktionsbedingten Radialspalts (Führungsspiels) ergibt sich beim nullüberdeckten Kolbenschieber stets ein Signalbereich, für den eine geringe negative Überdeckung vorliegt. Zur Begrenzung des Fertigungsaufwands für präzise Lagezuordnung sieht man bei Servoventilen zuweilen von vornherein eine geringe negative Überdeckung vor. Damit wird in jedem Fall eine positive Überdeckung ausgeschlossen, die eine erhöhte Umkehrspanne nach sich zöge. Aus dem über beide Steuerkanten fließenden Leckvolumenstrom in Mittelstellung folgen allerdings Reaktionskräfte in beiden Richtungen, die zur Stabilisierung der Ruhelage auszuregeln sind. Ferner ist im Vergleich zur Nullüberdeckung geringere Drucksteilheit bzw. Laststeifigkeit in Kauf zu nehmen.

Kantenformen der Ventilkolben werden bereits bei den Schaltventilen variiert, um negative Übergangsstellungen für stoßfreies Schalten oder Feinsteuerung herbeizuführen. Letzere führt zum Wegeventil mit der drosselnden Nebenfunktion, über einen begrenzten Feinsteuerbereich kleine Volumenströme dosieren zu können.

Proportional-Wegeventile haben einen Steuerbereich über den gesamten Stellweg, d. h., Steuernut des Ventilkolbens und Steuerkante im Gehäuse bleiben für beliebige Zwischenstellungen im Eingriff. Variiert man die Nutform, lässt sich die Volumenstrom-Ventilhub-Kennlinie an die Steuerungsaufgaben anpassen Abb. 4.38.

Dargestellt ist außer dem Stellbereich des Ventilhubes die vor Öffnungsbeginn zurückzulegende Überdeckungslänge (ca. 20 % des Betätigungshubs s_b).

Abb. 4.38 Kolben mit Einkerbungen unterschiedlicher Kerbform zum Anpassen der Volumenstrom-Ventilhub-Kennlinie für 1 lineares Proportionalverhalten mit hoher Signalverstärkung im Nullbereich, für 2 progressives, 3 stetig-progressives, 4 stetig-progressives Feinsteuerverhalten mit hoher Signalauflösung im Nullbereich



Für den Öffnungsbeginn strebt man eine hohe Signalauflösung an, um zu feinfühli-ger Einstellung der Geschwindigkeit zu gelangen. Man erreicht dieses Feinsteuerverhalten durch kleine Steigung der Kennlinie im Nullbereich, indem **Einkerbungen unterschiedlicher Form** gleichmäßig über den Umfang des Kolbens verteilt werden. Bereits durch Anfasen der Kolbenkante nähert man sich der erwünschten progressiven Kennlinie in geraden Abschnitten an, wie es auch mit der Stufenfase möglich ist. Mit der Rund-, mehr noch mit der Dreieckkerbe lässt sich eine stetig-progressive Kennlinie flachen Verlaufs im Kleinsignalbereich realisieren. Steuerkolben in Schaltventilen können Feinsteuernuten, z. B. in Form linear zunehmender Rundkerben, aufweisen, Abb. 4.39a. Diese haben die Widerstandsform Stelldrossel, mit der sich in den Übergangstellungen stoßfreies Schalten und/oder Feinsteuern ergibt. Steuerkolben in Proportional-Wegeventilen werden mit Steuernuten versehen, die z. B. als dreieckige Formkanten gestaltet sind, Abb. 4.39b. Diese gehen zusammen mit den Gehäusekanten auf die Widerstandsform Stellblende zurück, mit der sich Proportionalverhalten über den gesamten Stellweg erzielen lässt.

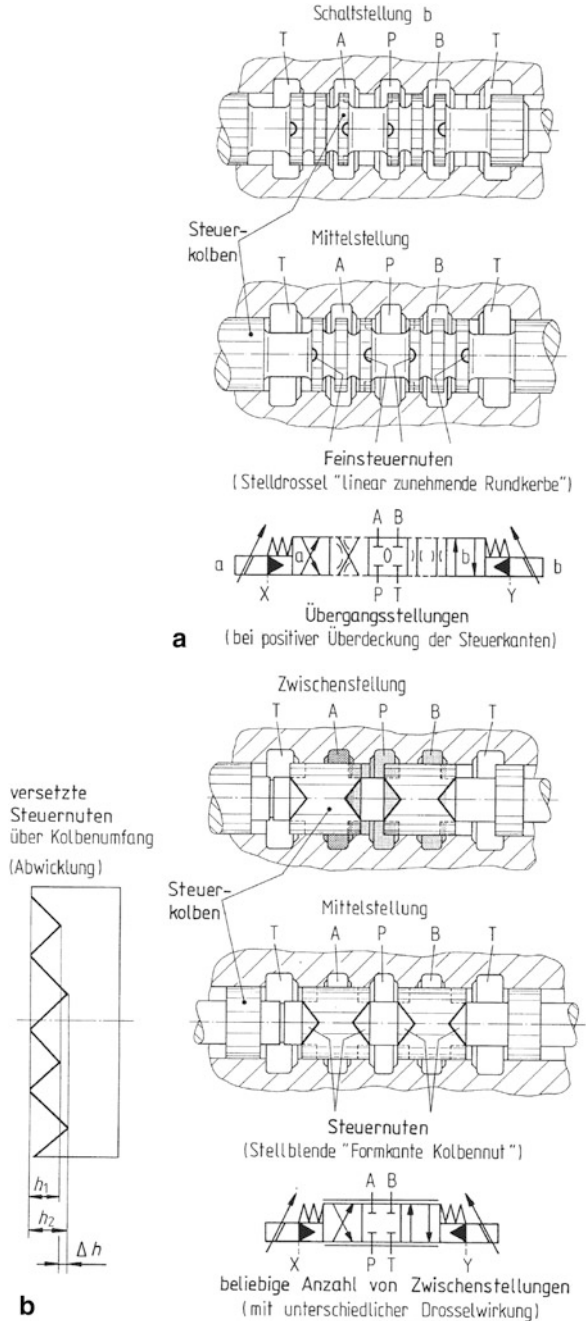
Mit schlanken Dreiecksnuten für langen Kolbenhub, die zusätzlich versetzt über den Kolbenumfang angeordnet werden können (z. B. Bauart Bosch Rexroth [56, 57], erhält man hohe Signalauflösung.

Servoventile und *schnelle Proportional-Wegeventile* haben **gerade Kolbenkanten**. Bei Verzicht auf eine Feinsteuernuten bei Öffnungsbeginn steht hier die lineare Volumenstrom-Signal-Kennlinie im Vordergrund, die auch im Nullbereich ausreichend große Steigung aufweist. Bereits für kleine Stellwege fällt der statische Kennwert Volumenstrom-Signal-Übertragungsfaktor (Volumenstromsteilheit) K_V groß aus, so dass eine für Antriebsregelungen unerlässliche Voraussetzung (hohe Kreisverstärkung) erfüllt ist [19, 56, 58–60].

Hinweise für die Praxis

Von der geraden Kolbenkante abweichende Kantenformen werden für schnelle Proportional-Wegeventile angewendet, die bei kleinen Stellwegen flachen Kennlinienver-

Abb. 4.39 Steuerkolben. **a** mit Feinsteuernuten der Form Rundkerbe für Wegeventile mit drosselnder Nebenfunktion in Übergangsstellungen, **b** mit Steuernuten der Form Dreiecknut für Stetigventile mit Proportionalverhalten über beliebige Zwischenstellungen, versetzte Steuernuten über Kolbenumfang für hohe Signalauflösung (Bosch Rexroth)



lauf aufweisen sollen. Mit wellenförmiger Kolbenkante, ausgebreitet über den Umfang, erzielt man hohe Signalauflösung auf kurzem Kolbenhub. Über die Steuerkantengeometrie lassen sich damit Steuerungsaufgaben lösen, die eine Abstimmung zwischen Feinsteuerung im Kleinsignalebereich und Stelldynamik erfordern (z. B. Sinus-Kolben, Parker Hannifin [64]).

4.5.1.4 Rückführungssysteme

Um Proportionalverhalten über den gesamten Stellweg auch entgegen störende Neben- größen zu erzielen, die infolge trägheits-, reibungs-, strömungsbedingter Reaktionskräfte auf den Schieber einwirken, wendet man die innere Rückführung auf hydraulische Stetigventile an. Bei der Signalverarbeitung führt man ein geeignetes Zwischensignal auf den Signaleingang zurück. So ist bei mehrstufigen Stetigwegeventilen der Schieberbauart die leicht abgreifbare Lage des Hauptsteuerschiebers Rückführsignal, das sich mittels geräteinterner Regelung verarbeiten lässt. Die Lageregelung des Ventilkolbens stabilisiert das Ventilverhalten, womit bessere Übertragungskennwerte erzielt werden können. Fasst man Vorsteuer- und Hauptstufe als aufeinander abgestimmte Widerstandsschaltungen aus hydraulischen Konstant- und Stellwiderständen auf, handelt es sich bei der Lageregelung des Hauptsteuerschiebers um den geregelten Abgleich von Steuerwiderständen [34, 52].

Man unterscheidet folgende *Arten von Rückführungssystemen*:

Mechanische Rückführung nutzt man zur Lageregelung mit mechanischem Abgleich über den Weg oder die Kraft. Mechanischer Wegabgleich lässt sich über ein Folgesystem mit starrem Rückführhebel und Steuerbuchse herleiten. Letztere wird vom Hauptsteuerkolben über veränderbare Hebelübersetzung betätigt, um die Steuerwiderstände der Vorsteuerstufe relativ zur Steuerbuchse zu verstellen.

Mechanischer Kraftabgleich ist deshalb möglich, weil Proportionalität zwischen Federweg und Federkraft besteht. So führt man über eine Rückführfeder, eingepasst in den Ventilkolben, die Lage des Hauptsteuerschiebers auf die Vorsteuerstufe vom System Düsen-Prallplatte zurück. Die Prallplatte wird in Richtung Neutralstellung so lange rückgestellt, bis an der Eingangsstufe vom Wirkprinzip Torquemotor Gleichgewicht zwischen Elektromagnetkraft und Federkraft herrscht, Abb. 4.52.

Servoventile kompakter Bauart und begrenzten Bauaufwands werden mit mechanischer Rückführung ausgestattet, da die hiermit erzielbaren Übertragungskennwerte zur Lösung zahlreicher Regelungsaufgaben genügen.

Barometrische Rückführung nutzt man zur Lageregelung mit hydraulischem Wegabgleich. Da hierfür negative Überdeckung über den gesamten Stellbereich vorzusehen ist, liegt gegenüber dem mechanischen Wegabgleich geringere Drucksteilheit bzw. Laststeifigkeit vor. Ist der Stellbereich klein, kann man den Abgleich der Steuerwiderstände über den Steuerdruck herbeiführen. So lässt sich über Abgleichnuten an den Enden des Kolbenschiebers der Steuervolumenstrom wegabhängig dosieren und damit die Lage des Hauptsteuerschiebers auf die Vorsteuerstufe vom System Düsen-Prallplatte zurückführen. Diese wird gegensinnig zur Hauptstufe betätigt, so lange, bis die Steuerwiderstände abgeglichen sind.

Servoventile mit größerem Abstand zwischen Vorsteuer- und Hauptstufe werden mit barometrischer Rückführung ohne mechanische Elemente ausgestattet, jedoch selten ausgeführt.

Elektrische Rückführung dient zur Lageregelung mit elektrischem Wegabgleich. Die Lage des Steuerkolbens wird über ein elektrisches Wegmesssystem für Hydroventile als elektrisches Ausgangssignal abgebildet und einem Stellungsregler (Positioner) zum Vergleich mit dem Lagesollwert zugeleitet. Vorzug dieses Systems ist es, dass die Rückführgröße mittels ausgleichender Netzwerke (Vorhalte usw.) modifiziert werden kann, um die Stabilität des ventilinternen Lageregelkreises zu verbessern oder das gewünschte Stellverhalten des Ventils zu erzielen. Man verbessert mittels elektrischer Rückführung des Ventilverhaltens, das sich in den statischen Kennwerten

- sehr kleine Hysterese H (z. B. $(0,5 \dots 1) \%$ statt $(4 \dots 6) \%$,
 - hohe Ansprechempfindlichkeit E ,
 - große Volumenstrom- und Drucksteilheit $K_{\dot{V}}$, bzw. K_p
- der Ventilkennlinien sowie in den dynamischen Kennwerten
- kürzere Verzugszeit T_n und Ausgleichszeit T_g der Ventil-Übergangsfunktion,
 - höhere Grenzfrequenzen $f_{-3 \text{ dB}}$, f_{-90° des Ventil-Frequenzgangs $F(j\omega)$ niederschlägt.

Für die Bildung der Messgröße Steuerkolbenlage ist nach dem Messprinzip eine Reihe von Wegsensortypen verfügbar, die z. B. als Wegmesssysteme für Hydrozylinder eingesetzt werden, Abschn. 3.4.9.1. Da es sich hier um das Messen kleiner Wege (Nennmesslänge $l_{\text{nom}} = (2 \dots 40) \text{ mm}$) handelt, herrscht die induktive Wegmessung vor. Verwendet werden induktive Wegaufnehmer nach dem linearen Differenzialtransformatorprinzip (LVDT) oder dem Differenzialdrosselprinzip (Spannungsteiler) in druckdichter Ausführung.

Die Sensor-Auswerteelektronik wird mit der Ansteuer-Regelelektronik in einer separaten Baueinheit (Schrank, Gehäuse) oder gerätenah (integrierte Elektronik) untergebracht [61–64].

Servoventile wurden in der Sonderbauart Flachdrehschieber, in Längsschieber-Bauart zunächst in der Leistungsstufe dreistufiger Ventile mit elektrischer Rückführung versehen. Deren Vorzüge werden derzeit auch in zweistufigen Servoventilen mit sehr hohen Anforderungen an das Übertragungsverhalten genutzt.

Proportional-Wegeventile werden mit lagegeregeltem Steuerkolben und integriertem Wegmesssystem bereits in einstufiger Ausführung ausgestattet, um wegen des ungünstigen Verhältnisses Stellkraft zu entgegengewirkender Strömungskraft höhere Anforderungen an die statischen Kennwerte erfüllen zu können.

Schnelle Proportional-Wegeventile (Regelventile) werden grundsätzlich mit interner Lageregelung versehen, da hierdurch neben den statischen auch die dynamischen Kennwerte verbessert werden.

Hinweise für die Praxis

Bei den Proportional-Wegeventilen der Schieberbauart in zweistufiger Ausführung kommen verschiedene Vorsteuersysteme zum Einsatz, die entweder als Steuerkette ausgelegt

oder in Verbindung mit einem der genannten Rückführungssysteme Glied eines geräteinternen Regelkreises sind. Bei der Steuerkette erfolgt die Aussteuerung barometrisch über internen oder externen Steuerdruck ohne Störgrößenausgleich. Die Lageregelung des Hauptsteuerschiebers kann über mechanischen Weg- bzw. Kraftabgleich oder über elektrischen Wegabgleich erfolgen.

Bei elektrischer Rückführung besteht zwischen Vorsteuer- und Hauptstufe keine mechanische oder hydraulische Kopplung. Bei Ausfall der Elektronik muss das Vorsteuersystem der Sicherheitsanforderung genügen, dass sich gleiche Steuerdrücke an den gegenüberliegenden Steuerflächen einstellen und der Hauptsteuerschieber des intakten Ventils eine definierte Ruhelage im Sinne eines monostabilen Hydroventils (DIN EN ISO 13 849-1) einnimmt.

Bei den Proportional-Druck- und Proportional-Stromregelventilen nutzt man sowohl für die Schieber- wie für die Sitzbauart (2-Wege-Einbauventile) das elektrische Rückführungssystem in breitem Umfang. Da sich hier die Notwendigkeit einer Modifizierung des Rückführsignals in erhöhtem Maße ergibt, erweitert man die Sensor-Auswerteelektronik um eine Auswerteelektronik-Weiterverarbeitung. Mit entsprechenden Leiterplatten als Anpasseteil zu elektronischen Systemen und Geräten erhält man Subsysteme, die man mit Standard-Baugruppen für wiederkehrende Steuerfunktionen an Hydrogeräten kombinieren kann. Zusatzleiterplatten für Lage- und Druckregelung lassen sich mit der Reglerleiterplatte zu einer steckbaren Baugruppe vereinen.

4.5.2 Proportional-Wegeventile: *einstufige, zweistufige, schnelle (Regel-) Ventile*

4.5.2.1 Aufgabe und Anwendung in Antriebssteuerungen

Stetigwegeventile der Bauform Proportional-Wegeventil, die als „verfeinerte“ Variante schaltender Wegeventile mit Betätigung durch Elektromagnet entwickelt wurden, haben breite Anwendung für stetiges Bewegen gefunden. Als Stetig- und Multifunktionalventil vereinfacht das Proportional-Wegeventil hydraulische Schaltungen und verringert die Zahl der erforderlichen Steuergeräte. Die elektrische Ansteuerung ist zwar aufwändiger als elektromechanische Kontaktsteuerungen für schaltende Ventile, doch werden elektronische Signalgeber und -anpasser als integrierte Schaltungen listenmäßig angeboten.

Proportional-Wegeventile sind auch als „entfeinerte“ Variante der Servoventile entwickelt worden, wobei das Übertragungsverhalten an dasjenige von Servoventilen heranreicht (Regelventile). Nach *ursprünglicher Aufgabenstellung* grenzen sich die Bauformen durch die vorgesehene Art der Beeinflussung der Strecke ab. Hiernach bestimmt sich die Anforderungshöhe an die Übertragungskenngrößen, insbesondere an die dynamischen Kennwerte. Das Proportional-Wegeventil dient zur Antriebssteuerung, d. h. es ist mit geringeren Anforderungen an das Zeitverhalten **Glied (Steller) einer Steuerkette** und arbeitet in offenem Wirkungsablauf mit dem Hydrauliksystem zusammen.

Da Steuerung nur bei stabilen Strecken und bekannten oder erfassbaren Störgrößen möglich ist (DIN IEC 6050 Teil 351), können Proportional-Wegeventile lediglich für hydrostatische Antriebe mit Lastsystemen verwendet werden, die entsprechende Ei-

genschaften aufweisen und Lastannahmen erfüllen. Sind hingegen regelungstechnische Maßnahmen erforderlich, ist das Servoventil vorzusehen.

Die *Anwendungen von Proportional-Wegeventilen* liegen dort, wo die Anforderungen an das Übertragungsverhalten zu Gunsten kostengünstiger und störunanfälliger Steuergeräte herabgesetzt werden können. Häufige Steuerungsaufgaben, die sich auf mehrere Ventilfunktionen zurückführen und mit stetig verstellbaren Wegeventilen in einer Baueinheit realisieren lassen, sind:

- Fernsteuerung stetiger Bewegungsabläufe,
- kontinuierliches Ändern der Geschwindigkeit an Stelle Einstellens in Geschwindigkeitsstufen durch parallel angeordnete Stromventile begrenzter, einander ergänzender Aussteuerbereiche,
- Geschwindigkeits-, Beschleunigungs- und Verzögerungskontrolle von Zylindern und Hydromotoren (stoßfreies Anfahren und Bremsen) durch Führung des Bewegungsablaufs (Rampenübergänge),
- genaues Anfahren von Stellungen (Positionieren),
- Einstellen definierter Lastgrößen (lastabhängiges Bewegen).

Elektromagnetischer Umformer der Bauart Proportionalmagnet

Als elektrische Eingangsstufe dient der aus dem Gleichstrom-Hubmagneten entwickelte Proportionalmagnet, der relativ große Steuerleistung ($P_{St} < 40 \text{ W}$) aufnimmt, daher im Gegensatz zur Eingangsstufe von Servoventilen zur direktwirkenden Steuerung der Hauptstufe geeignet ist.

Der als druckdichter, in Öl arbeitender Magnet, in der Regel mit einer Wicklung (Einfachhubmagnet) für eine Hubrichtung (i. Allg. drückend) ausgeführte **Proportionalmagnet** nutzt die Eigenschaft des *Gleichstrommagneten*, die Steigung von Magnetkraft und Hub derart variieren zu können, dass die geforderte *Anpassung der Magnetkraft-Hub-Kennlinie* erreicht wird. Das Ankerführungsrohr (Tubus) mit Konsussystem für unmagnetisierbare Zwischenzone, Abb. 4.40a, lässt sich so gestalten, dass eine weit gehend proportionale Beziehung zwischen Steuerstrom und Weg bzw. Kraft erzielt wird [65].

Der *Proportionalmagnet mit angebaute Wegaufnehmer*, Abb. 4.40b, ermöglicht die *ventilinterne Lageregelung mit elektrischem Wegabgleich*. Der induktive Wegaufnehmer arbeitet nach dem Differenzialdrosselprinzip (Spannungsteiler), ist druckdicht und als Tauchkolben aufgebaut. Der im zylindrischen Aufnehmerkörper geführte und über Ankerstange am Magnetkolben befestigte Messanker mit ferromagnetischem Kern taucht in eine geteilte Spule mit Mittenabgriff ein. Die Differenzialdrosselschaltung stellt eine halbe Messbrücke mit veränderlichen Widerständen dar, die durch eine ohmsche im nachzuschaltenden Trägerfrequenzmessverstärker ergänzt wird. Bei Verschieben des Messankers aus der Mittelstellung wird die Brückenschaltung verstimmmt und liefert eine Ausgangsspannung, die der relativen Auslenkung von Spule und Ferritkern und damit der Stellung des Magnetankers proportional ist.

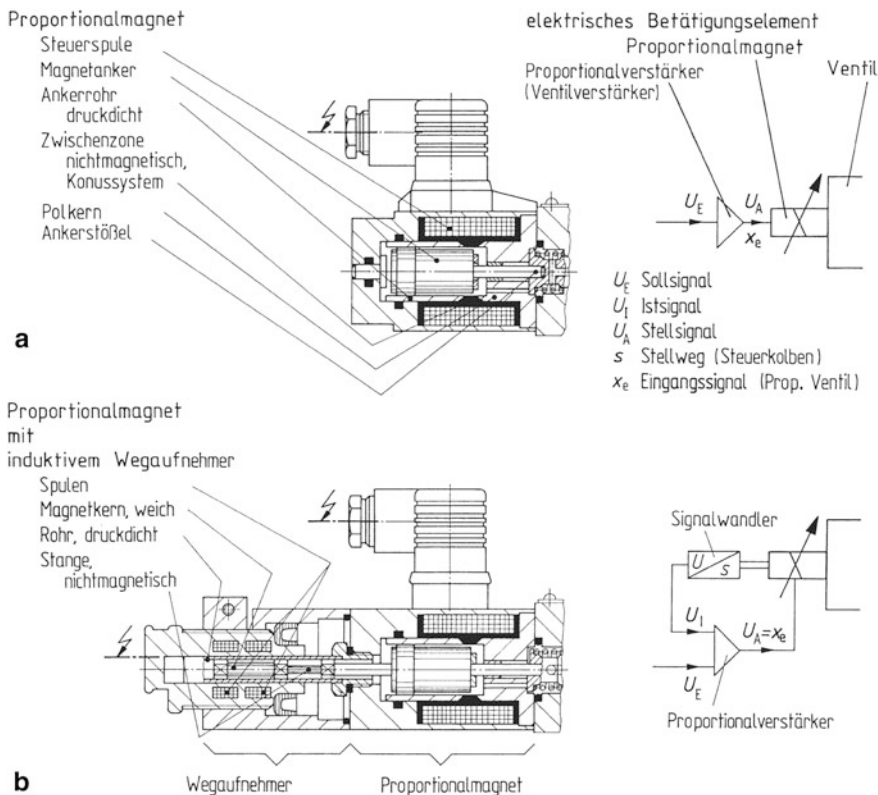


Abb. 4.40 Druckdichter Proportionalmagnet mit einer Wicklung (Einfachhubmagnet) und verbesserter Gleitlagerung (Magnet-Schutz), Aufbau und Funktionsplan für elektrische Signaleingabe (vereinfachte aktive Schaltung). **a** ohne Rückführung der Ankerstellung, **b** mit angebautem induktivem Wegaufnehmer für elektrische Rückführung der Ankerstellung (Lageregelung)

Proportionalmagnete arbeiten je nach Einbeziehung einer Federfesselung des Magnetankers im Gehäuse oder einer inneren Rückführung der Ankerstellung in die Signalverarbeitung hubgesteuert, kraftgesteuert oder lagegeregelt.

Hubgesteuerter Proportionalmagnet

Im Zusammenwirken des Magneten mit der Rückholfeder eines federzentrierten Steuerkolbens ergibt sich proportionales Weg-Strom-Verhalten (Hubproportionalität), wie es die Funktion direktwirkend gesteuerter Wegeventile (und Strom- oder Druckventile) erfordert. Dabei wird der Steuerkonus konstruktiv so ausgelegt, dass die Magnetkraft-Hub-Kennlinie über den Arbeitshub waagrecht bis leicht fallend verläuft [66], Abb. 4.41a.

In der Magnettechnik wird der Hub mit dem Axialluftspalt gleichgesetzt. Letzterer wird mit zunehmender Strombeaufschlagung kleiner, so dass die Hubendlage auf den Koordinatennullpunkt fällt. Nach dieser Orientierung der Stellwegabszisse hat die Federkennlinie fallenden Verlauf. Durch das Zusammenwirken waagerechter Magnetkraft-Hub-Kennlinien mit fallender Federkennlinie der Ventildfeder kommt es bei Variation des Steuerstroms

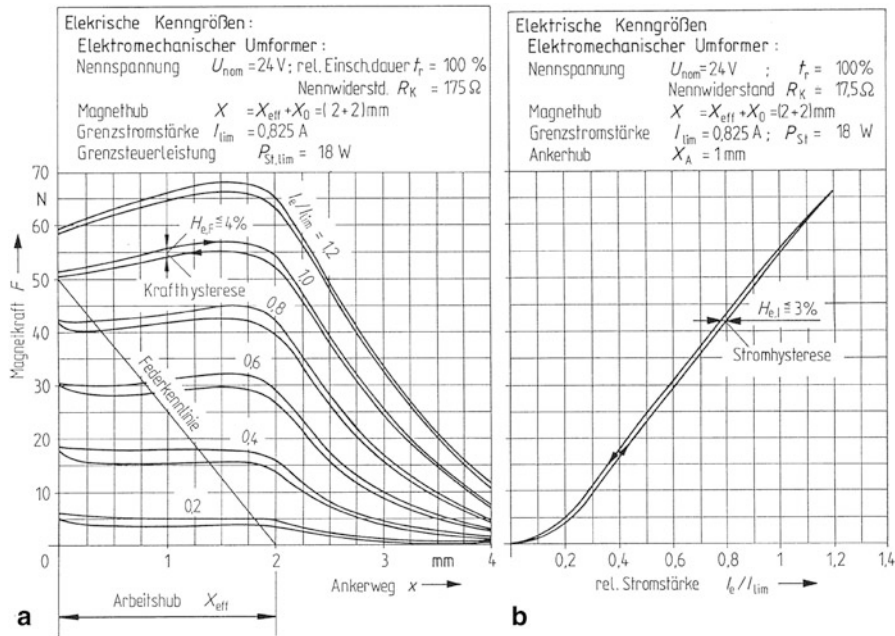


Abb. 4.41 Beharrungsverhalten eines druckdichten Proportionalmagneten (Größe 45, Binder). **a** Magnetkraft-Hub-Kennlinie mit Kraftysterese bei verminderter Ankerreibung, Federkennlinie für Rückstellung des Steuerkolbens (Rückhofeder); **b** Magnetkraft-Strom-Kennlinie mit Stromhysterese bei verminderter Ankerreibung

zu stabilen Schnittpunkten und damit zu definierten Weg-Haltepunkten. Stellwege des Hubmagneten sind damit exakt einstellbar.

Kraftgesteuerter Proportionalmagnet

Arbeitet der Magnet gegen eine steife Feder, im Grenzfall gegen einen festen Sitz, ergibt sich eine dem Strom proportionale Kraft, wie es in Vorsteuerstufen mit relativ kleinem Stellweg genutzt wird. Hierbei wird ein linearer Anstieg der Magnetkraft-Strom-Kennlinie über den Arbeitshub angestrebt [66], Abb. 4.41b. Dies ermöglicht zweistufige Ventile kompakten Aufbaus (indirektwirkendes Wege-, Druck- oder Stromventil), bei guten Übertragungskennwerten.

Das Beharrungsverhalten hub- und kraftgesteuerter Proportionalmagneten folgt aus dem Verlauf der Kennlinien im Arbeitsbereich und wird nicht nur nach der Steigung der jeweils mittleren Kennlinie, sondern nach deren Abweichung von einer Geraden sowie nach der größten Signaldifferenz für gleiche Ausgangsgröße bei vollem Durchfahren des Signalbereichs beurteilt. Die entsprechenden statischen Kennwerte Nichtlinearität und Hysterese sind Größenverhältnisse mit den jeweiligen Nennwerten als Bezugsgröße. An Stelle des Nennsteuerstroms I_{nom} zieht die Magnettechnik häufig den Steuerstrom, mit dem der

Magnet dauernd belastet werden kann und der Grenzsteuerstrom I_{lim} genannt wird, als Bezugsgröße heran.

Das Kraft-Strom-Verhalten zeichnet sich durch geringe Nichtlinearität außerhalb des Kleinsignalbereichs und niedrige Stromhysterese aus. Letztere ist ausschließlich durch die materialbedingte Magnetisierungshysterese bedingt, Abb. 4.41b.

Das Weg-Strom-Verhalten bewertet man nach der größten Differenz der an der Ankerstange (Stößel) verfügbaren Magnetkraft, die sich bei gleichem Steuerstrom jedoch bei Ansteuerung mit umgekehrter Stromänderung einstellt. Bewegt sich der Magnetanker in Stellrichtung auf den Polkern zu, vermindert sich die Magnetkraft um die Reibungskraft, während in Rückstellrichtung die Magnetkraft um Reibungs- und Ummagnetisierungskraft erhöht wird. Aus der Differenz von Magnetrückstell- und Magnetkraft folgt die Krafthysterese, die über die zugeordnete Federkennlinie auch eine entsprechende Differenz der Weg-Haltepunkte bei gleichem Steuerstrom zur Folge hat (Hubhysterese), Abb. 4.42a. Die Kraftdifferenz wird überwiegend von der Ankerreibung, wegen größerer Luftspalte weniger von der magnetischen Hysterese, bestimmt. Maßnahmen zur Verringerung der Krafthysterese und damit zur Minimierung von Stellungsabweichungen des Stößels zielen in erster Linie auf Minderung der Reibungskraft im Ankerführungssystem ab.

Das *Zeitverhalten* des Proportionalmagneten und damit dynamische Kennwerte der elektrischen Eingangsstufe sind der Antwort des Spulenstroms oder der Magnetkraft auf einen Sprung des Erregerstroms zu entnehmen, wobei sich im Vergleich zur spannungsproportionalen Ansteuerung von Standardmagneten beim Proportionalmagneten für höhere Anforderungen der Vorzug strom geregelter Ansteuerung über U/I -Umformer (Stromregler) in kleinen Ersatzzeitkonstanten der Übergangsfunktion widerspiegelt. Das dynamische Weg-Strom-Verhalten unter realen Bedingungen lässt sich nur durch Einbeziehen der Bau-teilkennwerte Masse und Federsteife von Ventilkolben und Rückholfeder, also aus dem gekoppelten Magnet-Ventil-System, ermitteln.

Lage geregelter Proportionalmagnet

Ergänzend zu konstruktiven Maßnahmen führt man mittels eines ventilinternen Lage-regelkreises den Ausgleich störender Effekte im Magnetanker-Führungssystem, wie die Aufhebung äußerer Störeinflüsse, etwa durch Strömungskräfte bei kleinem Öffnungsquerschnitt oder durch Haften des Ventilkolbens, signalseitig herbei. Über ein elektrisches Rückführungssystem, Abschn. 4.5.1.4, lassen sich statische und dynamische Kennwerte gegenüber dem hubgesteuerten Magneten wirksam verbessern.

Hinweise für die Praxis

Die Weiterentwicklung des Proportionalmagneten zielt auf Minderung der Krafthysterese im Magnetanker-Führungssystem durch folgende Maßnahmen konstruktiver und signalseitiger Art ab [66–69].

Minderung der Querkraft (magnetische Klemmkraft), die vergleichbar dem Haften des Kolbenschiebers bei exzentrischer Lage des Ankers an den Übergangsstellen des magnetischen Kreises eintritt, setzt gute Zentrierung durch Feingestalt und höhere Fertigungsgenauigkeit als beim Schaltmagneten voraus. Der Ankerkolben wird durch einen

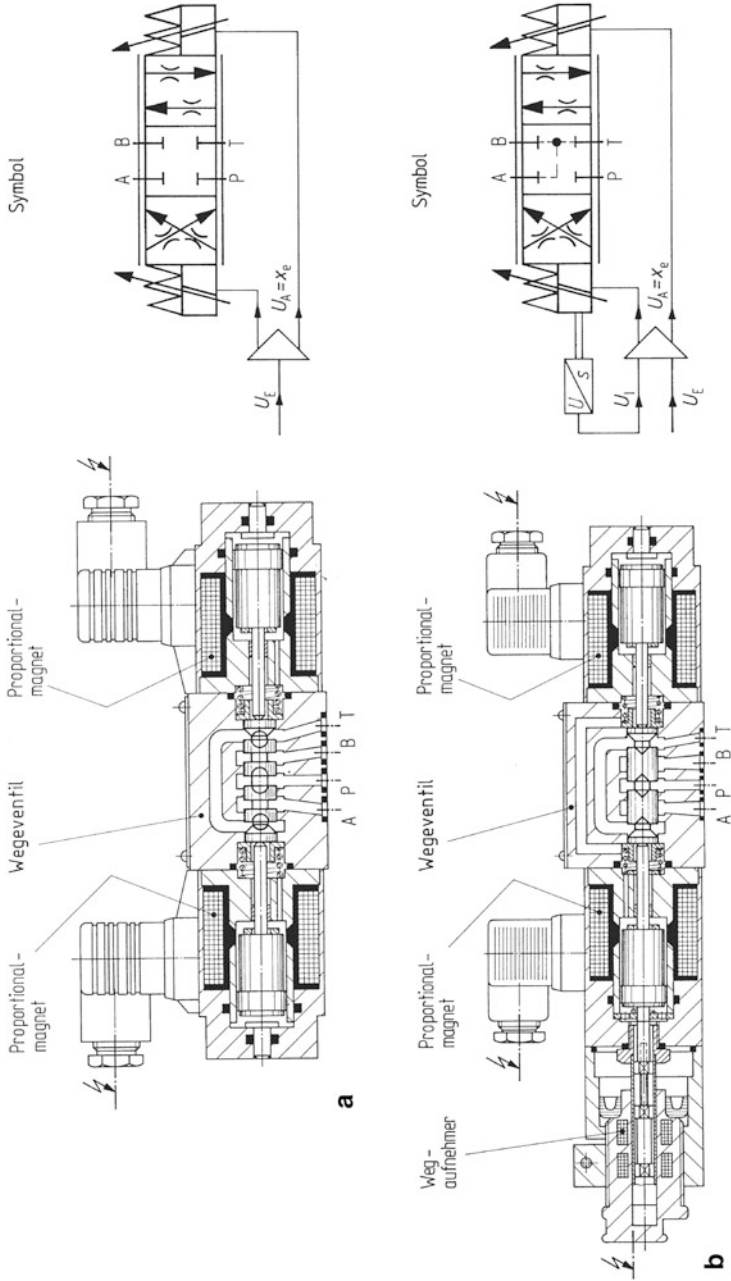


Abb. 4.42 Proportional-Wegeventil, einstufig; Aufbau und Symbol mit Funktionsplan (NG 6, Bosch Rexroth). **a** ohne Lageregelung, **b** mit Lageregelung

nichtmagnetisierbaren Laufring im druckdichten Tubus mit enger Zylinderform- und Koaxialitätstoleranz geführt.

Verbesserung der Tribostruktur in der Ankerführung erreicht man, indem eine Buchse aus Mehrschichtwerkstoff Stahl/Kunststoff auf der Basis von PTFE (P1, DIN ISO 3547 Teil 4) als Gleitführung für die Ankerstange in den Polkern eingefügt wird.

Um besonders genau zu stellen, sieht man eine wälzgelagerte Zweistangenführung mit Miniaturkugelbüchsen vor. Bei der meist verwendeten Stangen-Kolben-Gleitführung reduziert sich die Kraft hysterese durch verbessertes Gleitverhalten von 4 % auf 2 %, durch Stange-Stange-Wälzführung für höchste Anforderungen von 4 % auf 1,3 %. Bei Sichtsteuerung in der Mobilhydraulik bestehen geringere Anforderungen an die Stellgenauigkeit, so dass alleinige Kolbengleitführung über zwei Laufringe am Ankerkolben ausreicht.

Zittersignal Bei PTFE-haltigem Gleitwerkstoff liegen die Reibungszahlen der Ruhe- und der Bewegungsreibung dicht zusammen, so dass in der Ankerführung mit verbessertem Gleitverhalten weit gehend Ruckgleitfreiheit herrscht. Um diese vollständig zu sichern, versetzt man den Anker bereits in Ruhelage in eine oszillierende Mikrobewegung, die umso ausgeprägter auftritt, je größer der den Gleichstromanteil überlagernde Wechselstromanteil des Eingangssignals ist. Beim Gleichrichter in Brückenschaltung als Stromversorgungsgerät für den Magneten reicht ggf. der Wechselstromanteil im ungeglätteten Gleichstrom aus. Andernfalls versieht man die Ansteuerlektronik mit einem Signalgeber für ein Zittersignal (Dither-Oszillator), der es ermöglicht, über Frequenz (50, 100, 200 Hz) und Amplitude das Hilfssignal an das jeweilige Magnet-Ventil-System optimal anzupassen. So lässt sich im Vergleich zu völlig geglättetem Steuerstrom (Batteriegleichstrom in der Mobilhydraulik) durch Überlagerung eines angepassten Zittersignals die Kraft hysterese von 13 % auf (2... 4) % herabsetzen, die Stromhysterese auf (3... 5) % begrenzen.

Reduzierung der magnetischen Hysterese erzielt man durch hochwertige weichmagnetische Werkstoffe und gesonderte Wärmebehandlung nach der Fertigbearbeitung, die sehr kleine Koerzitivfeldstärke und minimale magnetische Hysterese mit sich bringen. Die Stromhysterese kann hierdurch weiter auf 2 bis 3 % gesenkt werden.

Auf die Verbesserung des Verhältnisses Hubarbeit zu Magnetvolumen wie des Magnetkraft-Zeitverhaltens zielen folgende Maßnahmen ab.

Schnell stellende Ventile Zur Verringerung der Stellzeit kann beim Proportionalmagneten der Anzugsstrom bis zum mehrfachen des Grenzsteuerstroms erhöht werden (Übererregung), sofern die Einschaltdauer entsprechend vermindert wird. So lassen sich bei Erregung mit zweifachem Grenzsteuerstrom die Zeitkonstanten der Magnetkraft-Übergangsfunktion um mehr als die Hälfte verringern. Das gleiche erreicht man durch Vorstrom (Linearitätsstrom).

Hochdynamischer Proportionalmagnet Die Hubarbeit des Gleichstrommagneten für Schaltventile über den Nennhub ist etwa 1,4fach so hoch als beim Proportionalmagneten. Auf Grund starker Nichtlinearität des Weg-Strom-Verhaltens ist jedoch stetiges Ansteu-

ern nicht möglich. Um die Anpassung der Magnetkraft-Hub-Kennlinie mit gleichmäßiger Kraftreserve über den gesamten Hubbereich zu erreichen, führt man die Linearisierung des Schaltmagneten mittels signalseitiger Maßnahmen in der Ansteuerung an Stelle gestaltender Maßnahmen im Konussystem herbei. Hierbei dient ein ventilinterner Lageregelkreis mit unterlagertem Pseudo-Kraftregelkreis, in dem mit der nachgebildeten Kraft-Hub-Kennlinie direkt die Magnetkraft für jede Ankerstellung vorgegeben wird. Mit dem signalseitig linearisierten Schaltmagneten verfügt man über eine höhere Magnetkraft bei gleichen Abmessungen, benötigt also kleineres Magnetvolumen für gleiche Steuerleistung und steigert die dynamischen Kennwerte [69]. Der kraftgeregelte Gleichstrom-Hubmagnet (E-G 035/730, Magnet-Schulz [70]) kommt damit der Übertragungsgüte des Drehmagnetsystems (Torquemotors) als Umformer für Servoventile nahe, ohne den Vorzug großer Hubarbeit für direktwirkende Steuerung zu verlieren.

Bauarten der Ansteuerelektronik

Steuergliedausgangsgröße y_s (oder Reglerausgangsgröße y_R) ist die elektrische Spannung U_e , die das Proportionalventil stetig ansteuert. Dieses wirkt als Steller, indem es die Stellgröße y bildet, um das nachfolgende, kontinuierlich arbeitende Stellglied (Verbraucher) auszusteuern. Beim Proportional-Wegeventil ist der Volumenstrom \dot{V} Ausgangsgröße x_a .

Die Ansteuerelektronik für die elektrische Eingangsstufe besteht im engeren Sinn aus den Gliedern, die aus der elektrischen Spannung U_e das Zwischensignal Strom I im Proportionalmagneten erzeugen (Ventilverstärker). Im weiteren Sinn umfasst die Ventilsteuerung alle das Eingangssignal x_e formenden Glieder der Steuereinrichtung (oder Regeleinrichtung) vom Sollwertgeber über Systemverstärker (oder Systemregelverstärker) bis zum Ventilverstärker (Proportionalverstärker) als Endstufe.

Der **Führungsgrößenbildner** (Sollwertgeber) erzeugt eine der Zielgröße entsprechende, von der Steuerung unbeeinflusste Führungsgröße w , die der Steuerkette (oder dem Regelkreis) von außen zugeführt wird (externe Sollwertgenerierung). Bei durch Eingriff über elektrische Fernbedienung betätigten Proportionalventilen wird die Führungsgröße im einfachsten Fall von einem Potenziometer (Spannungsteiler) erzeugt und als Eingangsspannung U_e dem entfernten Ventilverstärker zugeführt. Für Bewegungszyklen nach Ablaufsteuerungen wird das Führungssignal z. B. von mehreren einstellbaren Sollwertpotenziometern über ein Schaltwerk (Relaissteuerung, Dekadenschalter) oder über das Steuerwerk eines Programmspeichers (SPS) abgerufen. Mit speicherprogrammierten Steuerungen und stetig wirkendem Steuerausgang lassen sich analoge Führungssignale unmittelbar generieren. Alternativ gewinnt die direkte Ansteuerung des Proportionalventils an Bedeutung. Hierdurch wird Integration in eine Maschinensteuerung auf der Basis von Mikroprozessoren mit durchwegs digitaler Signalverarbeitung möglich. Meist verbindet sich die digitale Rechnersteuerung mit einer gemischten Steuerungsform, bei der die Digital-Ausgabereinheit mit einem Digital-Analog-Umsetzer gekoppelt wird, um ein analoges Steuersignal zu bilden an das Ventil weiterzugeben.

Der **Proportionalverstärker** (Stromregler) stellt eine aktive Schaltung (elektronische Verstärkerschaltung) für das Ventil dar, die das Eingangssignal x_e als Spannung U_e

durchläuft, um das Steuersignal an die relativ große Steuerleistung (Stromaufnahme des Magneten) bei direktwirkender Steuerung des Proportionalventils anzupassen. Gleichzeitig nimmt die Operationsverstärker-Schaltung die Funktion des Spannungs-Strom-Umformers im Sinne eines Stromreglers wahr, der die Magnetspule durch einen eingepprägten Strom erregt. An einem zum Magneten parallelen Messwiderstand wird der Spannungsabfall mit vorgegebener Eingangsspannung verglichen und die Leistungsstufe entsprechend der Spannungsdifferenz ausgesteuert. Hierdurch folgt der Spulenstrom proportional der Eingangsspannung bei kleinen Zeitkonstanten der Übergangsfunktion.

Funktionseinheit Um eine Beschleunigungs- und Verzögerungskontrolle der Bewegung des Verbrauchers durchführen, ferner den Störgrößeneinfluss, wie Stellzeitverzögerung und ungleichförmige Stellbewegung (Ruckgleiten), infolge nichtidealer Ventilgestalt (positive Überdeckung, Zylinderformabweichung) signalseitig unterdrücken zu können, enthält die Ansteuerlektronik Glieder zur weiteren Signalverarbeitung, die als konventionelle oder gedruckte elektrische Bauteile meist in die Leiterplatte des Proportionalverstärkers integriert sind. Hierzu zählen Rampenbildner, Funktionsbildner gemäß der Wurzelfunktion für wegabhängiges Bremsen (Radizierer), Funktionsbildner gemäß der Sprungfunktion für Überdeckungslänge (Totzonenkompensation), Signalgeber für Frequenz-/amplitudenangepasstes Zittersignal (Dither-Oszillator).

Um Verlustleistung und thermische Belastung begrenzen und kleinere Kühlkörper zur Wärmeabfuhr verwenden zu können, arbeitet die Leistungsstufe im Taktbetrieb. Aus dem linearen Stromregler leitet man einen Schaltregler ab, dessen Leistungsteil vom Eingangsteil gesteuert wird. Dadurch wandelt man das kontinuierliche Spannungssignal in einen dauermodulierten Puls um, dessen Impulsdauer dem Wert des geregelten Spulenstroms entspricht. Die getaktete Endstufe setzt das Eingangssignal in ein wert- und zeitkontinuierliches Spannungssignal um, dessen Restwelligkeit häufig ein zusätzliches Zittersignal erübrigt.

Proportionalverstärker für Ventile mit lagegeregeltem Magneten enthalten zusätzlich die Ansteuer-Regelektronik für den Stellungsregler (Positioner) zum Vergleich der Lage des Ventilkolbens mit dem Lagesollwert sowie die Sensor-Auswertelektronik einschließlich modifizierenden Netzwerks (PID-Glieds) für die Rückführgröße Steuerkolbenlage.

Baueinheit Der Proportionalverstärker wird für Ventile ohne Lageregelung und vorzugsweise für mobile Anlagen als Steckerverstärker (Aktivstecker) am Ventilgehäuse angebracht, für Ventile mit Lageregelung als Standardleiterplatte ausgeführt und vorrangig für stationäre Anlagen in der jeweiligen Aufnahme (Gehäuse, Schrank) für die Maschinensteuerung untergebracht. Während die mit Einbauten für elektronische Einrichtungen im Baugruppenträger geschützt zusammenfassbare Leiterplatte geringe Störanfälligkeit mit sich bringt und Korrekturen über größere Entfernungen am Bediengerät ermöglicht, hat der gerätenah angebrachte Steckerverstärker den Vorzug geringen Installations- und Raumbedarfs, da ein gesondert vorzubereitendes Einbaufeld entfällt [58–60].

Sind in Hydroanlagen mehrere Proportionalventile anzusteuern, strebt man eine größere Dichte der Bauelemente in einer Einheit dadurch an, dass man von der einzelnen Serienleiterplatte zum Mehrfachverstärker (z. B. 6fach-Verstärkermodul) übergeht, indem man den Vorzug der Raumersparnis durch zusammengesetzte Mikroschaltungen auf die Leiterplatte überträgt [71].

In die Aufnahmen für speicherprogrammierbare Steuerungen und Mikrorechner lässt sich neben den vorhandenen Rechnerleiterplatten für die Ablaufsteuerung die Einzel- oder Mehrfach-Ansteuerelektronik als standardisierte Zusatzleiterplatte einfügen [72].

Integration der Elektronik in das Stetigventil

- Bei Ventilen mit Lageregelung fasst man zunehmend Bausteine der Signalanpassung wie Sensor-Auswerteelektronik und Ansteuerelektronik für den elektromechanischen Umformer mit der Regelelektronik für geräteinterne Lageregelung (Ventilverstärker) gerätenah zusammen. Dies ist durch den hohen Qualitätsstand der elektronischen Bauelemente möglich geworden. Merkmale wie Temperaturbeständigkeit, getaktete Treiberstufe, hochwärme leitende Ankopplung des Leistungsverstärkers und wärmeisolierende Bauelementehalterung vermögen hohen Zuverlässigkeitsanforderungen zu genügen. Die Ventilfunktion wird folglich durch äußere Einwirkungen, wie hohe Umgebunstemperatur, Schwingungen und Stöße, sowie Benetzung durch das Fluid, nicht in unzulässigem Maße beeinträchtigt. So führt bei schnellen Proportional-Wegeventilen (Regelventilen) der modulare Aufbau elektronischer Baugruppen zur *integrierten Ventileinheit in den Varianten*:
 - Elektronik am Wegaufnehmer,
 - Elektronik über Proportionalmagnet und Wegaufnehmer,
 - Elektronik über Ventilgehäuse, Proportionalmagnet und Wegaufnehmer. Ein wesentlicher Vorzug besteht darin, eine *abgegliche Ventileinheit* vom Hersteller beziehen zu können, an der Übertragungsfaktoren und Hilfssignale bereits fest eingestellt sind. Für den Anwender entfällt nicht nur der Zeit raubende Abgleich. Wegen des montagegerechten Aufbaus und der Austauschbarkeit vereinfachen sich Inbetriebnahme und Instandhaltung. Schließlich ermöglicht die Bausteinkombination nach abgestuften Steuerfunktionen kostengünstige Systemlösungen (modulare Sensorventile) [19, 61–64].

Hinweise für die Praxis

Die Höhe der an Proportionalmagnet und Ansteuerelektronik zu stellenden Anforderungen staffelt sich nach der Steuerungsaufgabe stetiger Bewegungsabläufe und der Anwendung. Vorrangig bestimmen Art und Umfang der Eingriffe durch den Bedienenden in die Steuerung (Betriebsart DIN IEC 60050 Teil 351) bzw. der Anteil automatisierter Arbeitsabläufe (Automatisierungsgrad) die vom Signalzweig der Steuerkette zu erfüllenden Merkmale.

Sichtsteuerung von Prozessen durch manuellen Eingriff (Betriebsart Hand) nach unbehinderter Sicht erfolgt vorwiegend in der Mobilhydraulik mittels elektrohydraulischer Fernbetätigung. Über einen handbetätigten Signalgeber für die elektrische Ansteuerung von Mehrventilblöcken mit Proportional-Wegeventilelementen lassen sich mannigfache

Störgrößeneinflüsse, u. a. Stellungsabweichungen des Magnetankers und damit des Steuerschiebers, im gespreizten Feinststeuerbereich durch den Bedienenden ausgleichen (Handregelung). Hierfür erweisen sich Standard-Proportionalmagnete als ausreichend, sofern die Totzone am Betätigungselement nicht zu groß ist.

Fernsteuerung von Prozessen durch manuellen Eingriff bei zeitweilig behinderter Sicht oder programmgemäß arbeitende Teile einer Steuerung (Betriebsart Teilautomatik) erfordern signalseitige Kompensation der Totzone wie der temperaturbedingten Widerstandsänderung. Um im offenen Wirkungsablauf auf die Strecke des Hydrauliksystems aufgabengemäß einwirken zu können, ist Ansteuerung über Stromregler unverzichtbar und häufig Lageregelung des Magnetankers bzw. Hauptsteuerschiebers vorzusehen.

Antriebsregelung von Prozessen nach programmgemäß arbeitenden Steuerungsablauf (Betriebsart Automatik) vorwiegend in der Stationärhydraulik setzt hohe Qualität von Proportionalmagnet und elektrischer Ansteuerung voraus. Um im geschlossenen Wirkungsablauf auf die Strecke des Hydrauliksystems aufgabengemäß einwirken zu können, sind an das Übertragungsverhalten der elektrischen Eingangsstufe des Stellers hohe Anforderungen zu stellen. Man verwendet daher schnelle Proportional-Wegeventile (Regelventile), die interne Lageregelung des Hauptsteuerschiebers und Proportionalmagnete mit erhöhter Stellkraft aufweisen.

4.5.2.2 Einstufige (direktwirkende) Proportional-Wegeventile

Das aus dem elektrisch betätigten 4/3-Wegeventil (Schaltventil mit Betätigung durch zwei gegeneinander wirkende Magnete) entstandene einstufige Proportional-Wegeventil weist einen Ventilkolben mit beidseitigen Steuernuten symmetrisch zu beiden Arbeitsanschlüssen auf (Vierkanten-Steuerschieber).

Aufbau

Das *Ventil ohne Lageregelung des Steuerkolbens* ist mit zwei gegeneinander wirkenden **Proportionalmagneten** ausgestattet, deren Ankerstangen unmittelbar auf den federzentrierten Steuerschieber wirken (hubgesteuerter Proportionalmagnet) [58, 73], Abb. 4.42a.

Das *Ventil mit Lageregelung des Steuerkolbens* enthält zusätzlich eine elektrische Rückführung, wobei zur Aufnahme des Rückführsignals Stellweg s über den Ventilhub s_0 ein Wegsensor ausreicht. Dieser wird in der Ventilachse an das Gehäuse angebaut. In druckdichter Ausführung ist das Ankerführungsrohr des elektrischen Wegaufnehmers mit Hydrauliköl gefüllt (lagegeregelter Proportionalmagnet) [73], Abb. 4.42b.

Statische Kennwerte

Die Kennlinie beschreibt den Zusammenhang zwischen stationären Werten des elektrischen Eingangssignals und der hydraulischen Ausgangsgröße. Die funktionale Abhängigkeit ist in der Regel nichtlinear und wird deshalb meist grafisch dargestellt. Für Stetigventile mit mehreren Ausgangsgrößen (Volumenstrom, Druck) werden Kennlinienfelder angegeben (DIN 24311; ISO 4411).

Beim Proportional-Wegeventil ist der Volumenstrom \dot{V} die maßgebende Ausgangsgröße, so dass seine Abhängigkeit von der elektrischen Spannung U_e als Eingangssignal x_e

oder vom Stellweg s (bezogen auf den Ventilhub s_0) bei konstanter Ventildruckdifferenz je Steuerkante (z. B. $\Delta p = 8$ bar) und bei unbelastetem Verbraucher dargestellt wird. Demgegenüber entspricht der Druckverlust im Ventil der Summe aus den Ventildruckdifferenzen an Zu- und Rücklaufdrosselkante (z. B. $\Delta p_\Sigma = 16$ bar) und folgt somit aus Eingangsdruck p_P abzüglich Rücklaufdruck p_T (bei Lastdruck $p_L = 0$).

Ventildruckdifferenz je Steuerkante (symmetrische Anordnung, gleichflächiger Zylinder)

$$\Delta p = p_P - p_A = p_B - p_T, \quad (4.6)$$

Lastdruck

$$p_L = p_A - p_B, \quad (4.7)$$

Ventildruckdifferenz (Druckverlust im Ventil)

$$\Delta p_\Sigma = p_P - p_L - p_T \quad (4.8a)$$

$$= p_P - p_A + p_B - p_T = 2\Delta p = p_P - p_T \quad \text{für } p_L = 0. \quad (4.8b)$$

Die **Volumenstrom-(Signal-) Kennlinie** erstreckt sich über positiven und negativen Signalbereich (2 Quadranten), wobei die Kennlinienäste mit Änderung der Volumenstromrichtung diagonal gegenüberliegend fortgesetzt, vereinfachend auch nebeneinander, dargestellt werden [73], Abb. 4.43a, b.

Sind die Drosselquerschnitte der Durchflusswege PA und PB sowie BT und AT gleich groß, herrscht somit Volumenstromsymmetrie, kann man die Volumenstrom-Kennlinie auf einen Quadranten beschränken.

Der Steuerkolben ist mit symmetrischen Steuernuten in Form von Rundkerben oder Dreiecknuten versehen, so dass eine stetig-progressive Kennlinie innerhalb des Stellbereichs erreicht wird. Der flache Verlauf im Kleinsignalbereich erlaubt eine empfindliche Verstellung der Geschwindigkeit.

Das Verhältnis der Volumenstromänderung zum Eingangssignal, d. h. die Steigung der mittleren Kennlinie (Volumenstrom-(Signal-)Übertragungsfaktor, Volumenstromsteilheit K_V), ist durch Empfindlichkeitsjustierung einstellbar.

Linearisierte Beziehungen gelten nur für kleine Bereiche der Kennlinie (Linearisierung in der Umgebung des Arbeitspunkts).

Im Nullbereich macht sich positive Überdeckung durch eine Totzone (U_t , DIN IEC 60050 Teil 351) bemerkbar, die ca. 20 % des Betätigungshubs s_b umfasst, jedoch mittels Überdeckungssprungs signalseitig kompensiert werden kann. Der Sättigungsbereich kennzeichnet den Bereich der Kennlinie, in dem sich der Volumenstrom \dot{V} mit steigendem Eingangssignal nicht mehr wesentlich ändert (Volumenstromsättigung \dot{V}_{sat}).

Der Einfluss einer ventilinternen Lageregelung wirkt sich nicht nur auf die Nichtlinearität der mittleren Kennlinien $\Delta x_{e,\text{max}}/x_{e,\text{nom}}$, sondern insbesondere auf die Signaldifferenz und die Signaländerung in Bezug auf gleich bleibenden bzw. zu erzeugenden Volumenstrom aus.

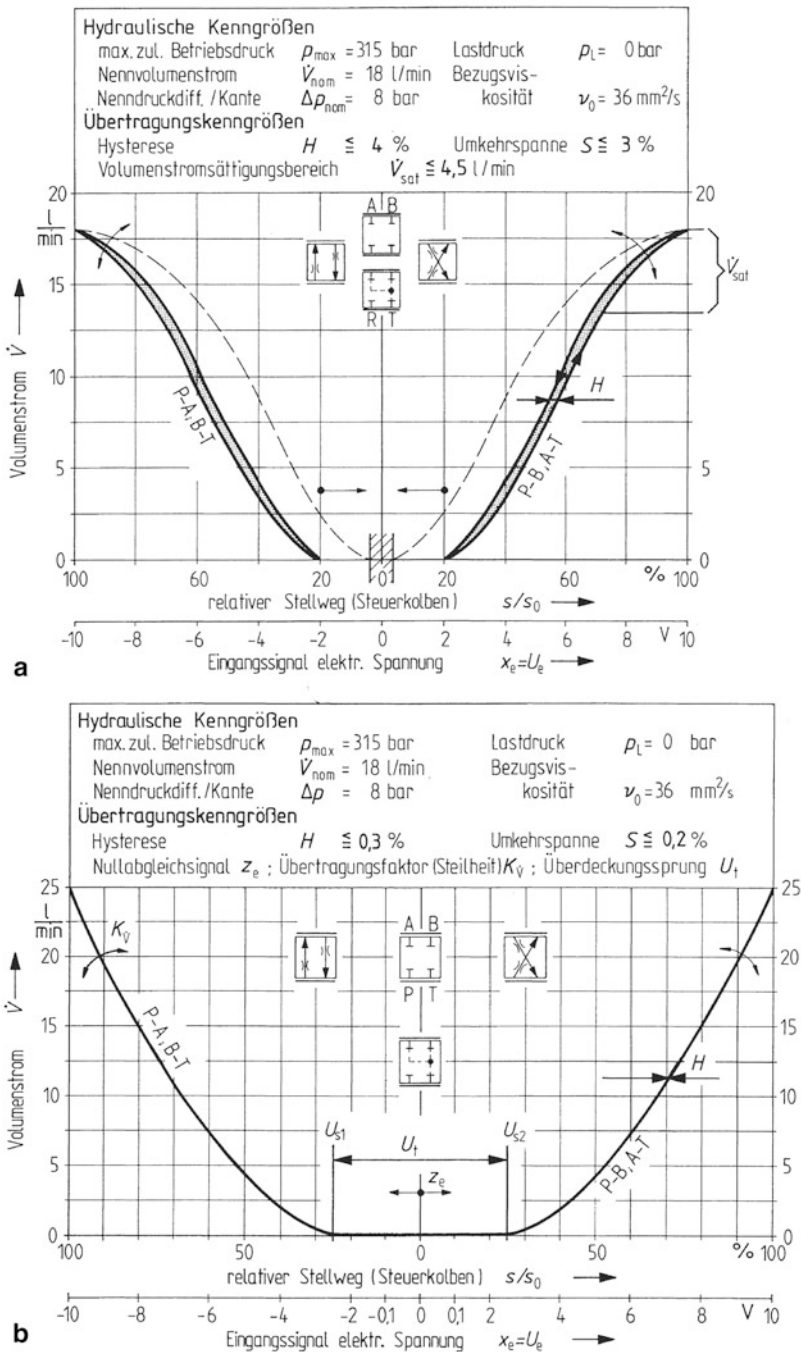


Abb. 4.43 Volumenstrom-(Signal)-Kennlinie (\dot{V} , x_e -Kennlinie) eines Proportional-Wegeventils, einstufig (NG 6, Bosch Rexroth), mit Übertragungskenngrößen (statischen Kennwerten). **a** ohne Lageregelung, **b** mit Lageregelung

Beträgt die größte Differenz des Eingangssignals für einen bestimmten Volumenstrom beim Durchfahren des vollen Signalbereichs (Hysterese H) ohne Lageregelung (3... 6) %, lässt sich dieselbe mit Lageregelung auf (0,2... 1 %) einschränken. Entsprechend verringern sich die von der Hysterese abhängigen statischen Kennwerte, die sich auf die erforderliche Änderung des Eingangssignals von einem Haltepunkt aus beziehen, um eine messbare Änderung des Volumenstroms zu erzeugen. Dabei ist zu unterscheiden, ob das Eingangssignal in derselben oder in der entgegengesetzten Richtung verändert wird, aus der der Haltepunkt angesteuert wurde (Ansprechempfindlichkeit E bzw. Umkehrspanne S , DIN 24 311), Abb. 4.43b.

Der Stellbereich der Ausgangsgröße wird ebenfalls von der ventilinternen Lageregelung beeinflusst. Beträgt das Verhältnis zwischen minimalem und maximalem Volumenstrom ohne Lageregelung 1:20, erzielt man mit Lageregelung eine Auflösung von ca. 1:100. Damit lässt sich bei gegebenem maximalen Volumenstrom (z. B. $\dot{V}_{\max} = 18$ l/min) ein wesentlich kleinerer minimaler Volumenstrom einstellen (z. B. $\dot{V}_{\min} = 18$ l/min statt 0,9 l/min) und der Kleinsignalbereich mit guter Wiederholbarkeit aussteuern.

Die Nenngröße (NG) entsprechend dem Lochbild der zugehörigen Anschlussplatte (DIN 24340 Teil 2) steht in Beziehung zum Volumenstrom beim Nenneingangssignal und beim Nennwert der Ventildruckdifferenz, wonach die Auswahl erfolgt. Unter den Stetigventilen weisen Proportional-Wegeventile an der Drosselstelle „Kolbennut“ eine niedrige Ventildruckdifferenz auf (Nenndruckdifferenz pro Steuerkante, vorzugsweise $\Delta p_{\text{nom}} = 5$ bar). Der Volumenstrom bei anderen Druckdifferenzen ergibt sich aus dem Durchflussgesetz für blendenförmige Querschnittsöffnungen, Gl. (2.101), Abschn. 2.1.5.2, zu

$$\dot{V} = \dot{V}_{\text{nom}} \sqrt{\Delta p / \Delta p_{\text{nom}}} \quad (4.9)$$

Wie bei den Wegeventilen (Schaltventilen) ist der bezüglich der Stellkräfte zulässige Betriebsbereich zu beachten (Leistungsgrenze). Bei dessen Überschreiten treten Strömungskräfte auf, die insbesondere ohne Lageregelung eine Erhöhung des Volumenstroms nicht mehr zulassen und unkontrollierbare Schieberbewegungen zur Folge haben [56, 57].

Hinweise für die Praxis

Das *Ventil mit Lageregelung* des Steuerkolbens ermöglicht bei Antrieben in offener Steuerkette Stellgenauigkeiten, die an jene geregelter hydrostatischer Antriebe heranreichen. Bevorzugtes Anwendungsfeld ist die Stationärhydraulik, da bei Ablaufsteuerungen (Betriebsart Automatik) höherwertige Übertragungskennwerte erforderlich sind. Kurze Taktzeiten der Arbeitsabläufe erfordern kurze Stellzeit ($t_b < 50$ ms) und kleine Hysterese ($H < 0,5$ %), bei Temperaturveränderung soll die Nullpunktverschiebung Z_a möglichst klein sein und die Ansprechempfindlichkeit sich wenig verändern ($\Delta E / \Delta T < 1$ %/40 K) (z. B. 4 WRE, NG 6 und NG 10, Bosch Rexroth [56, 57]).

Das *Ventil ohne Lageregelung* des Steuerkolbens ist eine kostengünstige Variante für die Mobilhydraulik, sofern manuelle Steuerung erfolgt (Betriebsart Hand) und einfacher Aufbau und geringe Störanfälligkeit vorrangig sind. Die Arbeitsgeschwindigkeit von Baumaschinen ist vergleichsweise gering, vom Eingriff des Bedienenden abhängig und durch

die erforderliche Standsicherheit begrenzt. Die Kennwerte, insbesondere Stellzeit, Hysterese und Temperaturgang, können um ein mehrfaches größer sein ($t_b < 200$ ms, $H < 5$ %, $\Delta E/\Delta T < 5$ %/40 K) (z. B. 4 WRA, NG 6 und NG 10, Bosch Rexroth [56, 57]).

Die kostengünstige Variante direkt gesteuerter Ventile wird mit eingebauter Elektronik (OBE) auch in der Stationärhydraulik eingesetzt. Ventile ohne Lageregelung unterliegen größeren Maßtoleranzen. Die voreingestellten Ventile mit positiver Überdeckung sind daher an der Maschine nachjustierbar. Bei geringer Ventildruckdifferenz gilt die Drosselfunktion. Eine externe Druckwaage mit Wechselventil begrenzt die Druckdifferenz (z. B. 4 WRBAE, NG5 und NG10, Bosch Rexroth [74]).

4.5.2.3 Zweistufige (vorgesteuerte) Proportional-Wegeventile

Vergleichbar den durch Druckbeaufschlagung indirekt betätigten Wegeventilen (Schaltventilen mit 2stufiger Betätigung durch Elektromagnet und eine hydraulische Vorsteuerstufe) wird bei Proportional-Wegeventilen großen Nennvolumenstroms \dot{V}_{nom} indirektwirkendes Steuern durch Druckbeaufschlagung in beiden Richtungen über eine Kombination aus stetig verstellbarem Vorsteuer- und Hauptventil angewendet.

Aufbau

Die hintereinander geschalteten Ventilstufen hydraulische Verstärker- und Leistungsstufe sind als abgestimmte Widerstandsschaltung aufzufassen und je nach Wirkungsweg in offener Steuerkette oder geräteinternem Lageregelkreis verknüpft. Der Abgleich von Steuerwiderständen lässt sich folglich in offenem oder geschlossenem Wirkungsablauf vornehmen.

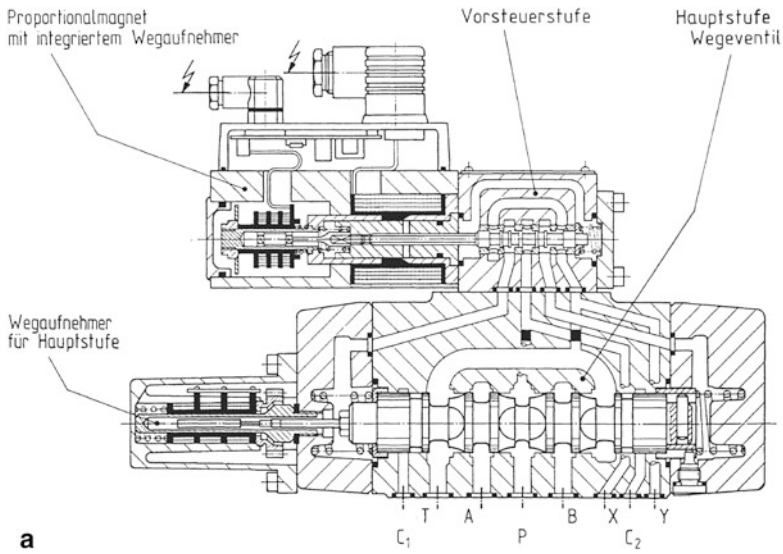
Die *hydraulische Vorsteuerstufe* arbeitet nach dem Prinzip des *Steuerschiebers* (Schiebervverstärkers) und greift lediglich in den Steuerkreislauf ein, Abschn. 4.5.1.2.

Die *Hauptstufe* mit Lageregelung enthält ein *Rückführungssystem*, das die innere Rückführung der Lage des Hauptsteuerschiebers durch mechanischen Abgleich (über den Weg oder die Kraft) bzw. durch elektrischen Abgleich (über den Weg) herbeiführt, Abschn. 4.5.1.4.

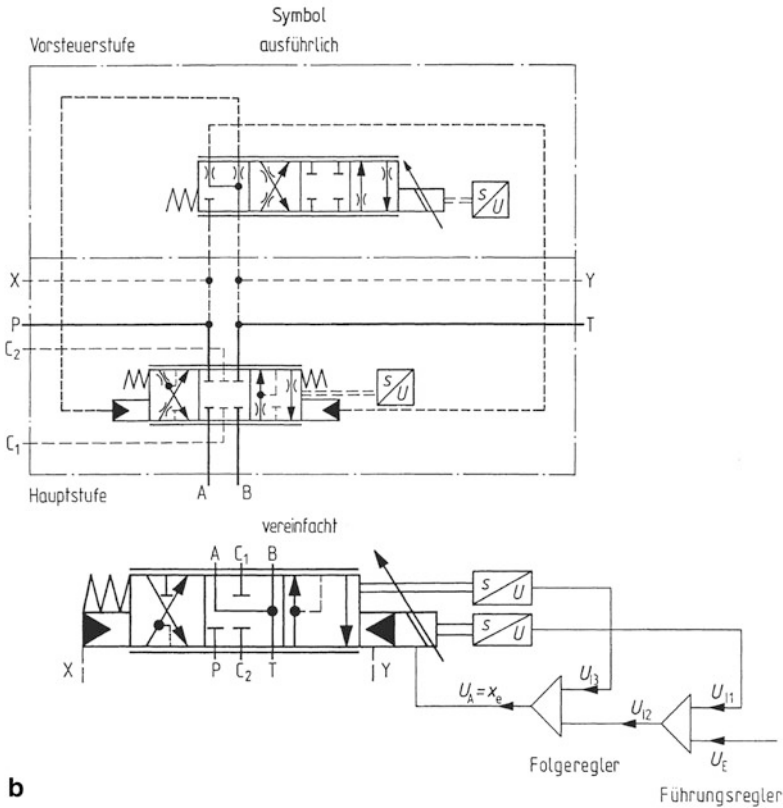
Lageregelung des Hauptsteuerschiebers durch elektrischen Wegabgleich

Das Vorsteuerventil (Pilotventil) kann ein schnelles Proportional-Wegeventil sein, das in einer Baueinheit elektrische Eingangsstufe und hydraulische Verstärkerstufe (Vorsteuerstufe) zusammenfasst. In dieser Ventilkombination liegt eine zweischleifige geräteinterne Lageregelung (Kaskadenregelung) vor [75], Abb. 4.44a.

Neben der dargestellten hydraulischen Steuerung einer Vorsteuerstufe mit interner Steuerölversorgung und -rückführung gelangt auch die mit externer Steuerleitung über Steuerkanäle X und Y zum Einsatz. Setzt erstere einen Mindestdruck im Hauptkreislauf voraus ($p > 8$ bar), erfordert letztere einen gesonderten Steuerkreislauf. Über zusätzliche Steueranschlüsse C_1 und C_2 kann der Lastdruck von den Arbeitsanschlüssen A, B abgegriffen und einer Druckwaage zugeführt werden. Letztere gleicht Lastschwankungen am Verbraucher aus, indem sie die drosselnde Vorrangfunktion des Proportional-Wegeventils um die Last kompensierende Funktion des Stromregelventils für zwei Richtungen erweitert. An-



a



b

Abb. 4.44 Proportional-Wegeventil, zweistufig, mit Lageregelung beider Stufen (NG 16, Bosch Rexroth). **a** Aufbau, **b** Symbol mit Funktionsplan

ders als bei Lastdruckrückmeldung über Wechselventil halten zusätzliche Steueranschlüsse in Zusammenschaltung mit der Druckwaage als Zwischenplatte die Stromregelung auch unter ziehender Last, z. B. beim Bremsen, aufrecht. Die Ansteuer-Regelelektronik enthält neben dem Stellungsregler für die Steuerkolbenlage (Führungsregler) einen unterlagerten Regler für die zusätzliche Rückführgröße Ankerkolbenlage (Folgeregler). Eine Strukturveränderung durch Rückführungskompensation (Kaskadenregelung) verbessert die Stabilität des ventilinternen Lageregelkreises, so dass man sehr gute Übertragungskennwerte erzielt (z. B. Hysterese $H < 0,1 \%$, Ausgleichszeit $T_g < 40$ ms bei NG 10, $p_{St} = 100$ bar).

Es wird lediglich eine Leiterplatte für den Ventilverstärker (Proportionalverstärker) zum elektrischen Wegabgleich in der Hauptstufe benötigt, während die Schaltung für innere Lagerückführung in die Anstauerelektronik des Vorsteuerventils integriert ist.

Das Verhalten bei Ausfall der Anstauerelektronik bestimmt eine gesonderte Sicherheitsstellung (4. Stellung), die das Vorsteuerventil einnimmt. Diese ist als offene Stellung mit gesperrtem Zuflussanschluss ausgeführt, so dass der Hauptsteuerschieber des intakten Ventils bei drucklosen Steuerleitungen durch Federzentrierung in die geschlossene Mittelstellung als definierte Ruhelage gebracht wird (monostabiles Hydroventil), Abb. 4.44b.

Lassen sich mit der einstufigen Variante kleinere Volumenströme bis zum Erreichen der Leistungsgrenze steuern (z. B. Nenngröße NG 10 mit Nennvolumenstrom $\dot{V}_{nom} = 35$ l/min bei Nenndruckdifferenz/Kante $\Delta p_{nom} = 8$ bar), erweitert das Proportional-Wegeventil mit hydraulischer Vorsteuerstufe die Einsatzgrenze auf große Volumenströme (z. B. NG 32 mit $\dot{V}_{nom} = 1000$ l/min bei $\Delta p_{nom} = 8$ bar).

Bei Vorsteuerventilen mit zwei gegeneinander wirkenden Proportionalmagneten und Federzentrierung des Steuerschiebers ist eine 4. Stellung für sicheres Verhalten bei Stromausfall entbehrlich. An Stelle von Dreiecksknoten für hohe Signalauflösung weist der Hauptsteuerschieber Anfassung der Kolbenkanten auf. Mit derart variierten Steuerkantengeometrie erhält man einen großen Volumenstrom-Übertragungsfaktor bei niedriger Druckdifferenz je Steuerkante ($\Delta p = 10$ bar), so dass kurze Kolbenhübe zugunsten hoher Ventildynamik möglich werden (z. B. 4 WRK, NG 10 bis NG 35, Bosch Rexroth [56, 57]).

Lageregelung des Hauptsteuerschiebers durch mechanischen Kraftabgleich Als Vorsteuerstufe eignen sich zwei kurzhubige Proportional-Wegeventile. Die Stellkraft der Steuerschieber wirkt auf jeweils eine Messfeder, die sich auf die entsprechende der gegenüberliegenden Steuerflächen des Hauptschiebers abstützt. Dieser bewegt sich bei Erregung eines der Proportionalmagneten so lange, bis Gleichgewicht zwischen Feder- und Magnetkraft herrscht. Mittels mechanischer Rückführung, die anders als die elektrische aus einfachen Bauteilen besteht, lässt sich der lange Hub des Hauptsteuerschiebers so regeln, dass große Volumenströme mit ausreichend hoher Genauigkeit (Hysterese $H < 3 \%$), kurzer Stellzeitverzögerung (Ausgleichszeit $T_g < 150$ ms bei NG 10) sowie mit niedrigen Werten von Steuervolumenstrom und Steuerdruck ($\dot{V}_{St} = 0,08$ l/min, $p_{St} = 12$ bar) zu steuern sind (z. B. EHS).

Vorsteuerung durch Steuerkette mit barometrischer Aussteuerung Neben den vorgesteuerten Proportional-Wegeventilen mit Lageregelung durch Weg- oder Kraftabgleich (elektrisch, mechanisch) setzt man auch solche mit offener Steuerkette ein. Die Verstärkerstufe steuert den Druck gegen eine Gegenkraft und arbeitet als federbelasteter Schieberverstärker. Dies verwirklicht das Stetigdruckventil, dass je nach Anordnung im Neben- oder Hauptstrom des Steuerkreislaufs in der Bauform Druckbegrenzungs- oder Druckminderventil den Druck in den internen Steuerleitungen proportional zum Eingangssignal ändert. Entsprechend dem Steuerdruck erfolgt die Steuerung des Hauptkolbens durch Druckbeaufschlagung in beiden Richtungen.

So dient als Vorsteuerventil (Pilotventil) ein 3-Wege-Proportional-Druckminderventil, dessen Eingangsstufe mit zwei gegeneinander wirkenden Proportionalmagneten ausgestattet ist, die gegen eine steife Feder arbeiten (kraftgesteuerter Proportionalmagnet). Mit barometrischer Aussteuerung des Hauptkolbens lässt sich für vielfältige Anwendungen eine ausreichend gute Wiederholgenauigkeit erzielen. Hohe Federsteife und reibungsarme Federabstützung nur einer Rückholfeder für beide Stellrichtungen (Federteller mit offenem Kugelgelenk) bewirken eine große Stellkraft gegen die Strömungskraft und sichern damit ausreichende statische Kennwerte (z. B. Hysterese $H < 6\%$) sowie genügend kurze Stellzeit (z. B. $t_b = 60$ ms bei NG 10, $p_{St} = 50$ bar) (z. B. 4 WRZ, Bosch Rexroth [57, 76]).

Hinweise für die Praxis

Das *vorgesteuerte Ventil mit barometrischer Aussteuerung* benötigt weder Wegsensoren in den Ventilachsen noch Auswerte- und Regelelektronik, erfüllt somit die Forderungen nach einfachem Aufbau und geringer Störanfälligkeit. Die Kantenform der schlanken Dreiecksnuten für langen Kolbenhub ergibt großen Feinsteuerbereich (hohe Signalaufösung). Erfolgt die Ansteuerung stets aus gleicher Richtung, ist an Stelle der Hysterese ($H = 6\%$) die kleinere Ansprechempfindlichkeit (z. B. $E = 3\%$) maßgebender statischer Kennwert, der für mannigfache Anwendungen ausreicht.

Das *vorgesteuerte Ventil mit Lageregelung durch mechanischen Kraftabgleich* verwirklicht annähernd die statischen Kennwerte des lagegeregelten Ventils mit elektrischem Wegabgleich, erfordert jedoch geringeren Bauaufwand. Diese Variante wird in der Mobilhydraulik bevorzugt eingesetzt, wenn erhöhte Anforderungen an feinfühliges Steuern unter wechselnden Lastbedingungen und bei begrenztem Einbauraum bestehen. Räumliche Freizügigkeit des Ventileinbaus, zusätzliche Sicherheitsschaltung und Spreizung des Feinsteuerbereichs legen an Stelle der mechanischen und hydraulischen die elektrohydraulische Fernsteuerung nahe. Diese besteht aus einem handbetätigten Signalgeber (Gebergerät), leitungsgebundener oder drahtloser elektrischer Signalübertragung und lagegeregeltem Mehrventilblock aus vorgesteuerten Proportional-Wegeventilelementen.

Das *vorgesteuerte Ventil mit Lageregelung durch elektrischen Wegabgleich* erzielt bei Antrieben in offener Steuerkette auch bei schweren Lasten Stellgenauigkeiten, die an geregelte hydrostatische Antriebe heranreichen. Bevorzugtes Anwendungsfeld dieser Variante ist die Stationärhydraulik mit Ablaufsteuerungen (Betriebsart Automatik). Die elektrische Rückführung der Steuerkolbenlage in die Vorsteuer- und Hauptstufe (Kaska-

denregelung) verbessert insbesondere die dynamischen Kennwerte. Darüber hinaus nimmt die Funktionssicherheit und Zuverlässigkeit dadurch deutlich zu, dass das störende Haften (Kleben) des Kolbenschiebers infolge Schmutzeinwanderung in beiden Stufen innerhalb des Regelbereichs der Magnetkraft ausgeregelt wird (sicher steuerndes Ventil).

Das *vorgesteuerte Ventil mit lastdruckunabhängiger Volumenstromsteuerung durch Druckwaage* erweitert den Anwendungsbereich von Proportional-Wegeventilen wesentlich, insbesondere für lastunabhängige Geschwindigkeitssteuerungen. Bei drosselnden Wegeventilen, hier mit zwei Drosselstellen (Zulauf- und Ablaufdrosselung), hängen Ventildruckdifferenz und Volumenstrom vom Lastdruck ab. Treten größere Lastdruckschwankungen und/oder Änderungen des Eingangsdrucks auf, vermag die Kompensation der Lastabhängigkeit den Stellbereich der Ausgangsgröße Volumenstrom erheblich zu erweitern. Die Kompensation erfolgt durch „Lastdruck-Meldesystem“ (Load-Sensing-, kurz: LS-System) und Druckwaage, die ein Zusatzgerät mit Stromregelventilfunktion darstellt und als Zwischenplatte mit dem Proportional-Wegeventil kombiniert wird. Druckwaagen, die nach Anordnung und Bauart auf den jeweiligen Antrieb abzustimmen sind, ermöglichen neben lastunabhängigen vor allem schnelle Bewegungen des Verbrauchers unter Last. Bei konstanten Streckenparametern erhält man mittels der mit Druckwaagen erweiterten Ventilkombination störungsunempfindliche Antriebe mit den häufig in der Mobilhydraulik genutzten Vorzügen der einfachen Inbetriebnahme, Wartung und Instandsetzung.

Besteht insbesondere in der Stationärhydraulik die Forderung nach Lastunabhängigkeit, kombiniert mit hohen Anforderungen an die Reproduzierbarkeit von Stellgenauigkeit und Dynamik, ist dem gesteuerten Antrieb mit mechanisch-hydraulischer Einfachregelung (Druckwaage) der elektrohydraulische Antrieb (hydraulische Aktor) mit einem Stetigwegeventil vorzuziehen, das Aufgaben eines Servoventils übernehmen kann [56, 77].

Einen dritten Lösungsweg neben den genannten Antriebsvarianten beschreitet die signalseitige Kompensation durch rechnergestützte Kennlinienkorrektur [19, 78, 79].

4.5.2.4 Schnelle Proportional-Wegeventile: Regelventile

Ohne die Kombination von elektrischer Eingangsstufe und Rückführungssystem zu ändern, die dem Proportional-Wegeventil mit Lageregelung des Steuerkolbens durch elektrischen Wegabgleich zugrunde liegt, lässt sich das Ventilverhalten anspruchsvollen Steuerungsaufgaben dadurch anpassen, dass man die *Steuerkantengeometrie* abwandelt. Erreichen lässt sich dieses Ziel durch Gestaltvariation von Kantenform und Überdeckungsverhältnis (Kantenlage). Wählt man an Stelle von Steuernuten unterschiedlicher Nutform (Formkanten) *gerade Steuerkanten* und ersetzt die positive Überdeckung durch *Nullüberdeckung* (Nullschnitt), sind wesentliche Voraussetzungen erfüllt, um Stellfunktionen in Antriebsregelkreisen ausführen und damit Aufgaben des Servoventils übernehmen zu können.

Einstufige (direktwirkende) Regelventile Direktwirkendes Steuern mit nur einem Proportionalmagneten, der mit einer Wicklung (Einfachhubmagnet) ausgestattet ist, mit der

Ankerstange unmittelbar den Steuerschieber bewegt und im Zusammenwirken mit der Rückholfeder Hubproportionalität bewirkt.

Neuerungen durch fortgeschrittene Integration

Die Verlagerung von Steuerungen in den prozessnahen Bereich bildet den Trend in der Automatisierungstechnik. Die *dezentrale Steuerungsarchitektur* realisiert man dadurch, dass man den Regelkreis auf der Feldebene (Antriebsebene) schließt. Mit dem Übergang zur digitalen Steuerung folgt insbesondere für digital geregelte hydraulische Achsen ein schneller Prozess, der Mikrorechner (digitale Achsregler) höherer Rechenleistung erfordert. Durch vertikale Vernetzung mit der Zellebene (Steuerungsebene) erfolgt die *funktionale Integration*, somit die mit anderen Achsantrieben voll kompatible Einbindung in das höhere Gesamtsystem „Produktionsmaschine“.

Im Zuge fortschreitender Miniaturisierung nimmt die Integration elektronischer Komponenten an Stetigventilen weiterhin zu (On-Board-Elektronik OBE), die insbesondere mit dem Übergang von analoger zu *digitaler Ventilelektronik* durch schrittweisen Ausbau zu *erweiterter Gerätefunktionalität* gekennzeichnet ist [80–83].

Vernetzbares Stetigventil Die Vernetzung mit der unteren Ebene der Steuerungshierarchie (Feldebene) erfolgt durch eine *ventilinterne Kommunikationsschnittstelle*. Über diese lassen sich durch serielle Kommunikation achsspezifische Steuerungsfunktionen gerätenah abarbeiten. Hierfür sind vom *Ventilprofil* Forderungen an die Übertragung von Nachrichten (Sollwerte, Parameter) ebenso wie an die Übertragung zeitkritischer E/A-Daten (Prozessdaten) zu erfüllen.

Sind die Anforderungen an Dynamik und Positioniergenauigkeit begrenzt, können hydraulische Achsen in offener Steuerkette betrieben und durch *Proportionalventile mit integrierter Feldbus-Schnittstelle* angesteuert werden. Hierfür eignen sich Proportional-Wegeventile, die mit standardisiertem Feldbus-Interface (CANopen, Profibus-DP) und mit oder ohne elektrische Lageregelung des Steuerkolbens ausführt sind (z. B. 4 W/RAF/REF/RZF, Bosch Rexroth [84]).

Bei hohen Anforderungen an Dynamik und Positioniergenauigkeit kommt nur die positionsgeregelte hydraulische Achse infrage, zu deren Ansteuerung ein *schnelles Proportional-Wegeventil (Regelventil)* erforderlich ist. Hierbei handelt es sich um ein Stetigwegeventil, bei dem eine Steuerbuchse mit Durchbrüchen (Rechteckfenstern) in das Gehäuse eingebaut ist, um präzise Lagezuordnung der Steuerkanten einhalten zu können. Der Proportionalmagnet weist verbessertes Gleitverhalten auf (kleine Hubhysterese) und ist auf erhöhte Stellkraft ausgelegt. Um störende Effekte im Magnetanker-Führungssystem ebenso wie äußere Störeinflüsse, etwa Haftungen (Kleben) durch Schmutzeinwanderung signalseitig ausgleichen zu können, wird grundsätzlich ventilinterne Lageregelung mit elektrischem Wegmesssystem vorgesehen. Die Steuerkolbenlage erfasst ein induktiver Wegaufnehmer, der nach dem linearen Differenzialtransformatorprinzip (LVDT) arbeitet, druckdicht ausgeführt und als Tauchanker ähnlich der Differenzialdrossel aufgebaut ist. In der Bauform eines *Hülseventils* mit erhöhter Stellkraft und verbessertem Gleitverhalten erreicht man das

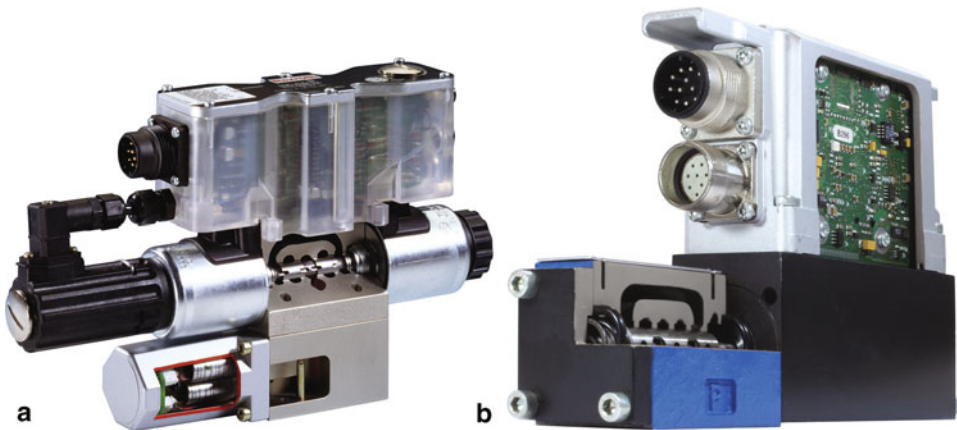


Abb. 4.45 Vernetzbares Stetigventil, einstufig, mit achsspezifischer Informationsverarbeitung (Integrated Axis Controller IAC). **a** Proportional-Wegeventil mit Reglerfunktionalität (IAC-P), Schnittmodell; **b** schnelles Proportional-Wegeventil (Regelventil) mit Regler- und NC-Funktionalität (IAC-R), Schnittmodell (NG6, Bosch Rexroth)

Zeitverhalten des Servoventils. Im Vergleich zu letzterem erweist sich die verminderte Störanfälligkeit gegen Flüssigkeitsverunreinigung als Vorzug. Bei sehr hohen Anforderungen an die Positioniergenauigkeit lässt sich die Kantenform zugunsten einer hohen Auflösung im Kleinsignalbereich modifizieren. Um die Positionsregelung zu stabilisieren, glättet man die geknickte Ventilkennlinie signalseitig durch Aufschalten der inversen Ventilkennlinie.

Temperaturbeständigkeit und Vibrationsfestigkeit digitaler elektronischer Bauelemente ermöglichen es, über die Integration des Proportionalverstärkers in die Ventileinheit hinausgehend als Baugruppe den mikrocontroller-basierten Steuerungsrechner gerätenah auszulagern.

Stetigventileinheit mit erweiterter Gerätefunktionalität Fasst man eine für die digitale Achssteuerung vorzusehende Reglerbaugruppe mit dem schnellen Proportional-Wegeventil (Kolbenventil) durch *räumliche Integration* zusammen, gelangt man zur komplexen Stetigventileinheit mit *achsspezifischer Informationsverarbeitung*. Eine so aufgerüstete *digitale Ventilelektronik* ermöglicht es, dass vom integrierten Wegaufnehmer (z. B. induktiver Positionssensor) rückgeführte Stellwegsignal des lagegeregelten Steuerschiebers geräteintern weiter zu verarbeiten, etwa zum Ansteuersignal für die Volumenstromregelung. Mittels interner Drucksensoren wird außerdem Druck- und Kraftregelung durchführbar. Der komplett abgestimmten, über Feldbus-Anbindung (CANopen, PROFIBUS-DP) vernetzbaren Stetigventileinheit lässt sich somit *Reglerfunktionalität* für hydraulische Mehrgrößenregelung (p/Q-Funktionalität) zuweisen. Über Sensorschnittstellen kann zusätzliche Sensorik angeschlossen werden (z. B. anstelle interner ein externer Drucksensor). Mithin erweitert sich die Funktion des Stetigventils (z. B. IAC-P: 4WREQ, Bosch Rexroth [85]), Abb. 4.45a.

Der Integrationsgrad erreicht seine höchste Stufe, indem der Stetigventileinheit *Regler- und NC-Funktionalität* übertragen wird. Hierfür integriert man räumlich eine für die digitale Achssteuerung vorgesehene Reglerbaugruppe in das schnelle Proportional-Wegeventil, um der vernetzbaren Stetigventilen *volle Reglerfunktionalität eines lokalen Achsrechners* zuzuweisen. Mit dieser komplexen Ventileinheit verbinden sich die Vorzüge des hochgenauen Regelventils (Hülksenventil) mit denen der volldigitalen Ventilelektronik, die für dezentrale Steuerungen NC-programmierbar ist (z. B. Integrated Axis Controller IAC-R:4 WRPNH, Bosch Rexroth [86]), Abb. 4.45b.

Die Generierung der Sollwerttrajektorie, ebenso die freie Programmierung des Sollwertverlaufs erfolgt weiterhin auf der Zellebene (Steuerungsebene). Damit werden der integrierten digitalen Regelelektronik lediglich Sollwerte zur Achsregelung übermittelt. Aus der übergeordneten Steuerung (SPS, IPC, CNC) lassen sich über die integrierte Feldbus-Schnittstelle (taktsynchroner PROFIBUS DP/V2) *NC-Teilprogramme* gerätenah ablegen und als benutzerspezifisches *Bewegungsprofil* generieren. Es stehen der achsspezifischen Informationsverarbeitung Regelalgorithmen vielfältiger Funktionen zur Verfügung. So werden vom externen Positionssensor (elektrisches Wegmesssystem für Hydrozylinder) rückgeführte Positionssignale zu Ansteuerungssignalen für die *Lageregelung des Zylinders* (Linearachse) mit unterlagerter Geschwindigkeitsregelung geräteintern verarbeitet. Durch Differenzdruckmessung zwischen P und A (oder B) gelangt man zur *Volumenstromregelung* ohne Druckwaage. Die hierfür benötigte Ventilkennlinie ist als Tabelle in der digitalen Ventilelektronik abgelegt. *Kraftregelung* kann unter Einbeziehung des Zylinderflächenverhältnisses erfolgen. *Ablösende Positions-Druck-/* oder *Positions-/Kraftregelung* lassen sich mit sanftem Übergang zwischen den Reglermodi verwirklichen. Inbetriebnahme und Diagnose erfolgen über eine PC-Software (Indra Works).

Im Zuge der Umstellung der Automatisierung auf offene Ethernet-Schnittstellen stellen die *Multi-Ethernet-Regelventile* mit integriertem digitalem Achsregler eine Neuerung dar, welche die Achsen unabhängig von der Maschinensteuerung mit einem eigenen Bewegungsprofil in Echtzeit regeln und Daten anschließbarer externer Sensoren verarbeiten, somit die übergeordnete Steuerung entlasten. Über *frei wählbare Ethernet-Protokolle* (EtherCAT, Ethernet IP, PROFINET RT, Sercos) lässt sich der Achsregler flexibel an die Steuerung unterschiedlicher Maschinenhersteller anbinden. Die Software der in Leistung und Funktion fein skalierbaren Achsregelung berücksichtigt die Besonderheiten von Fluidantrieben, Robustheit und Sicherheit sind gleichermaßen optimiert (z. B. IAC-Multi-Ethernet: 4WRPDH, Bosch Rexroth [87, 88]).

Automatisierungstechnisch verhalten sich die komplexen Ventileinheiten wie Schaltschrankelektroniken für elektrohydraulische Antriebe [89]. So lässt sich bei mehrspindligen Rundtakt-Werkzeugmaschinen über die integrierte Regelelektronik die *Arbeitskurve linearisieren*. Die *Flexibilität der Parametrierung* ermöglicht es, über die Regelventile die Steifigkeit der elektrohydraulischen Achse zu erhöhen, die Zylinderreibung in ihrer Wirkung zu mindern und die Leistung zu steigern. Damit weisen elektromechanische und elektrohydraulische Achsen übereinstimmende Güteermerekmale für CNC-Steuerungen auf [90].

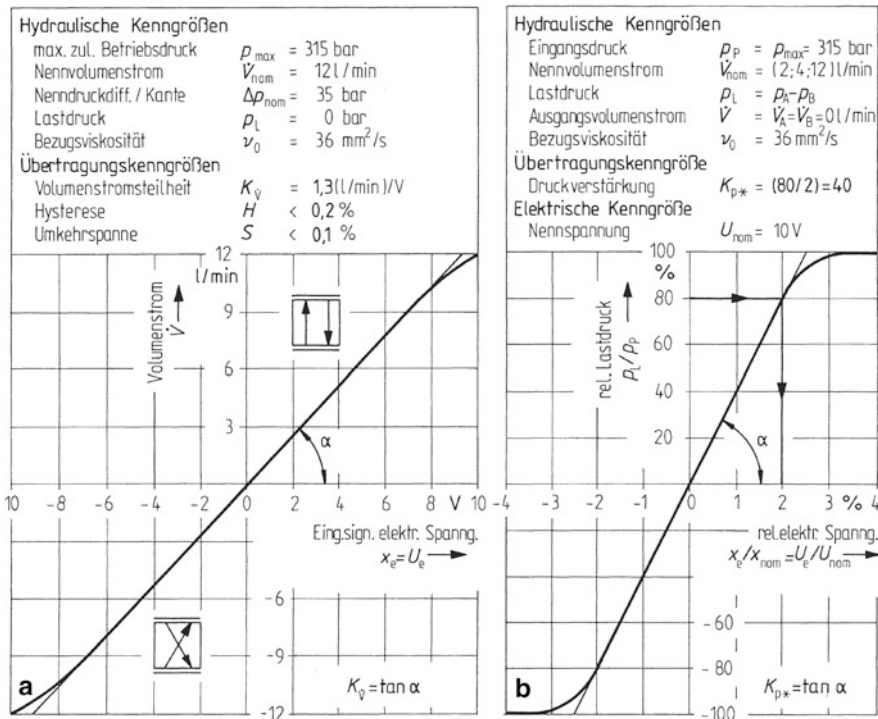


Abb. 4.46 (Statische) Kennlinien eines schnellen Proportional-Wegeventils, einstufig (NG 6, Bosch) mit Übertragungskenngrößen (statischen Kennwerten). **a** Volumenstrom-(Signal-)Kennlinie (\dot{V} , x_e -Kennlinie); **b** Druck-(Signal-)Kennlinie (p_L , x_e -Kennlinie)

Statische Kennwerte

Die **Volumenstrom-(Signal-)Kennlinie** weist über einen großen Stellbereich der Ausgangsgröße \dot{V} einen linearen Zusammenhang mit der elektrischen Spannung U_e als Eingangssignal x_e auf (DIN 24311; ISO 4411). Die Abhängigkeit ist für große Ventildruckdifferenz je Steuerkante ($\Delta p = 35 \text{ bar}$) dargestellt, Gl. (4.6), die offenbar dem bevorzugten Nennwert von Servoventilen angeglichen ist. Insbesondere liegt im Nullbereich der Volumenstromkennlinie des unbelasteten Stetigventils keine Linearitätsabweichung vor (Nullüberdeckung). Damit nimmt bereits für kleine Stellwege der **Volumenstrom-Übertragungsfaktor** (Volumenstromsteilheit)

$$K_{\dot{V}} = \left(\frac{\partial \dot{V}}{\partial x_e} \right)_{p_L=0, x_e=0} \approx \left(\frac{\partial \dot{V}}{\partial U_e} \right)_{p_L=0} \tag{4.10a}$$

große Werte an, so dass unter Verzicht auf Feinsteuerung bei Öffnungsbeginn die für die Auslegung von Antriebsregelungen unerlässliche Forderung nach hoher Kreisverstärkung erfüllbar ist, Abb. 4.46a.

Auch für die begleitende hydraulische Ausgangsgröße, den Druck an den Arbeitsanschlüssen, besteht ein vergleichbarer funktionaler Zusammenhang. Stellt man die Abhängigkeit des Lastdrucks p_L , Gl. (4.7), (bezogen auf den Eingangsdruck p_P) von der Spannung U_e als Eingangssignal x_e (bezogen auf die Nennspannung U_{nom}) bei geschlossenen Arbeitsleitungen (kein Zufluss zum Verbraucher) dar, bekommt man eine zweite Kennlinie, die das Beharrungsverhalten für beide Ausgangsgrößen (\dot{V} , p_L) zum Kennfeld ergänzt. Die **Druck-(Signal-)Kennlinie** zeichnet sich durch Linearität über einen weiten Stellbereich der Ausgangsgröße p_L und große Steigung aus, Abb. 4.46b, so dass der **Druck-Übertragungsfaktor** (Drucksteilheit)

$$K_P = \left(\frac{\partial p_L}{\partial x_e} \right)_{\dot{v}=0, x_e=0} \approx \left(\frac{\Delta p_L}{\Delta U_e} \right)_{\dot{v}=0} \quad (4.10b)$$

groß ausfällt. Da dieses Verhalten Hydraulisch Null und Umgebung einschließt, kann große Laststeifigkeit erreicht werden. Letztere ist insbesondere für Lageregelkreise unverzichtbar.

Übertragungskenngrößen werden zwecks Vergleichbarkeit von verschiedenen Typen meist als Größenverhältnis angegeben, wobei Zähler- und Nennergröße relative Größen sind. Übertragungsfaktoren der Dimension 1 werden Verstärkung genannt. Die **Druckverstärkung** K_{P^*} des einstufigen Regelventils liegt z. B. im Bereich

$$K_{P^*} \approx \frac{\Delta p_L / p_P}{\Delta U_e / U_{nom}} = 40 \quad (4.10c)$$

und besagt, dass bei 2 % der Nennspannung U_{nom} bereits 80 % des Eingangsdrucks (Systemdrucks) p_P zur Beeinflussung durch Regelung verfügbar, folglich der Leckvolumenstrom bei Hydraulisch Null und die Umkehrspanne hinreichend klein sind (z. B. Regelventil NG 6 bis NG 10, Bosch Rexroth [58, 91]).

Dynamische Kennwerte

Die Auslegung von Antriebsregelkreisen stellt jedoch nicht nur Forderungen an das Beharrungs- sondern auch an das Zeitverhalten, so dass für schnelle Proportional-Wegeventile außer den statischen vor allem dynamische Kennwerte zur Beurteilung des Übertragungsverhaltens heranzuziehen sind (DIN IEC 60060 Teil 351, DIN 24311).

Die **Sprungantwort** ist der zeitliche Verlauf der Ausgangsgröße, i. Allg. der Stellung des Magnetankers oder des Ventilkolbens, bei sprunghöhenförmigem Verlauf der elektrischen Spannung U_e (oder der elektrischen Stromstärke I_e) als speziellem Eingangssignal x_e . Durch Bezug auf die Sprunghöhe des Eingangssignals leitet sich daraus die bezogene Sprungantwort, die Übergangsfunktion $h(t)$, als Kennfunktion (Zeitcharakteristik des Stetigventils) ab, der die **Ersatz-Zeitkonstanten Verzugszeit** T_u und **Ausgleichszeit** T_g zu entnehmen sind. Da weniger das Einschwingen um (bzw. das asymptotische Annähern an) den endlichen Grenzwert, als vielmehr die Dauer bis zu dessen erstmaligem Erreichen interessiert, wird vorzugsweise die Ausgleichszeit T_g als dynamischer Kennwert benutzt und als Stellzeit bezeichnet. Dies ist die Dauer des Zeitabschnitts, der sich durch die Schnittpunkte der ersten Wendetangente mit der abszissenparallelen Geraden im Abstand des Beharrungswertes und

mit der Zeitachse ergibt. Mitunter setzt man auch die Summe aus der relativ kurzen Verzugszeit T_u und der *Ausgleichszeit* T_g mit der Stellzeit gleich. Während die kennzeichnende Zeitkonstante für das Proportional-Wegeventil die Werte 25 bis 60 ms umfasst, erreicht das Regelventil Stellzeiten < 10 ms, wobei die Sprungantworten sich auf die volle Sprunghöhe des Eingangssignals (Nenneingangssignal U_{nom}) beziehen.

Stetigventile wirken nur innerhalb bestimmter Bereiche ihrer Kennlinie als lineare, zeitinvariante Übertragungsglieder (Verzögerungsglieder höherer Ordnung, P-T_k-Glieder), so dass die Sprungantwort zur vollständigen Kennzeichnung dieses nichtlinearen Übertragungsglieds nicht ausreicht. Zur Beurteilung der Reaktion eines Ventils auf schnelle Änderungen des Eingangssignals sind die Ersatz-Zeitkonstanten der Übergangsfunktion nur begrenzt aussagefähig.

Durch Bezug von Amplitude und Phasenwinkel der Sinusantwort auf die entsprechenden Kenngrößen des Eingangssignals erhält man die beiden Größen Amplitudenverhältnis $A = \hat{a}/\hat{x}_e$ und den Phasen-(verschiebungs-)winkel $\varphi = \varphi_a - \varphi_e$. Das Amplitudenverhältnis A ist bei linearen Systemen gleich dem Betrag des Übertragungsfaktors und kennzeichnet zusammen mit dem Phasenwinkel als (komplexer) Übertragungsfaktor $F = A \cdot \exp(j \varphi)$ das System bei der betreffenden Frequenz vollständig.

Die funktionelle Abhängigkeit der genannten drei Größen von der Kreisfrequenz $\omega = 2\pi f$ (oder der Frequenz f) heißt *Amplitudengang* $A(\omega)$, *Phasengang* $\varphi(\omega)$ bzw. (komplexer) **Frequenzgang** $F(j\omega) = A(\omega) \cdot \exp(j \varphi(\omega))$

Als logarithmiertes Größenverhältnis wird der Amplitudengang mit Übertragungsmaß, $20 \lg A(\omega)$ dB, bezeichnet, mit dem einheitenähnlichen Namen Dezibel (dB) (DIN 5493, DIN 40148 Teil 1).

Grafisch stellt man meist über einer logarithmisch geteilten Frequenzachse das Übertragungsmaß als *Amplitudenkennlinie* und den Phasengang als *Phasenkennlinie* dar. Gemeinsam dargestellt bilden sie die *Frequenzkennlinien* (Bode-Diagramm) [92], Abb. 4.47.

An Stelle des vollständigen Verlaufs der Frequenzkennlinien reichen in der Regel **charakteristische Frequenzen** dieser Kennfunktionen zur Beurteilung aus, die den nutzbaren Übertragungsbereich (Arbeitsfrequenzbereich) kennzeichnen. Eine schnelle Antwort erfordert ein breites Frequenzband des Ventils.

Für die mit zunehmender Frequenz fallende Amplitudenkennlinie legt deren Schnittpunkt mit der (-3)-dB-Linie die *Eckfrequenz* $f_{-3 \text{ dB}}$ als Kennwert fest. Steuert man das Ventil durch eine sinusförmige elektrische Spannung mit konstanter Eingangsamplitude bei der Eckfrequenz $f_{-3 \text{ dB}}$ an, erreicht die Ausgangsamplitude Kolbenstellung noch gerade das 0,7fache des Ventilhubes (z.B. bei $f_{-3 \text{ dB}} = 72$ Hz mit Nenneingangsamplitude U_{nom} für NG 6, Bosch Rexroth [91]).

Für den mit zunehmender Frequenz fallenden Phasenwinkel bestimmen die Werte -45° oder -90° die *phasenkritischen Frequenzen*, bei denen die jeweils als zulässig betrachtete Phasenverschiebung erreicht wird. Steuert man das Ventil durch eine sinusförmige elektrische Spannung mit der Frequenz f_{-90° an, eilt die sinusförmige Ausgangsgröße Kolbenstellung dem Eingangssignal bereits um 90° nach (z. B. bei $f_{-90^\circ} = 64$ Hz mit Nenneingangsamplitude U_{nom} für NG 6, Bosch Rexroth [91]).

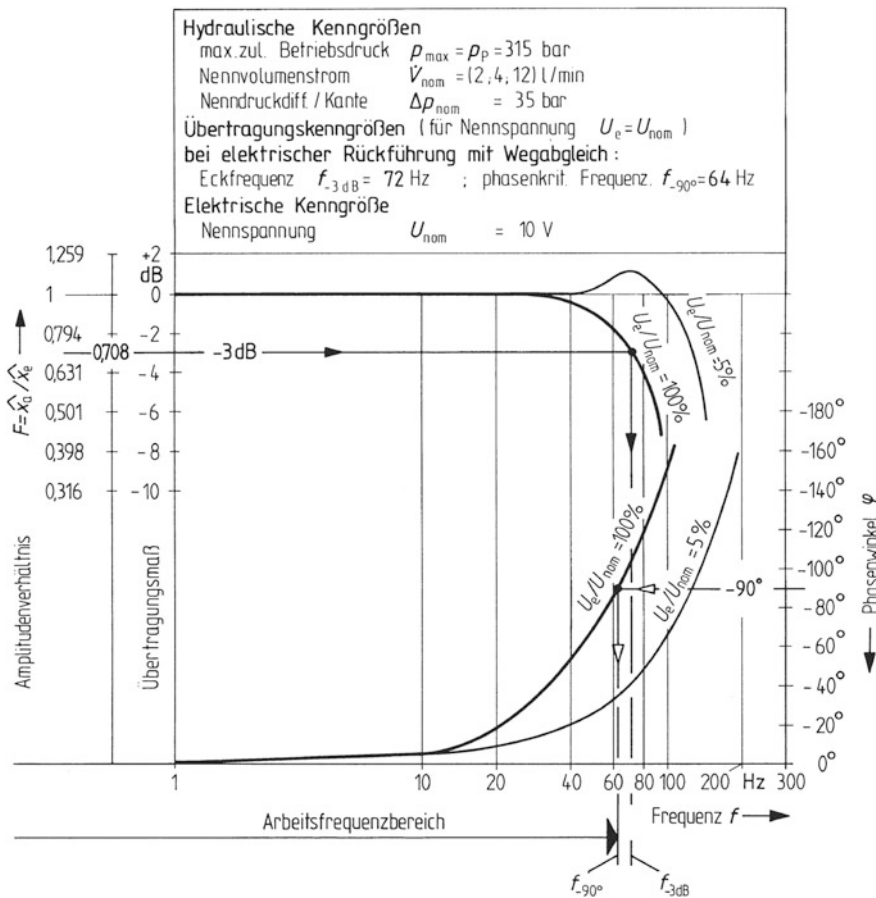


Abb. 4.47 Frequenzkennlinien (Bode-Diagramm) bei Voll- und Kleinsignal-Aussteuerung (Beschreibungsfunktion für die relativen Eingangsamplituden 100 % und 5 %) eines schnellen Proportional-Wegeventils, einstufig (NG6, Bosch Rexroth), mit Übertragungskenngrößen (dynamischen Kennwerten)

Außerhalb der Umgebung des Arbeitspunkts weicht die lineare Ersatzfunktion von der (statischen) Kennlinie, z. B. von der Volumenstrom-Druck-Kennlinie, zu stark ab. Das Stetigventil wirkt über einen größeren Bereich seiner Kennlinie als nichtlineares, zeitinvariantes Übertragungsglied, wobei sein dynamisches Verhalten im Frequenzbereich durch **Beschreibungsfunktionen** dargestellt wird (DIN IEC 60050 Teil 351). Diese Frequenzcharakteristik wird verwendet, wenn Amplitudenverhältnis und Phasenverschiebung außer von der Frequenz auch von der Amplitude des Eingangssignals abhängen. Die dynamischen Kennwerte Eckfrequenz und phasenkritische Frequenz werden dazu für bestimmte Eingangsamplituden (z. B. bei 5 % und 100 % des Nenn Eingangssignals) aufgelistet, sie stecken den Arbeitsfrequenzbereich ab.

Gebräuchlicher ist die Darstellung der *Frequenzkennlinien an den Grenzen des Signalbereichs* (Beschreibungsfunktion für ausgewählte Eingangsamplituden). Legt man die Amplituden- und die Phasenkennlinie bei voller Aussteuerung (Nenneingangssignal) der Beurteilung zugrunde, bemisst sich nach der kleineren der jeweiligen charakteristischen Frequenzen der *Arbeitsfrequenzbereich* als maßgebender dynamischer Kennwert des schnellen Proportional-Wegeventils (z. B. hier $f_{-90^\circ} = 64 \text{ Hz}$), Abb. 4.47.

Neuerung Regelventil mit Tauchspule als Umformer. Voice-Coil-Motor

Durch Nutzung fortgeschrittener Material- und Fertigungstechnik gelangt man zu neuem Stetigventilkonzept, indem man das physikalische Prinzip des elektromechanischen Umformers variiert. Geht man vom Proportionalmagneten zur *Tauchspule* über, nachdem deren Nachteil einer zu geringen Stellkraft und Hubarbeit mittels konstruktiver Neuerungen behoben ist, lassen sich die Vorzüge des *elektrodynamischen Prinzips* voll nutzen. Dieses erweist sich hinsichtlich des statischen und dynamischen Übertragungsverhaltens als überlegen. So weist die Tauchspule, im Gegensatz zum Proportionalmagneten, echte Linearität zwischen Kraft und Spulenstrom unabhängig vom Stellweg auf. Auch kann die Stellkraft bidirektional wirken, d. h. durch Umpolen der Spule wird die Bewegungsrichtung bei voller Krafthöhe umgekehrt [93].

Aufbau Der Ventilstellantrieb VCD (Voice Coil Drive) besteht aus einer Tauchspule, die sich über einem permanentmagnetischen Zylinder bewegt. Die Spule ist auf einem Träger gewickelt, der über eine Koppelstelle mit dem Steuerschieber starr verbunden ist. Der *Zylinder* besteht aus mehreren *Permanentmagneten auf Basis seltene Erden*, die als Scheiben mit ferromagnetischen Zwischenlagen zu einem Gesamtmagnettubus verbunden sind. Diese Gestaltoptimierung des Magnetzylinders ermöglicht es, den Magnetfluss auf den Luftspalt zu bündeln, damit die Kraftwirkung auf den stromführenden Leiter zu erhöhen. Steuerschieber und Spulenträger bilden eine bewegliche Einheit, die nur in der Steuerbuchse des Ventilblocks geführt wird. Eine weitere Führung für den Umformer entfällt. Prinzipbedingt arbeitet die Tauchspule über dem Magnetzylinder querkraftfrei, so dass keine Zusatzkraft einwirkt. Damit erübrigen sich konstruktive Maßnahmen zur Minderung der Querkraft oder zur Verbesserung des Führungssystems durch Beschichten oder wälzgelagerte Zweistangenführung. Die *lagegeregelte Tauchspule* arbeitet mit einem hochauflösenden Wegaufnehmer. Die elektrische Rückführung dient dem elektrischen Wegabgleich des Steuerschiebers. Die nahezu lineare Volumenstrom- (Signal-) Kennlinie wird für alle konstante Ventildruckdifferenzen erreicht und ist durch die Form der Durchbrüche (Fenster) der Steuerbuchse bestimmt. Der kraftoptimierte Stellantrieb (VCD) ist für den nassen Betrieb weiterentwickelt und in die *hochdynamische Stetigwegeventil-(Regelventil-)Baureihe* integriert (DFplus, Parker Hannifin [94]), Abb. 4.48.

Die Integration der Elektronik führt hier konstruktiv auf das Regelventil mit elektronischer Baugruppe über Tauchspule und Wegaufnehmer. Damit liegt eine abgegliche Ventileinheit mit einer Frequenzcharakteristik im Kleinsignalbereich vor, deren Eckfrequenz (400 Hz/– 3 dB) und phasenkritische Frequenz (350 Hz/– 90°) die entsprechenden

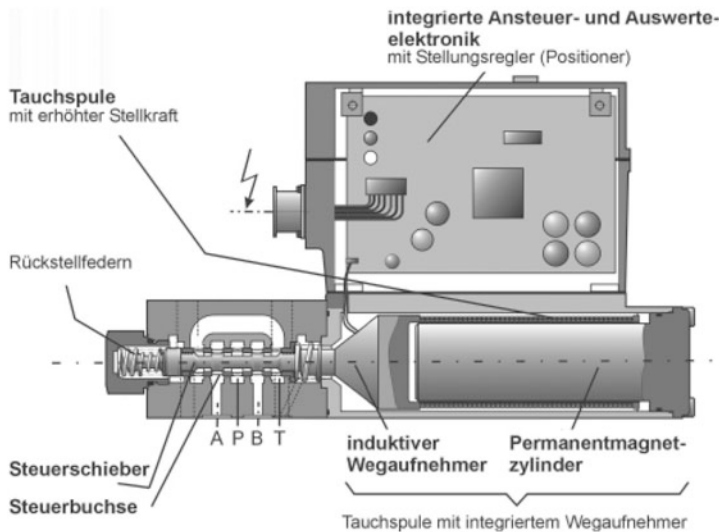


Abb. 4.48 Schnelles Proportional-Wegeventil (Regelventil DFplus), einstufig, Aufbau mit Elektronik über Tauchspule (VCD-Antrieb) und Wegaufnehmer (NG 6, Parker)

dynamischen Kennwerte eines Standard-Servoventils erreicht bzw. übertrifft. Das im Vergleich zu letzterem sehr viel robustere Stetigwegeventil findet außer in einstufiger Bauform auch als Vorsteuerventil in mehrstufigen (vorgesteuerten) Regelventilen Verwendung.

Die Entwicklung der Ventileinheit lässt sich durch *numerische Optimierung* beschleunigen, wobei im Beispiel Ventilstellantrieb „Tauchspule“ die beiden Vorgaben:

- Verbesserung der Stelldynamik,
 - Verringerung der aufgenommenen Steuerleistung
- als zielführend anzusehen sind, Abschn. 7.4.3.

Um die Energieausnutzung in hydraulischen Anlagen wirksam zu optimieren, werden Antriebe zunehmend nach dem Grundprinzip Verdrängersteuerung ausgelegt. Um den pumpengesteuerten Zylinderantrieb in Pressen, Kunststoff verarbeitenden Maschinen, Druckgieß- oder Schmiedemaschinen nicht nur verlustarm sondern zugleich ausreichend dynamisch betreiben zu können, findet das schnelle Stetigwegeventil in elektrohydraulischen Stelleinrichtungen für Verstellpumpen ein weites Einsatzfeld. Nach aufgaben- bzw. branchenspezifischen Konzepten der Primärregelung lässt sich das Regelventil mit entsprechender Sensorik (Schwenkwinkel-, Drucksensor) kombinieren und auf Verstellpumpen zur Vorsteuerung des Stellzylinders, mit Ventilblock zur Load-Sensing-Regelung oder zur Druck-/Strom- (p/Q -) und Leistungsregelung aufbauen [95, 96].

Mehrstufige (vorgesteuerte) Regelventile

Indirektwirkendes Steuern durch Druckbeaufschlagung in beiden Richtungen wird bei Regelventilen großen Nennvolumenstroms angewendet, vergleichbar den vorgesteuerten Proportional-Wegeventilen, Abschn. 4.5.2.3. Anders als bei letzteren entfällt die Unter-

scheidung des Wirkungswegs nach Steuerkette und Lageregelkreis. Auf Grund der hohen Anforderungen an das Übertragungsverhalten sind elektrische Eingangs- und Leistungsstufe grundsätzlich im geräteinternen Lageregelkreis verknüpft. Als Rückführungssystem kommt lediglich elektrischer Wegabgleich des Hauptsteuerschiebers in Betracht.

Zweistufiges Regelventil Beste dynamische Kennwerte erzielt man bei indirektwirkenden Ventilen mittels Lageregelung von Vorsteuer- und Hauptstufe. Der Aufbau gleicht dem des zweistufigen Proportional-Wegeventils, Abb. 4.44a, jedoch mit abweichender Steuerkantengeometrie des Hauptventils. Dessen Kantenform und Überdeckungsverhältnis müssen die Voraussetzungen für Stellfunktionen im Antriebsregelkreis erfüllen. Folglich sind beide Ventilkolben mit geraden Steuerkanten und Nullüberdeckung versehen. Die Vorsteuerstufe ist als Hülsenventil, die Leistungsstufe als Gehäuseventil aus druckdichtem Kugelgrafitguss gestaltet. Ringkammern im Gehäuse und Ringnuten im Kolbenschieber werden mit engen Fertigungstoleranzen eingearbeitet, um eine genaue Lagezuordnung der Steuerkanten in der Leistungsstufe einzuhalten. Das Regelventil mit Lageregelung der Vorsteuer- und Hauptstufe erreicht bei Antrieben im geschlossenen Wirkungsablauf auch für schwere Lasten eine Stellgenauigkeit und Dynamik, die an Übertragungskennwerte von Servoventilen heranreicht (z. B. bei $f_{-90^\circ} = 40$ Hz bei 100% Aussteuerung, NG 10 Bosch Rexroth [76]). Im Unterschied zu Servoventilen ist der Steuervolumenstrom erheblich geringer, was sich insbesondere im stationären Zustand bemerkbar macht (Ruhewert null). Die Ansteuerlektronik ist im Ventil integriert mit den Vorzügen einer abgeglichenen Ventileinheit (z. B. Regelventil; 4 WRTE, NG 10 bis NG 32, Bosch Rexroth [56, 57]).

Während bisher schnelle Proportional-Wegeventile als höhergradig verfeinerte Ventilvariante von schaltenden Wegeventilen mit elektrischer Betätigung abgeleitet wurden, sind heute Stetigwegeventile verfügbar, die durch Entfeinern der Bauform Servoventil den Vorzug ausgezeichneter dynamischer Eigenschaften mit der geringen Störanfälligkeit des Proportionalventils verbinden.

Kombiniert man die Leistungsstufe als Gehäuseventil mit einem *einstufigen Servoventil als Vorsteuerventil* (Pilotventil), erhält man eine Funktionsvariante, deren Ventilverhalten anspruchsvollen Steueraufgaben angepasst ist. Elektrische Eingangsstufe ist der Torquemotor, Abschn. 4.5.1.1, der mit einer hydraulischen Vorsteuerstufe hervorgegangen aus der entfeinerten Düsen-Prallplatte als *schwenkbares Strahlrohr* (Staustrahlverstärker), Abschn. 4.5.1.2, bausteinartig kombiniert werden kann.

Der *Staustrahlverstärker* benötigt im Vergleich zum Düsen-Prallplatte-System einen geringen Steuervolumenstrom, wodurch sich der Gesamtvolumenstrom verringert und im Wesentlichen gleich bleibt. Der Verlust an Steuerdruck ist weit geringer, die über die Steuerflächen des Hauptsteuerschiebers sich aufbauende Stellkraft deutlich höher. Die Schmutzempfindlichkeit des Strahlrohrs bleibt niedrig, das bei Rohraustrittsverstopfung in Mittelstellung schwenkt. Auf Grund des kleinen Risikos einer Störung entfällt die gesonderte Sicherheitsstellung als definierte Ruhelage ebenso wie die Feinstfilterung der Vorsteuerstufe. Nicht zuletzt dieser Umstand sichert der Ventilkombination Hauptstufe mit Steuerkantengeometrie für regelnde Stellfunktionen und Strahlrohr-Vorsteuerventil viel-

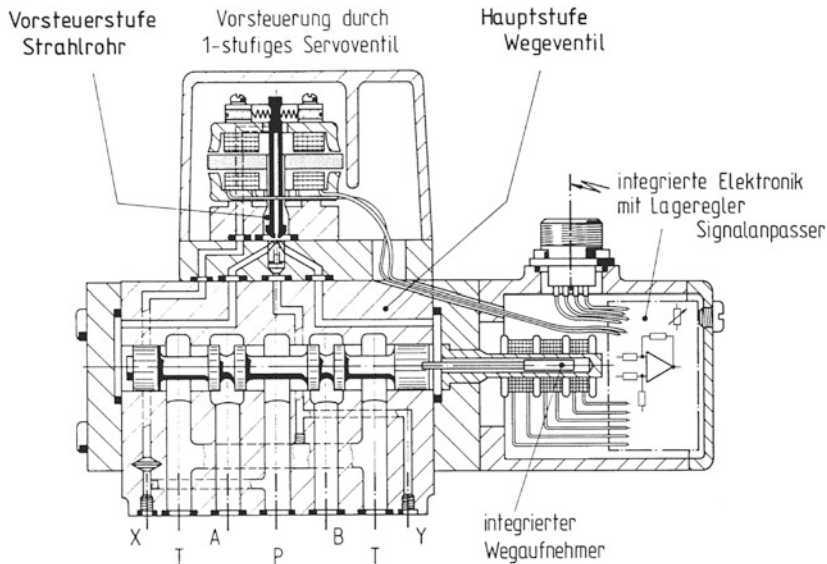


Abb. 4.49 Schnelles Proportional-Wegeventil, zweistufig, mit Strahlrohr-Vorsteuerventil und integrierter Elektronik (NG 10, Moog), Aufbau mit Elektronik am Wegaufnehmer

fältige Anwendungen etwa für die prozessabhängige Ablaufsteuerung an umformenden Werkzeugmaschinen oder an Kunststoff verarbeitenden Maschinen [97, 98] (z. B. D 661-D, Moog [100]), Abb. 4.49.

Dreistufiges Regelventil Für sehr große Volumenströme ($\dot{V} = (500 \dots 1500) \text{ l/min}$) bei geringer Ventildruckdifferenz ($\Delta p = 10 \text{ bar}$) eignet sich das dreistufige Regelventil, das eine Kombination aus *zweistufigem Servoventil als Vorsteuerventil* und Leistungsstufe als Gehäuseventil darstellt. Der Torquemotor ist mit einem *Düsen-Prallplatte-System* als erster Vorsteuerstufe kombiniert. Letztere erfordert entweder Feinstfilterung, oder die Schmutzempfindlichkeit wird durch Vergrößerung der Düsendurchmesser und Prallplattenabstände herabgesetzt (Entfernung). Die zweite Vorsteuerstufe ist ein *Vierkanten-Steuerschieber* mit mechanischer Rückführung. Die Hauptstufe wurde aus den vorgesteuerten Proportional-Wegeventilen mit Lageregelung entwickelt (4 WRK, 4 WRT, Bosch Rexroth [56, 57]). Beibehalten ist der federzentrierte Hauptsteuerschieber mit induktivem Wegaufnehmer nach dem Differenzialtransformatorprinzip (LVDT) in druckdichter Ausführung. Allerdings erfüllt die Steuerkantengeometrie die Voraussetzung gerader Steuerkanten und Nullüberdeckung, um mittels linearer Volumenstrom-Signal-Kennlinie Stellfunktionen in Antriebsregelkreisen ausführen zu können. Rüstet man das Aufbauventil mit einem Sicherheitsventil in Gestalt des Zwischenplatten-Wegeventils aus, wird der Hauptsteuerschieber bei Ausfall der Ansterelektronik durch Federzentrierung in die ge-

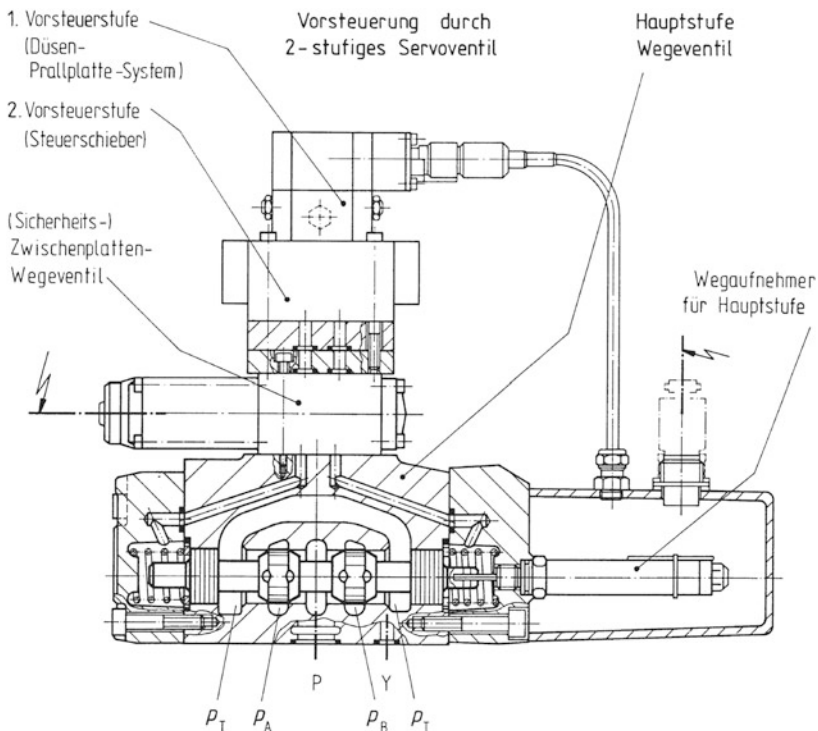


Abb. 4.50 Schnelles Proportional-Wegeventil, dreistufig, mit Vorsteuerventil aus den Ventilstufen Düsen-Prallplatte und Steuerschieber, ferner mit Sicherheitssperrfunktion (Fail-safe-Ausführung) (NG 35, Bosch Rexroth)

schlossene Mittelstellung als definierte Ruhelage gebracht sowie dort gehalten (Verhalten bei Ausfall) [76, 100], Abb. 4.50.

Bei Kombination mit einem schnellem Vorsteuerventil und einer elektrischen Rückführung in der Hauptstufe erzielt man außer geringer Hysterese ($H < 1\%$) die für regelnde Stellfunktionen gleichermaßen vorauszusetzenden hohen dynamischen Kennwert ($f_{-90^\circ} > 40$ Hz bei 100 % Aussteuerung). In der Ausführung mit integrierter Elektronik ergibt sich eine abgegliche Ventileinheit (z. B. WRDE, NG 25 und NG 35, Bosch Rexroth [56, 57]).

Verkleinert man die einander gegenüberliegenden Steuerflächen des Hauptventilkolbens (Stufenkolbens), lässt sich die Stellzeit verkürzen (High-response-Ventil) (z. B. D 662 . . . D 665, Moog [99]).

Integration mehrerer Sensoren: Multifunktionalventil

Das Stetigwegeventil vereint vom Wirkprinzip her die Aufgaben der Stromdosierung durch Drosselung sowie der Richtungsänderung des Volumenstroms auf sich, nimmt also in einer Baueinheit Ventilfunktionen des **Strom- und des Wegeventils** (drosselndes Wege-

ventil) wahr. Als weitere Funktion lässt sich die des *Druckventils* auf das Stetigventil übertragen (Multifunktionalventil). Hierzu integriert man gegenüber dem Wegmesssystem für die Lageregelung des Steuerschiebers einen *Drucksensor* in das Ventil, der den Lastdruck über einen Steuerkanal zur Arbeitsleitung (Verbraucheranschluss A) aufnimmt, Abb. 4.51a. Das Druck-Rückführsignal lässt sich zur überlagerten Druckbegrenzungsregelung bei Geschwindigkeitssteuerung oder wahlweise zur Druckregelung nutzen. Schaltet die übergeordnete Steuerung auf Druckregelung um, wird der Drucksollwert U_p , w vorgegeben und die Regeldifferenz des Druckregelkreises dem geräteinternen Lageregelkreis als Führungsgröße zugeleitet. Dadurch verstellt sich der Stellweg des Steuerschiebers so lange, bis die Druckdifferenz verschwindet.

Begrenzungs- oder Umschaltregelung (DIN IEC 60050 Teil 351) wird infolge verkürzter Taktzeiten sowie gleichzeitig erhöhter Qualitäts- und Sicherheitsanforderungen bei der Betriebsart Automatik an kunststoffverarbeitenden Maschinen (Spritzgieß-, Blasformmaschinen) ebenso wie an umformenden Werkzeugmaschinen (Hydraulikpressen) und Handhabungsautomaten (Industrierobotern) angewendet [97–99], um vorgegebene Grenzwerte des Drucks nicht zu überschreiten oder nach Übergang von Geschwindigkeits- auf Druckregelung stoßfrei umzuschalten, Abb. 4.51b.

Die hydraulische Schaltung ist im Haupt- oder Nebenzweig möglich (Haupt- oder Nebenstromdrosselung, Abb. 4.51c).

Der Druckregler ist ebenso wie der Lageregler in das Ventilgehäuse ausgelagert. Die gerätenahe Zusammenfassung von Auswertelektronik für beide Sensoren mit der zugehörigen Regelelektronik ergibt eine kompakte und für multifunktionale Aufgaben abgegliche Ventilereinheit (z. B. PQ-Proportionalventil D 656, Moog [102]).

Eine weitere Entwicklungsrichtung von Multifunktionalventilen geht dahin, mittels eines *integrierten Drucksensors und erweiterter Regelelektronik* die wesentliche Nichtlinearität der Volumenstrom-Druck-Kennlinie zu beheben und damit das parabolische Kennfeld der Widerstandssteuerung (Durchflussgesetz für blendenförmige Querschnittsänderungen) zu linearisieren. Insbesondere in Verbindung mit einem „Lastdruck-Meldesystem“ (LS-System) ist lastdruck- und systemdruckunabhängige Volumenstromsteuerung erreichbar, ohne dass hierfür Druckwaagen eingesetzt werden müssen. Die lastunabhängige Volumenstromsteilheit ermöglicht konstante Kreisverstärkung für Lageregelung auch unter größeren Lastschwankungen. Allerdings benötigt man hierzu einen Rechner für die Kennfeldaufnahme und -korrektur nach dem fortgeschrittenen Regelungskonzept der Zustandsregelung und möglichst eine digitale Schnittstelle zwischen externer Regelung und integriertem Drucksensor im Ventil (elektrohydraulisches Load-Sensing) [18, 78, 79].

4.5.3 Servoventile: zweistufige, dreistufige Ventile

4.5.3.1 Aufgabe und Anwendung in Antriebsregelungen

Stetigwegeventile der Bauform Servoventil erfüllen Steuerfunktionen höchster Komplexität, wenn auch mit größerem Aufwand für die Ansteuerelektronik und die Betriebssicherung der Hydroanlage. Der Übergang zu Proportional-Wegeventilen ist mittlerweile fließend, er-

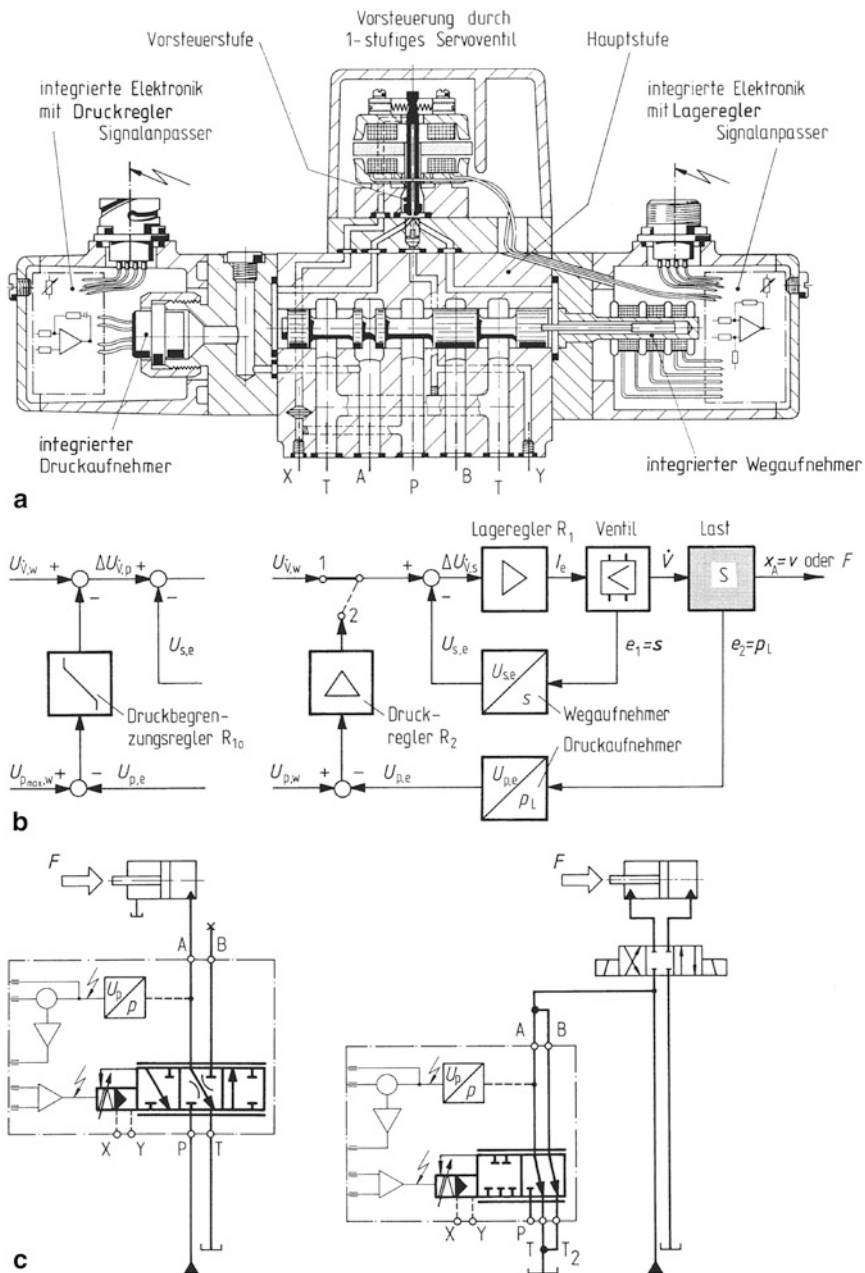


Abb. 4.51 Mehrfunktionales Proportional-Wegeventil, zweistufig, mit Strahlrohr-Vorsteuerventil, elektrischer Lageregelung der Hauptstufe und Druckregelung, integrierter Elektronik (PQ-Ventil, 3-Wege-Ausführung, Moog). **a** Aufbau mit Elektronik am Weg- und Druckaufnehmer, **b** Funktionsplan für Volumenstromsteuerung mit überlagerter Druckbegrenzungsregelung, oder wahlweise Druckregelung, **c** vereinfachter Schalt- und Funktionsplan für multifunktionale Haupt- und Nebenstromdrosselung

reichen doch schnelle Regelventile die Qualität von Servoventilen. Letztere sind allerdings von vornherein für eine derartige Beeinflussung der Strecke vorgesehen, so dass fortlaufende Wirkung auf die Antriebsgröße über einen zurückführenden Wirkungsweg erzielt wird. Das Servoventil setzt man folglich nach seiner *ursprünglichen Aufgabenstellung* zur Antriebsregelung ein, d. h. es ist mit entsprechend hohen Anforderungen insbesondere an das Zeitverhalten **Glied (Steller) eines Regelkreises** und arbeitet in geschlossenem Wirkungsablauf mit dem Hydrauliksystem zusammen. Servoventile werden daher für hydrostatische Antriebe mit Lastsystemen verwendet, auf die nicht ausreichend erfassbare Störgrößen einwirken oder deren Streckenverhalten instabil werden kann.

Je nach der Art der Regelgröße x am mechanischen Ausgang des Verbrauchers oder im angekoppelten Lastsystem lassen sich mit dem Servoventil in der Funktion des Stellers Lage- oder Geschwindigkeitsregelkreise aufbauen. Man benötigt hierzu außer der aus dem Servoverstärker (Ventilverstärker) bestehenden *Ansteuerelektronik*, z. B. als Standardleiterplatte, ein *Messsystem* für externe *Sensorsignale* (Weg- bzw. Drehzahlaufnehmer) und eine analoge oder digitale *Regeleinrichtung* (Systemregelverstärker). Letztere enthält ggf. Glieder zur weiteren Signalverarbeitung und ist als anwenderspezifische Baugruppe bzw. als Programm eines eigenständigen oder (bei meist vorhandener Maschinensteuerung) integrierfähigen Rechensystems (Mikroprozessor) zu verwirklichen [52, 56, 58–60].

Die *Anwendungen* der ursprünglich für Luft- und Raumfahrt entwickelten *Servoventile* liegen bei elektrohydraulischen Präzisions-Stellantrieben (Aktoren) in der Mobil- und bevorzugt in der Stationärhydraulik. Anspruchsvolle Regelungsaufgaben, die kontrolliertes Bewegen abhängig vom Prozessverlauf und mehrere Ventilfunktionen erfordern, lassen sich mit der stetig steuerbaren Baueinheit von hoher Stelldynamik (Ausgleichszeit $T_g < 10$ ms bei NG10) lösen. Es können auch verschiedenartige Systemgrößen durch Mehrgrößenregelung beeinflusst werden, etwa Weg und Geschwindigkeit bei Bahnsteuerungen numerisch gesteuerter Arbeitsmaschinen.

Die an die *dynamischen Kennwerte* gestellten Anforderungen sind unter den Stetigwegeventilen für die Servoventile am höchsten. Um Bestwerte der Ventildynamik und ausreichend große Stellkraft sowie Hubarbeit gleichzeitig zu erzielen, sieht man für Signalumformung und Leistungsverstärkung nach dem Prinzip der Aufgabenteilung die *mehrstufige Ventilkombination* aus *abgestimmten Ventilstufen* vor.

Im Gegensatz zum schnellen einstufigen Proportional-Wegeventil bleibt das Servoventil in **einstufiger Bauart** untergeordneten Steueraufgaben vorbehalten, oder es dient als Vorsteuerventil (Pilotventil) für zweistufige Stetigventile mit hoher Ventildynamik. Der für die Flughydraulik entwickelte *Linearmotor* nimmt als elektromechanischer Umformer mit linearer Bewegung zum Betätigen insofern eine Sonderstellung ein, als er mittels *direktwirkender Steuerung der Hauptstufe* regelnde Stellfunktionen ohne Verstärkerstufe zu übernehmen vermag. Voraussetzung ist allerdings die Eliminierung äußerer Störeinflüsse durch ventilinterne Lageregelung.

Neuerung einstufiges (direktwirkendes) digitales Servoventil DVD

Direktwirkende Steuerung der Leistungsstufe (Direct Drive Valve DDV) durch *Permanentmagnet-Lineararmotor*, der im Gegensatz zum Proportionalmagneten den Steuerkolben aus der federzentrierten Mittelstellung in beide Stellrichtungen bewegt. Der Ventil-antrieb erzeugt somit hohe statische und dynamische Kennwerte. Hierzu trägt die geräteinterne Lageregelung des Steuerschiebers mittels induktiven Wegaufnehmers bei. Bestandteil der integrierten *digitalen Ventilelektronik* ist eine ventilinterne *Kommunikationsschnittstelle* (Feldbus) und ein *Mikroprozessorsystem*, das über die abgelegte Ventilsoftware erweiterte Funktionen für Sensorauswertung und Antriebsregelung ausführt. Über die p/Q-Option sind die Volumenstrom- und Druckregelung mit nur einem Ventil (Multifunktionalventil) möglich (z. B. D 638, Moog [103]).

4.5.3.2 Zweistufige (vorgesteuerte) Servoventile

Als elektrische Eingangsstufe dient vorzugsweise der Torquemotor, der durch hervorragendes dynamisches Verhalten gekennzeichnet ist, Abschn. 4.5.1.1.

Der Hauptsteuerkolben erfüllt wesentliche Voraussetzungen für die Ausführung von Stellfunktionen in zeitkontinuierlichen Antriebsregelungen, da er eine Steuerkantengeometrie mit geraden Steuerkanten und Nullüberdeckung besitzt, Abschn. 4.5.1.3.

Mit zweistufigen Servoventilen lassen sich kleinere Volumenströme (z. B. Nenngröße NG 6 mit Nennvolumenstrom $\dot{V}_{\text{nom}} = 3,8 \text{ l/min}$), bis zum Erreichen der Leistungsgrenze auch größere Volumenströme (z. B. Nenngröße NG 16 mit Nennvolumenstrom $\dot{V}_{\text{nom}} = (100 \dots 200) \text{ l/min}$) bei größerer Ventildruckdifferenz steuern (Nenndruckdifferenz/Kante $\Delta p_{\text{nom}} = 35 \text{ bar}$).

Bei einer elektrischen Steuerleistung von $P_{\text{St}} = 60 \text{ mW}$ und einer hydraulischen Ausgangsleistung (Volumenstrom mal Lastdruck) von $P_{\text{h}} = (1,2 \dots 400) \text{ kW}$ erreicht das Stetigventil dieser Bauform mittlere bis große Leistungsverstärkung von $(0,02 \dots 7) \cdot 10^6$.

Aufbau

Die hintereinander geschalteten Ventilstufen, hydraulische Verstärker- und Leistungsstufe, sind als *abgestimmte Widerstandsschaltung* aufzufassen und hinsichtlich des Wirkungsweges ausschließlich im geräteinternen Lageregelkreis verknüpft. Der *Abgleich von Steuerwiderständen* wird daher nur im *geschlossenen Wirkungsablauf* herbeigeführt.

Die *hydraulische Vorsteuerstufe* arbeitet in den meisten Anwendungen nach dem *Düsen-Prallplatte-Prinzip* und greift lediglich in den Steuerkreislauf ein, Abschn. 4.5.1.2.

Die *Hauptstufe* enthält ein *Rückführungssystem*, das durch innere Rückführung der Lage des Steuerschiebers mechanischen bzw. elektrischen Abgleich herbeiführt, Abschn. 4.5.1.4.

Lageregelung des Steuerschiebers durch mechanischen Kraftabgleich Der gekapselte Torquemotor ist abgeschirmt gegen äußere Magnetfelder und abgedichtet gegen Schmutzeinwanderung in die Magnetspalte durch eindringende Flüssigkeit. Der drehbar gelagerte Weicheisenkern (Drehanker) nimmt bei stromlosen Steuerspulen (Elektrisch Null)

ein labiles Gleichgewicht ein und wird durch eine Biegefeder in Mittelstellung gehalten. Liegt das Eingangssignal an, fließt Gleichstrom durch die Steuerspulen und erzeugt ein magnetisches Feld in den einander diagonal gegenüberliegenden Luftspalten, das sich mit entgegengesetzter Polarität dem magnetischem Feld eines Dauermagneten überlagert. Infolge des damit verknüpften Kräftepaars dreht sich der federgefesselte magnetisierte Anker mit der Prallplatte, wobei Rückhol- und Rückführfeder (Biegerohr und Blattfeder) verformt werden. Das Düsen-Prallplatte-System enthält zwei symmetrisch angeordnete, kraftschlüssig gefügte Düseneinsätze. Diese sind gegen Zusetzen durch mitgeführte Feststoffpartikel mittels eines integrierten Vorsteuer-Filtersystems abgestufter Filterfeinheit geschützt. Die Prallplatte wird vom Torquemotor reibungsarm ausgelenkt und verändert die Strömungswiderstände in den Spalten zu den Düsen gegenseitig, so dass sich eine Steuerdruckdifferenz aufbaut, die den Steuerschieber aus der Mittelstellung bewegt.

Die mechanische Rückführung des Stellwegs der Hauptstufe auf die Prallplatte der Vorsteuerstufe kompensiert äußere Störeinflüsse und erfolgt mittels einer am Anker befestigten Rückführfeder, deren freies Ende kugelförmig ausgebildet und spielfrei in die Umfangsnut des Ventilkolbens eingepasst sein muss. Dessen Stellbewegung ist beendet, sobald Momentengleichgewicht zwischen antreibendem Drehanker und rückstellendem Federsatz (Rückhol- und Rückführfeder) herrscht. Durch den mechanischen Kraftabgleich wird die Prallplatte annähernd in ihre Anfangslage überführt, so dass eine restliche Steuerdruckdifferenz den Ventilkolben entgegen der strömungsbedingten Reaktionskraft in der definierten Stellung hält. Erst mit verändertem Eingangssignal wird eine andere Stellung angesteuert.

Die Hauptstufe mit Vierkanten-Steuerschieber ist als Hülsenventil ausgeführt, um die engen Fertigungstoleranzen für eine genaue Lagezuordnung der Steuerkanten einhalten zu können. Hierfür wird eine Steuerbuchse aus randschichtgehärtetem Stahl mit funkenerosiv abgetragenen Rechteckfenstern im Ventilgehäuse formschlüssig gefügt. Mittels drehbaren Justierstifts lässt sich die Steuerbuchse relativ zum Ventilkolben geringfügig verschieben und die Nullpunkteinstellung mechanisch vornehmen. Die über äußere Ringnuten erzielte Druckentlastung der Steuerbuchse bringt ein stabiles Nullpunktverhalten mit sich (z. B. D760, Moog [104]; SM 4, Vickers Systems [59, 105]), Abb. 4.52a.

Um bei mechanischer Rückführung Formabweichungen infolge Strömungs- oder Gleitverschleißes zu vermeiden, führt man funktionswichtige Elemente aus verschleißfestem Werkstoff aus. So kann das freie Ende der Rückführfeder als Kugel aus Saphir ausgeführt, die Prallflächen der Strahlklappe mit Decksteinen ebenfalls aus Saphir (DIN 8263), die Doppeldüsen mit unverlierbaren Lochsteinen (DIN 8262 Teil 2) ausgekleidet sein. Damit sichert man die Funktionstauglichkeit von Pass- und Strömungsflächen über die vorgesehene Gebrauchsdauer (z. B. 4 WS 2 EM, Bosch Rexroth [56, 57]).

Die vier geraden Kolbenkanten des Steuerschiebers bilden mit den zugeordneten Kanten der Steuerbuchse steuerbare Widerstände der Widerstandsform Blende. Wird der Schieber aus der Mittelstellung in positiver Richtung bewegt, ergeben sich Durchflussweg und -richtung für den Volumenstrom zwischen den Anschlüssen P und A sowie B und T, bei entgegengesetzter Stellbewegung zwischen P und B sowie A und T. Außer der Ruhestel-

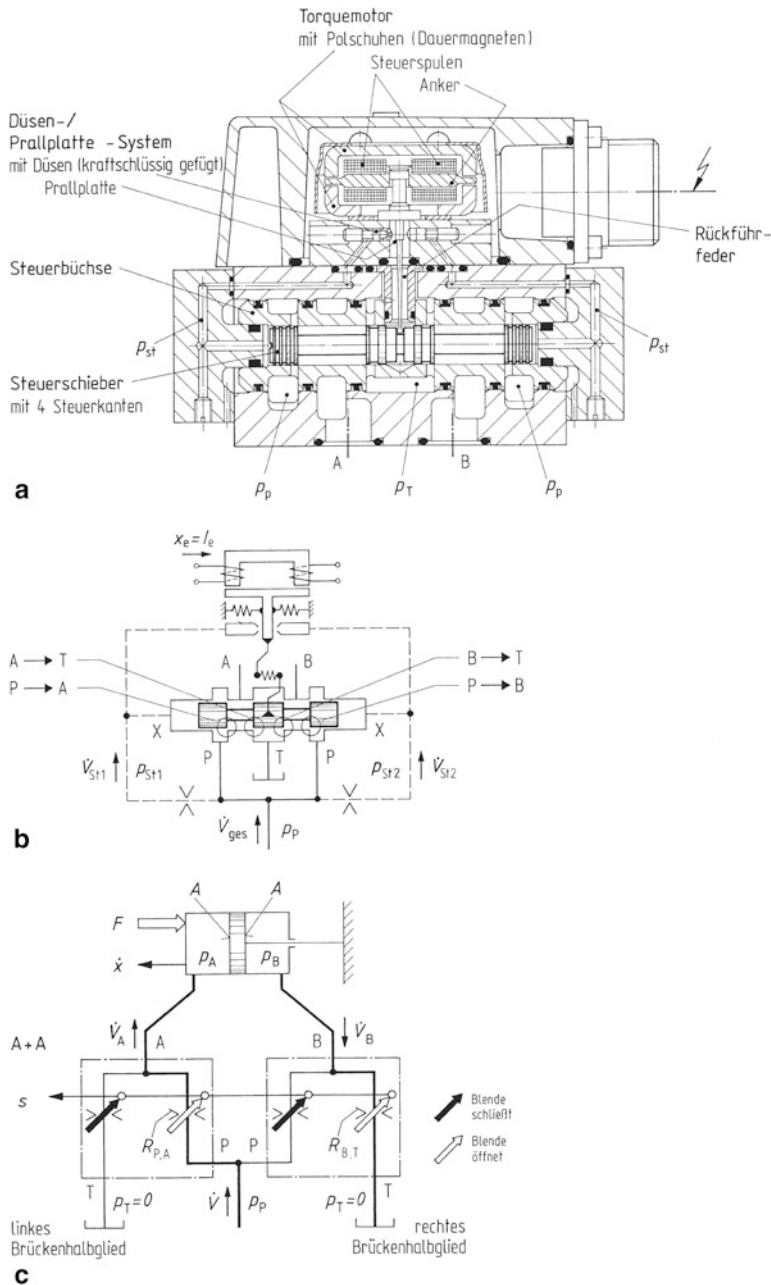


Abb. 4.52 Servoventil, zweiufig, mit Düsen-Prallplatte-Vorsteuerstufe und mechanischer Rückführung (Durchfluss-Servoventil, NG 10, Moog). **a** Aufbau; **b** Funktionsplan (Vierkanten-Steuerschieber mit Nullüberdeckung, Rückführungssystem und Steuerkreis); **c** Schema (symmetrische hydraulische Widerstandssteuerung mit 4 Stellblenden, Vollbrücke Schaltung A + A) nach Backé [52]

lung und zwei Endstellungen kann der Schieber eine beliebige Anzahl Zwischenstellungen einnehmen, so dass über den variablen Öffnungsquerschnitt der ringförmigen Blende unterschiedliche Drosselwirkung erzielt wird. Dies kennzeichnet die zur Dosierung des Volumenstroms genutzte drosselnde Vorrangfunktion von Stetigwegeventilen. Um ausreichende Stelldynamik zu erzielen, wird das Steuervolumen V_{St} durch kürzere Gehäusekanäle und kleine Steuerkammern für kurzen Ventilhub klein gehalten, Abb. 4.52b.

Nach *Shearer* [106] beruht das Steuern von Energieströmen durch hydraulische Widerstände auf dem Prinzip des Druckteilers. An dem Ausgang zwischen zwei in Reihe geschalteten Widerständen stellen sich, abhängig von deren Werten sowie vom anliegenden Druck, ein Volumenstrom und ein Druck ein. Diese Schaltungen werden in Analogie zum elektrischen Spannungsteiler als hydraulische Halbbrücke bezeichnet. Die Strömungswiderstände der einzelnen Zweige haben allerdings quadratische Widerstandscharakteristik, denn die verstellbaren drosselnden Querschnitte sind nicht durch einen konstanten (ohmschen), sondern etwa durch einen Varistor als speziellen spannungsabhängigen Halbleiterwiderstand darstellbar.

Himmler [107] und *Guillon* [108] nutzten hydraulische Brückenschaltungen zur Auslegung elektrohydraulischer Stellantriebe für Längsbewegungen, insbesondere zur Optimierung von Stellgeräten für Ruderbewegungen in der Luftfahrt bzw. für Lenkbewegungen in der Raumfahrt (hydraulische Aktoren).

Backé [34, 52] stellt das Prinzip von Druckteilerschaltungen an Innenströmungen von Ventilen mit Mehrkantensteuerung auf die Grundlage einer vollständigen Systematik der hydraulischen Widerstandssteuerungen. Je nach Form, Anordnung und Kombination von Widerständen ergeben sich verschiedene Typen von Brückenhalbgliedern. Für Widerstandssteuerungen werden bevorzugt blendenförmige Querschnittsänderungen mit schroffer Verengung und Erweiterung verwendet, um die Stromdosierung unbeeinflusst von Temperatur- und damit Viskositätsänderungen vollziehen zu können. Die Widerstandsform Blende ist noch am ehesten beim scharfkantigen Steuerschieber verwirklicht.

Dem Funktionsplan des zweistufigen Servoventils, Abb. 4.52b, ist zu entnehmen, dass der Steuerkreis des mechanisch-hydraulischen Umformers Düsen-Prallplatte aus zwei gegensinnig wirkenden Druckteilern gebildet wird, die jeweils eine der gegenüberliegenden Steuerflächen des Kolbenschiebers beaufschlagen. Es handelt sich um Druckteiler mit einer Stellblende und vorgelagerter Festblende (Drossel) als konstant angenommenem Eingangswiderstand (Brückenhalbglied B).

Das Schema der Hauptstufe des zweistufigen Servoventils, Abb. 4.52c, zeigt den ungleichflächigen Zylinder als Verbraucher mit den Verdrängerräumen, die jeweils von einem Druckteiler gesteuert werden. Paarweise einander zugewandte Steuerkanten am Ventilkolben sind als Brückenhalbglieder mit 2 Stellblenden (Zu- und Rücklaufkanten als Eingangs- und Ausgangswiderstand) aufzufassen, von denen bei positiver Stellbewegung eine öffnet und die andere schließt (Brückenhalbglied A). Schaltungstechnisch stellt der Vierkantensteuerschieber die Kombination zweier Brückenhalbglieder vom gleichen Typ (Vollbrücke A + A) dar (analog zur Wheatstoneschen Brücke). Die Vollbrücke mit zwei veränderlichen Zweigen gehört zur Gruppe der symmetrischen hydraulischen Wider-

standssteuerungen, denen durch Überlagerung die Geschwindigkeits-Ventilhub- und die Kraft-Ventilhub-Kennlinie mit entsprechenden Übertragungsfaktoren (Geschwindigkeits- C_0 bzw. Kraftverstärkung E_0) zugrunde liegen.

Bei nullüberdeckendem Steuerschieber öffnet für jeden Verdrängerraum nur eine Stellblende des zugeordneten Druckteilers, während die andere geschlossen bleibt. Auf jeder Verdrängerseite ist also bei einer Stellbewegung ein Widerstand am Zu- oder Rücklauf beliebig groß. Gegenüber negativer Überdeckung mit gleichzeitig sich änderndem Ein- und Ausgangswiderstand halbiert sich die Geschwindigkeitsverstärkung, während die Kraftverstärkung über alle Grenzen wächst. Allerdings wirkt bei ausgeführten Schiebern bereits das radiale Führungsspiel wie eine geringe negative Überdeckung, oder es wird eine solche nach Fertigungsmaß vorgegeben, um positive Überdeckung sicher auszuschließen. Daraus folgt eine Kraft-Ventilhub-Kennlinie von sehr steilem, aber doch endlichem Anstieg.

Die symmetrische Anordnung aus zwei Brückenhalbgliedern vom Typ B in der Vorsteuerstufe und aus zwei vom Typ A in der Hauptstufe liegt den weitaus meisten Servoventilen als abgestimmte Widerstandsschaltung zugrunde.

Lageregelung des Steuerschiebers durch hydraulischen Wegabgleich kann durch barometrische Rückführung erzielt werden, Abschn. 4.5.1.4. An Stelle von Abgleichnuten an den Enden des Kolbenschiebers lässt sich dessen Lage auf die Vorsteuerstufe vom System Düsen-Prallplatte über eine sich aufbauende Steuerdruckdifferenz zurückführen. Diese erreicht ihren die Prallplatte zurückstellenden Bestimmungswert nach Kraftabgleich mit derjenigen der beiden Messfedern, auf die sich der Steuerschieber mit seiner gegenüberliegenden Steuerfläche abstützt (z. B. 4 WS 2 EB, Bosch Rexroth [56, 57]).

Lageregelung des Steuerschiebers durch elektrischen Wegabgleich Ohne die Kombination von Eingangs- und Vorsteuerstufe zu ändern, die dem mechanisch lagegeregeltem Servoventil zugrunde liegt, lässt sich das Ventilverhalten dadurch verbessern, dass man das Rückführungssystem abwandelt. Zwar verbindet sich mit der mechanischen Rückführung über Rückführfeder der Vorzug einer kompakten Baueinheit mit geringem Bauaufwand. Doch wird die ursprünglich der Leistungsstufe dreistufiger Servoventile vorbehaltene elektrische Rückführung zunehmend auch für zweistufige Ventile genutzt, um deren Ventilverhalten zu verbessern. Zur Abbildung der Steuerkolbenlage verwendet man einen induktiven Wegaufnehmer, der nach dem linearen Differenzialtransformatorprinzip (LVDT) arbeitet, druckdicht ist und den Aufbau eines Tauchankers ähnlich der Differenzialdrossel (Spannungsteiler) hat (z. B. D 769, Moog [109]; 4 WS 2 EE, Bosch Rexroth [56, 57]), Abb. 4.53a.

Bei Verschieben des Messankers aus der Mittelstellung wird die in den Sekundärspulen induzierte Wechselspannung ungleich. Am Aufnehmer steht damit eine Ausgangsspannung an, die ein Maß für die relative Auslenkung der Spule gegenüber dem Ferritkern und damit für die Stellung des Magnetankers ist. Die Ansteuer Elektronik enthält außer dem Stromverstärker für den Torquemotor (Ventilverstärker) und dem Lageregler für die Kolbenstellung (Positioner) auch Bauelemente zur weiteren Signalverarbeitung, etwa ein ausgleichendes Netzwerk (PD-Glied), Abb. 4.53b.

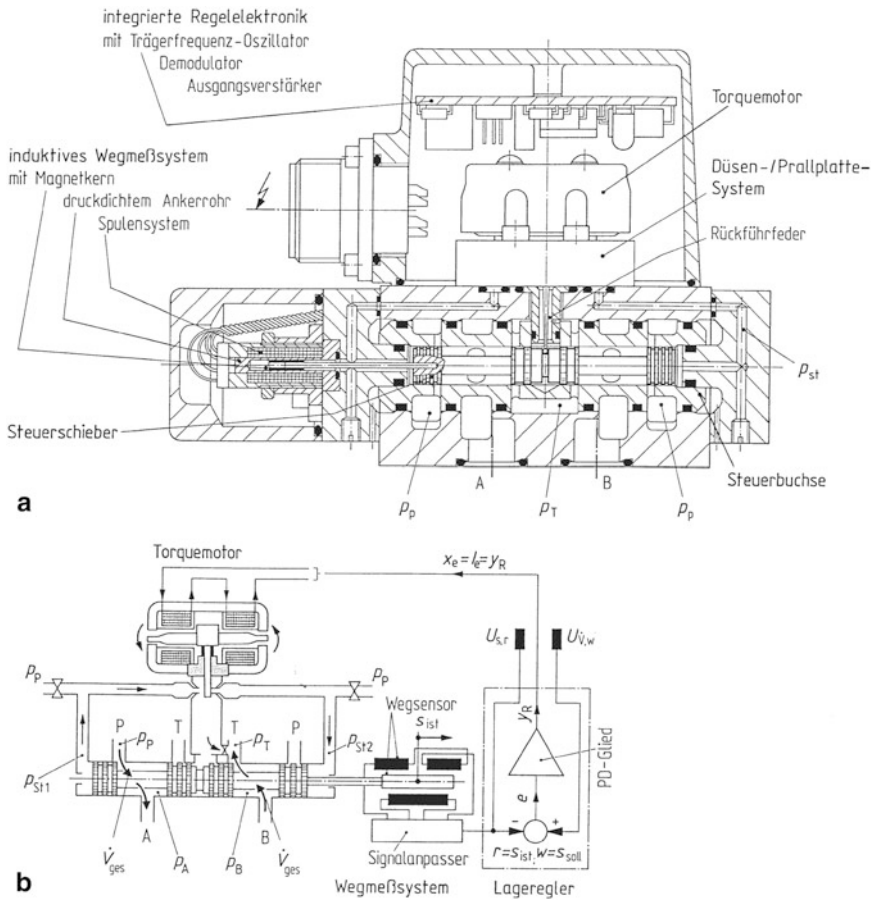


Abb. 4.53 Servoventil, zweistufig, mit Düsen-Prallplatte-Vorsteuerstufe und elektrischer Rückführung, integrierter Elektronik (NG 10, Moog). **a** Aufbau mit Elektronik über Ventilgehäuse; **b** Funktionsplan (Vierkanten-Steuerschieber, Rückführungssystem und Steuerkreis)

Sensor-Auswerteelektronik und Ansteuer-Regелеlektronik sind gerätenah zusammengefasst und als Leiterplatte in das Ventilgehäuse einbezogen. Dies bringt den Vorzug einer abgeglichenen Ventileinheit mit sich (Integration der Elektronik).

Die Vorzüge der elektrischen Rückführung bestehen darin, dass im Gegensatz zur mechanischen prinzipbedingt ein verschleißfreies Rückführungssystem vorliegt, außerdem die Rückführgröße Steuerkolbenlage mittels eines Vorhaltglieds modifiziert, damit durch nachgebende an Stelle starrer Rückführung (PD- statt P-Glied im Rückführzweig) die Phasennachlieferung des Steuerschiebers z. T. kompensiert werden kann. Damit lässt sich die Stabilität des ventிலinternen Lageregelkreises erhöhen. Das Ventilverhalten verbessert sich bezüglich der statischen Kennwerte durch sehr kleine Hysterese ($H < 0,5\%$), Umkehrspanne ($S < 0,1\%$) und Nullpunktinstabilität ($< 1\%$ bei $\Delta T = 55\text{ K}$) sowie in den

dynamischen Kennwerten durch deutlich höhere Eck- und phasenkritische Frequenzen des Ventilfrequenzgangs insbesondere im Kleinsignalbereich ($I_e = (0,1 \dots 0,25) I_{\text{nom}}$).

Da bei elektrischer Rückführung zwischen Vorsteuer- und Hauptstufe keine mechanische oder hydraulische Kopplung besteht, andererseits bei Ausfall der Elektronik der Steuerschieber des intakten Ventils eine definierte Ruhelage einnehmen soll, genügt man den Sicherheitsanforderungen durch eine zusätzliche mechanische Rückführung mittels Rückführfeder.

Diese Ventilvariante erfüllt sehr hohe Anforderungen an das Übertragungsverhalten und damit eine unerlässliche Voraussetzung (hohe Kreisverstärkung) für Antriebsregelungen bei anspruchsvollen Steueraufgaben.

Weitgehend werden derartige Anforderungen bereits vom schnellen Proportional-Wegeventil (Regelventil) bzw. von dessen weiterentwickelter Variante bei geringerer Störanfälligkeit erfüllt (z. B. D 661-S, Moog [99]).

Bei sehr hohen Anforderungen an die Zuverlässigkeit werden Servoventile mit Vorsteuerstufe nach dem Strahlrohrprinzip hergestellt. Außer niedriger Schmutzempfindlichkeit bringt die höhere Steuerdruckausbeute eine kleinere Bauweise mit sich (z. B. Jet-Pipe-Servoventile, Atchley Controls [110]).

Statische Kennwerte

Die *Volumenstrom-(Signal-)Kennlinie* mit dem Volumenstrom-Übertragungsfaktor K_V sowie die *Druck-(Signal-)Kennlinie* mit dem Druck-Übertragungsfaktor K_p wurden für große Ventildruckdifferenz je Steuerkante ($\Delta p = 35 \text{ bar}$) als bevorzugter Nennwert von Servoventilen bei der Behandlung des Proportional-Wegeventils der schnellen Bauart (Regelventils) bereits eingeführt, DIN 24311; ISO 4411) Abb. 4.46a und 4.46b, Abschn. 4.5.2.4.

Um das statische Verhalten von Stetigventilen vollständig zu beschreiben, ist insbesondere die Abhängigkeit des Volumenstroms vom Lastdruck wiederzugeben. Die *Volumenstrom-Druck-Kennlinie* (\dot{V} , p_L -Kennlinie) ergibt mit dem Eingangssignal x_e , i. Allg. der elektrischen Stromstärke I_e , als variablem Parameter ein Kennfeld, das meist als Kennlinienschar darstellt wird mit konstantem Eingangsdruck p_P und Rücklaufdruck p_T als Scharparametern, Abb. 4.54.

Wendet man das *Durchflussgesetz für blendenförmige Querschnittsänderungen*, Gl. (2.101), Abschn. 2.6.2, auf das Schema der hydraulischen Brückenschaltung für die Hauptstufe an, Abb. 4.52, ergibt sich:

$$\dot{V}_A = ks\sqrt{p_P - p_A} = (1/R_{P,A})\sqrt{\Delta p}, \quad (4.11a)$$

Volumenstrom an der Rücklaufkante (öffnende Stellblende, rechte Halbbrücke)

$$\dot{V}_B = ks\sqrt{p_B - p_T} = (1/R_{B,T})\sqrt{\Delta p}, \quad (4.11b)$$

mit $k = \alpha_D \pi d \sqrt{2/\rho}$ Durchflussbeiwert, s Stellweg, $R_{P,A}$ Eingangswiderstand, $R_{B,T}$ Ausgangswiderstand; Widerstandssymmetrie bei $R_{P,A} = R_{B,T} = R = 1/(k s)$.

Aus den Größenbeziehungen an zugeordneten *Stellblenden*:

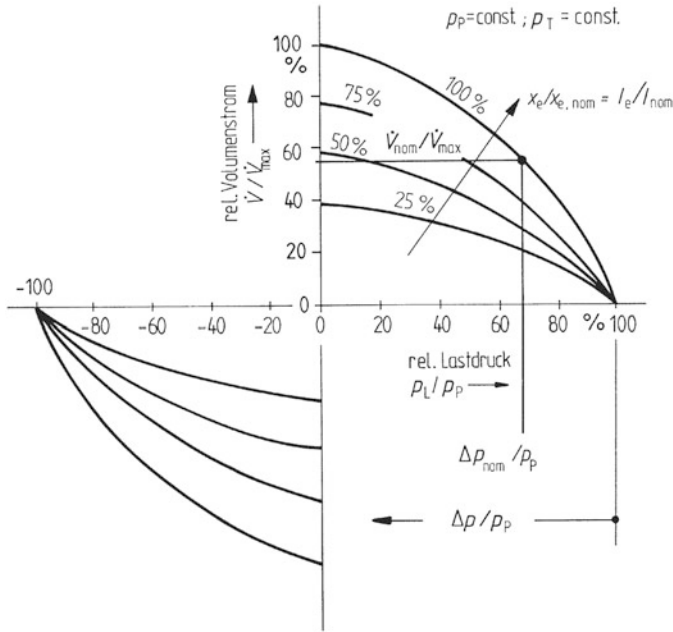


Abb. 4.54 (Statische) Kennlinie eines Servoventils mit Vierkantensteuerung; Volumenstrom-Druck-Kennlinie (\dot{V} , p_L Kennlinie) in normierter Darstellung mit dem Eingangssignal x_e gleich der elektrischen Stromstärke I_e als variablem Parameter; Eingangs- p_p und Rücklaufdruck p_T als Festwertparameter; Nennvolumenstrom \dot{V}_{nom} als Volumenstrom beim Nennwert des Eingangssignals x_e , nom und beim Nennwert der Ventildruckdifferenz Δp_{nom}

Ventildruckdifferenz gleich Summe der Druckdifferenzen je Steuerecke (symmetrische Anordnung)

$$\Delta p_{\Sigma} = \Delta p + \Delta p = 2\Delta p \quad (4.12a)$$

und Volumenstrom gleich Durchfluss an jeder Steuerecke (gleichflächiger Zylinder)

$$\dot{V} = \dot{V}_A = \dot{V}_B \quad (4.12b)$$

folgt mit Gl. (4.11a, b) das für die Reihenschaltung von Widerständen nichtlinearer Widerstandscharakteristik geltende Verknüpfungsgesetz sich addierender Widerstandsquadrate

$$R_{ges}^2 = R_{P,A}^2 + R_{B,T}^2 = 2R^2 \quad (4.13a)$$

und damit bei Widerstandssymmetrie der Gesamtwiderstand des Ventils

$$R_{ges} = \sqrt{2} R. \quad (4.13b)$$

Nach Einsetzen von (4–6) bis (4–8) für die Ventildruckdifferenz Δp_{Σ} in (4.12b), (4.13b) ergibt sich das Wurzelgesetz für den Durchfluss des Servoventils

$$\dot{V} = (1/R_{ges}) \sqrt{\Delta p_{\Sigma}} = \left(k\sqrt{2}/2\right) s \sqrt{p_p - p_L}; p_T = 0. \quad (4.14)$$

Bezieht man (4.14) auf den maximalen Volumenstrom bei voll geöffnetem und unbelastetem Ventil $s = s_0, p_L = 0$,

$$\dot{V}_{\max} = \left(k\sqrt{2}/2\right) s_0 \sqrt{p_P}, \quad (4.15)$$

erhält man das *normierte Durchflussgesetz des Servoventils* als Beziehung zwischen relativen hydraulischen Größen

$$\dot{V}/\dot{V}_{\max} = (s/s_0) \sqrt{1 - p_L/p_P}; p_T = 0 \quad (4.16a)$$

mit dem relativen Stellweg s/s_0 als variablem Parameter.

Auf Grund der zwischen Eingangssignal x_e und Stellweg s bestehenden Proportionalität folgt schließlich das normierte Durchflussgesetz mit der relativen Stromstärke als zwischen null und eins variablem Eingangssignal:

$$\dot{V}/\dot{V}_{\max} = (I_e/I_{\text{nom}}) \sqrt{1 - p_L/p_P}; p_T = 0. \quad (4.16b)$$

Die das Durchflussgesetz für den 1. Quadranten beschreibende Kennliniengleichung gilt für die positive Stellbewegung des Steuerschiebers. Beim Wechsel von einem geöffneten Blendenpaar zum vorher geschlossenen schließt sich der positive Stellbereich des ersteren an den negativen des letzteren ohne Totzone an, wobei Stromrichtungsumkehr eintritt. Da sich die Vorzeichen von Stellweg und Lastdruck ebenfalls umkehren, setzt sich der Kurvenzweig des Durchflussgesetzes im 3. Quadranten spiegelbildlich fort. Man erhält ein zweiseitiges (symmetrisches) Kennlinienfeld der Vierkantensteuerung mit Nullüberdeckung [52, 111], Abb. 4.54.

Jedem Arbeitspunkt des Kennlinienfelds entspricht eine bestimmte nutzbare Leistung. Dem Servoventil ist ein konstanter Versorgungsdruck p_P bereitzustellen. Im einfachsten Fall liefert eine Konstantpumpe mit für Maximalgeschwindigkeit ausreichendem Förderstrom den Systemdruck, der am Druckbegrenzungsventil eingestellt wird. Die ungünstigen energetischen Bedingungen der Widerstandssteuerung durch Hauptstromdrosselung zeigen sich darin, dass ein Teil des Förderstroms ungenutzt in den Tank entweicht (Abblasleistung) und ein Teil der Förderhöhe durch Drosselung an den Steuerkanten verloren geht (Drosselleistung).

Aus der Leistungsbilanz [52, 111] folgt, dass die maximale Nutzleistung bei der *optimalen Ventildruckdifferenz* von 1/3 des Eingangsdrucks zu entnehmen ist:

$$\Delta p_{\Sigma, \text{opt}} = (1/3) p_P = \Delta p_{\text{nom}}, \quad (4.17a)$$

so dass günstigstenfalls 2/3 des Eingangsdrucks dem Verbraucher als *Lastdruck* zur Verfügung stehen:

$$p_{L, \text{opt}} = (2/3) p_P = 2\Delta p_{\text{nom}}. \quad (4.17b)$$

Bei dem nach einem früheren Entwicklungsstand vorgegebenen Bemessungswert des Eingangsdrucks von $p_P = 210$ bar entspricht die optimale Ventildruckdifferenz somit 70 bar,

also der für Servoventile vorzugsweise zu wählenden Nenndruckdifferenz pro Steuerkante von 35 bar (DIN 24311, DIN 24564 Teil 1).

Beim Nennwert der Ventildruckdifferenz, Δp_{nom} , und voll geöffnetem Ventil, $s = s_0$ (bzw. Nennwert des Eingangssignals $x_{e,\text{nom}}$ gleich Nennstromstärke I_{nom}), ergibt sich der für die Auswahl der Ventilgröße maßgebende *Nennvolumenstrom*

$$\dot{V}_{\text{nom}} = \left(k\sqrt{2}/2 \right) s_0 \sqrt{\Delta p_{\text{nom}}}. \quad (4.18)$$

Bezieht man (4.14) auf den Nennvolumenstrom (4.18), folgt der Volumenstrom (Durchfluss) bei voller Aussteuerung für beliebige Ventildruckdifferenz und verschwindenden Rücklaufdruck p_T nach Gl. (4.9), Abschn. 4.5.2.2.

Damit lassen sich Arbeitspunkte längs der Vollaussteuerungs-Kennlinie für Nenneingangssignal angeben, bei denen von 2/3 abweichende Werte des Eingangsdrucks als Lastdruck genutzt werden. Arbeitet das Ventil im optimalen Arbeitspunkt bei Nenndruckdifferenz, erzielt man ca. 38 % als Bestwert des Wirkungsgrads der Widerstandssteuerung mit Nullüberdeckung. Bei vom Nennwert abweichender Ventildruckdifferenz lassen sich stets weniger als 38 % der hydraulischen Eingangsleistung verwerten.

Die vollständige Beschreibung des statischen Verhaltens von Servoventilen schließt ferner die Abhängigkeit des Leckvolumenstroms \dot{V}_s vom Eingangsdruck p_p , Abb. 4.37, sowie die des zur Erkennung der tatsächlichen Überdeckungsverhältnisse besonders geeigneten Summendrucks $p_\Sigma = p_A + p_B$ vom Stellweg s bei verschlossenen Arbeitsleitungen und Hydraulisch Null ein [34, 52].

Dynamische Kennwerte

Die Auslegung von Antriebsregelkreisen stellt ebenso Forderungen an das Zeitverhalten, so dass für Servoventile ganz besonders dynamische Kennwerte zur Beurteilung des Übertragungsverhaltens heranzuziehen sind (DIN IEC 60050 Teil 351, DIN 24 311).

Die **Frequenzkennlinien** (Bode-Diagramme) zweistufiger Servoventile in Standardausführung sind an den Grenzen des Signalbereichs für Teil- und Vollaussteuerung (40 % bzw. 100 % des Nenneingangssignals) durch die *Beschreibungsfunktion* für zwei Ventilvarianten gleicher Nenngröße, jedoch mit unterschiedlichem Rückführungssystem, dargestellt, Abb. 4.55.

Mit dem Übergang von mechanischer auf elektrische Rückführung erhöhen sich die *charakteristischen Frequenzen* $f_{-3 \text{ dB}}$ und f_{-90° und damit der nutzbare Arbeitsfrequenzbereich bei voller Aussteuerung erheblich. Im Kleinsignalbereich ist der Unterschied noch augenfälliger. Servoventile mit elektrischer Lageregelung eignen sich daher für hoch dynamische Druck- bzw. Kraft-, Geschwindigkeits- und Lageregelungen.

Für besonders hohe Anforderungen an die Ventildynamik lassen sich in Abwandlung der Standardausführung die Steuerflächen des Ventilkolbens verkleinern und die Stellzeit weiter verkürzen (High-response- und Super-high-response-Ventile [104, 109]).

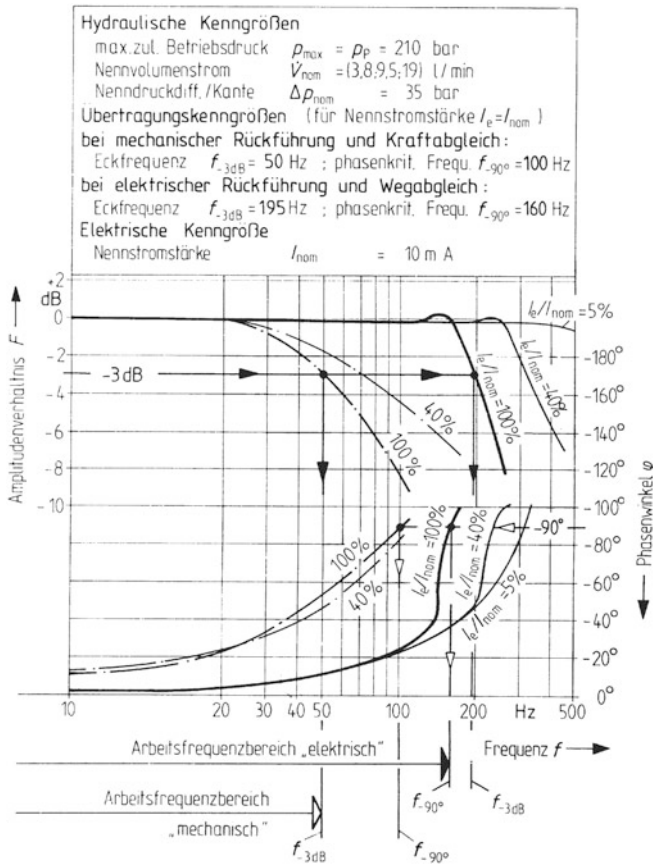


Abb. 4.55 Frequenzkennlinien (Bode-Diagramm) bei Voll- und Teilsignal-Aussteuerung (Beschreibungsfunktion für die relativen Eingangsamplituden 100 % und 40 %) eines zweistufigen Servoventils in Standardausführung bei mechanischer (strichpunktiert) bzw. elektrischer (ausgezogen) Rückführung (NG 10, Moog [104, 109]), mit Übertragungskenngrößen (dynamischen Kennwerten)

4.5.3.3 Dreistufige Servoventile: Leistungsstufe

Für sehr große Volumenströme (z. B. von Nenngröße NG 16 mit Nennvolumenstrom $\dot{V}_s = 100$ l/min bis Nenngröße NG 32 mit Nennvolumenstrom $\dot{V}_s = 1000$ l/min) bei größerer Ventildruckdifferenz (Nenndruckdifferenz/Kante $\Delta p_{\text{nom}} = 35$ bar) eignet sich das dreistufige Servoventil. Dieses stellt eine Kombination aus zweistufigem Servoventil als Vorsteuerventil und Leistungsstufe mit elektrischer Lageregelung als Hülsenventil entsprechender Nenngröße (Mengenstufe) dar.

Bei einer elektrischen Steuerleistung von $P_{St} = 60$ mW und einer hydraulischen Ausgangsleistung von $P_h > 400$ kW erreicht das dreistufige Servoventil sehr große Leistungsverstärkung bis 10^7 (z. B. D 079, Moog; 4 WSE 3 EE, Bosch Rexroth).

Hinweise für die Praxis

Stetiges Steuern durch Proportional-, Regel- oder Servoventil. Die gesamte Anwendungspalette der Stetigwegeventile wird durch die Bauformen Proportional-Wegeventile und Servoventile abgedeckt. Hinzugekommen ist die schnelle Variante des Proportional-Wegeventils (Regelventils) als aufstrebendes Bindeglied zwischen beiden Bauformen, das vielfach Servoventilqualität erreicht hat.

Kennzeichnende Eigenschaften und auswahlbestimmende Merkmale der drei Varianten lassen sich wie folgt zusammenfassen.

Proportionalventile werden über Magnete gesteuert und erreichen nur mittelmäßige dynamische Kennwerte. *Regelventile* werden ebenfalls über Magnete (mit erhöhter Stellkraft) gesteuert, allerdings bei wesentlich besseren dynamischen Eigenschaften. Die Stellzeiten beider Varianten verhalten sich im Mittel wie 1:3. Proportionalventile können lagegerecht ausgeführt sein, ein großer Teil dieser Bauform arbeitet jedoch hubgesteuert. Bei Regelventilen wird grundsätzlich Lagerückführung mittels elektrischen Wegmesssystems vorgesehen. *Servoventile* unterscheiden sich von Proportionalventilen nach ihrem Grundkonzept durch den elektromechanischen Umformer Torquemotor und dessen sehr viel geringere Steuerleistung und durch das Ventilverhalten mit 6-fach höheren dynamischen Kennwerten.

Nach der Art der Beeinflussung der Antriebsstrecke sind Proportionalventile für offenen Wirkungsablauf (Steuerkette), Regel- und Servoventile für geschlossenen Wirkungsablauf (Regelkreis) einzusetzen, wobei sich die Einsatzbereiche von Regel- und Servoventilen überschneiden.

Wegen ihrer geringeren Störanfälligkeit im Vergleich zu Servoventilen werden zunehmend Regelventile für regelnde Stellfunktionen eingesetzt. Abgrenzende Einsatzmerkmale gegenüber den Servoventilen ergeben sich aus den dynamischen Kennwerten. Die für den Arbeitsfrequenzbereich charakteristischen Frequenzen sind bei Servoventilen 2- bis 3-fach höher als bei Regelventilen für vergleichbare Nenngröße (NG 6 und NG 10). So stapeln sich die Eckfrequenzen für Baugröße NG 6 der Bauformen Proportional-, Regel- und Servoventil im Mittel wie 20 Hz, 100 Hz und 250 Hz. Diese Abgrenzung ändert sich jedoch mit fortschreitender Ventilentwicklung. So sind bereits Regelventile verfügbar, deren dynamische Kennwerte nur noch von Servoventilen der High-response-Ausführung übertroffen werden [63]. Das Bode-Diagramm ist zum Vergleich des dynamischen Verhaltens sehr geeignet, sofern die Bezugsgrößen Nennvolumenstrom und Eingangsdruck (Ventilkennwerte) und die relativen Eingangsamplituden (Signalaussteuerung) jeweils gleich sind [97, 112, 113].

Sparsame Energieverwertung

Das ungünstige Verhältnis von hydraulischer Eingangs- zu Ausgangsleistung verbessert sich bei Widerstandssteuerung durch Hauptstromdrosselung geringfügig dadurch, dass man die Schaltung der hydraulischen Versorgung abwandelt. So kann die Konstantpumpe mit am Druckbegrenzungsventil eingestelltem Systemdruck entweder durch Konstantpumpe mit *parallel geschalteten Speichern* für Spitzenvolumenstrombedarf oder durch eine

druckgeregelt Verstellpumpe ersetzt werden, deren Förderstrom sich dem Volumenstrombedarf fortlaufend anpasst. Das erste Schaltungskonzept deckt über die Pumpe lediglich den mittleren Volumenstrombedarf und eignet sich für gleich bleibende Arbeitszyklen kleiner Taktzeit. Bei letztgenanntem Schaltungskonzept entfällt die Abblasleistung als Verlustanteil, während die Drosselleistung weiterhin als Wärme verloren geht.

Zu *energiesparenden Schaltungen*, die günstige Energieverwertung mit hoher Dynamik kombinieren, gelangt man erst durch Übergang von der Widerstandssteuerung (Ventilsteuerung) zur Verdrängersteuerung (Pumpen- oder Motorsteuerung). Hierbei wird das Stetigventil im Stellkreis einer schnell verstellbaren Verdrängermaschine (Servopumpe, Servomotor) lediglich zur Nebenstromdrosselung herangezogen. Dies kann im Stellantrieb des generatorischen oder des motorischen Teils (Primär- oder Sekundärregelung) erfolgen. Zwar tritt insbesondere bei Primärregelung (Servopumpe) eine Einbuße an Laststeife und Stelldynamik im Vergleich zur Ventilsteuerung auf, was jedoch bei hydraulischen Antrieben großer Leistung und bei Mobilantrieben hingenommen werden kann [52, 114, 115, 116, 111].

Verschmutzung bei Stetigventilen (Filtration)

Das enge Führungsspiel im Ringspalt zwischen Gehäuse und Schieber (z. B. $\Delta d = (2 \dots 5) \mu\text{m}$ bei Servoventilen) erfordert eine Feinfiltration, da Feststoffe mit einer der Spalthöhe $\Delta d/2$ entsprechenden Partikelgröße in den Spalt einwandern und – außer zum Haften des Kolbens durch Kleben – zur Schmutzerzeugung beitragen. Neben Ablösung metallischer Partikel an den Steuerkanten (Erosion) tritt zusätzlich Ablösung an den Gleit- und Dichtflächen (Riefenbildung) auf. Um die Wechselwirkung von Partikelablösung und Partikelanhäufung zu unterbinden, ist die Feststoffverschmutzung durch geeignete Filtration zu beseitigen.

Ein Filtersystem muss

- Funktion und Gebrauchsdauer der Ventile sicherstellen,
- plötzlichen Ausfall der Ventile verhüten,
- Abnahme der hydraulischen Ausgangsleistung wegen zunehmenden Leckvolumenstroms verhindern,
- Änderungen der Übertragungskennwerte sowie der Leistungsgrenze, z. B. infolge Klebens oder erhöhter Kolbenreibung, vorbeugen.

Ein vollständiges Filterkonzept umfasst Sicherheits- und Arbeitsfiltration. Das Sicherheitsfilter deckt eventuelle Grobverschmutzung, etwa bei plötzlich auftretender Zerstörung vorgelagerter Komponenten, durch eine gröbere Filtereinheit ab. Druckfilter in Zwischenplattenbauform erfüllen diese Aufgaben beim mehrstufigen Servo- oder Proportionalventil.

Das Arbeitsfilter sollte in der Zuleitung nahe am Servoventil als Hauptstromfilter ohne Bypass, bei besonders rauer Umgebung mit zusätzlichen Nebenstromfiltern mit Verschmutzungsanzeige, bei Regelventilen u. U. auch als Rücklaufilter, bei Proportionalventilen überwiegend als Rücklaufilter ausgeführt sein.

Proportionalventile erfordern ebenso wie die Schaltventile kein integriertes Vorsteuer-Filterssystem. Für Anlagen mit Stetigventilen ist je nach Bauform eine ISO-Reinheitsklasse (ISO 4406) zulässig für

Proportionalventile	18/15
Regelventile	16/13
Servoventile	15/11, Abschn. 5.3.3

so dass als Filterfeinheit x (ISO 16 889) zu empfehlen ist für

Proportionalventile	$x = (10 \dots 25) \mu\text{m}$
Regelventile	$x = (6 \dots 16) \mu\text{m}$
Servoventile	$x = (3 \dots 6) \mu\text{m}$ Abschn. 5.3.3

Vor Inbetriebnahme eines Regel- oder Servoventils oder nach Instandsetzung einer Hydraulanlage ist eine Spülung durchzuführen, um den Anfangsschmutzeintrag zu entfernen. Hierzu verwendet man ein Spülventil, das vorübergehend an Stelle des Stetigventils eingesetzt wird, bis der gewünschte Reinheitsgrad erreicht ist (DIN EN ISO 4413) [58–60,117].

Hydraulikflüssigkeit

Empfohlen werden für Stetigventile Hydrauliköle HLP, Abschn. 2.3.1, schwerentflammbare Hydraulikflüssigkeiten, Abschn. 2.3.3, nur nach Abstimmung mit dem Hersteller.

Der Viskositätsbereich wird gekennzeichnet durch die minimal und die maximal zulässige sowie durch die empfohlene kinematische Viskosität, Abschn. 2.2.2, für die Bauformen

Proportionalventile	$(v_{\min} \dots v_{\max})$	$= (10 \dots 800) \text{ mm}^2/\text{s}$
	v_{opt}	$= (20 \dots 100) \text{ mm}^2/\text{s}$
Regelventile	$(v_{\min} \dots v_{\max})$	$= (10 \dots 400 \text{ bzw. } 800) \text{ mm}^2/\text{s}$
	v_{opt}	$= (20 \dots 45 \text{ bzw. } 100) \text{ mm}^2/\text{s}$
Servoventile	$(v_{\min} \dots v_{\max})$	$= (20 \dots 220 \text{ bzw. } 380) \text{ mm}^2/\text{s}$
	v_{opt}	$= (30 \dots 45) \text{ mm}^2/\text{s}$

Der Druckflüssigkeitstemperaturbereich wird beschrieben durch die minimal und die maximal zulässige Flüssigkeitstemperatur für

Proportionalventile	$(\vartheta_{\min} \dots \vartheta_{\max})$	$= (-20 \dots +80)^\circ\text{C}$
Regelventile	$(\vartheta_{\min} \dots \vartheta_{\max})$	$= (-20 \dots +50)^\circ\text{C}$
Servoventile	$(\vartheta_{\min} \dots \vartheta_{\max})$	$= (-20 \text{ bzw. } +10 \dots +80)^\circ\text{C}$

Druckflüssigkeitstemperaturbereich, Viskositätsbereich sowie Verschmutzungsgrad sind vom Hersteller anzugebende hydraulische Kennwerte (DIN 24 564 Teil 1) [57, 73, 75, 76, 91, 97–101, 104, 105, 109, 118–120, 127–131].

Dynamische Untersuchungen an Ventilen

Für die Ermittlung des statischen und dynamischen Verhaltens von Ventilen sind definierte Ausgangsgrößen, etwa die Ventildruckdifferenz je Steuerkante, konstant zu halten. Diese Bedingung erfüllt ein Ventilmessplatz, der das Testventil in einen Druckregelkreis einbezieht und nicht nur Eingangs $-(p_P)$ und Rücklaufdruck p_T , sondern die Druckdifferenz über die Volumenstrommesseinrichtung mit einem Sollwert vergleicht.

Bei dynamischen Untersuchungen von Stetigventilen reicht die Steuerschieberstellung zur Kennzeichnung des Ventilverhaltens i. Allg. aus. Soll jedoch der Volumenstrom als relevante Ausgangsgröße des Ventils gemessen werden, scheidet gängige Durchflussmessgeräte wie Turbinenradzähler (Strömungszähler) oder Drehkolbenzähler (Verdrängungszähler) aus. Hier greift man auf ein im Arbeitsfrequenzbereich anwendbares Messverfahren zurück, indem man einen am Ventil angeflanschten Gleichlaufzylinder als Verdrängungszähler hoher Eigenfrequenz nutzt (Hubkolbenzähler mit einem Kolben, DIN 19 201). Dessen Kolbengeschwindigkeit dient als Messgröße für die Volumenstromamplitude einer periodisch wechselnden Strömung und wird im nachgeschalteten Signalanalysator ausgewertet (Frequenzgangmessgerät) [121].

4.5.4 Stetigdruckventile

Außer als Wegeventil, Abschn. 4.5.1, dienen hydraulische Stetigventile auch zum stetigen Steuern oder Begrenzen von Drücken. Stetigdruckventile stellen einen proportionalen Zusammenhang zwischen Eingangssignal und Druck in den Arbeitsleitungen (Verbraucheranschlüssen) her (DIN 24311).

Hierzu gehören die Bauformen der *Proportional-* und der *Servo-Druckventile*. Führt man die Verstellung der Kraft, gegen die der Druck zu steuern ist, nicht durch mechanische Betätigung einer Feder oder hydraulisch durch einen Steuerdruck, sondern durch einen elektromechanischen Umformer herbei, lassen sich Druckbegrenzungs- und Druckreduzierventile elektrisch stetig verstellbar ausführen. Nach der Art der Beeinflussung der Strecke unterscheidet man die folgenden Bauformen.

4.5.4.1 Proportional-Druckventile

Das Proportional-Druckventil dient zur Antriebssteuerung, d. h., es ist mit geringen Anforderungen an das Zeitverhalten

Glied (Steller) einer Steuerkette und arbeitet in offenem Wirkungsablauf mit dem Hydrauliksystem zusammen.

Steuergröße x ist der Systemdruck, der Lastdruck zwischen den Verbraucheranschlüssen oder eine mit diesem wirkungsmäßig verknüpfte Kraftgröße aus dem Lastsystem [21, 58–60].

Die Anwendungen der Proportional-Druckventile liegen dort, wo Ablaufsteuerungen nicht nur stetiges Bewegungen, sondern zunehmend auch stetiges Einwirken von Kräften auf den Arbeitsvorgang erfordern. Häufige Steuerungsaufgaben, die sich auf eine dem Flüssigkeitsdruck beeinflussende Ventilfunktion zurückführen und mit stetig verstellbaren Druckventilen realisieren lassen, sind:

- Druck-Fernverstellung,
- lastabhängige Systemdruckeinstellung,
- messgrößengeführte Druckeinstellung in wirkungsmäßiger Verbindung mit Druck-, Kraft- oder Wegsensoren.

Der Druck kann über den Magnetstrom mit steigender oder auch fallender Kennlinie je nach Sicherheitsanforderungen veränderbar gewählt werden. Bei einem Fahrzeugheber, der bei Stromausfall funktionsfähig bleiben muss, ist fallende Kennlinie, bei normaler Lastcharakteristik ist steigende Kennlinie vorzusehen [122].

Aufbau

Elektrische Eingangsstufe ist ein *Proportionalmagnet*, der nicht wie bei den Proportional-Wegeventilen als hubgesteuerter, sondern als kraftgesteuerter Proportionalmagnet arbeitet, Abschn. 4.5.2. Im Grenzfall wirkt der Proportionalmagnet direkt auf den Ventilkegel. Um zu feinfühleriger Einstellung des Drucks im Kleinsignalbereich (hohe Signalauflösung) zu gelangen, wirkt der Proportionalmagnet gegen eine Ventildfeder. Sofern diese hinreichend steif ist, erhält man proportionales Kraft-Strom-Verhalten (Kraftproportionalität), Abb. 4.41b, wobei die Federvorspannung dem zu steuernden Einlass- bzw. Auslassdruck am Anschlussstück (Verschlussstück) des Druckventils entspricht.

Beim *direktwirkenden Proportional-Druckbegrenzungsventil* steuert der kraftgesteuerte Proportionalmagnet den Einlassdruck durch Öffnen des Ventilkegels für kleine Volumenströme ($\dot{V} < 5 \text{ l/min}$). Die ausschließlich als Vorsteuerstufe (Pilotventil) für relativ kleinen Stellweg verwendete Variante ($\dot{V} = 1 \text{ l/min}$) verbindet man mit verschiedenartigen Hauptstufen zu zweistufigen Ventilen kompakten Aufbaus von guten Übertragungseigenschaften, Abb. 4.56a.

Um die statischen Kennwerte merklich zu verbessern, setzt man lagegeregelte Proportionalmagnete ein. Hierfür ist das Zusammenwirken des Magneten mit der Ventildfeder unerlässlich, da mit dem Kraftabgleich gleichzeitig der Stellweg des Hubmagneten durch einen angebauten Wegaufnehmer zurückgeführt wird. Über definierte Weg-Haltepunkte lässt sich nach zugeordneter Federkennlinie die Differenz zwischen Magnetrückstell- und Magnetkraft (Krafthysterese) als störende Auswirkung vorwiegend der Reibungskraft im Ankerführungssystem aufheben.

Die Höhe des Drucks wird von der Kraft der Ventildfeder und dem Sitzdurchmesser bestimmt. Die höchste Druckstufe hat den kleinsten Sitzdurchmesser. Die nachgiebige Feder auf der Vorderseite des Ventilkegels wirkt als Führungs- und Rückholfeder, um

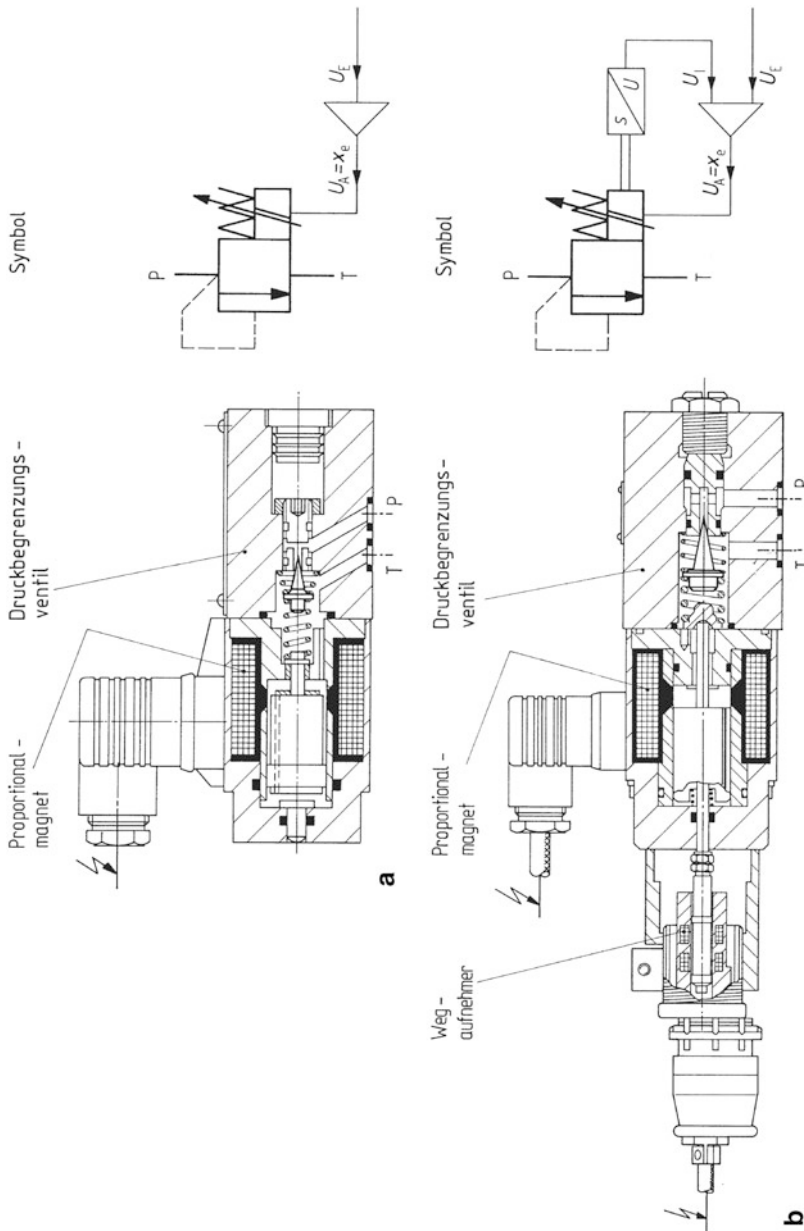


Abb. 4.56 Proportional-Druckbegrenzungsventil, einstufig; Aufbau und Symbol mit Funktionsplan (NG 6, Bosch Rexroth[45]). **a** ohne Lageregelung; **b** mit Lageregelung

koaxiale Ausrichtung des Abschlussteils sowie den minimal zulässigen Einstelldruck zu sichern (z. B. ohne und mit Lageregelung, NG 6, Bosch [58, 73, 123]; mit Lageregelung, DBETR, Bosch Rexroth [56, 57]), Abb. 4.56b.

Die Entwicklung mechatronischer Komponenten lässt sich durch *Simulation* beschleunigen, wobei im Beispiel Proportional-Druckbegrenzungsventil ein ganzheitliches, nicht-lineares Ventilmodell zugrunde zu legen ist, Abschn. 7.3.2.3. Wechselwirkungen zwischen den Teilsystemen lassen sich durch domänenübergreifende Simulation des Gesamtsystems Ventileinheit darstellen, Abschn. 7.2.1.2.

Für größere Volumenströme ($\dot{V} > 1 \text{ l/min}$) setzt man das *zweistufige (vorgesteuerte) Proportional-Druckbegrenzungsventil* ein, das sich durch seitliches Anflanschen der direktwirkenden Variante an eine Hauptstufe mit federbelastetem Längsschieber oder Hauptkolben ergibt. Kombiniert man letztere mit einer Stromregleinheit als Einschraubventil für den Steuerstrom, gelangt man zum vorgesteuerten Druckreduzierventil (z. B. NG 6, Bosch Rexroth).

Statische Kennwerte

Beim Proportional-Druckventil ist der Druck p einzige Ausgangsgröße, so dass dessen Abhängigkeit von der elektrischen Spannung U_e bei konstantem Volumenstrom \dot{V} und geschlossener Arbeitsleitung dargestellt wird.

Die *Druck-(Signal-)Kennlinie* verläuft nur im positiven Signalbereich, Abb. 4.57.

Das Verhältnis der Druckänderung zum Eingangssignal (Druck-(Signal-) Übertragungsfaktor, Drucksteilheit K_p) ist durch Empfindlichkeitsjustierung einstellbar.

Linearisierte Zusammenhänge gelten für größere Gebiete der Kennlinie. Im Kleinsignalbereich ist die Kennlinie gekrümmt und mündet um Elektrisch Null in einen Sättigungsbereich. Der minimal zulässige Einstelldruck p_{\min} ist auf Grund der entgegen der Magnetkraft wirkenden Strömungskraft nicht unterschreitbar. Der Einfluss ventilinterner Lageregelung mindert außer der Nichtlinearität der mittleren Kennlinie insbesondere die Signaldifferenz beim Durchfahren des Signalbereichs (Hysterese H). Beträgt diese ohne Lageregelung $< 3 \%$, lässt sie sich durch Lageregelung auf $< 1 \%$ eingrenzen. Entsprechend verbessern sich die mit der Hysterese zusammenhängenden statischen Kennwerte (Ansprechempfindlichkeit E , Umkehrspanne S , DIN 24 311, DIN 24564 Teil 1).

Außer nach dem Kegelsitzprinzip mit Lageregelung lässt sich proportionaler Zusammenhang zwischen Eingangssignal und Druck auch nach dem Düse-Prallplatte-System oder nach dem Kugelsitzprinzip mit Plattenanker herstellen. Bei der ersten Variante drückt das als Prallplatte ausgebildete Ankerstangenende gegen eine Düse. Damit genügt man geringeren Anforderungen an die statischen Kennwerte. Die zweite Variante nutzt einen feldkraftgefesselten scheibenförmigen Magnetanker, der das Abschlussteil Kugel reibungsarm an den Kegelsitz der Düse anlegt und sehr hohe Anforderungen an das Übertragungsverhalten erfüllt (EGG- und EHST-Ventil, Vickers Systems [59]).

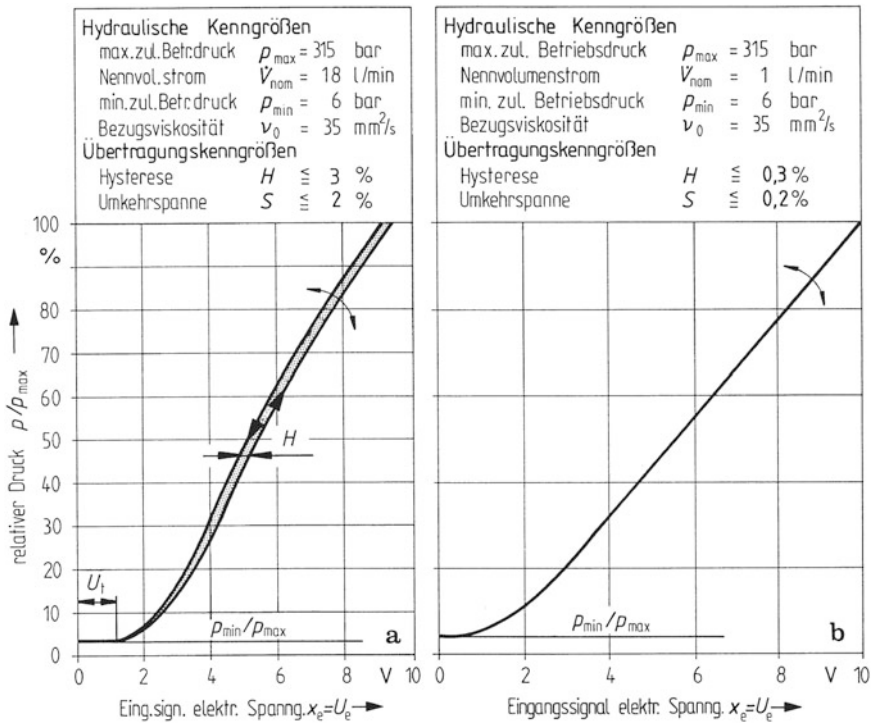


Abb. 4.57 Druck-(Signal-)Kennlinie (p , x_e -Kennlinie) eines Proportional-Druckbegrenzungsventils, einstufig (NG 6, Bosch Rexroth [45]), mit Übertragungskenngröße (statischem Kennwert) und minimal zulässigem Einstelldruck p_{min} . **a** ohne Lageregulung; **b** mit Lageregulung

4.5.4.2 Servo-Druckventile

Stetigventile der Bauform Servo-Druckventile erfüllen Steuerfunktionen höchster Komplexität, wenn auch mit größerem Aufwand für die Ansteuerlektronik und die Betriebssicherung der Hydroanlage. Das Servo-Druckventil setzt man nach ursprünglicher Aufgabenstellung zur Antriebsregelung ein, d. h., es ist mit entsprechend hohen Anforderungen an das Zeitverhalten

Glied (Steller) eines Regelkreises

und arbeitet in geschlossenem Wirkungsablauf mit dem elektrohydraulischen Antrieb zusammen. Servo-Druckventile werden daher für hydrostatische Antriebe verwendet, auf die nicht ausreichend erfassbare Störgrößen, z. B. Lastschwankungen, einwirken.

Je nach der Art der Regelgröße x am Verbraucher oder im angekoppelten Lastsystem lassen sich mit dem Servo-Druckventil in der Funktion des Stellers Lastdruck- oder Kraftregelkreise aufbauen. Man benötigt hierzu die aus dem Servoverstärker (Ventilverstärker) bestehende *Ansteuerlektronik*, z. B. als Standardleiterplatte, im Fall der Kraftregelung außerdem ein *Messsystem für externes Sensorsignal* (Kraftaufnehmer) und eine analoge oder digitale Regeleinrichtung (Systemregelverstärker). Letztere enthält ggf. Glieder

zur weiteren Signalverarbeitung und ist als anwenderspezifische Baugruppe bzw. als Programm eines eigenständigen oder (bei meist vorhandener Maschinensteuerung) integrierfähigen Rechensystems (Mikroprozessor) zu verwirklichen [52,56,58–60], z. B. durch DatenBUS-Schnittstelle (D 941, Moog [124]).

Die Anwendungen der Servo-Druckventile liegen bei elektrohydraulischen Präzisionsantrieben in der Mobil- und bevorzugt in der Stationärhydraulik. Regelungsaufgaben, die kontrolliertes Einwirken von Kräften auf den Prozessablauf erfordern, lassen sich mit der stetig ansteuerbaren Baueinheit von hoher Stelldynamik lösen. Beispiele sind die Schließkraftregelung an Spritzgießmaschinen, die Presskraftregelung von Pressen und die Liniendruckregelung bei Papiermaschinen [125, 126].

Aufbau

Elektrische Eingangsstufe ist ein *Torquemotor*, der mit einem *Düsen-Prallplatte-System* als hydraulischer Vorsteuerstufe zusammenarbeitet.

Die zweistufige (vorgesteuerte) Variante kombiniert das Vorsteuerventil mit einer Hauptstufe, die ein barometrisches Rückführungssystem enthält. Durch innere Rückführung des Lastdrucks auf eine Differenzsteuerfläche des Kolbenschiebers wird Lageregelung durch hydraulischen Kraftabgleich erreicht. Die Stellbewegung des Ventilkolbens ist beendet, sobald Kräftegleichgewicht zwischen verursachender Steuerdruckdifferenz an den gegenüberliegenden Steuerflächen und rückgeführtem Lastdruck an der Differenzsteuerfläche (Ringfläche) herrscht, sofern keine Störkräfte einwirken.

Servo-Druckventile in 3-Wege-Ausführung dienen zur Minderung des Eingangsdrucks auf den im Arbeitsanschluss benötigten Verbraucherdruck proportional zum elektrischen Eingangssignal (z. B. Typ 3 DS 2 EH, Bosch Rexroth [57]).

Hinweise für die Praxis

Die *Lastdruckregelung* mit Servo-Druckventil ist als Einfachregelung mit geringem gerätetechnischen Aufwand kostengünstig, auf Grund ventilinterner Lastdruckrückführung jedoch wenig anpassungsfähig an Parameteränderungen der Antriebsstrecke. Ein weiterer Nachteil besteht darin, dass nach der Aufgabenstellung meist die Kraft als Aufgabengröße x_A betrachtet werden muss. Zwar ist der Lastdruck Regelgröße x und mit der Kraft verknüpft, weicht jedoch von dieser infolge nicht kompensierter Störgrößen wie Kolbenreibung und Trägheitskraft ab (indirekte Kraftregelung). Anspruchsvolle Regelungsaufgaben löst man daher durch *Kraftregelung*, wobei man an Stelle des Servo-Druckventils

- ein Stetigwegeventil mit Lageregelung des Steuerschiebers durch elektrischen Wegabgleich einsetzt,
- den Messort der Regelgröße (elektrisches Kraftmesssystem) möglichst nahe an die Wirkzone der Aufgabengröße (Lastsystem) legt.

Das Stetigwegeventil kann als Servoventil, Abschn. 4.5.3, zunehmend auch als schnelles Proportional-Wegeventil (Regelventil), Abschn. 4.5.2.4, die Funktion des Stellers im Kraftregelkreis wahrnehmen. Zwar ist der gerätetechnische Aufwand mit der Rückführung mindestens eines die Kraft abbildenden Sensorsignals sowie mit dessen Signalverarbeitung durch eine anwenderspezifische Regeleinrichtung größer. Andererseits erzielt man mit

dieser Regelungsstruktur ungleich höhere Regelgüte, lässt sich doch anders als bei barometrischer bei elektrischer Rückführung die externe Rückführgröße „Kraft“ mittels eines ausgleichenden Netzwerks modifizieren und so die Stabilität des Kraftregelkreises wirksam verbessern. Zunehmend wendet man bei digitaler Rechnerregelung fortgeschrittene Regelungskonzepte (z. B. mit Zustandsbeobachter) auf die Kraftregelung an.

Ein weiterer Vorzug der *Kraftregelung über Stetigwegeventil* ergibt sich aus der Eigenschaft dieser Bauform, nämlich mehrere Ventilfunktionen mit einer stetig ansteuerbaren Baueinheit erfüllen, folglich über mehrere Sensoren verschiedenartige Systemgrößen durch Umschaltregelung beeinflussen zu können (Lage-, Geschwindigkeits-, Kraft- oder Druckregelung).

Beispiele hierfür sind Spritzgießmaschinen, spanende und umformende Werkzeugmaschinen, Werkstoffprüfmaschinen, an denen ventilgesteuerte Präzisionsantriebe das Bewegen ebenso wie das Aufbringen von Kräften stetig und kontrolliert verwirklichen. So wird je nach Prozessablauf durch „ablösende Regelung“ z. B. zwischen Geschwindigkeits- und Druck- oder Kraftregelung umgeschaltet. Statische und dynamische Bauteiluntersuchungen nimmt der gleiche servohydraulische Prüftrieb wahr, in hub-, dehnungs- oder kraftregelnder Versuchsführung auch mit stoßfreier Umschaltung während eines Belastungsprogramms [52, 111].

4.5.5 Stetigstromventile

Außer als Wege- und Druckventile, Abschn. 4.5.1 und 4.5.4, dienen hydraulische Stetigventile auch zum stetigen Steuern eines Auslassstroms. Stetigstromventile sind gekennzeichnet durch einen proportionalen Zusammenhang zwischen Eingangssignal und Volumenstrom in einer Arbeitsleitung (einem Verbraucheranschluss) und in einer Wirkrichtung (DIN 24311).

Führt man die Verstellbarkeit der Drosselung nicht durch mechanische Betätigung, sondern durch einen elektromechanischen Umformer herbei, lassen sich Drosselventile und Stromregelventile elektrisch stetig verstellbar ausführen. Beide Bauformen dienen zur Antriebssteuerung, d. h., sie sind mit geringen Anforderungen an das Zeitverhalten

Glied (Steller) einer Steuerkette und arbeiten in offenem Wirkungsablauf mit dem Hydrauliksystem zusammen.

Steuergröße x ist der Volumenstrom am Verbraucher oder eine mit diesem wirkungsmäßig verknüpfte Geschwindigkeit im Lastsystem.

Die Anwendungen der Stetigstromventile stimmen mit denen der Proportional-Wegeventile weitgehend überein.

Im Gegensatz zu letzteren, die mehrere Ventilfunktionen in sich vereinen, stellen Stetigstromventile dann die kostengünstigere Lösung dar, wenn lediglich Geschwindigkeitssteuerung erforderlich ist, die sich auf eine die Volumenstromstärke beeinflussende Ventilfunktion zurückführen und mit einem stetig verstellbaren Stromventil realisieren lässt. Stetigstromventile werden in folgenden Bauformen ausgeführt.

4.5.5.1 Proportional-Drosselventile

Elektrische Eingangsstufe ist ein *Proportionalmagnet*, der wie bei den Proportional-Wegeventilen für geringere Anforderungen an die statischen Kennwerte als hubgesteuerter, für höhere Anforderungen als lagegeregelter Proportionalmagnet arbeitet, Abschn. 4.5.2.1.

Beim direktwirkenden Proportional-Drosselventil ist der hier lagegeregelte Proportionalmagnet mit einem Wegeventil kombiniert, dessen Steuerkolben Feinsteuernuten aufweist. Man erhält eine stetig-progressive Volumenstrom-Ventilhub-Kennlinie mit flachem Verlauf, vgl. Abschn. 4.5.1.3.

Die Ankerstange des Magneten bewegt den federzentrierten Kolbenschieber gegen die Rückholfeder, so dass sich mit Änderung des Drosselquerschnitts an den Feinsteuernuten ein definierter Auslassstrom einstellt, Abb. 4.58a.

4.5.5.2 Proportional-Stromregelventile

Beim direktwirkenden Proportional-Stromregelventil ist das Proportional-Drosselventil mit einer Druckwaage kombiniert, so dass sich wie beim konventionellen Stromregelventil Druckkompensation (Einlass- bzw. Lastdruck) einstellt. Vom lagegeregeltem Proportionalmagneten wird eine Messdrossel, beim temperaturkompensierten Stromregelventil eine Messblende verstellt. Die Druckwaage befindet sich in derselben Ventilachse und bildet einen zweiten Drosselquerschnitt. Das Ventil ist mit Differenzdruckventil zum Behälter als 3-Wege-Stromregelventil, wahlweise auch als 2-Wege-Stromregelventil ausführbar (z. B. 2 FRE, Bosch Rexroth [56, 57]), Abb. 4.58b.

Statische Kennwerte

Beim Proportional-Stromregelventil ist der Volumenstrom \dot{V} die einzige Ausgangsgröße, so dass dessen Abhängigkeit von der elektrischen Spannung U_e als Eingangssignal x_e bei konstanter Ventildruckdifferenz (bevorzugter Nennwert/Kante $\Delta p = 5$ bar, DIN 24564 Teil 1) und verschwindendem Lastdruck ($p_L = 0$) dargestellt wird.

Die *Volumenstrom-(Signal-)Kennlinie* des Proportional-Drosselventils ist mit der des Proportional-Wegeventils mit Lageregelung vergleichbar, Abb. 4.43b, bei gleich guten statischen Kennwerten (Hysterese $H < 1$ %), beschränkt sich allerdings auf den positiven Signalbereich. Beim Proportional-Stromregelventil beeinflussen Form und Größe der Messblende den progressiven Verlauf der Kennlinie.

4.6 Ventilmontagesysteme

Um eine funktionssichere Energieübertragung zu gewährleisten, sind Leitungsführung, Anschluss und Befestigung der Hydroventile nach den Ausführungsgrundlagen hydraulischer Anlagen (DIN EN ISO 4413) vorzunehmen und mit Rücksicht auf deren Instandhaltung zu gestalten.

Nach Trennstelle (Befestigungsart) und Leitungsanschluss (Anschlussart) unterscheidet man bei Hydroventilen die Bauarten Leitungs-, Aufbau- und Einbauventile, Abschn. 4.1.1.2. Für diese bedarf es jeweils eines der Bauart entsprechenden Ventilmontagesystems.

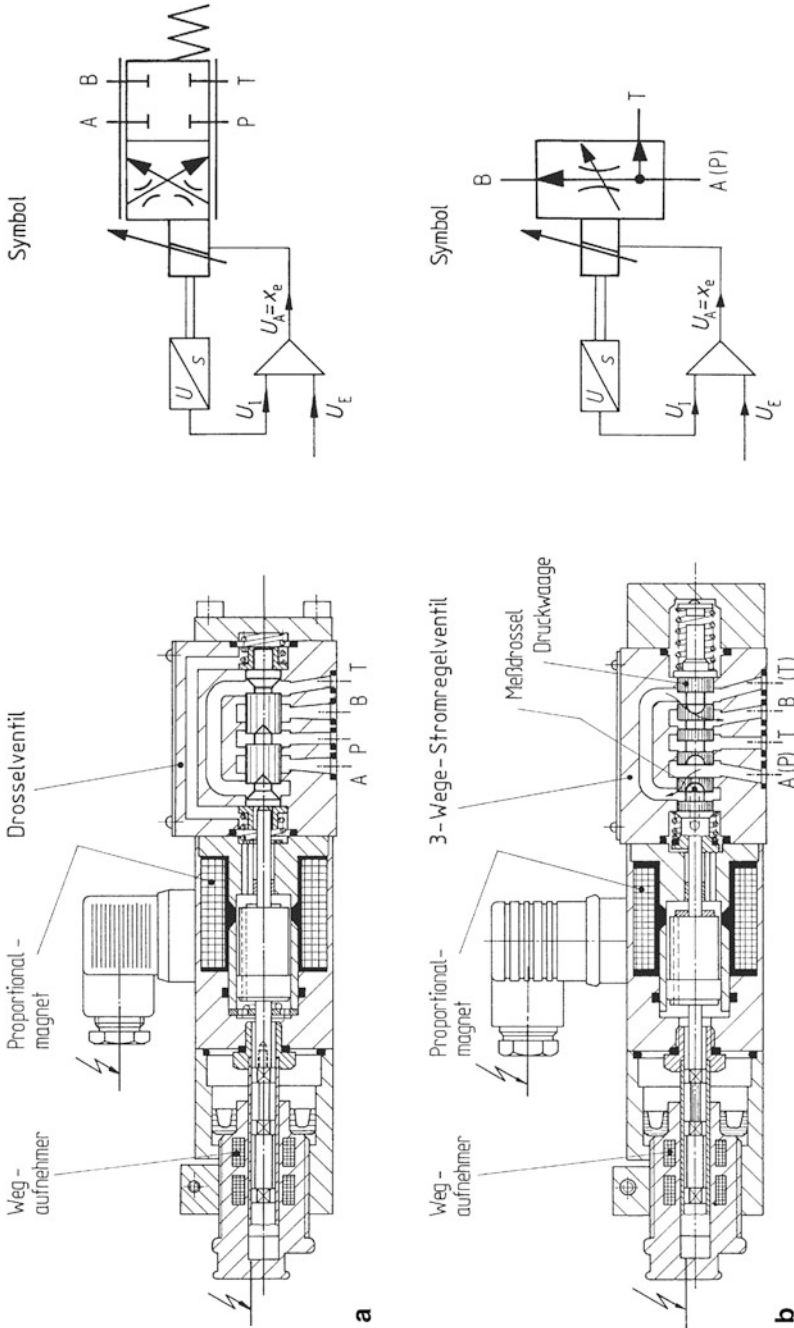


Abb. 4.58 Stetigstromventil mit Lageregelung, einstufig; Aufbau und Symbol mit Funktionsplan (NG6, Bosch Rexroth [45]). **a** Proportional-Drosselventil; **b** Proportional-Stromregelventil

4.6.1 Rohrmontage und Montagewand

Rohrmontage Leitungsventile mit direktem Anschluss an die Rohrleitung werden an dieser über die Einschraubverschraubung befestigt und durch diese gehalten. Die Rohrmontage genügt den obengenannten Anforderungen nur unzureichend, so dass sie nur noch bei Sperrventilen oder in kleinen Anlagen angewendet wird.

Montagewand Aufbauventile mit indirektem Anschluss an die Rohrleitung über eine Anschlussplatte führen zu einer übersichtlichen Anordnung des Steuerungsteils der Hydraulik, indem man eine Koordinationsebene für die Montage der Ventile vorsieht.

Eine flächige Aufnahme ergibt sich aus der Montagewand, die als senkrecht auf dem Behälter stehendes Rahmengestell mit Frontplatte ausgeführt wird und die Ventilbaugruppe trägt, Abschn. 3.1.15.

Funktionswichtiges Montageelement ist die **Anschlussplatte**, die als Anpassbaustein zwischen Ventil und Befestigungsebene die Aufgaben „Steuern“ und „Leitung verbinden“ auf gesonderte Funktionsträger aufteilt. Während bei der Rohrmontage das Ventil beide Funktionen in sich vereint, ist hier der Anschluss von Leitungen der Anschlussplatte zugewiesen. An deren Unterseite erfolgen der Rohranschluss und die Befestigung an der Montagewand, während die Vorderseite als geschliffene Anschlussseite (Fügefläche) der Ventilmontage vorbehalten ist.

Die Platte enthält auf der Anschlussseite Bohrungen (Kanäle mit Kreisquerschnitt), deren Koordinationsmaße im Sinne eines modularen Anschlussrasters festgelegt sind (DIN 55510 Teil 1 bis Teil 3). Zahl und Anordnung der Anschlüsse entsprechen einer für die jeweilige Ventilart genormten Form des Lochbilds, dessen Lochabstände und Lochdurchmesser nach Nenngrößen (NG) gestuft sind (DIN 24340 Teil 2, ISO 4401). Auf der Unterseite der Anschlussplatte münden die Leitungsanschlüsse mit Gewinde entsprechend den Einschraublöchern für Rohrverschraubungen (DIN 3852), damit die Leitungen mit der Anschlussplatte über Einschraubverschraubungen (DIN 2353) fest verbunden werden können.

Das für den Flächenanschluss ausgebildete Aufbauventil (Gehäuseventil) ist auf der gut zugänglichen Außenkontur des Ventilkörpers ebenfalls mit einer geschliffenen Anschlussfläche (Fügefläche) sowie mit gekennzeichneten Anschlüssen versehen, deren Austrittsöffnungen (Kanalmündungen) zum axialdichtenden Einbauraum für O-Ringe erweitert sind.

Ventil und Anschlussplatte werden leicht lösbar verschraubt, die Fügeposition wird durch Stifte formschlüssig gesichert, Dichtheit der Trennfuge zwischen den Fügeflächen durch O-Ringe für das Abdichten an ruhenden Teilen erreicht. Die Leitungen führt man durch Frontplattenöffnungen an die Unterseite der Anschlussplatten, die eine rückwärtige Anschlussebene aufspannen, Abschn. 3.1.13.4, Abb. 3.48a.

Im Gegensatz zur Rohrmontage stellt die Montagewand, bestückt mit Anschlussplatten auf der Vorderseite und mit fest installiertem Rohrleitungsnetz auf der Rückseite, ein Ventilmontagesystem dar, das schnelles Auswechseln von Ventilen und gute Zugänglichkeit

der Fügestellen sicherstellt. Damit sind wichtige Bedingungen erfüllt, um den Erfordernissen der montagegerechten Gestaltung und der Instandhaltung von Hydroventilen zu genügen. Allerdings benötigt jedes Ventil für Druck- und Tankanschluss, ggf. für Leck- und Steueranschluss, eine gesonderte Leitung, so dass der Verrohrungsaufwand so hoch wie bei Rohrmontage, Druckverlust und hydraulische Nachgiebigkeit wegen langer Leitungen groß sein können.

Die erhöhte Gesamtschallemission des Antriebsaggregats ist bei der Montagewand mit plattenähnlicher Struktur zwar ebenfalls nachteilig, doch werden weitgehend Maßnahmen der Geräuschminderung angewandt, etwa die Gestaltung zur Verringerung von Körperschallanregung und Abstrahlgrad, Abschn. 3.1.13.4.

Eine Aufnahme in ebener Profilkonstruktion ergibt sich aus dem Frontrahmen mit Einbauplatten oder -leisten, die mit Ventilbaugruppen bestückt werden. Die Untergliederung in Einbaufelder nach modularer Einbauteilung erleichtert die Montage, so dass durch Austausch einzelner Ventilbaugruppen nachträgliche Änderungen der Steuerung leichter berücksichtigt werden können, Abb. 3.50a.

Standardaggregate mit aufgebauter Ventilgruppe werden auch als Schrankaggregate, Steuer- und Regelaggregate als separate Aufnahme in Form eines fronttafelähnlichen Ventilstands, zur Montage schwerer Ventilplatten in Form eines Ventiltisches, ausgeführt (ABSKG, ABMAG, Bosch Rexroth).

Sonderaggregate enthalten aufgabenspezifische Ventilmontagevarianten, für die neben der Steuerungsaufgabe räumliche Bedingungen gestaltungsbestimmend sind, Abb. 3.58, Abschn. 3.1.15.

Das System Montagewand hat durch Kombination der montagegerechten und der lärmarmen Gestaltung seine Anwendungen insbesondere dort bewahren können, wo es sich um kleinere Hydroanlagen oder um die Projektierung spezieller Steuerungsaufgaben mit sehr geringer Wiederholung handelt.

4.6.2 Verkettungssysteme

Verrohrungsaufwand und Platzbedarf sinken, wenn man Druck- und Tankanschluss zum einzelnen Ventil sowie die Schaltverknüpfung zwischen den Ventilen nicht als separates Rohrleitungsnetz, sondern als integriertes Kanalsystem einer verrohrungsarmen Kompakthydraulik ausführt. Die Ventilverkettung verknüpft selbsttragende Ventilbaugruppen unterschiedlicher Bestückung, so dass es einer Montagewand nicht bedarf. Zweckmäßiges Anordnen von Fügestellen und Verbindungselementen fasst Montageoperationen zusammen und verringert deren Anzahl, erhöht die Funktionssicherheit und erleichtert Anpassänderungen. Man unterscheidet die Verkettungsvarianten Höhen-, Längs- und Blockverkettung.

Höhenverkettung Verlängert man die Einzelanschlussplatte zur *Grundplatte* (Sammel- oder Reihenanschlussplatte), lassen sich die Ventile zu Steuerkreisen für mehrere Ver-

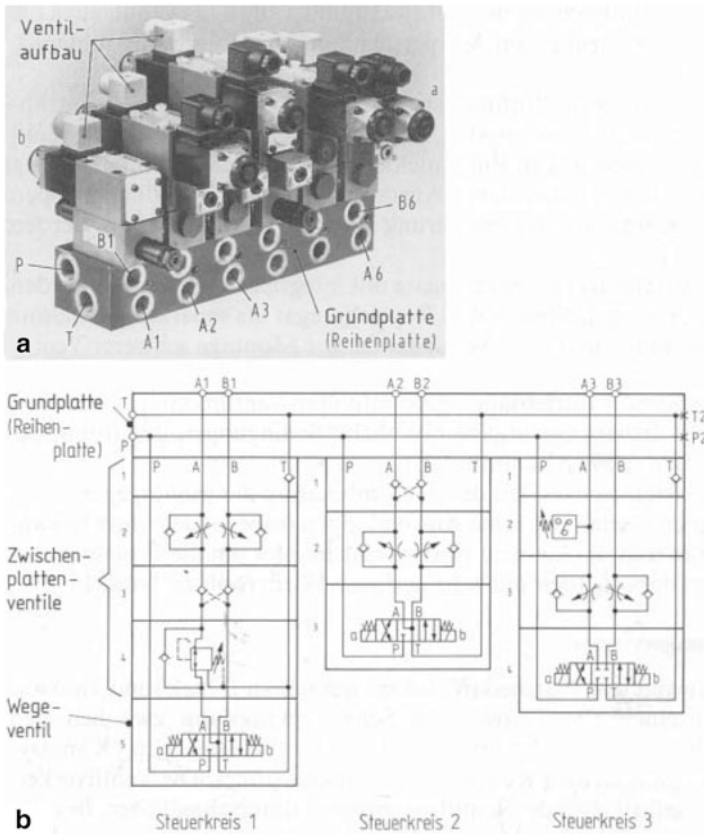


Abb. 4.59 Verkettungsbauweise in Höhenverkettung (Reihenplatten HSR, Bosch Rexroth). **a** Grundplatte für 6 Steuerkreise, Verbraucheranschlüsse seitlich; **b** Schaltung einer 3fach-Grundplatte

braucher zusammenfassen und nebeneinander an eine Flanschplatte als Baugruppenträger anschließen. Die übereinandergeflanschten Ventile des einzelnen Steuerkreises ergeben eine Höhenverkettung, die mit der Grundplatte beginnt, sich über Gehäuseventile prismatischer Gehäuseform (Zwischenplattenventile) fortsetzt und mit dem Wegeventil (Primärventil) endet. Die Zwischenplattenventile werden nach ihrer Steuerfunktion eingeteilt und in bestimmter Reihenfolge angeordnet (Druck-, Strom-, Sperrventil). Zu verrohren bleiben lediglich der Druck- und der Tankanschluss sowie seitlich austretende Anschlüsse zu den Verbrauchern [75], Abb. 4.59a. Durchgehende Versorgungskanäle (P, T) innerhalb der Höhenverkettung führen unmittelbar zum Wegeventil, von diesem über Funktionskanäle (A, B) zum Verbraucher. Dem Primärventil am nächsten angeordnet ist die Zwischenplatte 1 mit dem Rückschlagventil von Steuerkreis 1 und 3, um leckfreies Sperren zu sichern, (HSR, Bosch Rexroth [76]), Abb. 4.59b.

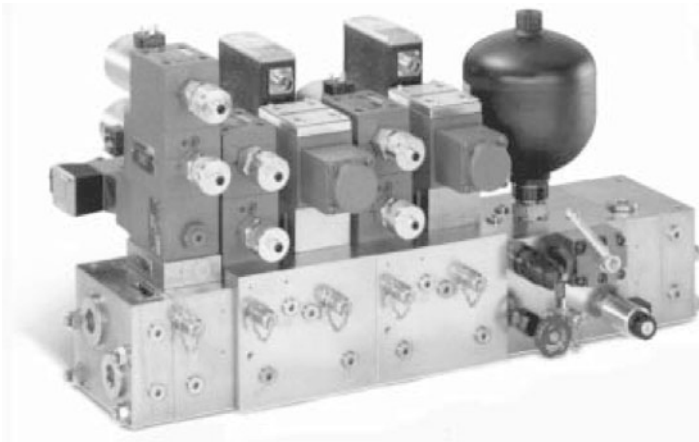


Abb. 4.60 Verkettungsbauweise in Längsverkettung (IH, Bosch Rexroth), 6fach Verkettungssäule

Längsverkettung Gestaltet man die Einzelanschlussplatte als quaderförmigen Flansch, lassen sich dessen Seitenwände als zusätzliche Fügestellen senkrecht zur Ventilanschlussebene nutzen. Man ergänzt die Anschlussseite um zwei sich seitlich gegenüberliegende Fügeflächen für die Verkettung, so dass man zur *Verkettungs-Anschlussplatte* gelangt. Diese enthält durchgehende Systemkanäle und lässt sich mit weiteren Anschlussplatten als Baugruppenträger gleichen modularen Anschlussrasters längsverketten. Damit ordnet man die Ventilbaugruppen in ein System paralleler Koordinationsebenen ein, deren Abstände nach modularer Teilung festgelegt sind. Die Verkettungsplatten werden leicht lösbar durch Schrauben zu einer kompakten Verkettungssäule mit beschränkter zulässiger Baulänge zusammengefasst, Abb. 4.60. Die Kette schließt mit Endplatten zum Befestigen oder mit Reduzierplatten zum Kombinieren zweier Größenstufen aus dem Bauprogramm ab. Lediglich in den Endflächen wird die Säule mit ihrer Aufnahme, meist mit dem Behälter des Antriebsaggregats, verbunden.

Gegenüber der Ventilanschlussseite mit genormtem Lochbild befindet sich die Rohranschlussseite, auf der außer 1 bis 2 Druckanschlüssen lediglich Arbeitsanschlüsse zu einzelnen Verbrauchern bei guter Zugänglichkeit zu verrohren sind.

Die Längsverkettung ist im Umfang durch ein Bauprogramm von Verkettungsplatten begrenzt, wobei stets eine endliche Variantenzahl des Grundbausteins „Anschlussplatte“ vorliegt. Zwischen die grundsätzlich gleichen Grundbausteine fügt man Adaptionsteile wie Umlenk- und Trennplatten als Hilfsbausteine ein. Erst die Kombination von Grund- und Hilfsbausteinen bringt die angestrebte Vielfalt an Funktionsvarianten (Schaltungen nach Steueraufgaben) mit sich.

Um die Bausteinkombination entsprechend der zu lösenden Steuerungsaufgabe zu ermitteln, stellt man einen „*Bauschaltplan*“ für Verkettungen auf, dessen Funktionsstruktur mit eigenen Symbolen bereits die Struktur der Verkettung wiedergibt, Abb. 4.61. Im Gegensatz

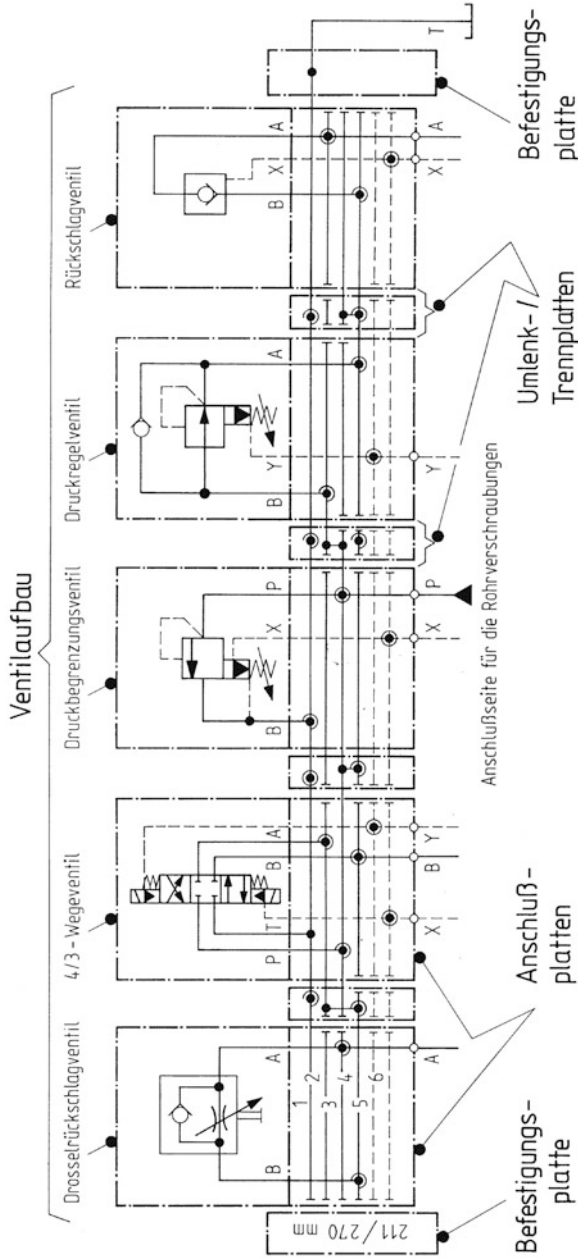


Abb. 4.61 Schematisierte Schaltung einer 5fach-Verkettungssäule (Bauschalplan)

zum genormten Hydraulik-Schaltplan (DIN ISO 1219 Teil 2) liegt hier ein aufgabenspezifisch abgewandelter vor. Verzichtet man auf Umlenk- und Trennplatten und verlegt eine Auswahl wiederkehrender Schaltverknüpfungen in die Verkettungsplatten (Segmente), lässt sich die Typenvielfalt eingrenzen und die Baulänge beschränkten Einbaubedingungen anpassen (IH, Bosch, Rexroth [127]).

Mehrventilblock Vom Bedienpult im Führerstand selbstfahrender Arbeitsmaschinen sind die Bewegungen mehrerer Verbraucher nach Richtung und Geschwindigkeit zu steuern. Dies geschieht vorwiegend durch eine Wegeventilbaugruppe, die als zusammenhängender Großblock (Monoblockbauweise) hergestellt oder aus einzelnen Scheiben (Scheiben-, Segment- oder Sandwichbauweise) verkettet wird. Der Monoblock ist vorrangig auf den Hochdruckbereich (350 bar) abgestimmt, der Verkettungsblock in Gusseisen mit Lamellengrafit dem Mitteldruckbereich (250 bar) vorbehalten. Mit Kugelgrafit ist jedoch auch im Hochdruckbereich der Verkettungsblock anwendbar.

Mehrventilblock in Scheibenbauweise: Wirkprinzip 6/3-Wegeventil mit Drosselsteuerung

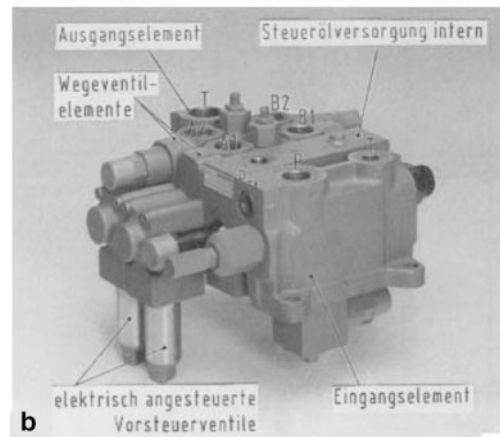
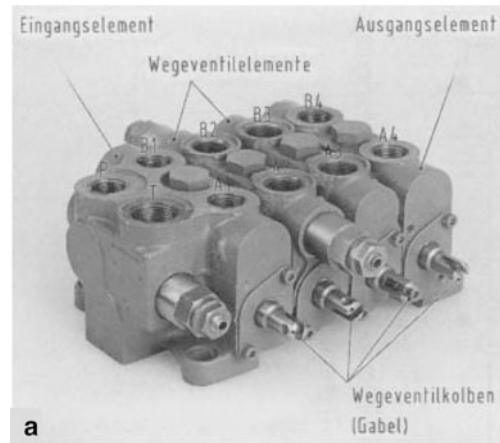
Ventilelemente mit seitlich angeordneten Fügeflächen eignen sich zur Verkettung. Das 6/3-Wegeventilelement fasst ein 2/2- und ein 4/3-Wegeventil zu einer Ventilbaugruppe zusammen. Ersteres dient zum Sperren des neutralen Umlaufs, letzteres zur Richtungssteuerung. Die Ventilbaugruppe bildet den Grundbaustein mit endlicher Variantenzahl an Durchflusswegen (Steuerkolbenvarianten) und wählbarer Betätigungsart von „muskelkraftbetätigt durch Hebel“, Abb. 4.62a, bis hin zu „elektrohydraulisch“, Abb. 4.62b.

Die *Wegeventilelemente* lassen sich durch Schrauben leicht lösbar zum Mehrventilblock verbinden. Dieser schließt mit einem Eingangs- und Ausgangselement ab.

Das Eingangselement kann mit einem Primärventil für Grundfunktionen (z. B. Druck begrenzen) ausgerüstet werden. Hilfsbausteine sind einschraubbare Sekundärventile (Ventilpatronen) für zusätzliche Funktionen (z. B. Last halten). Damit man mit nur einem Eingriff den Bewegungsablauf des Verbrauchers in kleinsten Schritten steuern kann, übernimmt das Wegeventil zusätzlich die *Drosselfunktion*. Es werden somit in jeder Steuerachse des Ventilblocks Richtung und Geschwindigkeit gleichzeitig eingestellt. Dies erreicht man mittels optimierter Feinsteuernuten im Steuerkolben und der damit verbundenen negativen Überdeckung, Abb. 4.63a. Das *6/3-Wegeventil mit Drosselsteuerung* nimmt zwischen den festgelegten Schaltstellungen der jeweiligen End- und Ruhestellung eine Übergangstellung ein, in der zwei Durchflusswegen mit dem Stellweg zunehmend geöffnet werden, Abb. 4.63b. Die *Volumenstrom-Ventilhub-Kennlinie* zeigt Linearität des *Feinsteuerbereichs*, dessen *Grenzen abhängig von den Betriebsparametern* Lastdruck und Durchfluss sind, Abb. 4.63c.

Zu einer Vielfalt an Funktionsvarianten (Schaltungen) gelangt man, indem Grundbausteine verschiedener Steuerkolbenform (Kolbentypen) in unterschiedlicher Zahl und Reihenfolge verkettet werden. Man erhält somit eine der folgenden **Zusammenschaltungen mehrerer Verbraucher**, die von *einer gemeinsamen hydraulischen Energiequelle* versorgt,

Abb. 4.62 Mehrventilblock in Scheiben- oder Sandwichbauweise aus verketteten Wegeventilelementen (Mobilsteuerblock SM 12 Bosch Rexroth). **a** 4fach-Block mit Muskelkraftbetätigung durch Hebel (direkte Steuerung); **b** 2fach-Block mit elektrohydraulischer Betätigung (Fernsteuerung) durch Vorsteuerventil schaltend (Wegeventil) oder proportional (Druckventil), elektrisch angesteuert über Signalgeber und Verstärkermodul



jedoch *einzel*n angesteuert werden, Abb. 4.63d. In Ruhestellung (0) ist für alle Elemente des Mehrventilblocks der Rücklaufweg geöffnet, die Konstantpumpe fördert über den Umlaufkanal (U), der auf niedrigen Durchflusswiderstand ausgelegt ist, verlustarm in den Behälter (open center system).

Hydraulische Parallelschaltung Alle Wegeventile sind über Parallelkanal mit dem Pumpenanschluss (P) verbunden, so dass mehrere Verbraucher gleichzeitig geschaltet werden können. In der gezeichneten Schaltstellung a (oder b) sind beide Verbraucher I und II beaufschlagt, Abb. 4.64. Der Förderstrom q_V^P ist gleich der Summe der Verbraucherströme ($q_{VI} + q_{VII}$). Die Volumenstromteilung erfolgt nach dem Lastdruck an den einzelnen Verbrauchern. Werden alle Steuerachsen voll angesteuert, herrscht *Druckausgleich* ($p_I \approx p_{II}$) und es bewegt sich nur der am niedrigsten belastete Verbraucher. Mittels abgestimmten Feinsteuerns erreicht man, dass sich unterschiedlich belastete Verbraucher gleichzeitig bewegen.

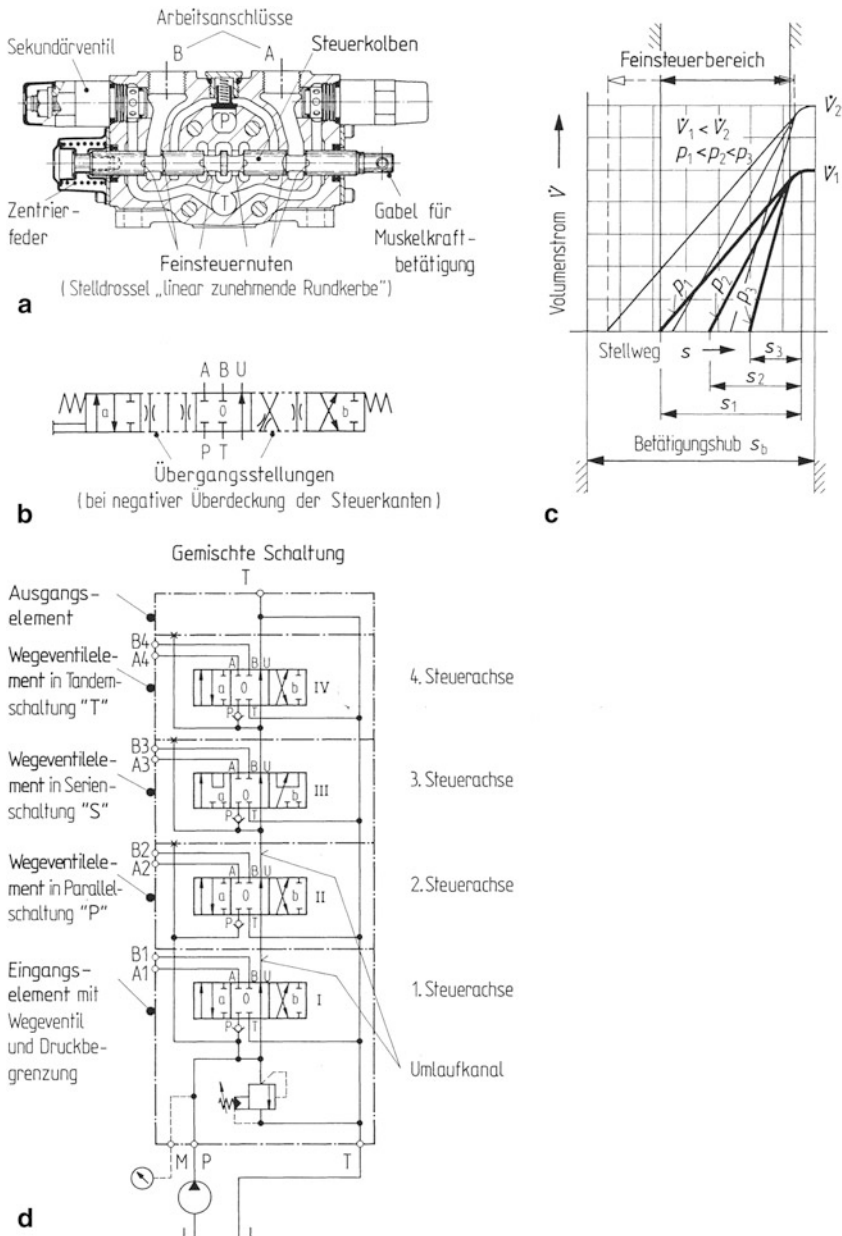


Abb. 4.63 6/3-Wegeventil-Drosselsteuerung. **a** Wegeventilelement in Tandemschaltung (SM 12, Bosch Rexroth), mechanisch betätigt, Aufbau, Steuerkolben mit optimierten Feinsteuernuten mit Umlaufkanal; **b** Symbol, Wegeventil mit drosselnder Zusatzfunktion, Durchfluss-Zwischenstellungen (negative Überdeckung) zwischen 3 Schaltstellungen; **c** lastdruckabhängige Ventilkennlinie (Wirkprinzip „Drosselsteuerung“); **d** gemischte Schaltung eines Wegeventilblocks für Konstantpumpe mit Neutralumlauf (Open Center), lastdruckabhängig, vier Verbraucher (Steuerachsen)

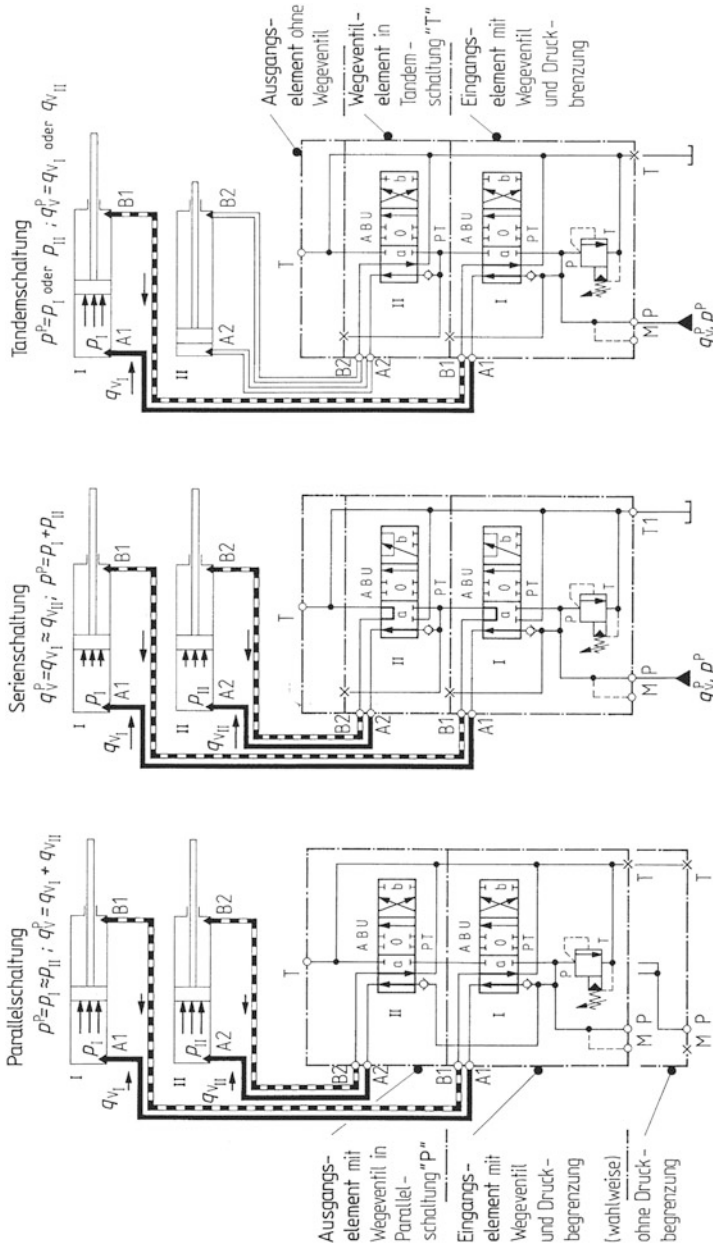


Abb. 4.64 Schaltungen zur Steuerung mehrerer Zylinder mit Umlauf in Mittelstellung aus verketteten 6/3-Wegeventilelementen (Bauschaltpläne für Zylinder I und II in Schaltstellung a), Zuführleitung schwarz, Rücklaufleitung gestrichelt, nicht durchströmte Leitung Doppellinie

Hydraulische Serienschaltung Die von den Verbrauchern rückfließende Druckflüssigkeit gelangt in den Umlaufkanal und wird nachgeschalteten Verbrauchern zugeleitet (Rückstromverwertung), so dass mehrere Verbraucher nur nacheinander geschaltet werden können. In der gezeichneten Schaltstellung a (oder b) erhält der Verbraucher II den vollen Rückstrom von Verbraucher I. Der Förderdruck p_p ist gleich der Summe der Verbraucherdrücke ($p_I + p_{II}$). Befindet sich Wegeventil I in Ruhestellung (0), kann Verbraucher II durch Betätigen des Wegeventils II nicht beaufschlagt werden, da der Rückstrom von Verbraucher I ausbleibt. Der Förderstrom q_V^p durchströmt alle Wegeventile (beim Verbraucher „Differenzialzylinder“) jeweils um das Flächenverhältnis Zylinderbohrung/Kolbenstange verändert ($q_{VI} = \varphi q_{VII} \approx q_{VII}$). Wegen des damit verbundenen Nachteils der *Zwangsfolgesteuerung* hat sich Serienschaltung in Europa nicht durchgesetzt. Allerdings findet man Teilerschaltung im Nebenantrieb von Baumaschinen, z. B. bei Hydraulikbaggern, um den Vorteil der Rückstromverwertung vom Ausleger zum Drehwerk zu nutzen.

Hydraulische Verriegelungs- oder Tandemschaltung Alle Wegeventilelemente sind über Umlaufkanal (U) mit dem Pumpenanschluss (P) in Serie, die Rücklaufleitungen parallel mit dem Behälter verbunden, so dass Verriegelungsfunktionen möglich sind. In der gezeichneten Schaltstellung a (oder b) wird nur Verbraucher I beaufschlagt. Verbraucher II kann erst dann bewegt werden, wenn sich das Wegeventil I in Ruhestellung (0) befindet. Da jeweils nur ein Verbraucher betrieben werden kann, lässt sich diese Schaltung als erster Wächter (primärer Schutz) in einer Sicherheitskette ansehen, so dass man auch von *Vorrang- oder Sicherheitsschaltung* spricht. Bevorzugte Anwendung ist der Nebenantrieb von Baumaschinen, z. B. von Radladern. Um das Schüttgut zu lockern, wird während des Hebens die Schaufel auf und ab bewegt, Diese Bewegung hat Vorrang vor dem Heben, Abb. 4.64.

Gemischte hydraulische Schaltung Kombiniert man den Grundbaustein „Wegeventilelement“ für verschiedene Grundschalungsarten, lässt sich eine Vielzahl von Schaltungsvarianten erzielen. Verkettet man ein Wegeventilelement für Parallel-(II) mit dem für Tandemschaltung (III), schließt ferner den Mehrventilblock mit geeignetem Ein- und Ausgangelement in Mono- oder (wie hier) in Sandwichausführung für Parallelschaltung ab, lassen sich *Schaltungszustände* für 4 Verbraucher *aufgabenspezifisch* verwirklichen, Abb. 4.63d. Werden z. B. die Steuerachsen I und/oder II betätigt (Schaltstellung a oder b), erfolgt keine Druckflüssigkeitszufuhr zu nachgeschalteten Wegeventilelementen, da der Parallelkanal von II nach III aufgetrennt ist. Nur wenn sich die Steuerachsen der vorrangig zu bewegenden Verbraucher I und II in Ruhestellung (0) befinden, können die Wegeventilelemente III und IV betätigt werden [35, 37].

Betätigungsarten Die Bewegungssteuerung an mobilen Arbeitsmaschinen über Mehrwegeventile kann muskelkraftbetätigt durch einen Hebel erfolgen, der unmittelbar am Kolbenende „Gabel“ oder „Zunge“ des Längsschiebers angreift. Zunehmend setzt man die

hydraulische (durch Druck oder Druckentlastung) oder die elektrohydraulische Betätigung ein [22], mit der sich die *Fernbedienung* und damit eine Reihe von Vorzügen verbinden, u. a.:

- freizügige Anordnung des Mehrventilblocks durch voneinander abgegrenzte Funktions-träger für die Teilfunktionen „Steuerbefehl eingeben“ und „Energiestrom ändern“ nach dem Prinzip der Aufgabenteilung. So kann das Steuergerät in aufgelöster Bauweise als Befehlsgeber in Bediener-, als Steller in Verbrauchernähe angeordnet werden;
- Spreizung des Feinsteuerbereichs innerhalb des Betätigungshubes, indem Überdeckungs- und Totzonen in der Ventilkennlinie übersprungen werden;
- kleinere Betätigungskraft durch indirekte an Stelle direkter Ventilbetätigung, ergonomiegerechte Gestaltung des Bedienungsfelds (DIN EN ISO 11064, DIN EN 894; DIN EN 60447; VDI 2242 Bl. 2, hierin Suchliste Objekte Ob3, Ob4).

Die Betätigung durch Druck erfolgt mittels hydraulischer Vorsteuerstufe, die als direktbetätigtes Druckreduzierventil arbeitet und an eine separate Steuerölversorgung angeschlossen ist. Über hydraulische Steuerleitungen und Mehrventilblock mit externer Steuerölzuführung werden die Hauptschieber barometrisch angesteuert. Die *elektrohydraulische Fernbetätigung übertrifft* die hydraulische durch weitere Vorzugsmerkmale wie:

- geringerer Verrohrungsaufwand für die Steuerleitungen infolge Einsatzes elektrischer Kabel an Stelle hydraulischer Rohrleitungen;
- Steuereingriff im Signalzweig zur Lastbegrenzung, zeitliche Streckung des Lastanstiegs (Rampen), Zielansteuerung durch Feinbewegen (Positionieren), auch elektrische Verriegelung (Sicherheitsschaltung), damit als mehrfaches, prinzipverschiedenes und unabhängiges Schutzsystem (DIN EN ISO 12 100 Teil 1 und 2, VDI 2244);
- mobiles Bedienpult, Wahl des günstigsten Bedienungsstandorts für unbehinderten Sichtkontakt und Aufenthalt außerhalb der Gefahrzone mittels Funk- oder Kabelübertragung.

Zur elektrischen Betätigung bzw. proportionalen Ansteuerung von Mehrventilblöcken dient ein Gebergerät, das als Signalgeber über Ventilverstärker oder aufgebauten Steckerverstärker mit dem Schalt- bzw. Proportionalmagneten des Wege- bzw. Druckreduzier-Vorsteuerventils verbunden ist.

Gebergeräte mit integrierter Elektronik enthalten als Kompaktgeber ein Netzteil mit Verstärker und leisten Zusatzfunktionen, z. B. die Kompensation von Schwankungen der Bordnetzspannung bzw. des Magnetstroms infolge Temperatureinflusses. Mit der Lageregelung des Hauptschiebers verbessern sich die Übertragungskenngrößen des Wegeventilelements. Die Druckbeaufschlagung des Hauptsteuerschiebers mit Lageregelung durch mechanischen Kraftabgleich, Abb. 4.65a, 4.65b, führt zu elektrohydraulischer Fernbetätigung mit der Kombination von Vorzügen durch Lageregelung sowie durch einfachen Aufbau und kleines Bauvolumen (EHS, Bosch Rexroth [119]), Abb. 4.65c.

Mehrventilblock in Scheibenbauweise: Wirkprinzip 4-Wegeventil mit LS-Steuerung

Um optimale Energienutzung und feinfühliges Steuerung zugleich zu verwirklichen, hat man alternativ zur Drosselsteuerung die *hydraulische Steuerung mit „Lastdruck-Meldesystem“* (Load-Sensing-, kurz: LS-System) eingeführt. Dieses beruht auf einer Rückführung des Lastdrucks, der einer hydraulischen Regeleinrichtung am Mehrventilblock und/oder an

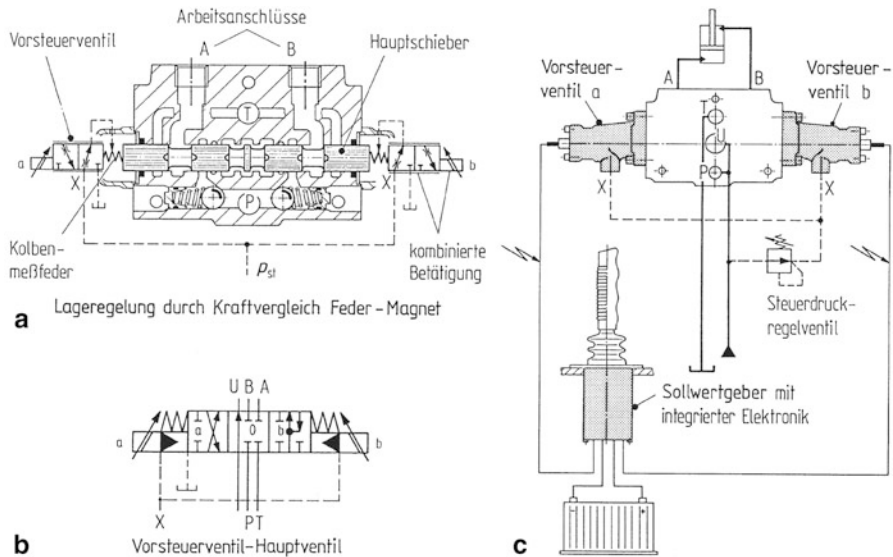
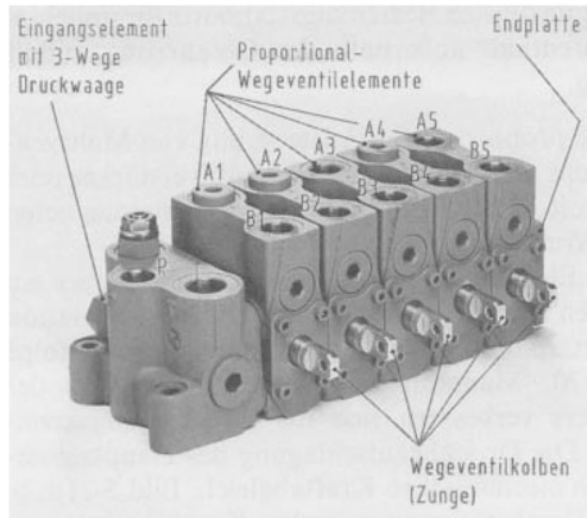


Abb. 4.65 Elektrohydraulische Fernbetätigung (EHS, Bosch Rexroth, mit SB 12 LS, SB 23-Wegeventilen). **a** Wegeventilelement, kombiniert betätigt durch Elektromagnet und Vorsteuerventil, Aufbau, mechanische Lageregelung des Hauptschiebers; **b** Symbol, vereinfacht; **c** Wirkschema

der Verstellpumpe zugeleitet wird. Regelungsaufgabe ist es, die Größen Druck und Volumenstrom auf jenen Wert zu beschränken, der verbraucherseitig benötigt wird. Das LS-System weist die Vorzüge der Kraftstoffeinsparung, des kleinvolumigen Antriebsaggregats und der lastunabhängigen Steuereigenschaften (nicht parameterabhängige Steuerkennlinie) auf. Letzteres ist Voraussetzung zur Feinsteuerung bei paralleler Ansteuerung, d. h. gleichzeitiger Bewegung mehrerer Verbraucher, wie zur Teilautomatisierung von Arbeitsabläufen [127,133]. Der Mehrventilblock mit LS-Steuerung besteht aus verketteten Proportional-Wegeventilelementen und einer Druckwaage als Eingangselement. Die mechanisch betätigten Steuerachsen können auch hydraulisch oder elektromagnetisch betätigt werden, Abb. 4.66.

Das *Proportional-Wegeventilelement* verbindet stetige Verstellbarkeit des Servoventils mit positiver Überdeckung der Steuerkanten des Schaltventils, indem mittels der Kolbenkantengeometrie blendenartige Drosselquerschnitte vorgesehen werden. Die Nut des Steuerkolbens und die Steuerkante im Gehäuse bleiben für alle Kolbenstellungen im Eingriff, Abb. 4.67a. Das *4-Wege-Proportionalventilelement mit LS-Steuerung* öffnet den Durchflussquerschnitt stetig über einen großen Stellweg und hat einen zusätzlichen Steuerölanschluss zum Lastmeldekanal, Abb. 4.67b. Die *Volumenstrom-Ventilhub-Kennlinie* zeigt Linearität innerhalb eines Feinsteuerbereichs. Dieser unterscheidet sich von dem bei Drosselsteuerung, Abb. 4.63c, durch den Vorzug, dass die *Grenzen des Feinsteuerbereichs unabhängig von Betriebsparametern* sind. Legt man nach Antriebsanforderung die konstant

Abb. 4.66 Mehrventilblock (5fach-Block) in Scheiben- oder Sandwichbauweise aus verketteten Proportional-Wegeventilelementen mit Muskelkraftbetätigung durch Hebel (Mobilsteuerblock SP 08, Bosch Rexroth)



gehaltene Druckdifferenz Δp fest und betätigt eines der Proportional-Wegventile, ist jedem Stellweg des Steuerkolbens s nur eine Volumenstromstärke \dot{V} reproduzierbar zugeordnet. Damit lässt sich eine konstante Verbrauchergeschwindigkeit unabhängig von Schwankungen des Last- und Förderdrucks sicherstellen, Abb. 4.67c. Der Vierfach-Steuerblock mit LS-Steuerung schließt mit Endplatte und Eingangselement ab, das mit Umlauf- oder Zulaufdruckwaage ausgerüstet ist. Wie der Schaltung, Abb. 4.67d, zu entnehmen ist, wird die Wechselventilkette des Lastmeldekanals beim Betätigen einer Steuerachse zum Behälter hin gesperrt, somit der Lastdruck an die Druckwaage zurückgeführt. Über die parallel geschaltete Verstellblende (Messblende) wird die auf den Verbraucher abzustimmende Druckdifferenz Δp eingestellt. Die Druckwaage (Differenzdruckregler) hält diese konstant, so dass der Förderdruck den wechselnden Lastdruck nur geringfügig übersteigt, und führt zu einer geregelten Volumenstromteilung. Der nicht benötigte Förderstrom strömt verlustarm dem Behälter zu. Demgegenüber leitet die Drosselsteuerung den überschüssigen Volumenstrom gegen den Maximaldruck des Druckbegrenzungsventils in den Behälter. Bei Lastdruck null öffnet die Druckwaage den Rücklaufweg, indem der niedrige, von der Verkettungshöhe unabhängige Rücklaufdruck überwunden wird. Die Konstantpumpe fördert über den Behälter (open center load sensing system, OLSS).

Die in das Eingangselement integrierte Zulaufdruckwaage nimmt durch Zusammenwirken der Regelblende mit der parallel geschalteten Verstellblende des angesteuerten Proportional-Wegeventils die Funktion eines 3-Wege-Stromregelventils wahr. Sind mehrere Verbraucher unabhängig voneinander zu beaufschlagen, greift man zu höheren LS-Systemen mit Pumpenregelung. So kann jeder Steuerachse eine Einzel- oder Sektionsdruckwaage zugeordnet sein. Letztere erfüllt mit der Verstellblende des jeweiligen Wegeventilelements die Funktion eines 2-Wege-Stromregelventils (closed center load sensing system, CLSS) [134].

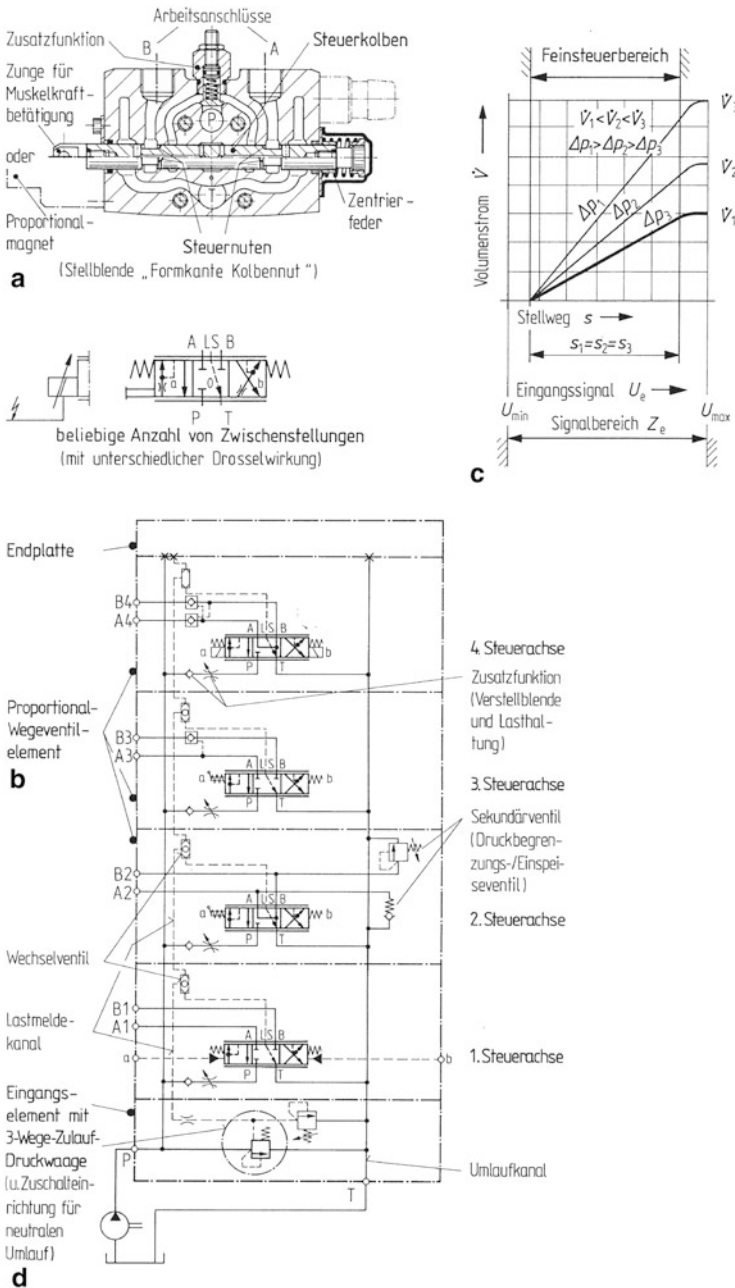


Abb. 4.67 4-Wegeventil-Load-Steuerung (kurz: LS-Steuerung). **a** Proportional-Wegeventilelement (Mobilsteuerblock SP 12, Bosch Rexroth), mechanisch betätigt, Aufbau, Steuerkolben mit Feinsteuernuten am Kolbenumfang; **b** Symbol mit drosselnder Vorrangfunktion und proportionalem Verhalten; **c** lastdruckunabhängige Ventilkennlinie (Wirkprinzip „LS-Steuerung“); **d** Schaltung eines Wegeventilblocks für Konstantpumpe mit Neutralumlauf (Open Center), lastdruckunabhängige Volumenstromsteuerung (LS) mittels Umlaufdruckwaage

4.6.3 Blockbauweise

Anforderungskatalog und Wirtschaftlichkeit sind gestaltungsbestimmend für ein Ventilmontagesystem. Zu einer montagegerechten Baustruktur gelangt man entweder durch Auflösen der Aufnahme für die Ventilbaugruppen in mehrere Baugruppenträger (Differenzialbauweise) oder durch Vereinigen zu einem Sammelbaugruppenträger (Integralbauweise). Die in Füge-teile aufgelöste und durch parallele Koordinationsebenen bestimmte Aufnahme führt auf Verkettungssysteme. Lösungen für in einem Werkstück zusammenhängende Baugruppenträger mit räumlichem Koordinationssystem bietet die Blockbauweise. Zur Abstufung des Integrationsgrads kann das Koordinationssystem verschieden gegliedert sein. Werden alle Ventile einer Steuerung zu einem Block vereint, liegt der **Steuerblock** vor (Großintegration). Wenn man mehrfach vorkommende Steuerfunktionen zusammenfasst und als gegeneinander versetzte Teilblöcke realisiert, erhält man **Funktions- oder Modulblöcke**. Diese bilden überlagerte Teilsysteme, die sich in aufeinander folgenden Montagephasen fügen oder verketteten lassen (mittlere Integration) und für sich modular geordnet sind (überlagertes Koordinations-Teilsystem. Die Ventilmontage in einem Modulsystem stimmt Lage, Größe und Verknüpfung von Ventilbaugruppen und integralen Baugruppenträgern nach einer Modulordnung aufeinander ab (DIN 55510 Teil 1 bis Teil 3).

Der Steuerblock hat folgende Vorzüge:

- reduzierte Zahl von Montageoperationen (verrohrungsfrei),
- geringer Leckverlust infolge verringerter Zahl von Fügestellen (funktionssicher, umweltverträglich),
- leichte Zugänglichkeit der Ventile durch Anordnung der Fügeflächen an den Außenkonturen,
- einfache Montage durch Schrauben
- kleines Bauvolumen der Ventilbaugruppe (Kompakthydraulik).

Somit werden die in den Ausführungsgrundlagen von Hydroanlagen (DIN 23346) gestellten allgemeinen Anforderungen bezüglich Sicherheitsgrundsätzen und Wartungsbedingungen ebenso wie spezielle Forderungen an die Hydrogeräte Ventile sowie Leitungen, Leitungsverbindungen und Kanäle, bereits durch die Integralbauweise weitgehend erfüllt.

Nachteile sind:

- die verringerte Zahl von Schaltungsvarianten (wenig flexibel);
- die begrenzten Anpassungsmöglichkeiten an neu definierte Steuerungsaufgaben,
- die erhöhten Instandhaltungskosten infolge erschwelter Prüfung der Funktionsfähigkeit sowie infolge nur bedingt verfügbarer Austausch-teile (Ersatzblöcke);
- Herstellung nur für Serieneinsatz wirtschaftlich.

Funktions- und Modulblöcke machen diese Nachteile der integralen Baustruktur weitgehend wett, ohne deren Vorteile nennenswert preiszugeben, und stellen also eine Optimierung der Blockbauweise (Funktionsintegration) hinsichtlich des fertigungs- und montagegerechten Gestaltens dar.

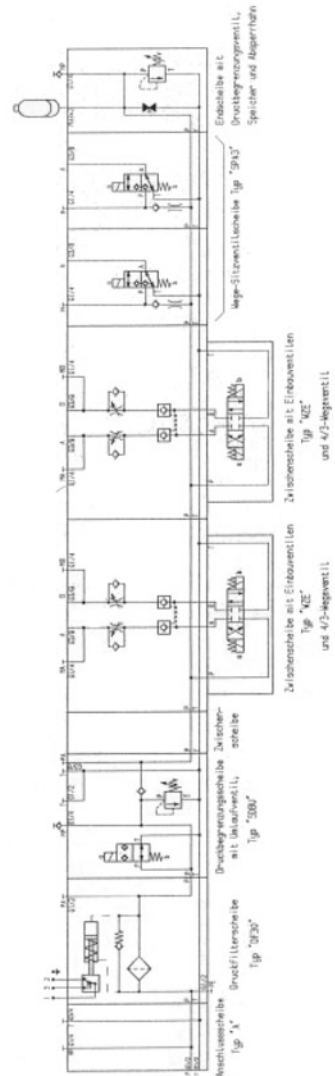
Abb. 4.68 Blockbauweise aus Funktionsblöcken (Funktionsblockbauweise) (standardisierte Segmente Plattensystem IH15, Bosch Rexroth), Funktionsblöcke in Turmverkettung (System-Verkettung für vertikale Verkettungsanordnung mit aufgebauten Ventilen)



Funktionsblock-Bauweise Fasst man wiederkehrende Steuerungsfunktionen, z. B. Wege- und Stromfunktion oder Sperr- und Druckfunktion zu unterschiedlichen Funktionsblöcken in begrenzter Variantenzahl zusammen, ergibt sich durch Verkettung eine flexible Blockbauweise. Der Werkzeugmaschinenbau ist wegen mittlerer Losgrößen ein Gebiet, bei dem es darauf ankommt, in Steuerungen Schnittstellen zu schaffen und integrale Baugruppenträger so vielseitig wie möglich zu gestalten. Die erstrebte Vielfalt an Funktionsvarianten (Schaltungen) im Rahmen eines branchenspezifischen Anwendungszweigs ergibt sich durch unterschiedliche Kombination sich wiederholender Teilblöcke, z. B. durch Turmverkettung, Abb. 4.68. Die Verkettungssäule ist auf der Vorderseite mit Ventilen bestückt, gegenüber befinden sich die zu verrohrenden Arbeitsanschlüsse zu den einzelnen Verbrauchern. Die Säule schließt mit dem Grund- und dem Abschlussblock, hier für vertikalen Einbau, ab.

Grundbaustein ist der Verkettungsblock mit 2 durchgehenden Systemkanälen und 4 Funktionskanälen mit genormtem Lochbild (DIN 24340 Teil 2) auf der Ventilanschlussseite. Erst die Bestückung des Verkettungsblocks mit Ventilen für angepasste Verbraucherfunktionen (z. B. Spannen, Eil-/Schleichgang, Hilfsfunktion) ergibt den Funktionsblock als vormontierte Ventilbaugruppe. Funktionsblöcke mit interner Schaltverknüpfung für wiederkehrende Grundfunktionen (z. B. Druck reduzieren, Speicher absichern) ermöglichen Bausteinkombinationen mit ausbaufähigen Verbraucherfunktionen. Abweichend vom genormten Schaltplan (DIN ISO 1219 Teil 2), gibt der aufgabenspezifisch abgewandelte Schaltplan die Funktionsstruktur mit eigenen Baugruppensymbolen wieder. Aufbauend

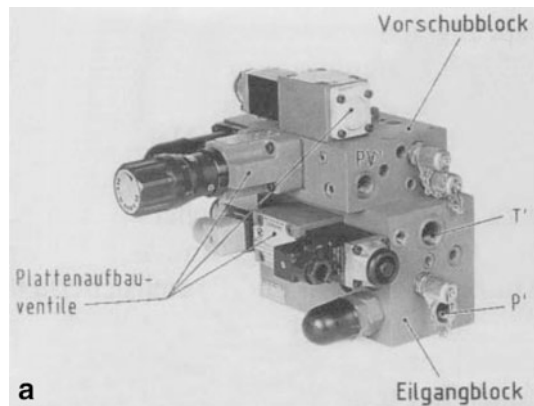
Abb. 4.69 Schaltung für Verbrauchersteuerung „Werkzeugspann- und Wechseleinrichtung“ mit Speicherabsicherung im Funktionskanal und einem reduzierten Spanndruck



auf dem 2-Kanal-Prinzip sind vielfältige Schaltungen durch Zusammenfassen der Funktionsblöcke mit systematischer Unterbrechung oder Umlenkung von Kanälen herzustellen (System-Verkettung, Bosch Rexroth [127]), Abb. 4.69.

Die Bausteinkombination nach der Funktionsblock-Bauweise reduziert die Zahl der Baugruppenträger und der Montageoperationen, nachträgliches Anpassen an geänderte Steuerungsaufgaben im gleichen Anwendungsfeld ist durch Einfügen oder Entfernen einzelner Funktionsblöcke einfach möglich.

Abb. 4.70 Blockbauweise aus Modulen (Modulbauweise) (Bosch Rexroth), Eilgang-Vorschub-Modul mit Plattenaufbauventilen anflanschbar an Vorschubzylinder für Werkzeugmaschinen;



Modulbauweise Eine Abwandlung der Funktionsblock-Bauweise ist die Modulbauweise, bei der man Funktionsgruppen zu Teilblöcken zusammenfasst, die nach einem Modulsystem standardisiert sind. Alle Grundfunktionen werden innerhalb eines branchenspezifischen Anwendungszweigs im Haupt- oder Systemblock (Funktionsmodul) vereint. Ein solcher Basisblock weist Anschlussöffnungen in modularen Maßsprüngen nach normten Lochbildern sowie geschliffene Außenkonturen auf, die als Anschlussflächen (Fügeflächen) in mehreren Koordinationsebenen zur Verkettung mit angepassten modularen Erweiterungs- oder Nachrüstblöcken (Zusatzmoduln) dienen. Nach der Gesamtmontage lässt sich die Blockeinheit in Nähe des Arbeitsraums der Maschine, etwa im Umbaubereich des zu steuernden Verbrauchers (Motors, Zylinders) anordnen, so dass kurze Arbeitsleitungen verlegt und mit großer hydraulischer Steife und Kennfrequenz hohe Funktions- und Bauteilsicherheit erreicht werden können. Bevorzugte Anwendungsfelder der Modulbauweise sind Systemsteuerungen für Werkzeugmaschinen und hydraulische Pressen.

Die Steuerung von Werkzeugmaschinen hat u. a. die Aufgabe, den Werkzeugträger (Schlitten) Vorschubbewegungen entsprechend dem zu Grunde liegenden Zerspanungsprozess (Funktionsdiagramm) ausführen zu lassen. Die Vorschubsteuerung erfolgt durch Verkettung *standardisierter Blöcke* (angepasste Funktionsmoduln), die man unmittelbar an den Vorschubzylinder anflanschen kann. Die Blockeinheit zur *Eilgang-Vorschub-Umschaltung* ist zweigeteilt, so dass durch Aufbau des Vorschubblocks auf den Eilgangblock flexible Kombinationen nach den Erfordernissen der Werkzeugmaschine verwirklicht werden, Abb. 4.70. Der Schaltplan gibt die gegliederte Funktionsstruktur der Hauptblöcke mit angeflanschten Aufbauventilen wieder, Abb. 4.71. Die Vorschubgeschwindigkeit wird stufenlos mittels eines Stromregelventils am Vorschubblock eingestellt, das lastabhängige Gegenhalteventil erzeugt selbsttätig bei Austritt des Werkzeugs aus dem Werkstück eine entsprechende Gegenkraft. Am Eilgangblock erfolgt die Eilgang-Vorschub-Umschaltung stoßfrei mit dem verzögernd schaltendem Wegeventil oder einem Proportional-Wegeventil. Letzteres vermag zusätzlich stoßfreie Übergänge zwischen den Bewegungsphasen herbei-

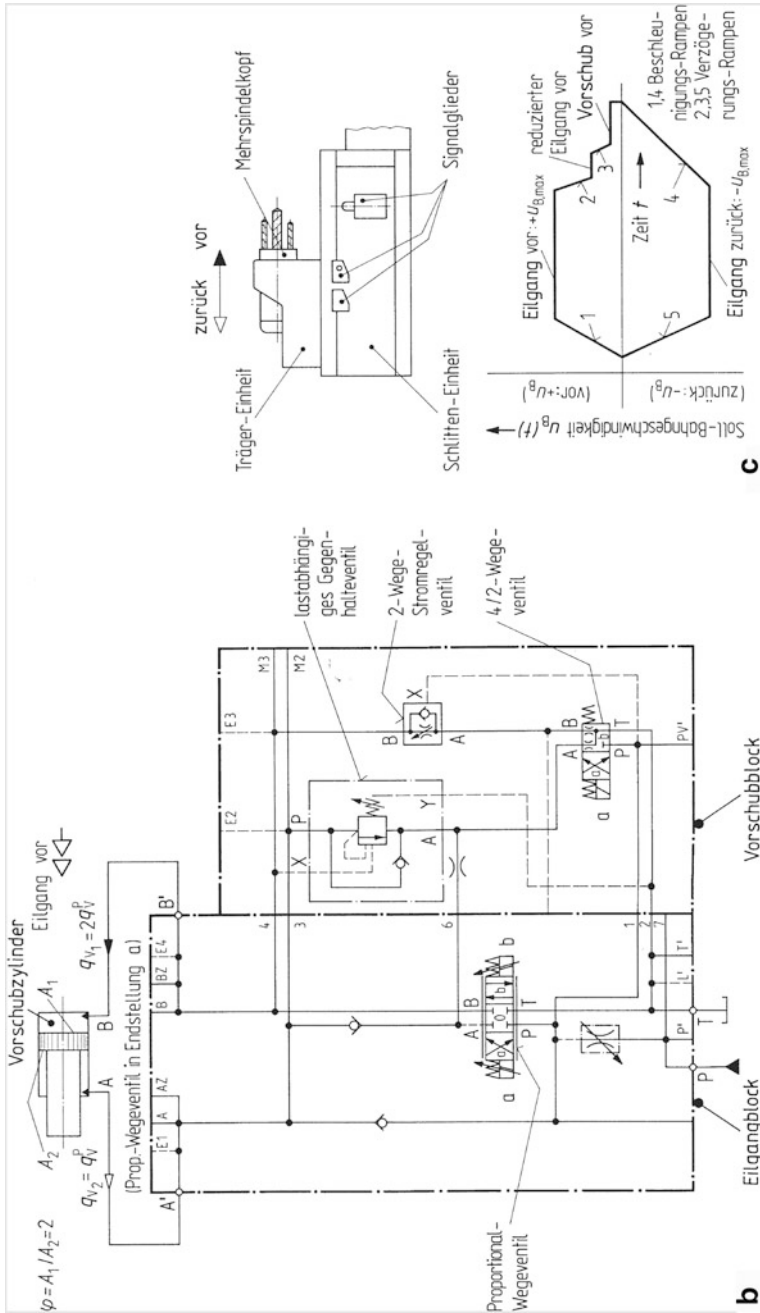


Abb. 4.71 Bauschaltplan für Zylinder mit Flächenverhältnis Zylinderbohrung/Kolbenstange $\varphi = 2$, Eilgang Ein- und Abschaltung mit Anpassung der Führungsgrößenzeugung an begrenztes Beschleunigungsvermögen des mechanischen Übertragungssystems mittels Proportional-Wegeventils. **b** Bewegungsvorgang einer auf translatorischer Maschinenachse geführten Bewegungseinheit (Schlitzen) für Eilgang und reduzierten Eilgang, Ein- und Abschaltung mit Begrenzung der zeitlichen Ableitung der Soll-Bahngeschwindigkeit durch rampenförmige Geschwindigkeitsänderung

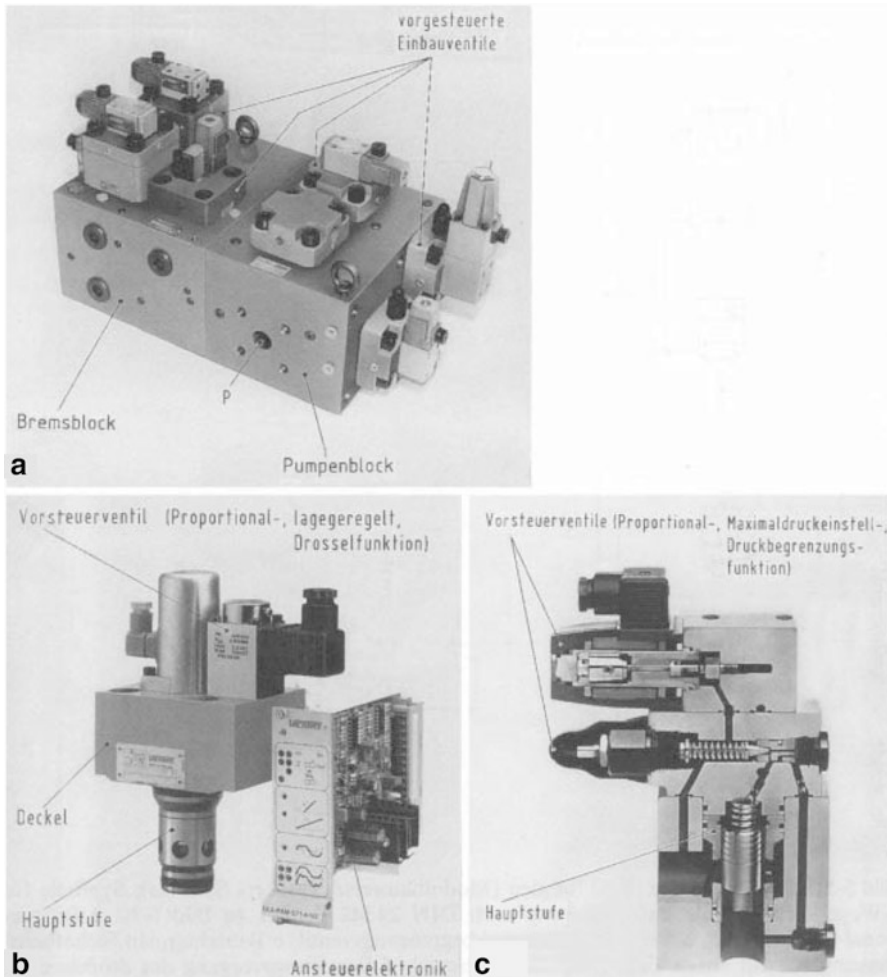


Abb. 4.72 Blockbauweise aus Modulen (Modulbauweise) (Vickers Systems). **a** Sicherheits-Systemblock für Pressensteuerung in 2-Wege-Einbauventiltechnik montierbar in Nähe Pressenzylinder; **b** Proportional-Drosselventil mit elektronischem Leistungsverstärker; **c** Proportional-Druckbegrenzungsventil, Aufbau

zuführen, ferner den Eilgang kurz vor dem Werkstück weggenau abzubremsen (reduzierter Eilgang), Abb. 4.72c. Ergänzende Steuerfunktionen wie zwei oder mehrere Vorschübe, Hilfsbewegungen, Schlittenabsicherung lassen sich verrohrungslos durch Anbringen von Erweiterungsblöcken (Zusatzmodulen) auch nachträglich vorsehen (Vorschubsteuerungen in Blockverkettung, Bosch Rexroth [80, 81, 127]).

Die Steuerung von kraftgebundenen hydraulischen Pressen hat u. a. die Aufgabe, den Stößel Bewegungszyklen entsprechend einem Umformprozess ausführen zu las-

sen. Die Pressensteuerung unterliegt hohen Sicherheitsanforderungen, insbesondere den Sicherheitsregeln

der Berufsgenossenschaften (VBG 7 n 5.2 04.87, ZH 1/457 und ZH 1/456). Entsprechendes gilt für die Bewegungszyklen des Bärs oder Biegewerkzeugs an Hämmern bzw. Biegemaschinen mit hydraulischem Antrieb. Hohe Arbeitsgeschwindigkeit bedingt großen Volumenstrom durch die Ventile ($\dot{V} = (1000 \dots 20.000) \text{ l/min}$), Prozess optimierende Arbeitsabläufe erfordern komplexe Steuerungen.

Hier erweist sich die *Kombination* der **Einbauventiltechnik** mit der **Blockbauweise** als überlegenes Konzept für die Ventilmontage, Abschn. 4.1.3.

Die für die Blockbauweise genannten Vorzüge werden bei Verwendung von 2-Wege-Einbauventilen (DIN ISO 7368) um weitere Merkmale ergänzt, wie:

- sehr hohe Packungsdichte (Kompakthydraulik) mit bis auf 80 % verringertem Bauvolumen im Vergleich zu Blöcken mit Aufbauventilen in Kolbenschieberbauart;
- sehr hoher Integrationsgrad (Großintegration), da dasselbe Einbauventil mehrerer Ventilfunktionen, z. B. Drossel- und Schaltfunktion oder Druckbegrenzungs- und Schaltfunktionen ausführen kann, so dass an Stelle der Anschlussfläche für zwei Aufbauventile lediglich eine Deckelauflagefläche benötigt wird;
- sehr kurze Schaltzeit für schnelle Bewegungsabläufe durch großen Kegeldurchmesser der Hauptsteuerstufe bei entsprechend bemessener Vorsteuerstufe, so dass Ablaufschritte mit bis auf 40 % verringerter Taktzeit im Vergleich zur Kolbenschieberbauart realisiert werden können.

Bei den vorgesteuerten Einbauventilen dient der Deckel als Abschlusselement und gleichzeitig als Träger eines Vorsteuerventils, das mit entsprechender Steuerölführung die Ventilfunktion bestimmt. Trägt der Deckel mehrere, z. B. zwei Vorsteuerventile in Höhenverkettung, können mit der gleichen Hauptstufe nacheinander zwei verschiedene Ventilfunktionen ausgeführt werden (Mehrfachvorsteuerung). Auch in der Stationärhydraulik unterliegen Steueraggregate der Einschränkung eines begrenzt verfügbaren Einbauraums. Dem kommen Packungsdichte und Großintegration der Einbauventiltechnik sehr entgegen, so dass die raum sparende Anordnung des hydraulischen Einzelantriebs für großen Volumenstrom auf dem oberen Querhaupt hydraulischer Pressen möglich ist.

Der *Sicherheits-Systemblock für Pressensteuerung* ist zweigeteilt, so dass die Grundblöcke für die Hauptfunktionen „Brems-“ und „Pumpenblock“, in unterschiedlichen Nenngrößen nach den Erfordernissen der Presse kombiniert werden können. Die Ventilbestückung erfolgt ausschließlich durch 2-Wege-Einbauventile. Der Bremsblock nimmt die Sicherheitsfunktion gegen ungewollte Abwärtsbewegung des Presskolbens sowie die Geschwindigkeitssteuerung wahr. In redundanter Anordnung setzt man hierfür zwei in Reihe geschaltete Sicherheitsventile mit elektrischer Überwachung der geschlossenen Schaltstellung (induktive Stellungsanzeige) ein. Auf den Pumpenblock entfällt die Richtungssteuerung für Auf- und Abwärtsbewegung sowie die Drucksteuerung (Sicherheits-Systemblock, Vickers Systems [128, 129]), Abb. 4.72a.

Um einen stoßfreien Bewegungsablauf sicherstellen sowie Pressgeschwindigkeit und Pressdruck stufenlos einstellen zu können, verbindet man **Proportional-** und **Einbauventiltechnik**. Wird der Ventilkegel (Drosselkolben) durch ein elektrisch betätigtes Wegeventil

mit Proportionalverhalten angesteuert, nimmt das Einbauventil an Stelle zweier Extremstellungen beliebig viele Zwischenstellungen ein. Es liegt ein 2-Wege-Einbauventil mit drosselnder Vorrangfunktion vor. Um den Stabilitätsanforderungen zu genügen, bezieht man die Hauptstufe in einen internen Ventilregelkreis ein. Mittels elektrischer Positionsrückmeldung zwischen Ventilkegel und Vorsteuerschieber, internen Kraftabgleichs und Ansteuerelektronik erhält man das Proportional-Drosselventil mit lagegeregeltem Ventilkegel. Entsprechende Führung durch Steuersignal vom Rampenbildner (Sollwertpotenziometer) ermöglicht es, z. B. den Abwärts-Eilgang des Stößels vor Erreichen des Pressguts zu verzögern derart, dass sich die Pressgeschwindigkeit nach Werkstückeigenschaften abwandeln, somit Zeitkenngrößen durch elektrohydraulischen Einzelantrieb dem Umformprozess optimal anpassen lassen (CVU-EFP, Vickers Systems [24]), Abb. 4.72b.

Die Ansteuerung des Ventilkegels durch ein elektrisch betätigtes Druckbegrenzungsventil mit Proportional-Druckeinstellung ergibt einen gesteuerten Druckverlauf. So kann nach dem Pressvorgang eine allmähliche Druckentlastung (Dekompression) sichergestellt werden, indem man das Steuersignal des Proportional-Druckbegrenzungsventils ohne Lageregelung des Ventilkegels hinreichend genau nach einer einstellbaren Rampe verlaufen lässt, außerdem den Pressdruck nach den Werkstückeigenschaften begrenzt (CVU-EC, Vickers Systems [26]), Abb. 4.72c.

Proportional-Einbauventile lassen sich mit den vorhandenen Steueranschlüssen ohne zusätzliche Wechselventile als Druckwaage einsetzen, so dass mittels Druckwaage im Zulauf LS-Steuerung verwirklicht, somit der Anlagenwirkungsgrad verbessert und die Verlustwärme vermindert werden kann [27–32].

Konstruktion des Steuerblocks und Montage der Einbauventile erfolgen nach Hydraulik-Schaltplan meist mit Symbolen in schematischer Bauartdarstellung (DIN ISO 7368 Beibl. 1), Abb. 4.73a, 4.73b. Der Bauschaltplan für die Pressensteuerung zeigt die Bestückung mit Schalt- und Proportional-Einbauventilen sowie die Verknüpfung durch Arbeits- und Steueranschlüsse für Brems- und Pumpenblock, Abb. 4.74, 4.75.

Maßgebend für Abmessungen und Anordnung des Systemblocks ist das Vorsteuersystem. Dessen Kombination mit dem in begrenzter Variantenzahl existierenden Ventilelement „Hauptstufe“ bringt die erstrebte Vielfalt an Schaltungsvarianten mit sich.

Hinweise für die Praxis Zur besseren Übersicht und Anpassung der Arbeitsschritte beim Konstruieren des Blocks empfiehlt es sich, den Hauptstromkreis vom Vorsteuersystem getrennt darzustellen [31, 32].

Steuerblöcke, die häufig in Mischtechnik für Einbau- und Aufbauventile zu erstellen sind, enthalten Einbauräume mit Flanschbildern und Bohrungsformen, die dem fertigungsgerechten Gestalten nach Lochtypen festgelegt werden. Fertigungsunterlagen für günstige Erzeugnisgliederung und Berücksichtigung der Kontrollnotwendigkeiten lassen sich durch ein rechnerunterstütztes System zur Erstellung von Konstruktions- und Fertigungsunterlagen in der Fluidtechnik (integriertes CAD/CAM-System) erzeugen (VDI 2213). Ebenso kann das Prüfen der Fertigungsunterlagen hinsichtlich der Bemaßung und der Fertigungsangaben für das dreidimensionale Kanal- und Anschlussystem durch ein Kontrollprogramm

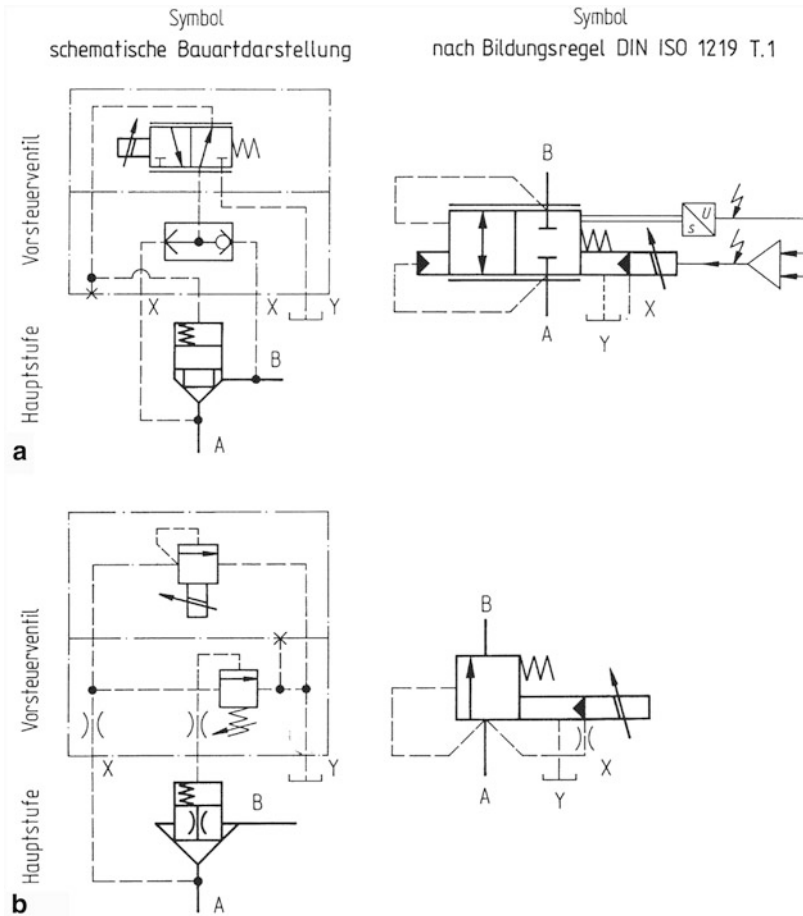


Abb. 4.73 Blockbauweise aus Modulen (Modulbauweise) (Vickers Systems); Symbole für 2-Wege-Einbauventile und Schaltung nach DIN ISO 7368 Beibl. 1 zu Abb. 4.72. **a** Proportional-Drosselventil, **b** Proportional-Druckbegrenzungsventil

erfolgen. Höhere Kontrollprogramme schließen die Funktionsprüfung des Bohrungsbilds nach der Steuerlogik des Schaltplans ein. Durchgehender Informationsfluss vom CAD-Schaltplangentwurf bis zum NC-Teileprogramm des Werkstücks „Steuerblock“ kennzeichnet die integrierte Rechnerunterstützung (CIM-Konzept), die Variantenkonstruktionen mit teilweise zu änderndem Bohrungsbild auf rationelle Weise ermöglicht. Das Ventilmontagesystem ist häufig integrierter Steuereteil eines Antriebsaggregats, Abschn. 3.1.15. Bindet man das Programmpaket für Steuerblöcke (CAD-Blockmodul) in ein übergeordnetes Programmsystem für Antriebsaggregate ein, lassen sich Hydroanlagen gänzlich auf rechnergestützter Grundlage auslegen [27].

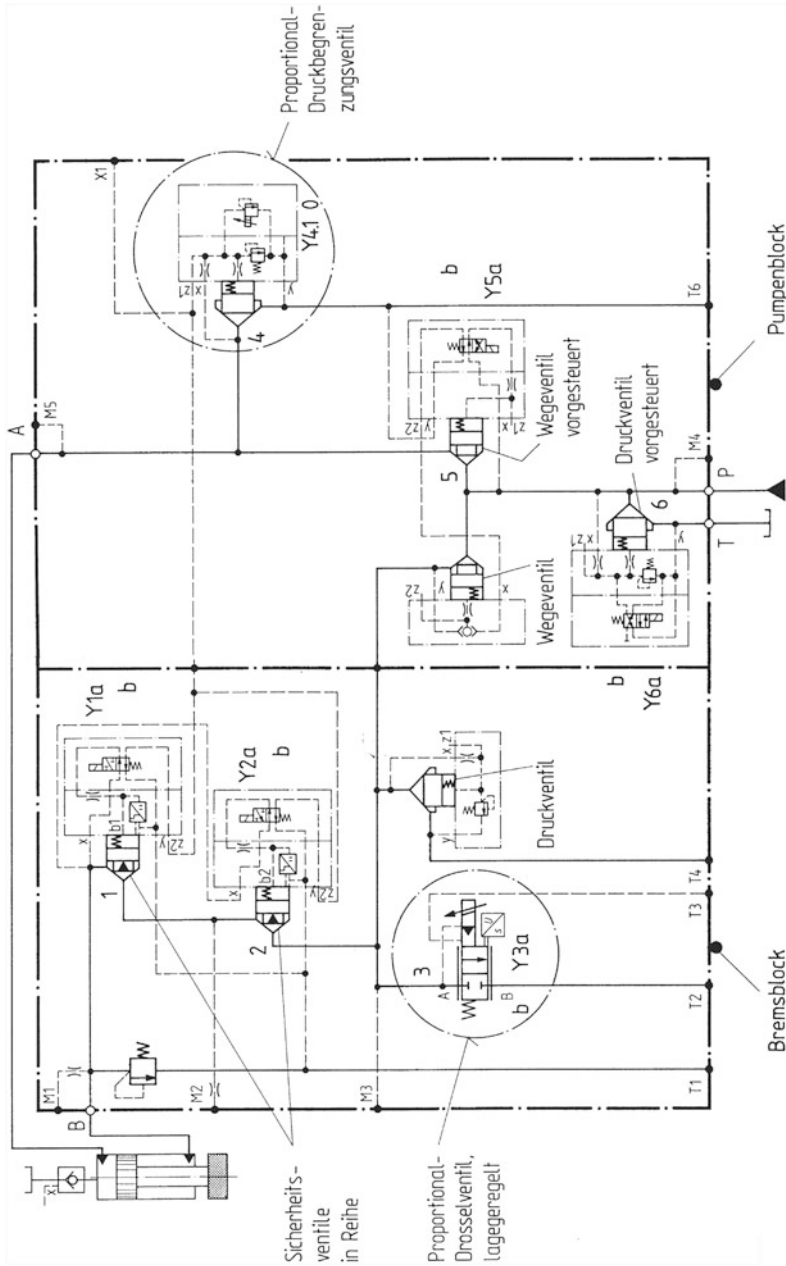


Abb. 4.74 Bauschaltplan Sicherheits-Systemblock für freien Fall, Proportionaladressel

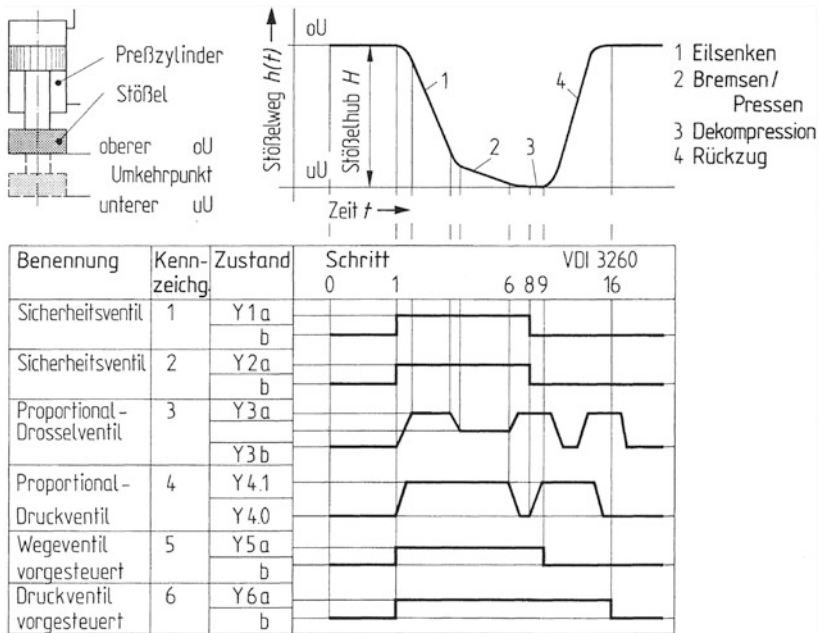


Abb. 4.75 Bewegungsvorgang des Stößels einer hydraulischen Presse, senkrechte Bauart, mit Funktionsdiagramm der ölhydraulischen Steuerung nach den Sicherheitsregeln für stufenlos einstellbare Eilsenk-, Press- und Rückzugsgeschwindigkeit

Literatur

1. Backé, W.: Hydraulische Schaltungstechnik. Umdruck zur Vorlesung, 2. Aufl. IHP, RWTH, Aachen (1976)
2. Matthies, H.J.: Einführung in die Ölhydraulik, 2. Aufl. Teubner, Stuttgart (1991)
3. Kauffmann, E.: Hydraulische Steuerungen. 2. Aufl. Vieweg, Braunschweig (1985)
4. Zoehl, H.: Grundschaltpläne ölhydraulischer Anlagen. (Ölhydraulik und Pneumatik, 12), 3. Aufl. Krausskopf, Mainz (1969)
5. Hydraulik-Trainer, Bd. 1: Grundlagen und Komponenten der Fluidtechnik. 2. Aufl. Vogel, Würzburg (1989)
6. Firmenschrift Bosch Rexroth, Lohr: Komponenten-katalog Industrieventile und Zubehör
7. Kasperbauer, K.: Sicherheit und Energieeinsparung – zwei wichtige Begriffe in der Fluidtechnik. O + P. **33**, 956–957 (1989)
8. Nagel, E.: Elektronikgerechte Magnetventile. Fluid. **16**(5), 48–49 (1982)
9. Bartholomäus, R.: Entscheidungssystematik zur Beurteilung und zum Aufbau vorgesteuerter hydraulischer Ventile. Konstruktion. **29**, 131–140 (1977)
10. Leistungsoptimierung von Magnetventilen durch reduzierte Halteleistung. KEM 25(7), 94 (1988)
11. Tersteegen, I.: Schnellschaltendes elektrohydraulisches 3/2-Wegeventil-Verknüpfungselement zwischen Mikroprozessor und Hydraulik. O + P. **29**, 610–621 (1984)

12. Lühmannm, B.: Digital gesteuerte Hydraulikventile und ihre Anwendung. Dissertation, TU Braunschweig (1983)
13. Roeker, G.G.: Pulsmodulierte Schnellschaltventile. *Antriebstechnik*. **29**(12), 40–44 (1990)
14. Firmenschrift Heilmeyer & Weinlein, München: Wegeschieber Baugröße 2, 3 und 5. Einzelschieber Typ SG und SP
15. Firmenschrift Heilmeyer & Weinlein: Wegesitzventile Typ NV8. Elektrisch betätigt mit Gleichstrommagneten
16. Hydraulik-Trainer, Bd. 1: Grundlagen und Komponenten der Fluidtechnik. 2. Aufl. Würzburg: Vogel 1989
17. Panzer, P., Beitler, G.: Arbeitsbuch der Ölhydraulik. (Ölhydraulik und Pneumatik, 7). 2. Aufl. Krausskopf, Mainz (1969)
18. Backé, W.: Grundlagen der Ölhydraulik. Umdruck zur Vorlesung. 8. Aufl. IHP, RWTH, Aachen (1992)
19. Backé, W.: Grundlagen und Entwicklungstendenzen in der Ventiltechnik. In: 9. Aach. Fluidtech. Koll. (1990), Bd. 2, S. 7-48; Actuator 90, Proc. 2nd. Int. Technol. Transfer Congr. Bremen (1990)
20. Feigel, H.-J.: Strömungskraftkompensation in Hydraulik-Schieberventilen. In: wie [4-21], S. 79–98
21. Backé, W.: Steuerungs- und Schaltungstechnik II. Proportionaltechnik. Umdruck zur Vorlesung. 3. Aufl. IHP, RWTH, Aachen (1987)
22. Scheffel, G., Pasche, E.: Elektrohydraulik. VDI-Vlg, Düsseldorf (1986)
23. Hydraulik-Trainer, Bd. 4: Technik der 2-Wege-Einbauventile. Vogel, Würzburg (1989)
24. Firmenschrift Vickers Systems, Bad Homburg: Einführung in die 2-Wege-Einbauventil-Technik
25. Firmenschrift Bosch, Stuttgart: 2-Wege-Einbauventile nach DIN 24 342
26. Firmenschrift Vickers Systems, Bad Homburg: 2-Wege-Einbauventile nach DIN 24 342
27. Feldmann, D.G.: Aufbau von Steuerungen in Blockbauweise. O + P. **19**, 23–27 (1975)
28. Kasperbauer, K.: 2-Wege-Einbauventile (Cartridge). *Konstrukteur*. **14**(4), 44–52 (1983)
29. Dickers, H.: Konsolidierung bei 2-Wege-Einbauventilen. O + P. **31**, 684–687 (1987)
30. Scheffel, G., Pasche, E.: Mehrfachfunktionen und veränderliche Schaltsymbole durch 2-Wege-Einbauventile. *Fluid*. **20**(4), 20–25 (1986)
31. Scheffel, G., Pasche, E.: Stetig verstellbare 2-Wege-Einbauventile. O + P. **29**, 604–608 (1984)
32. Scheffel, G.: Präzise Druckbegrenzung durch Steuerdruckregelung. O + P. **30**, 758–765 (1986)
33. Zapfl, W.: Problemlösungen mit Steuerventilen. O + P. **49**, 409–411 (2005)
34. Backé, W.: Systematik der hydraulischen Widerstandsschaltungen in Ventilen und Regelkreisen. Krausskopf, Mainz (1974)
35. Götz, W.: Hydraulik in Theorie und Praxis. Firmenschrift Bosch, Stuttgart (1990)
36. Firmenschrift Bosch, Rexroth: Programm-Übersicht: Wege-, Druck-, Strom-, Sperrventile
37. Ulmer, D.: Handbuch der Hydraulik. 4. Aufl. Firmenschrift Vickers Systems, Bad Homburg (1982)
38. Ortman, G.: Druckbegrenzungsventile. *Konstrukteur*. **14**(5), 50–54 (1983)
39. Franke, K.H.: Flatterfreie Ventile zur Druckregelung in ölhydraulischen Anlagen. O + P. **5**, 166–168 (1961)
40. Zehner, F.: Verbesserung des statischen und dynamischen Verhaltens vorgesteuerter Druckventile. O + P. **29**, 484–489 (1985)
41. Zehner, F.: Vorgesteuerte Druckventile. O + P. **32**, 442–446 (1988)
42. Widmann, R.: Hydraulische Kenngrößen kleiner Drosselquerschnitte. O + P. **29**, 208–217 (1985)
43. Kasperbauer, K.: Stromventile. Krausskopf, Mainz (1972)

44. Böinghoff, O., Hoffmann, D.: Merkmale der Geschwindigkeitssteuerung in hydrostatischen Anlagen. O + P. **19**, 605–607 (1975)
45. Stryczek, S.: Wirkungsgrade von Drosselsteuerungen. O + P. **26**, 588–590 (1982)
46. Backé, W.: Konstruktive und schaltungstechnische Maßnahmen zur Energieeinsparung. O + P. **26**, 695–707 (1982)
47. Lu, Y.H., Trudzinski, R.M.: Betriebsverhalten vorgesteuerter 2-Wege-Stromregelventile unterschiedlicher Bauformen. O + P. **25**, 703–708 (1981)
48. Firmenschrift Jahns-Regulatoren, Offenbach/Main: Hydraulische Mengenteiler
49. Hydraulische Stromteiler ohne Axialspielausgleich. Fluid 27, Nr. 5, 44 (1993)
50. Schäfer, K.D.: Stetighydraulik. Die Bibliothek der Technik Nr. 215. Verlag Moderne Industrie, Landsberg (2001)
51. Backé, W.: Systematik der hydraulischen Widerstandsschaltungen in Ventilen und Regelkreisen. Krausskopf, Mainz (1974)
52. Backé, W.: Servohydraulik. Umdruck zur Vorlesung. 5. Aufl. IHP, RWTH, Aachen (1986)
53. Kleinert, D.K.: Proportionalmagnete für Hydraulik und Pneumatik. Druckschrift Magnet-Schultz, Memmingen
54. Teutsch, H.K.: Elektromagnetischer Linearmotor für direkt betätigte Servoventile. O + P. **34**, 754–761 (1990) (9. Aach. Fluidtech. Koll. (1990), Bd. 2, S. 171–192)
55. Oppelt, W.: Kleines Handbuch technischer Regelvorgänge, 5. Aufl. Vlg. Chemie, Weinheim (1972)
56. Hydraulik-Trainer, Bd. 2: Proportional- und Servoventil-Technik. 3. Aufl. Vogel, Würzburg (1989)
57. Firmenschrift Bosch Rexroth, Lohr : Komponenten-katalog Proportional-, Regel- und Servoventile, Elektronik-Komponenten und -Systeme
58. Götz, W.: Elektrohydraulische Proportional- und Regelungstechnik in Theorie und Praxis. Firmenschrift Bosch, Stuttgart
59. Skinner, S.C.: Grundlagen der Proportionalventil-Technik; Lehrbuch der Regelungstechnik für Proportional- und Servoventile. Firmenschriften Vickers Systems, Bad Homburg
60. Firmenschrift Herion, Fellbach: Anwendungstechnik Fluidtronik
61. Weigle, D.: Bestandsaufnahme und Entwicklungstendenzen der Proportional-Hydraulik. O + P. **27**, 823–828 (1983)
62. Burkel, R., Romes, R.: Integration von Elektronik in Bauelemente der hydraulischen Antriebstechnik. O + P. **32**, 231–246 (1988)
63. Leutner, V.: Über die Proportionalhydraulik zur Regelhydraulik. Fluid **24**(1), 20–24 (1990)
64. Dickers, H., et al.: Stetig-Wegeventile mit integrierter Elektronik. O + P. **34**, 744–753 (1990)
65. Firmenschrift Magnet-Schultz, M.: Fachliste Hydraulik-Magnete; Fend, E.: Hydraulikmagnete für Schalten, Steuern, Regeln
66. Firmenschrift Binder-Magnete, V.-S.: Proportionalmagnete und Proportionalmagnete mit Wegaufnehmern
67. Kleinert, D.: Der Hysterese an den Kragen. Fluid. **19**(4), 45–51 (1985)
68. Schäfer, H.: Der Hysterese den Garaus. Fluid. **20**(2), 40–42 (1986)
69. Kleinert, D., Gimkiewitz, K.: Neuartiger Proportionalmagnet. O + P. **32**, 249–259 (1988)
70. Firmenschrift Magnet-Schultz, M.: Hochdynamische Proportionalmagnete mit Weggeber und Elektronik
71. Vrancken, H.P.: Kartenelektronik für Proportionalventile kontra Steckverstärker. O + P. **31**, 240–242 (1987)
72. Jacobs, M., Wöll, B.: PROVAN-Proportionalventil-Ansteuerkarte für digitale Steuerungen. O + P. **27**, 623–625 (1983)
73. Firmenschrift Bosch Rexroth: Proportionalventile ohne/mit eingebauter Elektronik. NG 6, 10

74. Firmenschrift Bosch Rexroth, Hydraulics, Lohr: 4/3-Proportional-Wegeventil, ohne Lagerregelung, mit eingebauter Elektronik (OBE). Typ 4WRBAE. RD29051/01.06
75. Firmenschrift Bosch Stuttgart: Proportional-Wegeventile, vorgesteuert, ohne/mit eingebauter Elektronik. NG 10 ... NG 50
76. Klug, B.: Neue Stetigventile zum Steuern und Regeln von Plastikverarbeitungsmaschinen. O + P. **33**, 786–787 (1989)
77. Morlok, J., Lukasczyk, W.: Erweiterte Einsatzmöglichkeiten von Proportionalventilen. O + P. **29**, 80–87 (1985)
78. Scholz, D.: Korrektur von Ventilkennlinien mit Hilfe von Mikroprozessoren. In: 7. Aach. Fluidtech. Koll., Bd. 1. Aachen, S. 209–234 (1986)
79. Backé, W., Feigel, H.J.: Neue Möglichkeiten beim elektrohydraulischen Load-Sensing. O + P. **34**, 106–114 (1990)
80. Drechsler, R.: Hydraulik in spanenden Werkzeugmaschinen. O + P. **46**, 308–311 (2002)
81. Vier, E.: Hydraulische Antriebstechnik bewegt Werkzeugmaschinen. O + P. **47**, 86–91 (2003)
82. Glotzbach, J.: Moderne Antriebstechnik in der Industriehydraulik. O + P. **47**, 222–225 (2003)
83. Köckemann, A.: Plug & Play-Achsen für dezentrale Architekturen. O + P. **48**, 320–321 (2004)
84. Firmenschrift Bosch Rexroth, Industrial Hydraulics, Lohr: Proportionalventile mit integrierter Busschnittstelle. RD 29013-P/04.01
85. Firmenschrift s. 84: 4/3-Proportional-Wegeventil direktgesteuert, mit pQ-Funktionalität (IAC-P). Typ 4WREQ. RD29050/03.13
86. Firmenschrift s. 84: Regelventil mit integriertem digitalen Achs-Controller (IAC-R) und taktischem PROFIBUS DP/V2 (PROFI drive Profil). Typ 4WRPNH. RD29291/02.11
87. Firmenschrift s. 84: Regelventil mit integriertem digitalen Achs-Controller (IAC-Multi-Ethernet). Typ 4WRPDH. RD 29391/2013–09
88. Firmenschrift s. 84: Multi-Ethernet-Achsregler für hydraulische Anwendungen. Presseinformation. PI000/00. 19.3.2013
89. König, R.: Intelligente Regelventile für dezentrale Automatisierung. O + P. **49**, 194 (2005)
90. De Nicolo, F.: Runde Lösung mit elektrohydraulischen Linearachsen. Firmenschrift Bosch Rexroth. Drive & Control. Technology 1/2008, S. 20–21
91. Firmenschrift Bosch Rexroth: Regelventile ohne/mit eingebauter Elektronik
92. Fasol, F.H.: Frequenzkennlinien. Springer, Berlin (1968)
93. Krips, W.: Neue Antriebstechnologie bei hochdynamischen Stetigwegeventilen. O + P. **47**, 396–401 (2003)
94. Firmenschrift Parker Hannifin, Hydraulic Control Division, Kaarst: Neuigkeiten in der Elektrohydraulik. Katalog HY11–3290/DE. 08.03
95. Weingarten, F.: Hydrauliklösungen für Produktionsmaschinen. Neue Regelventile und -antriebe eröffnen neue Möglichkeiten. O + P. **48**, 560–565 (2004)
96. Anonym.: Hydraulik in Werkzeugmaschinen. O + P. **48**, 532 (2004)
97. Edelmann, H.: Schnelle Proportionalventile und ihre Anwendung. O + P. **30**, 35–40 (1986)
98. Voelz, V.: Proportionalhydraulik für präzise Bewegungen bei der Kunststoffverarbeitung. O + P. **33**, 778–785 (1989)
99. Firmenschrift Moog, Böblingen: Proportionalventile mit elektrischer Lageregelung des Steuerkolbens und integrierter Elektronik. Baureihe D 660-H, D, P
100. Liedhegener, F.: Stetig währt am längsten. Fluid. **24**(5), 24–28 (1990)
101. Voelz, V.: Elektrohydraulik steigert Qualität und Produktivität. Fluid. **24**(4), 14–18 (1990)
102. Firmenschrift Moog, Böblingen: PQ-Proportionalventil mit integrierter Elektronik. Baureihe D 656
103. Firmenschriften Moog, Böblingen: Servoventile mit integrierter 24 Volt Elektronik. Serie D 633, D 634 und: mit integrierter digitaler Elektronik. D 636, D 638. D 63.de.04.03

104. Firmenschrift Moog, Böblingen: Durchfluss-Servoventile. Baureihe D 760
105. Firmenschrift Vickers Systems, Bad Homburg: SM4- Servoventile
106. Blackburn, F., et al.: Fluid Power Control. Bd. 1 Grundlagen; Bd. 2 Regel- und Steuerelemente; Bd. 3 Regel- und Steuersysteme. Krausskopf, Wiesbaden (1962)
107. Himmler, C.R.: Elektrohydraulische Steuersysteme. Krausskopf, Mainz (1967)
108. Guillon, M.: Hydraulische Regelkreise und Servosteuerungen. Hanser, München (1968)
109. Firmenschrift Moog, Böblingen: Servoventile mit elektrischer Lageregelung des Steuerkolbens und integrierter Elektronik. Baureihe D 769
110. Elektrohydraulisches Servoventil mit hoher Verlässlichkeit. O + P. **35**, 796–798 (1991)
111. Findeisen, D.: Gerätetechnische Verwirklichung von Schwingprüfmaschinen. (Fortschr.-Ber. VDI-Z, 116). VDI, Düsseldorf (1984)
112. Wüsthoff, P., et al.: Blick auf die hydraulische Steuerungstechnik beim Marktführer. KEM. **27**(4), 50–51 (1990)
113. Feuser, A.: Der Einsatz von Proportionalventilen in hydraulischen Regelkreisen. O + P. **27**, 350–356 (1983)
114. Wüsthoff, P.: Neue Anwendungen durch moderne hydraulische Systemtechnik. 9. Aach. Fluidtech. Koll., Bd. 2. Aachen, S. 255–276 (1990)
115. Hydraulik-Trainer, Bd. 6: Hydrostatische Antriebe mit Sekundärregelung. Vogel, Würzburg (1989)
116. Firmenschrift Moog, Böblingen: Anwendungsbereich Pumpensteuerung/Mobil; Schwerindustrie; Pressen; Blasformen; Roboter; Prüfmaschinen
117. Reik, M.: Filter für einen störungsfreien Betrieb von Servo- und Proportionalventilen. KEM. **27**(3), 93–94 (1990)
118. Kötter, W.: Proportionale elektrohydraulische Ansteuerung von Mobilwegeventilen. O + P. **33**, 862–867 (1989)
119. Firmenschrift Bosch Rexroth: Elektrohydraulische Fernbetätigung für SB 12 LS und SB 23. Elektrohydraulische Steuerung EHS
120. Kasperbauer, K.: Leistungssteigerung bei Proportionalventilen. O + P. **32**, 260–261 (1988)
121. Jacobs, M., Trost, J.: Normgerechtes Messen und Ermitteln statischer und dynamischer Kennwerte von Proportional- und Servoventilen. O + P. **27**, 76–80 (1983)
122. Präsentation der funktionellen und leistungsbezogenen Stärken der Hydraulik und Pneumatik. O + P **33**, 321–330 (1989)
123. Götz, W.: Stufenlose Wandler. KEM. **27**(4), 46–47 (1990)
124. N.N.: Servoventile der Serie D941 mit Feldbus-Kommunikation. O + P. **49**, 115 (2005)
125. Jensen, R.: Aufbau moderner Steuerungen an Spritzgießmaschinen. O + P. **27**, 612–618 (1983)
126. Porombka, R.: Proportionalhydraulik für die Liniendruckregelung einer Papiermaschine. Konstrukteur. **17**(11), 16–21 (1986)
127. Firmenschrift Bosch Rexroth, Industrial Hydraulics, Lohr: Steuermodul Typ IH 15 B. RD 51 156/01.05
128. Firmenschrift Vickers Systems, Bad Homburg: Proportional-Ventile
129. Kasperbauer, K.: Ventil auf Leistung getrimmt. Fluid. **24**(6), 30–31 (1990)
130. Firmenschrift Herion-Werke Fluidtronik, Fellbach: Proportional-Wegeventile NG 10 mit integrierter Elektronik
131. Winterhalter, P.: Flexible elektronische Ansteuerung für proportionale Fluidtronik-Komponenten. Und-oder-nor **22**, Nr. 5, 66–67 (1990)
132. Winterhalter, P.: Sensorventile in der Hydraulik. O + P. **35**, 484–489 (1991)
133. Firmenschrift s. 127: Hochdruck Load-Sensing Steuerblock in Scheibenbauweise. Typ M 4—15. RD 64272/07.01

134. Firmenschrift s. 127: Steuerblock mit lastdruckunabhängiger Durchflussverteilung (LUVD)
Typ SX 18. RD 64127/03.00
135. O + P-Gespräch.: 1999 – Ein bedeutsames Jahr für die Filtertechnik. O + P. **48**, 484–500 (2004)
136. Autorenkollektiv: Neuer Teststaub, neue Kalibrierung, neue Filtertestmethoden – Auswirkungen in der Praxis. O + P. **46**, 20–23 (2002)
137. Böcher, C.: Garantiert leckagefreie Hydrosysteme. O + P. **49**, 247–248 (2005)
138. Firmenschrift Herion-Werke, Fellbach: Stromteiler NG 10 und 20

Zusammenfassung

Als Zubehör seien vereinfachend Hydrogeräte zur Energieübertragung, Energiespeicherung und Flüssigkeitsaufbereitung (DIN ISO 1219 Teil 1) bezeichnet.

Die *Energieübertragung* erfolgt durch flüssigkeitsgefüllte Leitungen, die als Druckmittelglied den konduktiven Teil des hydrostatischen Antriebs bilden. Um das Druckmittel zwischen ortsfesten wie zwischen beweglichen Anschlüssen transportieren zu können, ist die Leitung als starre *Rohrleitung* oder als flexible *Schlauchleitung* auszuführen. Geeignete Präzisionsstahlrohre bzw. Schlauchtypen sind tabellarischen Übersichten zu entnehmen. Die zugehörigen Leitungsanschlüsse sind als Rohrverschraubungen bzw. Schlaucharmaturen tabellarisch und ausführlich beschrieben. Ergänzend werden Hinweise zum spannungsfreien Verlegen von Rohrleitungen wie zum richtigen Einbau und Kuppeln von Schlauchleitungen gegeben.

Die *Energiespeicherung* ermöglicht günstigere Energieverwertung und gleichmäßigere Energieübertragung. Die Energie wird durch Gasvorspannung gespeichert. *Hydrospeicher* sind daher Druckbehälter mit Gaspolstern, deren Bauarten sich nach Art der Trennwand unterscheiden. Hierzu werden Aufbau, Wirkungsweise und Einbau dargestellt. Kenngrößen zu Volumen-, Arbeits- und Wärmeaustausch, Bemessungshinweise nach thermischem Verhalten sowie dynamische Kennwerte sind angegeben.

Die *Flüssigkeitsaufbereitung* beinhaltet die Reinhaltung der Flüssigkeit durch Filtration und die Regulierung des Wärmehaushalts durch Kühlung. Um feste Verunreinigungen nach Reinheitsforderungen zu entfernen, müssen *Hydraulikfilter* zugeordnete Anforderungen erfüllen. Hierzu werden geeignete Filtermaterialien erläutert, Filterkonzepte nach Art, Bauform und Anordnung angeführt. Reicht der oberflächengekühlte Behälter als *Wärmetauscher* nicht aus, um die zulässige Flüssigkeitstemperatur einzuhalten,

ist ein Kühler als gesonderter Wärmetauscher vorzusehen. Die Bauarten luftgekühlter und wassergekühlter Ölkühler werden vorgestellt, Hinweise zur wärmetechnischen Auslegung durch Kenngrößen und Kennfelder gegeben.

5.1 Leitungen und Leitungsanschlüsse: *Energieübertragung*

Hydraulisch gesteuerte Arbeitsabläufe benötigen zur Energieübertragung ein zuverlässiges Leitungssystem, das hohen Innendruck aufnimmt und die Druckflüssigkeit sicher von der Pumpe zum Verbraucher leitet. Bewegungszyklen mit rascher Schrittfolge haben kurzzeitige Änderungen von Strömungsgeschwindigkeit und Druck in der Hydroanlage zur Folge. Dem stationären Betriebsdruck überlagern sich dynamische Druckänderungen (Druckstöße). *Leitungen und Leitungsanschlüsse* sind daher innendruckbeanspruchte Bauteile, die außer stationären Betriebsdrücken dynamische Druckänderungen (Druckstöße) nach anlagentypischem Betriebslastkollektiv zu ertragen haben.

Bei der Auslegung des Leitungssystems einer Hydroanlage ist eine Vielzahl von Einflussgrößen zu berücksichtigen. Aus diesen leiten sich die gestaltungsbestimmenden Größen Rohr-Innendurchmesser, Wanddicke, Rohr-Außendurchmesser und Werkstoff ab. Erst nach Festlegung der Rohrabmessungen sind die Rohrverschraubungen auszuwählen [1, 2, 3].

Nach den *sicherheitstechnischen Anforderungen* an Hydraulikanlagen (DIN EN ISO 4413) gelten für deren Bauteile die *Allgemeinen Regeln*:

Die Geräte müssen so ausgewählt, verrohrt und befestigt werden, dass ein Maximum an Sicherheit für das Personal erreicht wird und mögliche Beschädigungen der Anlage auf ein Minimum beschränkt werden.

Darüber hinaus enthält das Regelwerk im Hinblick auf die Energieübertragung *Ausführungshinweise* für Leitungen, Leitungsanschlüsse und Kanäle, die als besondere Anforderungen an diese Baueinheiten den sicherheitstechnischen Anforderungen für fluidtechnische Bauteile entsprechen. An Schlauchleitungen stellen die Regelwerke zusätzliche Anforderungen, die den Einbau betreffen und bei Ausfall gelten.

5.1.1 Rohrleitungen

Zum Transport der Druckflüssigkeit *zwischen ortsfesten Leitungsanschlüssen* dienen *Rohrleitungen aus Stahl*, die als Druck-, Saug-, Rücklauf- oder Leckleitung getrennt geführt werden. Rücklaufleitungen sind unter dem minimalem Flüssigkeitsstand im Behälter, Leckleitungen auf kürzestem Weg drucklos zum Behälter zu führen. Rohrleitungen sollen auf ihrer ganzen Länge sicher befestigt und nicht zur Befestigung anderer Bauelemente herangezogen werden.

Leitungsabmessungen müssen insbesondere bei Druckleitungen beanspruchungsgerecht ermittelt und normgerecht ausgewählt werden. Für viele Anwendungen, bei denen

auf Grund von Erfahrungen die abmessungs- und werkstoffbestimmenden Anforderungen bereits bekannt sind, lassen sich Bemessung und Werkstoffwahl nach Tabellen oder branchenspezifischen Erfahrungswerten hinreichend genau ausführen, Tab. 5.1.

Bei Neuauslegung von Hydroanlagen mit verzweigtem Rohrleitungsnetz oder bei geänderten Betriebsanforderungen auf der Lastseite sind Rohrleitungssysteme iterativ, ggf. nach Auslegungsprogramm, so zu berechnen, dass bezüglich einer Kombination der Merkmale Bauteilsicherheit, Druckverlust und Materialaufwand ein Optimum erreicht wird.

Wahl des Rohr-Innendurchmessers. Für den Volumenstrom bestimmt sich der Innendurchmesser d_i nach dem Leitmerkmal zulässige Strömungsgeschwindigkeit \max (DIN EN ISO 4413), wonach eine ausreichende Nennweite (DN) (DIN EN ISO 6708) als Hauptparameter festzulegen ist, Tab. 2.4 und Abb. 2.1, Abschn. 2.1.3.4.

Werkstoffwahl. Rohre im Apparate-, Behälter- und Leitungsbau, die für besonders hohe Beanspruchungen vorgesehen sind, werden nach den Technischen Lieferbedingungen für nahtlose kreisförmige Rohre aus unlegierten Stählen für besonders hohe Anforderungen (DIN ISO 10763) ausgeführt. In der Stahlsorte St 37.4, besonders beruhigt (RR), werden kaltgewalzte oder kalt gezogene Rohre im normalgeglühten Zustand (NBK) geliefert. Auf Grund der Feinkorngröße und Wärmebehandlung sind sie gut kalt umformbar (Biegen, Bördeln).

Mechanische Eigenschaften:

Zugfestigkeit $R_m = (350 \dots 480) \text{ N/mm}^2$;

Obere Streckengrenze $R_{eH} \geq 235 \text{ N/mm}^2$ für Wanddicke $s \geq 16 \text{ mm}$;

Bruchdehnung $A_5 \geq 25 \%$.

Bei hohen Betriebsdrücken verwendet man auch die Stahlsorte St 52.4, sofern Gewichtersparnis und Verlegung auf engem Raum erforderlich sind. Die genannten Bedingungen setzen Dünnwandigkeit voraus, die kleinere Biegeradien zulässt und beengten Raumverhältnissen, hauptsächlich in der Mobilhydraulik, Rechnung trägt. Die Rohre werden zerstörungsfrei auf Rissfreiheit geprüft und mit folgendem Korrosionsschutz, abgestimmt auf den jeweiligen Bereich des Innen- bzw. Außendurchmessers, geliefert:

- außen und innen geölt $d_i = (2 \dots 6) \text{ mm}$
- außen und innen phosphatiert und geölt $d_i \geq 16 \text{ mm}$ oder
- außen galvanisch verzinkt mit Schichtdicken bis $25 \mu\text{m}$, innen geölt $d_i = (2 \dots 6) \text{ mm}$

(z. B. HPL-Rohre, Bosch Röhrenwerke [4]; EO-Rohre, Parker-Ermeto [5]).

Wahl des Rohr-Außendurchmessers Der Außendurchmesser d_a von Leitungsrohren ist nach den Nennmaßen für nahtlose Präzisionsstahlrohre mit besonderer Maßgenauigkeit (DIN EN 10305-4, ISO 29441) auszuwählen. Hierbei ist die Wanddicke s nach dem Versagen bei Innendruckbeanspruchung festzulegen. Die Zuordnung der Drücke zum Innendurchmesser d_i und zu der erforderlichen Wanddicke s (Bestellwanddicke) lässt sich nach dem zulässigen inneren Überdruck $p_{e,zul}$ als Zugriffsmerkmal unter Beachtung aller Betriebszustände

Tab. 5.1 Auswahlreihe nahtloser Präzisionsstahlrohre für Druckleitungen in der Hydraulik nach bisher DIN 2391-1 (jetzt: DIN EN 10305-4)

Rohrleitungen										
Nahtlose Präzisionsstahlrohre m. besonderer Maßgenauigkeit DIN 2391 T.1, T.2 aus unlegiertem Stahl St 37.4 für besonders hohe Anforderungen DIN 1630										
Maße (Nennmaße) DIN 2391 T.1				Zuordnung der Drücke						
Außen- durch- messer	Wand- dicke	Innen- durch- messer	Strö- mungs- quer- schnitt	DIN 2413 T.1	DIN 2445 T.2					
				Berechnungs- druck PR	Nennndruck PN (DIN 2401 T.1) der Anlage					
					63	100	160	250	315	400
					zulässiger Betriebsüberdruck (DIN 2401 T.1) für Rohre 1)					
				statisch	dynamisch					
d_a	s	d_i	$S(\text{oder } A)$	$p_{e,zul}^{2)}$	$p_{e,zul}^{3)}$					
mm	mm	mm	mm ²	bar	bar					
6	1	4	0,13	389	145	145	205	295	365	
6	1,5	3	0,07	549						445
8	1	6	0,28	333	145	145	205			
8	1,5	5	0,20	431				295	365	
8	2	4	0,13	549						445
10	1	8	0,50	282	145	145	205			
10	1,5	7	0,38	373				295	365	
10	2	6	0,28	478						445
12	1	10	0,79	235	145	145				
12	1,5	9	0,64	353			205			
12	2	8	0,50	409				295	365	
12	2,5	7	0,38	495						445
16	1,5	13	1,33	264	145	145	205			
16	2	12	1,13	353				295		
16	2,5	11	0,95	386					365	
16	3	10	0,79	452						445
20	1,5	17	2,27	212	145	145				
20	2	16	2,01	282			205			
20	2,5	15	1,77	353				295		
20	3	14	1,54	373					365	
20	4	12	1,13	478						445
25	2	21	3,46	226	145	145				
25	3	19	2,84	338			205	295		
25	4	17	2,27	394					365	
25	5	15	1,77	478						445
30	2,5	25	4,91	235	145	145				
30	3	24	4,52	282			205			
30	4	22	3,80	376				295		
30	5	20	3,14	409					365	
38	3	32	8,04	223	145	145				
38	4	30	7,07	297			205			
38	5	28	6,16	371				295		
38	6	26	5,31	390					365	
50	6	38	11,34	338	145	145	205	295		
50	9	32	9,08	437					365	

1) bei zulässiger Betriebstemperatur $t_{zul} < 120^\circ\text{C}$, Werkstoff St 37.4, Berechnungsgrundlagen 2), 3)

2) maximal möglicher innerer Überdruck für Geltungsbereich I (vorwiegend ruhend beansprucht) DIN 2413 T.1, mit oberer Streckgrenze $R_{eH} = 235 \text{ N/mm}^2$ DIN 1630, Sicherheitsbeiwert $S = 1,5$, Zuschlag für Wanddicken - Unterschreitung nach DIN 2391 T.2 ohne Korrosion und Abnutzung

3) wie 2) jedoch für Geltungsbereich III (schwellend beansprucht) mit Dauerschwellfestigkeit $T_{Sch/D} = 225 \text{ N/mm}^2$ DIN 2413 T.1 unter zugrunde gelegtem Druckwechsel für ökonomische Anlagen (Druckstößen mit $l = 7 \text{ m}$, $w = 9 \text{ m/s}$, $T_S = 0,025 \text{ s}$, $\pm \Delta p = 45 \text{ bar}$) DIN 2445 T.2

Bezeichnung nach DIN 2391, DIN 1630

z.B. für nahtloses Rohr nach DIN 2391 T.1, Gütegrad C (C), mit Außendurchmesser $d_a = 16 \text{ mm}$ (16), und Wanddicke $s = 2,5 \text{ mm}$ (2,5) nach DIN 1630 aus Stahl (St 37.4) im normalgeglühten Zustand (NBK)

Rohr DIN 2391-C-16-2,5 DIN 1630-St 37.4 NBK

vornehmen, der als ein Maß für den Berechnungsdruck (PR), p_{calc} , (DIN EN 764 und DIN EN 1333, ISO 5598) anzusehen ist. Der Berechnung der Wanddicke von Stahlrohren gegen Innendruck liegt der Geltungsbereich I (vorwiegend ruhende Beanspruchung bis 120 °C), der Sicherheitsbeiwert $S = 1,5$ für Bruchdehnung $A_5 > 25\%$ ohne Wanddickenzuschlag für Korrosion und Abnutzung zu Grunde (ISO 4397), Tab. 5.1, Spalte 5.

Bei schwelloser Beanspruchung ist die Berechnung für vorwiegend ruhende Beanspruchung ausreichend, wenn die bei vorgegebener Zugfestigkeit R_m nach zulässiger Beanspruchung σ_{zul} festgelegte Grenzlastspielzahl nicht überschritten wird, die für nahtlose Stahlrohre in DIN 2413 Teil 1 aufgeführt ist [6]. Im allgemeinen genügt die Wanddickenfestlegung für Geltungsbereich I. Werden die tabellarisch angegebenen Grenzlastspielzahlen überschritten, ist die rechnerische Wanddicke s_v für Geltungsbereich III (schwelloser beansprucht bis 120 °C) zu berechnen bzw. nachzuprüfen. Die Prüfung auf Zeitschwingbruch oder Dauerbruch erfolgt anhand von Wöhlerkurven aus Druckschwellversuchen, bei denen die Einflüsse der Oberfläche, der Form und des Werkstoffs bereits erfasst sind (Bauteil-Wöhlerkurven). Für Präzisionsstahlrohre aus St 35 NBK (DIN EN 10305 Teil 1) darf für die Berechnung die Dauerschwellfestigkeit $\sigma_{\text{sch,D}} = 225 \text{ N/mm}^2$ zu Grunde gelegt werden (DIN 1413 Teil 1 [6]).

Die Zuordnung der Drücke bei schwelloser Beanspruchung kann auch nach dem Nenndruck der Anlage erfolgen, der nach Nenndruckstufen von PN 63 bis PN 400 festgelegt ist (DIN EN 764 und DIN EN 1333, ISO 5598) und sich mit Berechnungsdruck sowie über Zuordnungstabelle dem zulässigen Betriebsüberdruck für Rohre zuordnen lässt. Nach Kennwerten der Dauerschwellfestigkeit für nahtlose Präzisionsstahlrohre wird die Wanddicke s zum jeweiligen Rohr-Außendurchmesser d_a tabellarisch angegeben. Hierbei geht man von der Lastannahme einer für Hydroanlagen typischen Druckänderung von $\Delta p = 45$ bar aus, die sich nach mittlerem Druckstoß bei gängiger Rohrleitungslänge, Strömungsgeschwindigkeit und Schließzeit des Hydroventils einstellt (DIN 2445 Teil 2) [7, 2], Tab. 5.1, Spalten 6 bis 11.

Die Zuordnung Maße und Nenndrücke läßt sich der DIN ISO 10763 entnehmen.

Rohrbogen und gebogene Rohre Außer geraden Leitungsabschnitten enthält das Leitungsnetz gebogene Rohre, die auf Grund der guten Kaltumformbarkeit von Präzisionsstahlrohren leicht herstellbar sind. Hierbei dürfen die zulässigen Biegeradien r nicht unterschritten werden, die sich aus den Verhältnissen Außendurchmesser zu Wanddicke und Biegeradius zu Außendurchmesser ermitteln lassen (DIN 25570). Durch die Anwendung gebogener Rohre an Stelle von Winkelverschraubungen verringert man nicht nur den Druckverlust, sondern folgt der Empfehlung zur Energieübertragung, das Leitungssystem so zu montieren, dass die Anzahl der Leitungsverbindungen auf ein Minimum beschränkt wird (DIN EN ISO 4413).

Sind bei Rohren aus Stahl kleinere Biegeradien erforderlich, so empfiehlt sich der Einsatz einbaufertiger Rohrbogen, z. B. zum Einschweißen (DIN EN 10253 Teil 2), ggf. mit vorbereiteter Schweißfuge (DIN EN ISO 9692). Mit verlängerten Anschlussenden (Schen-

kellängen) lassen sich Rohrbogen auch durch lösbare Rohrverschraubungen verbinden (z. B. EO-Rohrbogen 90°, Parker-Ermeto [5]).

Da bei Innendruckbeanspruchung ein Rohrbogen an der Bogeninnenseite höhere, an der Bogenaußenseite niedrigere Spannungen aufweist als ein gerades Rohr gleicher Wanddicke, ist bei erhöhten Sicherheitsanforderungen die ungleichmäßige Spannungsverteilung bei der Berechnung der Wanddicke zu berücksichtigen, u. U. auch die Zusatzbeanspruchung durch Biegemoment in Umfangsrichtung infolge Unrundheit (DIN 2413).

5.1.2 Rohrverschraubungen

Rohrverbindungen unterscheiden sich nach der Verschraubungsbauf orm (Anschlussart) hinsichtlich der Verbindung zweier Rohre (Rohr/Rohr) und der Verbindung eines Rohres mit einem Gerät (Rohr/Aggregat) sowie nach dem Rohranschlussystem (Rohrhalteprinzip). Mehrmaligen Zusammenbau (Wiederholmontage) ermöglichen die löstosen, lösbaren Rohrverschraubungen, die als montage- und instandhaltungsgerechte Rohrverbindungen mit den *wichtigsten Rohranschlussystemen*:


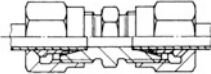
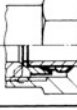



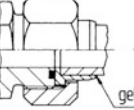
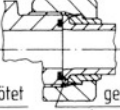

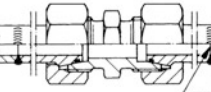

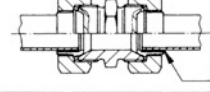
- Schneidringverschraubung,
- Bördelverschraubung,
- Schweißkegelverschraubung

vorherrschend eingesetzt werden. Ferner sind Sonderverschraubungen wie die Flanschverschraubungen erhältlich. Sonstige Rohrverbindungen wie lösbare und nichtlösbare Lötverbindungen sowie die nichtlösbaren Schweißverbindungen sind speziellen Anwendungen vorbehalten.

Eine *Übersicht* unterteilt die genormten Rohrverschraubungen nach Dichtelementen (z. B. Schneidring), Verbindungselementen (z. B. Überwurfmutter) und Stutzen (z. B. gerade Stutzen). Während sich die Verbindungselemente auf wenige Anschlussarten zurückführen lassen (Überwurfmutter, Flansch), unterscheiden sich die Rohrverschraubungen grundlegend nach dem Lösungsprinzip für die Funktionen „Rohr halten“ und „Verbindung dichten“ (Rohrhalte- und Dichtprinzip). Gestaltungsbestimmend sind die *Dichtelemente*, nach denen die verschiedenen Rohrverschraubungen benannt sind (bisher DIN 3850), Tab. 5.2.

Nicht alle genormten Bauarten sind für hydraulische Leitungssysteme vorgesehen. Die geeigneten Bauarten sind durch stärkere Umrandung gekennzeichnet. So ist die Doppelkegelring-Verschraubung (DIN 3862) mit kraftschlüssigem Rohrhalteprinzip durch Klemmen niedrigen Drücken vorbehalten und wird in der Pneumatik eingesetzt. Die Schneidring-Verschraubung in Stoßausführung ist für hydraulische Energieübertragung geeignet mit dem Vorzug, Rohrleitungsabschnitte ohne axiales Verschieben ein- und ausbauen zu können, jedoch nicht mehr genormt und auf Anwendungen in der Fahrzeug- und Mobilhydraulik beschränkt. Die Flansch-Verschraubung ist in der O-Ring-Face-Seal-Variante eine lösbare Lötverbindung (ISO 8434-3), die sich auch zur lötfreien 90°-Bördelverschraubung abwandeln lässt [8].

Tab. 5.2 Dichtelemente und Bauarten genormter Rohrverschraubungen für Druckrohrleitungen aus Stahl in der Hydraulik (dick umrandet)

Rohrverschraubungen Übersicht nach DIN 3850					
Lötlose Rohrverschraubungen					
Dichtelement		Bauart			
Bauartnorm	Prinzipbild	Übersichtsnorm	Nr. Prinzipbild Baureihe		
Schneidring Bohrungsform W DIN 3861 (24°)		Schneidring-Verschraubungen DIN 2353 ISO 8434 - 1	 LL, L, S		
Schneidring DIN 3861 Druckring (früher: DIN 3867)				Schneidring-Verschraubungen in Stoßausführung (früher: DIN 3930)	 L, S
Doppelkegelring Bohrungsform X DIN 3862 (36°)					
Flanschbund mit O-Ring Anschlußfläche ISO 6162 Form R, S DIN 20078 T10, T12				Flansch-Verschraubungen z.B. SAE J514 ; 90° ORFS (O-Ring Face Seal) ISO 8434 - 3	  L, S
Gelötete und geschweißte Rohrverschraubungen					
Dichtelement		Bauart			
Bauartnorm	Prinzipbild	Übersichtsnorm	Nr. Prinzipbild Baureihe		
Dichtkegel 24° mit O-Ring DIN 3865 Bohrungsform W DIN 3861 (24°)		Dichtkegel-Verschraubungen —	 L, S		
Kugelbuchse Bohrungsform Y DIN 3863 (60°)				Kugelbuchsen-Verschraubungen DIN 7601	 LL

1)  Schneidring DIN 3861, Druckring - (früher: DIN 3867)
 Die Form der Schneide bzw. stirnseitigen Dichtung ist dem Hersteller überlassen.

Die Güte der Verbindungselemente nach Werkstoff, Ausführung, werkstoff- und ausführungsgerechter Kombination sowie nach funktionsgerechter Montage ist in den Technischen Lieferbedingungen (DIN 3859-1), deren Gewähr durch Prüfverfahren (DIN EN ISO 19879) festgelegt.

5.1.2.1 Lötlose (lösbare) Rohrverschraubungen

Die **lötlose Rohrverschraubung mit Schneidring** (DIN 2353, DIN EN ISO 8434-1) kombiniert das kraftschlüssige mit dem formschlüssigen Rohrhalteprinzip und ist am weitesten verbreitet. Beim Anziehen der Überwurfmutter gleitet der harte **Schneid- und Keilring** entlang der *Bohrung mit Innenkegel* (Bohrungsform W, DIN 3861) im Stutzen und schneidet dabei unter Aufwurf eines Bundes in das sich am Anschlag des Stutzens abstützende Rohr ein. Der Schneidring hält das Rohr und dichtet es rohrrseitig ab. Die Montageanleitung ist festgelegt (DIN 3859-2).

Durch Kombination des Schneidrings (DIN 3861) mit Stutzen unterschiedlicher Gestaltung (gerade Stutzen, Formstutzen) gelangt man zu den Verschraubungsbauformen Rohr/Rohr (Verbindungsverschraubungen); Rohr/Aggregat, nicht richtungseinstellbar (Einschraubverschraubungen); Rohr/Aggregat, richtungseinstellbar (richtungseinstellbare Kombinationsverschraubungen) Tab. 5.3.

Einschraubverschraubungen weisen einen Stutzen mit *Einschraubzapfen* auf für die geräteseitige Befestigung durch zylindrisches oder kegeliges Einschraubgewinde. Die Abdichtung erfolgt an der Eindrehung des Einschraublochs metallisch durch Einschraubzapfen mit Dichtring (Form A, DIN 3852 Teil 1 und 2) oder mit Dichtkante (Form B), zunehmend auch an der Kegelfläche des Einschraublochs (Einbauraum) weichdichtend durch Einschraubzapfen mit O-Ring (DIN EN ISO 1179 Teil 1 bis 4, DIN EN ISO 6149 Teil 1 bis 3, DIN EN ISO 9974 Teil 1 bis 3).

Verbindungsverschraubungen haben einen *Verbindungsstutzen* mit mindestens zwei Gewindezapfen für Überwurfmutter (DIN 3853) zum rohrrseitigen Anschluss durch Schneidring und zugehörige Bohrungsform W (DIN 3861).

Durch Verkeilen des Schneidrings zwischen Rohrwand und Innenkegel wird ein übermäßiges Einschneiden oder gar Abscheren des Rohrendes verhindert. Andererseits ist die Verschraubung nur dann funktionssicher, wenn der Schneidring der Montageanleitung entsprechend tief genug in das Rohr eingeschnitten hat. Die Verschraubung unterliegt zusammengesetzten Beanspruchungen durch Kräfte, Momente und Schwingungen. Zusatzbeanspruchungen haben ihre Ursache häufig in nicht sachgerecht ausgeführter Montage, Leitungsverlegung, Leitungsführung oder -befestigung.

Zweikanten-Schneidringverschraubung

Der Schneidring erfährt bei der Montage eine elastische und plastische Verformung, die zur Erhöhung der Funktionssicherheit kontrolliert verlaufen soll. Durch beanspruchungs- und montagegerechte Gestaltung der Wirkflächen des Dichtelements lassen sich die Versagensursachen, wie degressiver Verlauf des Anziehungsmoments und unzulässige plastische Verformung der Verbindungselemente, beheben. Der **Zweikanten-Schneidring** weist zwei beim Fügen zwangsläufig nacheinander eindringende Schneiden, eine Stoppkante und ein trompetenförmiges Ringende auf, Abb. 5.1a.

Tab. 5.3 Schneidringverschraubungen als bevorzugte lötlöse (lösbare) Rohrverschraubungen in der Hydraulik

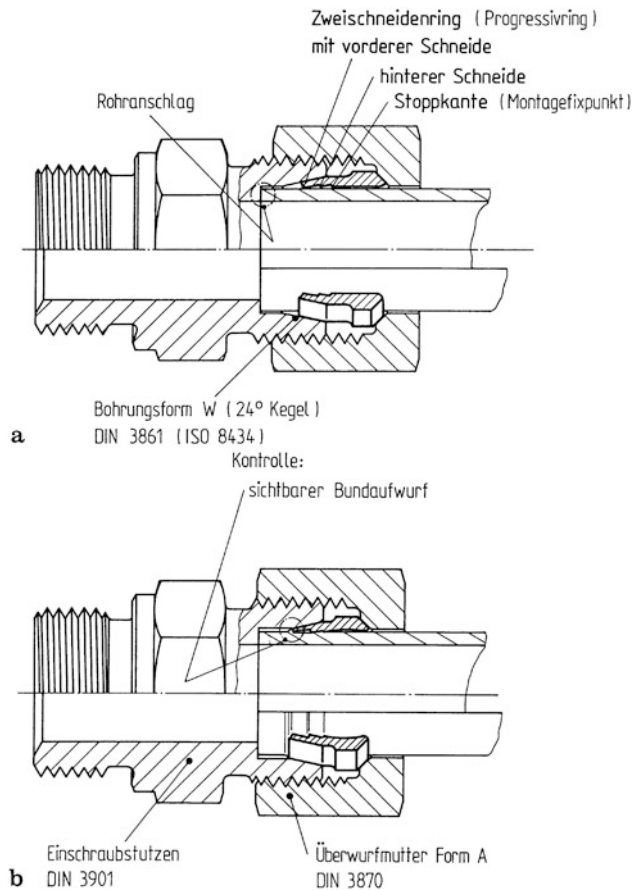
Stützen		Form der Rohrverschraubung	
		Übersichtsnorm DIN 2353	Prinzipbild
Teilenamen			
Gerade Stützen		Einschraubverschraubungen	
Winkel-Einschraubstützen Winkel-Verbindungsstützen T-Einschraubstützen T-Verbindungsstützen L-Einschraubstützen Kreuz-Verbindungsstützen Formstützen	Gerade Einschraubverschraubung Form C, Form D	Gerade Verschraubung Form E	
	Winkel-Einschraubverschraubung Form H, Form J	Winkelverschraubung Form K	
	T-Einschraubverschraubung Form O, Form P	T-Verschraubung Form Q	
	L-Einschraubverschraubung Form BA, Form BB	Kreuzverschraubung Form Z	
Einschraubstützen mit Schott		Richtungseinstellbare Kombinationsverschraubungen	
Winkelstützen, nicht-einstellbar L-Stützen, nicht-einstellbar	Einschraubverschraubung, gerade, richtungseinstellbar für Winkel-, T- und L-Form Form CA, Form CB	T-Verschraubung richtungseinstellbar Form EE	
	Winkelverschraubung, richtungseinstellbar Form DD	L-Verschraubung richtungseinstellbar Form FF	
Schottstützen		Schottverschraubungen	
Winkel-Schweiß-, Schweißstützen Winkel-Schottstützen Winkel-Schweißstützen	Gerade Schottverschraubung Form R	Anschweiß-/Einschweißverschraubung Form X	
	Winkel-Schottverschraubung Form U	Einschweiß-Schottverschraubung Form Y	

Bezeichnung nach DIN 2353

z.B. für gerade Einschraubverschraubung Form C (metrisches Gewinde) | C | der schweren Reihe (S) | für Rohr - Außendurchmesser $d_a = 12\text{mm}$ (12), Einschraubzapfen der Form B nach DIN 3852 T,1 (Abdichtung durch Dichtkante) | B |, aus Stahl (St):

Verschraubung DIN 2353-CS 12 B - St

Abb. 5.1 Schneidring-
verschraubung mit
Zweischneidenring
(EO-Progressivring,
Parker-Ermeto). **a** vor
Montage, **b** nach Montage



Vergroßerte Anlagefläche in der Bohrung am Stutzen, doppelte Verankerung des Rohres und schwingungsdämpfendes Ringende erhöhen die Biegeweichselfestigkeit der senkrecht zur Rohrachse schwingenden Leitungsverbindung ebenso wie die Ausreißfestigkeit unter Längsbelastung infolge von Druck- und Wärmedehnung. Hieraus ergibt sich eine gegenüber dem Einkanten-Schneidring höhere Funktionssicherheit.

Das aus drei Teilen bestehende Fügen beginnt mit dem Eindringen der vorderen Schneide in das Rohr, setzt sich mit dem Eindringen der hinteren Schneide fort und endet mit dem Anlegen der Stoppkante an das Rohr. Die letzte Operation ist mit einem Sichern der Fügeposition gegen übermäßiges Einschneiden verbunden. Auf Grund des stark progressiven Verlaufs des Anzugsmoments wird ein Montagefixpunkt spürbar und somit ein Überziehen der Überwurfmutter verhindert. Bei der Kontrolle nach beendeter Montage wird der Forderung nach sicherem rohrseitigen Halten und Dichten dann entsprochen, wenn der sichtbare Bundaufwurf die vordere Schneide voll abdeckt, Abb. 5.1b, [9] EO-Progressivring-Verschraubung [10]).

Das sichere drehmomentkontrollierte Fügen bei der Montage ermöglicht die Variante mit doppelter Anzugsbegrenzung durch sich verkeilenden Mittelkonus sowie Begrenzungsanschlag des Profilrings an der Stirnfläche des Stützens [11] (WALPRO-Profilring-Verschraubung [12]). Um unter extremen dynamischen Belastungen Leckagesicherheit gegen Hochdruck (Dry Technology) zu erzielen, lässt sich nach dem Prinzip der Funktionstrennung die Dichtfunktion einer selbst verstärkenden elastischen Dichtung übertragen, die mit dem Stützring stoffschlüssig verbunden ist (EO-2 Verbindungssystem) [8].

Bördelverschraubung

Bei extremen Beanspruchungen durch Schwingungen und Druckstöße ist die Funktionssicherheit der Schneidringverschraubung nicht mehr gewährleistet. Die auch für Bereiche mit erhöhten Sicherheitsanforderungen, etwa im Pressen- und Aufzugbau, in Schiffbau und Meerestechnik (Off-shore-Technik) für Nennweiten bis DN 25 zugelassene Bördelverschraubung ist ursprünglich eine *dreiteilige Verschraubung*, bestehend aus einem Verschraubungskörper und den Verbindungselementen Stützhülse und Überwurfmutter mit amerikanischem Rohrgewinde (UNF 2A). Der Verschraubungskörper hat einen *Gewindezapfen mit Ansatz* für 37° -Rohrbördel (SAE J 514). Die *Stützhülse (Druckring)* führt das Leitungsrohr. Zwischen Verschraubungskörper und Stützhülse wird das Rohrende eingeklemmt. Dicht- und Haltefunktion übernehmen die kegeligen Wirkflächen, die weder einschneiden noch deformieren und lediglich eine rein metallische Abdichtung bilden. Die Funktionssicherheit setzt allerdings richtige Ausformung der Bördelulpe mit Hilfe einer geeigneten Bördelvorrichtung voraus (Aufweit-, Rollierdruckvorrichtung), um Leckage, Rohrbruch im Bereich der Bördelung oder ein Herausziehen aus der Verschraubung auszuschließen [13] (z. B. 37° -Bördelverschraubung Triple-Lok, Parker-Ermeto [10]).

Die *vierteilige Variante* nutzt ein *Zwischenstück* als anpassendes Verbindungselement, das die Bördelverschraubung unter Beibehaltung genormter *Stützen mit Gewindezapfen* (DIN 3853) des metrischen ISO-Gewindes zu Überwurfmutter (DIN 3870) der Bohrungsform W (DIN 3861) ermöglicht, wie sie für Schneidring- und Schweißkegelverschraubung in vielfältiger Ausführung (gerade Stützen, Formstützen, Tab. 5.3) verwendet werden. Das Zwischenstück weist einen Ansatz von 37° für gebördeltes Rohr und einen Anschlusskegel 24° für Bohrungsform W auf (Bördeladaptersystem). Die Abdichtung wird an den zwei Fugen erforderlich, die Zwischenring und Rohr bzw. Stützen trennen, und erfolgt jeweils durch einen O-Ring. Damit erzielt man auch bei Druckschwellbeanspruchung eine hohe Dichtwirkung [14] (z. B. EO-Bördeladapter, Parker-Ermeto [15]; 37° -Bördel-Rohrverschraubung, Walterscheid [16]), Abb. 5.2.

Um die Montage zu vereinfachen und die Gefahr der Schädigung durch Überdehnung an Rohren bei unsachgemäßer Montage auszuschließen, beschränkt eine ebenfalls vierteilige Variante den Öffnungswinkel des gebördelten Rohrendes auf 10° . Dicht- und Haltefunktion übernehmen die mit Ringschneiden versehenen Wirkflächen von Bördelkegel und Klemmring. Beim Stützen erfolgt die Abdichtung durch einen O-Ring am Dichtkegel (z. B. 10° -Bördelverschraubung, Voss [17]), Abb. 5.3.

Abb. 5.2 37°-Bördelverschraubung, 4-teilig, mit Zwischenring für DIN-Stutzen (Walterscheid)

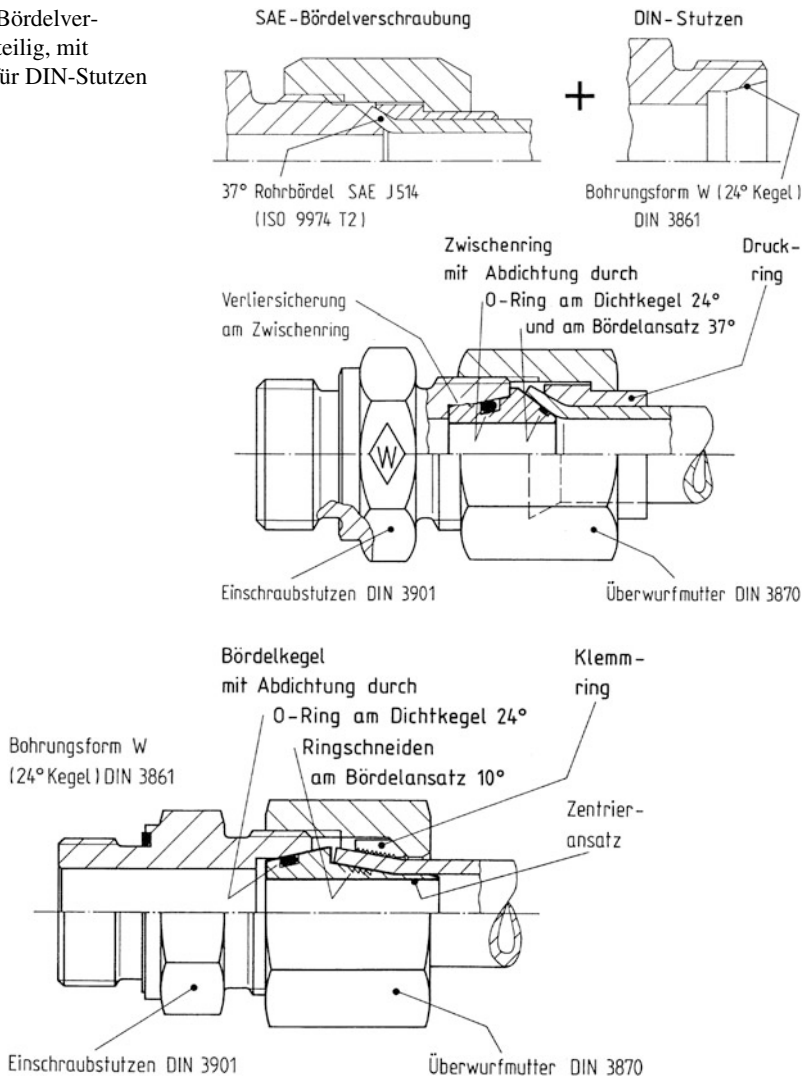


Abb. 5.3 10°-Bördelverschraubung, 4-teilig, mit profiliertem Zwischenring für DIN-Stutzen (Voss)

5.1.2.2 Gelötete und geschweißte (lösbare) Rohrverschraubungen

Schweißkegelverschraubung (Schweißnippelverschraubung)

Für Rohre mit Außendurchmessern bis $d_a = 38$ mm und Nenndruck PN 250 (Reihe S, schwer) werden bei entsprechend hohen Betriebsdrücken in stationären Anlagen größere Wanddicken bis $s = 5$ mm erforderlich. Die Schweißkegelverschraubung ist für extreme Beanspruchungen geeignet, vergleichbar der Bördelverschraubung und wie diese für Bereiche mit erhöhten Sicherheitsanforderungen zugelassen. Der **Dichtkegel 24° mit**

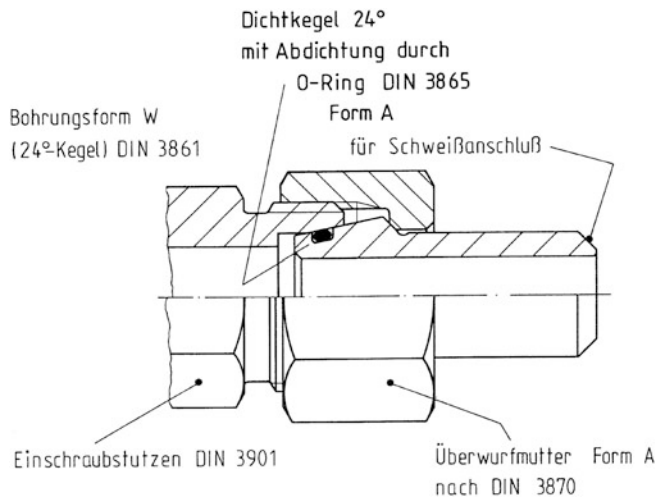


Abb. 5.4 Dichtkegelverschraubung 24° mit O-Ring (DIN EN ISO 8434-4, Schweißkegel-Verschraubung SKA, Parker-Ermeto)

Schweißanschluß (DIN 3865 Form A, DIN EN ISO 8434 Teil 1) und das für V-Naht anzuschragende Rohrende werden mit Stumpfstoß geschweißt, der Schweißkegel wird gegen die Bohrung für den Stutzen mittels O-Ring abgedichtet. Die Funktionstrennung von „Rohr halten“ durch Stoffvereinigen und „Verbindung dichten“ durch integrierte O-Ring-Dichtung bringt hohe Funktionssicherheit mit sich, wenn die Güte der Schweißverbindung gesichert ist (z. B. Schweißkegel SKA, Parker-Ermeto [10]), Abb. 5.4.

Lötverschraubung

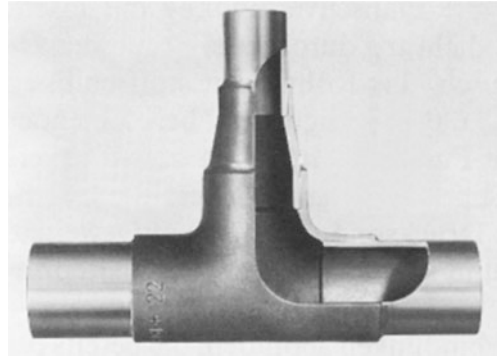
Die Verschraubung besteht aus dem Verschraubungsstutzen und den Verbindungselementen **Lötbuchse** und Überwurfmutter. Das Ende des Rohres mit unbearbeiteter Stirnkante wird in das Innenlötende einer Löthülse gesteckt und hart gelötet, während die Verbindung stirnseitig durch einen druckunterstützten O-Ring abgedichtet wird. Diese Bauart ist sicher und leckfrei mit dem Vorzug, radial montierbar und zuverlässig zu sein. Die Sicherheit der Lötverbindung bestimmt sich vorwiegend nach der unter Langzeit- und Schwingbeanspruchung erzielbaren Festigkeit (z. B. Seal-Lok, Parker-Ermeto; O-Ring-Face-Seal-Verschraubung ORFS [18]).

5.1.2.3 Löt- und Schweißverbindungen (nichtlösbare)

Lötverbindungen

Sofern mehrmaliger Zusammenbau (Wiederholmontage) nicht gefordert und ein Rohrleitungssystem in besonders gewichts- und Raum sparender Bauweise, z. B. für mobile Anlagen, erforderlich ist, finden nichtlösbare Lötverbindungen Anwendung. Eine montagegerecht auszuführende und für hohe Belastung lötgerechte Rohrverbindung erzielt man durch Verwendung von Lötfittings aus Stahl. Diese werden aus dünnwandigen Präzisi-

Abb. 5.5 Lötverbindung mit
Stahllötfitting und
Reduziermuffe (G. Fischer)



onsstahlrohren St 35 NBK kaltfließgepresst und in mannigfachen Lieferformen (z. B. als Muffe, Winkel, T-Stück, Bogen mit Innenlötenden) bei gleichen Anschlussdurchmessern oder als reduzierte Fittings eingesetzt (z. B. Primofit, Georg Fischer), Abb. 5.5.

Schweißverbindungen

Bei Energieübertragung unter erschwerten Umweltbedingungen, etwa in der Schwer- und Grundstoffindustrie, kann an den Verbindungsstellen des Rohrleitungssystems, die nicht lösbar zu sein brauchen, die lösbare Schweißkegelverschraubung durch Schweißverbindungen mit Stahlittings ergänzt werden. Diese sind als Fittings zum Einschweißen mit Stumpfstoß (z. B. als T-Stück oder als Reduzierstück, DIN EN 10253, mit Schweißende für V-Naht) oder mit Überlappstoß (z. B. als Schweißmuffenverbindung mit Schweißende für Kehlnaht) ausgeführt.

5.1.2.4 Flanschverbindungen und richtungseinstellbare Verbindungen (lösbar)

Flanschverbindungen

Vorzugsweise für große Nennweiten im Bereich DN 20 bis DN 50 und/oder hohe zulässige Betriebsdrücke bis zum zugeordnetem Nenndruck PN 400 werden lösbar Rohrverbindungen mit Flansch ausgeführt. Im Rohrleitungsbau wird bei Flanschverbindungen vielfach ein Aufschweiß- oder Vorschweißflansch mit dem Rohr verschweißt und an der ruhenden Auflagefläche durch Flach-, Profil- oder Schweißringdichtung abgedichtet (DIN EN 1092 Teil 1). In der Hydraulik wendet man allgemein die **Flanschverbindung mit losem Flansch** an, allerdings bei geräteseitiger *Abdichtung durch axialdichtenden O-Ring*. Hierbei setzt es sich zunehmend durch, das Rohr nicht stoffschlüssig über einen Aufschweißbund zu halten, da Schädigungen bei fehlender Wärmebehandlung nach der Montage die Funktionssicherheit der Rohrverschraubung mindern. So liegt dem für Serienmontage geeigneten Aufdorrring (ADR-Ring), an den sich das mittels Drucksonde plastisch aufgeweitete Rohr anlegt, ein kombiniertes kraft- und formschlüssiges Rohrhalteprinzip zu Grunde [19].

Größere Verbreitung haben Flanschverbindungen gefunden, die bereits für Wiederholmontage mit Überwurfmutter bewährte Rohranschluss-Systeme einbeziehen wie die

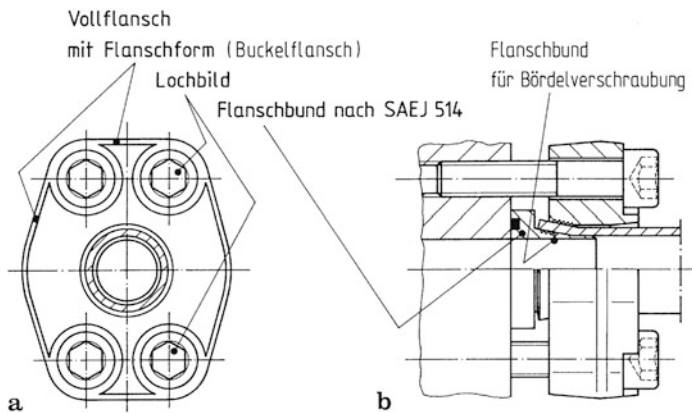


Abb. 5.6 Flanschverbindung für Bördelverschraubung (System ZAKO, Voss). **a** Lochbild SAE, **b** Anschluss-Flanschverbindung

Schneidring-, Bördel-, Schweißkegel-Verschraubung. Man wandelt hierfür die Flanschform rohrseitig ab und ergänzt durch anpassende Verbindungselemente (Adapter). Der lose Flansch, ursprünglich als SAE-Flanschanschluss (Flanschkopf und geräteseitiges Lochbild nach SAE J 514) entwickelt, wird als Vollflansch oder als geteilter Flansch (Splitflansch) mit Flach-, Buckel- oder Zentrier-Halbflanschen ausgeführt. Halbflansche lassen sich montagegerecht anbringen und ausrichten. Buckelflansche weisen höheren Verformungswiderstand des Flanschblatts auf. Der Zentrierflansch erleichtert ebenso wie der verklammerte Splitflansch die exakte Positionierung über dem Lochbild und erhöht die Sicherheit gegen seitliches Auswandern unter Schwingungseinwirkung [19, 20].

Flanschverbindungen weisen die Vorzüge des radialen Einbaus, des wesentlich kleineren Montageraums für mittlere und große Nennweiten, der leichten Zugänglichkeit und einfachen Montage auf. An Stelle einer großen Überwurfmutter sind Zylinderschrauben mit Innensechskant anzuziehen, die als hochfeste Mehrschraubenverbindung um die Flanschachse angeordnet sind. Kraft- und Verformungsverhältnisse in Flanschverbindungen sind so abgestimmt, dass mittels drehmomentkontrollierten Anziehens sehr hohe Funktionssicherheit erzielt wird.

Die Flanschverbindung mit Rohranschluss durch Bördelverschraubung setzt man für höchste Anforderungen etwa nach Leckagefreiheit unter Druckstößen ein. So weist die Variante Vollflansch für 10° -Bördelverschraubung einen Bördelkegel (Kragenring) auf, der wegen begrenzten Verformungsgrads beim Rohrbördeln nur kleine Stauch- und Dehnzonen am Rohrende mit sich bringt. Die Funktion „Rohr halten“ wird durch eine breite Innenabstützung kraftschlüssig realisiert und über Ringschneiden formschlüssig gesichert [21], Abb. 5.6.

Richtungseinstellbare Verschraubungen

Um Rohrleitungen verspannungsfrei zu verlegen und Schlauchleitungen ohne zusätzliche Beanspruchungen zu führen, wendet man richtungseinstellbare Verschraubungen an.

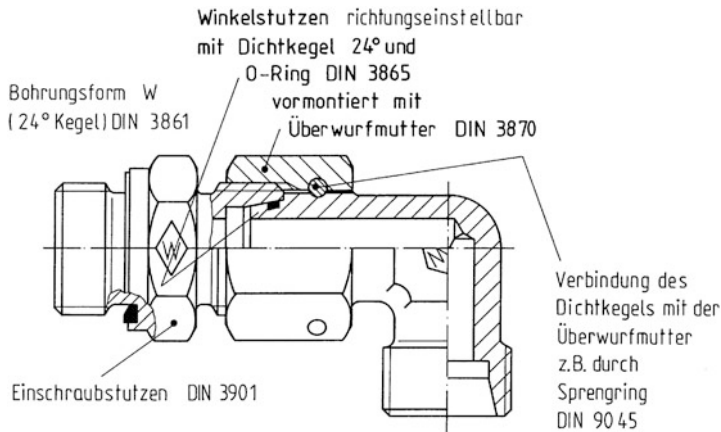


Abb. 5.7 Dichtkegelverschraubung 24° mit O-Ring kombiniert mit Einschraubstutzen zur richtungseinstellbaren Winkel-Einschraubverschraubung (Walterscheid)

Schwenkverschraubungen ermöglichen in den Bauformen Winkel- und T-Einschraubverschraubung (DIN 3942, DIN 3942) vor der Inbetriebnahme das *Ausrichten von Rohr- und Schlauchleitungen* in einem Drehwinkelbereich von 360° um die Einschraubachse. Der Verschraubungskörper wird um die Hohlverschraubung mit Einschraubende, deren Schaft zum Gelenkbolzen erweitert ist, in die vorgesehene Anschlussrichtung gedreht und durch Festziehen des Sechskantkopfs richtungsfixiert. Strömungsgünstige Innenkontur ergibt niedrige Durchflusswiderstände. Gehäuseseitige Abdichtung erfolgt mittels eines gehärteten Dichtkantenrings oder einer Weichstoffdichtung. An zweiteiliger, unter Druck nachziehbarer Hohlverschraubung dient ein O-Ring kombiniert mit oberer Dichtkante als Innenabdichtung (z. B. WH und TH, Parker-Ermeto [10]).

Kombinationsverschraubungen ermöglichen die *Verbindung von Verschraubungsstutzen untereinander*, so dass sich Leitungsverbindungen nach Zahl der Verschraubungen und zwischenliegenden Rohrleitungsabschnitten minimieren lassen.

Der Dichtkegel 24° mit O-Ring (DIN 3865, DIN EN ISO 8434–1) ursprünglich vorgesehen für Schneidring- oder Schlauchanschluss, ist mit allen Verschraubungen kombinierbar, die einen Anschluss mit Bohrungsform W für Schneidring (DIN 3861) haben. Die Überwurfmutter ist mittels Sprengring (DIN 9045) auf der Verschraubung vormontiert. Die Dichtkegelverschraubung mit integrierter O-Ring-Dichtung zeichnet sich durch große Leckagesicherheit, hohe dynamische Belastbarkeit und Ausreißfestigkeit aus [22], Abb. 5.7.

Aus vorhandenen Schneidringverschraubungen Rohr/Aggregat (Grundtypen DIN 2353 mit Einzelteilen Einschraubstutzen DIN 3900, DIN 3901; Winkel-Einschraubstutzen DIN 3903, DIN 3904; gerade Schottstutzen DIN EN ISO 8434 Teil 1) und austauschbaren Formstutzen mit Dichtkegel (Baukastenteilen) lassen sich kompaktbauende Kombinationsverschraubungen großer Variantenvielfalt bei begrenzter Lagerhaltung zusammenstellen [10, 23], Abb. 5.8.

Schneidring-Verschraubung DIN 2353 (Grundtypen)

GE-ED Gerade Einschraubverschraubung Form C, D

+ Dichtkegel-Verschraubung (Baukastenteile)

als richtungseinstellbare Kombinationsverschraubung

EW Winkelverschraubung richtungseinstellbar

ET T-Verschraubung richtungseinstellbar

EL L-Verschraubung richtungseinstellbar

RED Konus - Reduzieranschluß

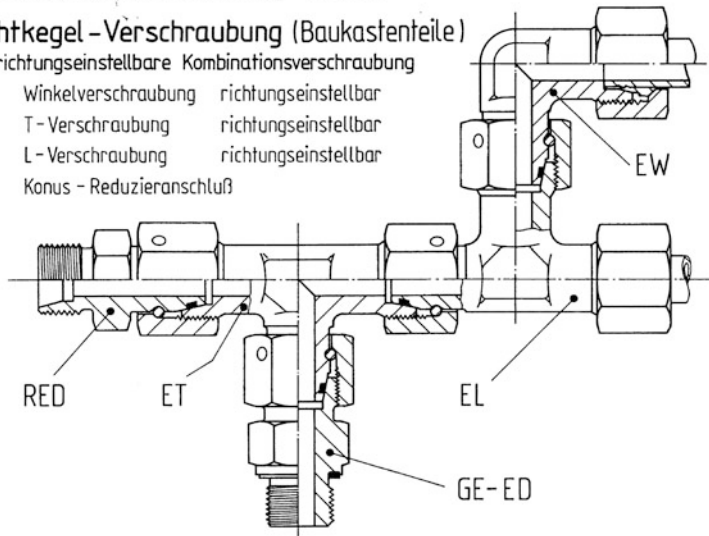


Abb. 5.8 Montagebeispiel für richtungseinstellbare Kombinationsverschraubungen nach Prinzip Dichtkegel 24° mit O-Ring (EO-Baukastensystem, Parker-Ermeto)

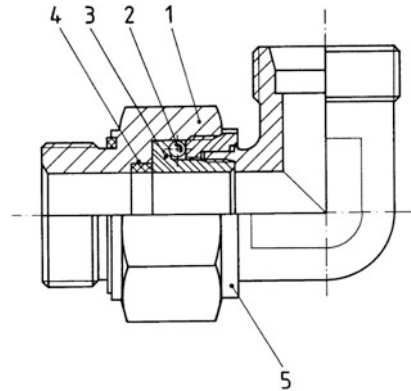
Drehverbindungen (Drehverschraubungen) ermöglichen den Anschluss Druck führender Rohr- bzw. Schlauchleitungen an *Leitungsverbindungen*, die sich um eine Achse drehen. Dies erfolgt während des Betriebs mit niedriger Umfangsgeschwindigkeit. 1-Weg-Drehverbindungen vorzugsweise in der Bauform der Einschraubverschraubung als Gerade, Winkel-, Doppelwinkel-Drehverschraubung.

Gleitlager-Drehverschraubung für Dreh- und Schwenkbewegung mit kleiner Drehwinkelgeschwindigkeit ($3 \dots 28 \text{ min}^{-1}$) und Betriebsdrücken bis 64 bar bzw. 160 bar (z. B. DVG, Parker-Ermeto [10]).

Kugellager-Drehverschraubung für mittlere Drehwinkelgeschwindigkeit ($10 \dots 1500 \text{ min}^{-1}$) und/oder Betriebsdrücken bis 250 bar, niedriges Anlaufmoment, günstiges Druck-, Drehzahl-Verhältnis. Der Drehzapfen ist kombiniert gelagert durch Axial-Kugellager und Radial-Gleitlager, stirnseitig abgedichtet durch Ringkolbendichtung (z. B. DG, Parker-Ermeto [10]), Abb. 5.9.

Drehdurchführungen (Fluid-Drehübertrager) gehören zwar nicht zu den Leitungsverbindungen, sondern sind in Abgrenzung zur Drehverbindung vielmehr der *Flüssigkeitsübertragung an rotierend bewegten Maschinenteilen* vorbehalten. Drehdurchführungen ermöglichen das Leiten der Druckflüssigkeit vom festen Gehäuseteil in die drehende Hohlwelle bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten und hohem Betriebsdruck. In Abstimmung auf hydraulische und mechanische Betriebsparameter setzt man Drehübertrager mit unterschiedlichen Dichtsystemen an Wellendichtungen in Hydrogeräten ein.

Abb. 5.9 1-Weg-Drehverbindung
(DG-Kugellager-
Drehverschraubung,
Parker-Ermeto)



Drehdurchführung mit metallischer Berührungsdichtung dichtet gegen hohe Drücke (bis 450 bar) bei geringster Leckage nach dem Prinzip der Gleitringdichtung, z. B. mit rotierendem Gleitring kalottenförmiger Dichtfläche und exzentrischer Anordnung für hydrodynamische Druckentlastung. Diese für axiale Einleitung der Druckflüssigkeit vorgesehene Variante ist auf den mittleren Drehzahlbereich beschränkt (bis 2500 min^{-1}), um hohe Reibungswärme und ungewisses Verschleißverhalten auszuschließen. Einsatzbereich: Spanntechnik, Mobilhydraulik, Sondermaschinen und Bergbau (z. B. Rotostat, GAT [24, 25]).

Berührungsfreie Drehdurchführung als radial durchströmte Drosselspaldichtung Ohne berührende Gleitfläche arbeitet die radial durchströmte Drosselspaldichtung mit hydrostatischer Spaltstabilisierung nach dem Prinzip der Spalthöhenregelung an innerem und äußerem Stirnspalt. Hierdurch erzielt man bei relativ großer Spalthöhe einen völlig berührungsfreien, verschleißfreien Betrieb. Diese für radiale Einleitung der Druckflüssigkeit vorgesehene Variante eignet sich zur Überleitung von Druckflüssigkeit in die durchgehende Welle für sehr hohe Drehzahlen (1850 bis 6000 min^{-1}) bei zugeordneten mittleren Durchmessern (200 bis 30 mm) begrenzt auf den Mitteldruckbereich (bis 160 (200) bar). Bei Montage am Wellenende auch für axiale Flüssigkeitseinleitung. Aneinanderreihung mehrerer Durchführungselemente führt zur Mehrweg-Drehdurchführung (mehrkanaliger Drehübertrager). Einsatzbereich: rotierende Spannwerkzeuge, Versorgung von Hydromotoren in hydrostatischen Koppelgetrieben (Überlagerungsgetrieben) (z. B. Rotostat N, System Cyphelly, GAT [3-493, 24–26]).

Drehdurchführung als Radialdichtung mit hydrostatischer Spaltbildung ist für sehr große Umfangsgeschwindigkeit, folglich im oberen Durchmesserbereich (250 bis 2000 mm) geeignet, da sie die Nachteile unzulässiger Leckage infolge großer Spaltbreite und -höhe vermeidet. Gleitschuhsegmente mit separater Anpressfeder bilden die Dichtkörper auf zylindrischer Umfangsfläche, wobei der Betriebsdruck (bis zu 250 bar) die abdichtende Druckflüssigkeit in den Dichtspalt drückt und damit die Festkörperbe-

rührung der Gleitdichtflächen im Betriebszustand aufhebt. Einsatzbereich: Großbagger, Kranwagen, mobile Hebebühnen (z. B. Großdrehdurchführung Rotocal, GAT [24, 25]).

5.1.3 Schlauchleitungen

Zum Transport von Druckflüssigkeit *zwischen relativ zueinander bewegten Leitungsanschlüssen* dienen *Schlauchleitungen*, die eine komplizierte Verrohrung mit Rohrdrehgelenken oder Rohrdrehgelenksystemen (Drehverbindungen) erübrigen.

Nach den geltenden Ausführungsgrundlagen (DIN EN ISO 4413) sind Schlauchleitungen außer zum Verbinden beweglicher Bauteile oder Hydrogeräte nur mehr zu verwenden

- bei fertigungsbedingtem Wechsel von Baueinheiten,
- um die Übertragung von mechanischer und hydraulischer Vibration und/oder von Geräuschen zu verringern.

Letztere Anwendung nutzt die Wirkung textilfaserverstärkter Schläuche, dynamische Druckänderungen und Körperschallausbreitung zu dämpfen, ferner die Ungleichförmigkeit des Volumenstroms in Grenzen zu verringern.

Die Sonderausführung des Dehnschlauchs mit Textileinlage aus hochdehnungsfähigen Chemiefasern für dosierte Volumenzunahme (40 % bei 100 bar) nimmt Funktionen eines Hydrospeichers wahr, wobei die Einbindungszone besonders hoch beansprucht wird. Diese Anwendung beschränkt sich auf die Kfz-Hydraulik (Servolenkung, Niveauregulierung).

Darüber hinaus setzt man flexible Leitungen mit ortsfestem Anschluss auch ein, um versetzte Anschlüsse ohne das aufwendige Anpassen von Rohren verbinden zu können. Ferner tragen Schlauchleitungen zur Gewichtseinsparung am Leitungsnetz (bis zu 60 %) bei Anlagen der Mobilhydraulik bei.

Über die Allgemeinen Regeln nach DIN EN ISO 4413 hinausgehende Verwendungszwecke sind nur dann zulässig, wenn die gegenüber Rohrleitungen höheren Montageanforderungen für den Einbau von Schlauchleitungen, Abschn. 5.1.3.2, Tab. 5.6, einzuhalten sind. Insbesondere erfordert die sicherheitstechnische Auslegung

- den Schutz gegen mechanische Beschädigung,
- ausreichende Beständigkeit gegen zusätzlich zur Betriebsumgebungstemperatur einwirkende Umgebungseinflüsse (chemische, z. B. gegen Öl, Säure; Strahlung, z. B. gegen UV-Strahlung).

Schlauchleitungen bestehen aus den Einzelteilen Schläuche und Schlaucharmaturen. Im Gegensatz zu Rohrleitungen, die aus mehreren Rohren zusammengesetzt sind, bestehen Schlauchleitungen i. Allg. nur aus einem einzelnen, durch Schlaucharmaturen komplettierten Schlauch, der zwei Hydrogeräte miteinander verbindet, Abb. 5.10.

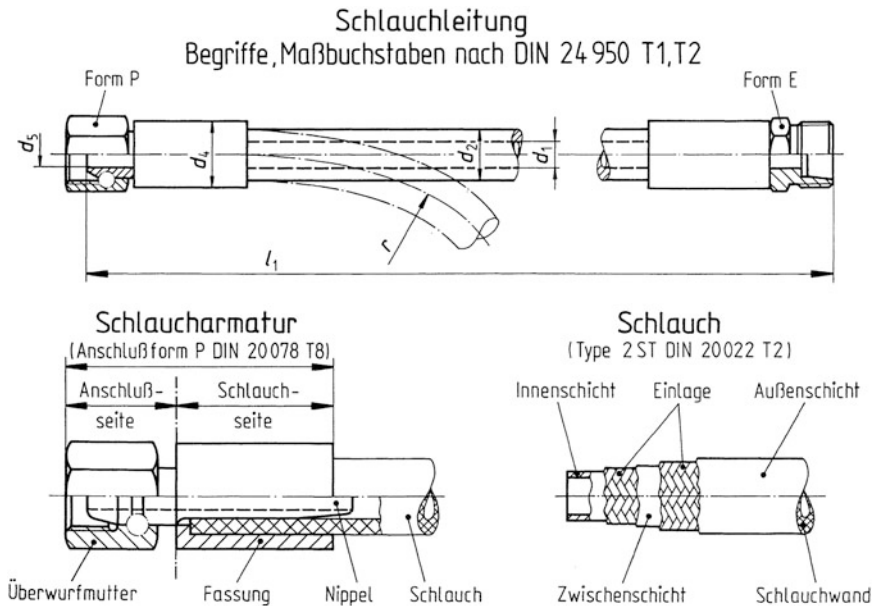


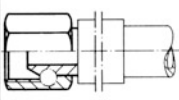
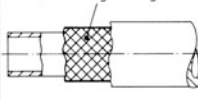
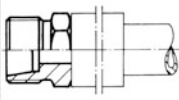
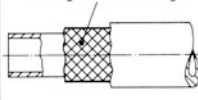
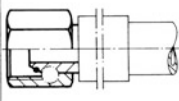
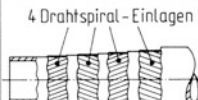
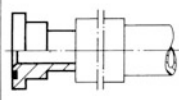
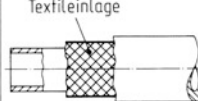
Abb. 5.10 Schlauchleitung und ihre Einzelteile


Die Begriffe für Schlauchleitungen und ihre Einzelteile sind definiert samt den Maßbuchstaben, soweit sie für Konstruktion, Anwendung und Bezeichnung notwendig sind, in DIN 24950 Teil 1).

Für fertig montierte (eingebundene) Schlauchleitungen sind die für Auswahl, Lagerung, Verwendung und Wartung geltenden Richtlinien zusammengefasst (DIN EN ISO 8331), ebenso Maße und Anforderungen festgelegt (DIN 20066). Die gezeigten Formen der anschlussseitigen Befestigung von Schlaucharmaturen wie Dichtkopf-, Gewinde- und Bundanschluss entsprechen den gebräuchlichen Ausführungen (Armatur-Normen bisher: DIN 20078 Teil 1 und Folgeteile, jetzt: DIN ISO 12151 Teil 1 bis Teil 3). Durch Montage (Einbindung) sind die Schlaucharmaturen mit auszuwählenden Schlauchtypen kombinierbar, die sich im Aufbau nach Art und Zahl von Schichten und Einlagen unterscheiden (Schlauch-Normen bisher: DIN 20021, DIN 20022, DIN 20023, DIN 24951, jetzt: DIN EN 853 bis DIN EN 857), Tab. 5.4.

Die Armatur-Normen legen für die Anschlussformen Einbau- und Anschlussmaße der kompletten Armatur sowie den Nenndruck (PN) fest, der dem maximal zulässigen Betriebsüberdruck entspricht. Eine maßliche Festlegung der Einzelteile und Angaben zur Form der schlauchseitigen Befestigung (Innenkontur Fassung, Nippel) erfolgt nicht. Ausreichende Betriebssicherheit der Verbindung ist nur bei richtiger Zuordnung von Schlauch, Nippel und Fassung sicherzustellen. Hierzu werden lediglich allgemeine Anforderungen angegeben (DIN 20066). Danach kombiniert man solche Armaturen und Schläuche zu Schlauchleitungen, die funktionsmäßig zusammenpassen und den gestellten

Tab. 5.4 Anschlußformen von Schlaucharmaturen und Schlauchtypen für genormte Schlauchleitungen in der Hydraulik

Schlaucharmatur			Schlauch	
Anschlußform nach DIN 20078 T1			Typen nach	
Armatur - Norm	Prinzipbild	Baureihe	Schlauch - Norm	Prinzipbild
Dichtkopf DIN 3868		L, LL	Schläuche mit Textileinlage (Niederdruckschläuche)	
DIN 20078 T2,T3	Form A,C		DIN 20021 T1,T2,T3	Typ 1TE, 2TE, 3TE
Gewindezapfen DIN 3861		L, S	Schläuche mit Drahtgeflecht-Einlage (Mitteldruckschläuche)	
DIN 20078 T4,T5	Form D,E		DIN 20022 T1, T3 (Hochdruckschläuche)	Typ 1ST, 1SN 2 Drahtgeflecht - Einlagen
Dichtkegel mit O-Ring DIN 3865		L, S	DIN 20022 T2,T4	Typ 2ST, 2SN
DIN 20078 T8,T9	Form N,P		Schläuche mit Drahtspiral-Einlage (Höchstdruckschläuche)	
Flanschbund mit O-Ring und 2 Halbflanschen		—	DIN 20023 T1, T2	Typ 4SP, 4SH
DIN 20078 T10,T12	Form R,S		Kunststoffschläuche mit Textileinlage (Mitteldruckschläuche)	
			DIN 24 951 T2	Typ 2KT

 in Form A,C ; Form N,P:
 Verbindung des Nippels mit der Überwurfmutter
 nach Wahl des Herstellers

Anforderungen hydraulischer Druck-Impulsprüfung (DIN EN ISO 6803) genügen. So muss z. B. ein Schlauch mit Drahtspiral-Einlage (Typ 4 SP bzw. 4 SH, DIN EN 856) bis zum Erreichen des Berstdrucks ebenso dicht sein wie unter stoßartiger Beanspruchung bis zur Mindestimpulszahl (MIZ) 400000. Der zu ertragende Impulsdruck ist gleich dem 1,33-fachen des zulässigen Betriebsüberdrucks bei vorgegebenem Druckverlauf kurzzeitigen Druckanstiegs (großer Steilheit auf ansteigendem Ast des Impulses).

Die Schlauch-Normen enthalten neben geometrischen Abmessungen und kleinstem zulässigen Biegeradius den zulässigen Betriebsüberdruck (PB), $p_{e,zul}$, den Prüf- (PB) und Berstdruck sowie durch Prüfung (DIN EN ISO 7751) nachzuweisende Anforderungen.

Die Tab. 5.5 fasst die abmessungsbestimmenden Daten zusammen und ist nach dem dynamischen Betriebsüberdruck $p_{e,zul}$ als Zugriffsmerkmal geordnet.

Der zulässige dynamische Betriebsüberdruck gilt für dynamische Belastungsfälle und ist mit dem Sicherheitsfaktor 4 gegen Berstdruck berechnet. Der (in Klammer gesetzte) statische Betriebsüberdruck ist gegenüber dem dynamischen Betriebsüberdruck um den Faktor 1,6 erhöht zulässig. Um jedoch zu eindeutiger sicherheitstechnischer Auslegung zu gelangen, beschränkt sich die Aufstellung nach Norm auf den dynamischen Betriebsüberdruck als alleiniges Auswahl bestimmendes Merkmal. Letzteres setzt die Tabelle für genormte Schläuche unterschiedlicher Einlagen (Textilgewebe TE; Drehgeflecht ST, SN; Drahtspirale SP, SH) in Beziehung zur Nennweite (DN) als Kenngröße für den Schlauch, wodurch die anforderungsgerechte Auswahl des geeigneten Schlauchtyps sehr erleichtert wird.

Die Nennweite (DN), kennzeichnendes Merkmal zueinandergehörender Einzelteile der Schlauchleitung, entspricht annähernd dem Innendurchmesser d_1 des Schlauchs. Die Nennweite als Hauptparameter der Anlage ermöglicht mittels der Zuordnung der Schläuche zu Rohren nach einer Vergleichstabelle die Angleichung an bestehende Festlegungen der Verrohrung. Mit ansteigender Nennweite nimmt die Druckbelastbarkeit ab, so dass sich diagonal verlaufende (in Tab. 5.5 schraffierte und gerasterte) Nutzbereiche der Schlauchtypen ergeben.

Weisen Schlauch und Schlaucharmatur verschiedene Nenndrücke (PN) auf, darf für die Schlauchleitung nur der jeweils niedrigere Nenndruck als maximal zulässiger Betriebsüberdruck angesetzt werden. Um die volle Belastbarkeit der im Höchstdruckbereich eingesetzten Schläuche mit Drahtspiraleinlage (Typ 4 SP bzw. 4 SH, DIN EN 856) für die komplettierte Schlauchleitung auszuschöpfen, empfiehlt sich daher folgende anschlussseitige Befestigung von Schlaucharmaturen: Bis DN 20 Montage der Anschlussform Dichtkegel mit O-Ring (Form P, DIN ISO 12151 Teil 2, früher 20078 Teil 9) und ab DN 25 Anschlussform Flanschbund, schwere Ausführung (Form S, DIN ISO 12151 Teil 3, früher 20078 Teil 12) [27, 28].

Der Flanschbund mit SAE-Flanschschulter (SAE J 518c) dient zur anschlussseitigen Befestigung bei sehr großen Nennweiten und hohen Drücken, z. B. für Baumaschinen, Spezialfahrzeuge und im Bergbau. Durch Gestaltoptimierung der Ganzteilarmatur am Flansch-Rohr-Übergang als Schmiedebauteil konnte die Funktionssicherheit von Höchstdruckschlauchleitungen mit Flanschbund (S) erheblich gesteigert werden (z. B. GH 466 mit GT-Armatur, Aeroquip) [27, 28].

Der Nachteil der mit steigender Nennweite fallenden Druckbelastbarkeit von Schläuchen lässt sich durch Variation des Druckträgers beheben, indem man die Verstärkungseinlage nach Werkstoff und Art der Herstellung optimiert. So gelangt man beim Kunststoffschlauch mit Textileinlage aus aromatischem Polyamid (Aramid, AR) in mehrlagigen Geflechtpaketen zu einer Nutzungscharakteristik mit gleich bleibender Druckbelastbarkeit über der Nennweite. In 3 Stufen des dynamischen Betriebsüberdrucks, $p_{e,zul} = (105, 210, 315)$ bar, wird jeweils der Abmessungsbereich DN 6 bis DN 25 durch 7 Größenstufen überdeckt,

Tab. 5.5 Druckbelastbarkeit von Schlauchtypen und zugeordnete Nennweiten (DN) der Schläuche

Schlauchleitungen. Auswahl und Zuordnung nach DIN 20066																	
Drücke f. Typen n. Schlauch-Normen 1)				Zugeordnete Nennweiten DN der Schläuche 2)													
zul. Betriebsüberdruck $p_{e,zul}$ 3)		Prüfdruck PP Berstdruck DIN 20024		DIN 24 950 T.1 (DIN 24 02 1)													
PB(DIN 24 01 T.1) f. Schläuche		DIN 20024															
statisch	dynamisch	statisch	statisch	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	60	80	100
$p_{e,zul}$ 4)	$p_{e,zul}$ 5)	bar		bar													
bar	bar	bar		bar													
16	(10)	24	40														
20	(12)	30	50														
(25)	(16)	38	65														
(28)	18	42	70														
(40)	25	60	100														
(50)	33	78	130														
(63)	40	96	160														
(71)	45	110	180														
(80)	50	120	200														
(85)	55	130	220														
(90)	58	140	230														
(100)	63	150	250														
(106)	68	165	270														
(112)	70	165	280														
(118)	75	180	300														
(125)	80	195	320														
(140)	88	210	350														
(140)	90	220	360														
(150)	93	225	370														
(170)	105	255	420														
(180)	110	265	440														
(200)	125	300	500														
(212)	130	315	520														
(236)	145	345	580														
(250)	160	385	640														
(265)	165	390	650														
(280)	180	435	720														
(300)	185	445	740														
(335)	210	500	840														
(355)	215	510	850														
(355)	225	540	900														
(400)	250	600	1000														
(425)	275	660	1100														
(450)	280	670	1120														
(450)	290	700	1160														
(500)	315	760	1260														
(530)	325	780	1300														
(530)	330	795	1320														
(560)	350	840	1400														
(600)	380	910	1520														
(630)	400	960	1600														
(670)	415	995	1660														
(670)	420	1000	1680														
(710)	445	1070	1780														
(710)	450	1080	1800														

- 1) Anforderungen an Schläuche nach DIN 20021 T1 und Folgeteile, DIN 20022 T1 und Folgeteile, DIN 20023 T1 und T2
- 2) Maße von Schläuchen mit Zuordnung Nennweite DN und Innendurchmesser d_i nach Schlauch-Normen 1). Innendurchmesser der Schlaucharmatur in der Regel kleiner DIN 20078, vergleichende Gegenüberstellung von zur Nennweite des Schlauchs entsprechenden Rohren DIN 20066
- 3) bei zulässiger Betriebstemperatur $-40^\circ\text{C} < t_{zul} < +100^\circ\text{C}$, höchster anwendbarer Temperatur $t_{max} = 125^\circ\text{C}$, Werkstoff, Einlage, Einbindung nach Herstellerangabe, Prüfgrundlagen 4), 5)
- 4) Schlauch Typ 1TE nur für geringe Impulsbelastungen, so daß maximal zulässiger Betriebsüberdruck gleich statischer Druck DIN 20021 T1, für alle übrigen Typen wurde wegen im Maschinenbau praktisch nicht auftretendem statischen Belastungsfall der statische Betriebsdruck in 1) gestrichen, um Fehlinformationen zu vermeiden. Näherungsweise ist das 1,6-fache des dynamischen Drucks statisch zulässig (!)
- 5) Druckschwell- / Bauteilhaltbarkeit als der Impulsdruck gleich vorgegebenen Vielfachen des Betriebsüberdrucks, den Schlauchleitung für vorgegebene Mindestimpulszahl (MIZ) ohne Undichtheit und ohne bzw. mit Überhalterung nach Druckimpulsprüfung von Schlauchleitungen (DIN 20024) erträgt, vorgegebene Impulsdruck und Mindestimpulszahl nach Anforderung an Schläuche 1)

Bezeichnung nach DIN 20066

z.B. für Schlauchleitung aus Schlauch mit 2 Drahtgeflecht-Einklagen (Typ 2 ST) nach DIN 20022 T2 (2ST) von Nennweite (DN) 20 (20) mit Schlaucharmaturen Formen P (Dichtkegel) und O-Ring) und E (Gewindezapfen) nach DIN 20 078 T9, T5 (PE), von einer Länge $l_1 = 1000$ und mit Schraubeinbindung nach DIN 20 078 T1 (S)

Schlauchleitung DIN 20066 - 2ST 20 PE 1000 S

Tab. 5.5, waagrecht schraffierte Streifen. Damit lehnt sich die Schlauchauswahl an die üblicherweise nach Druckwerten (Nenndruckstufen) erfolgende Auslegung von Komponenten hydraulischer Anlagen an (z. B. Isophor, verstärkt mit Kevlar, P 105, 210, 315, Argus [29]).

5.1.3.1 Schläuche

Schläuche sind flexible Verbundbauteile, die aus einer Innenschicht (Schlauchseele), Einlagen als Druckträger, einer oder mehreren Zwischenschichten und einer Außenschicht (Schlauchdecke) aufgebaut sind [30, 31], Abb. 5.10.

Die *Einlagen* (Verstärkungseinlagen), die dem Schlauch die notwendige Haltbarkeit gegen Innendruckbeanspruchung und gegen äußere mechanische Einwirkung verleihen, variieren nach Werkstoff sowie nach Art der Herstellung und bilden das kennzeichnende Merkmal der Schlauchtypisierung.

In der Fluidtechnik umflucht, umwickelt oder umklöppelt man die Innenschicht mit Einlagen aus zugfesten Textilfasern oder Stahldraht.

Niederdruckschläuche werden überwiegend mit Viskose-(CV), auch mit Polyesterfasern (PES) umflochten (max. Arbeitsdruck PN 10/16: DIN 20018 Teil 1 (früher: DIN 20021-1TE))

Mitteldruckschläuche haben mehrere Textileinlagen aus Viskose (CV) oder vorwiegend aus synthetischen Chemiefasern wie Polyester (PES), Polyvinylalkohol (PVAL) in Garnlage und/oder in mehrlagigen Geflechten (max. Arbeitsdruck PN40 bzw. PN100: DIN 20018 Teil 2 und Teil 3 (früher: DIN 20021-2TE und -3TE), DIN EN 854 und DIN EN 855).

Hochdruckschläuche weisen eine oder mehrere Drahtgeflecht-Einlagen auf (DIN 20021 (früher DIN 20022-1ST, 1SN, 2ST, 2SN), DIN EN 853 und DIN EN 857).

Die für Geflechte verwendeten kalt gezogenen Stahldrähte sind hochfest und zwecks Korrosionsschutzes sowie besserer Haftung vermessingt. Sie werden zu Strängen aufgewickelt und durch Klöppeln um die auf einem Dorn aufgezogene Innenschicht geflochten.

Das unter Innendruck stehende Schlauchgeflecht nimmt Zugkräfte in Längs- und Umfangsrichtung auf, die bei dem aus der Beziehung $\tan \alpha = \sqrt{2}$ sich ergebenden neutralen Flechtwinkel $\alpha = 54^\circ 44'$ im Gleichgewicht stehen. Bei fertigungsbedingten Abweichungen an mehrlagigen Geflechten steht die Resultierende aus Umfangs- und Längskraft nicht mit den Drahtkräften im Gleichgewicht, so dass der druckbeaufschlagte Schlauch eine Längung oder Kürzung bei entsprechender Durchmesseränderung erfährt. Die zulässige Längenänderung bei maximalem Betriebsüberdruck beträgt + 2 bis - 4 % (DIN EN 853).

Zwangsverformungen und Scherbeanspruchungen der Verstärkungselemente an den Kreuzungspunkten lassen sich gleichzeitig vermeiden, indem man die Art der Herstellung des Druckträgers variiert. Wird die Anzahl der Drähte in den Strängen aus jeweils einer Richtung verringert, gelangt man zu einer asymmetrischen Geflechtstruktur, die eine günstigere Auslastung der Verstärkungseinlage bewirkt, den Verschleiß an den Drähten der Randzonen ausschaltet und damit zu längerer Gebrauchsdauer auch unter extremen Druck-Impulsbelastungen führt [32] (z. B. Conti Asymflex, 1 oder 2 SN/ST/ST-C, Continental [33]).

An Stelle des elastomeren Schlauchs mit Drahtgeflecht-Einlage lässt sich der ursprünglich für den Mitteldruckbereich vorgesehene Kunststoffschlauch mit Textileinlage (2 KT), Tab. 5.4, zum Hochdruckschlauch abwandeln, wenn man den Werkstoff des Druckträgers variiert.

Verwendet man an Stelle üblicher Chemiefasern (PES, PVAL) solche aus Aramid, kann nicht nur die Druckbelastbarkeit auf die von Hochdruckschläuchen gesteigert, sondern auch durch konstruktionsoptimierte mehrlagige Geflechtpakete die anwenderspezifische Auslegung nach Nenndruckstufe verwirklicht werden (z. B. Isophor, verstärkt mit Kevlar, Argus [29]).

Höchstdruckschläuche enthalten Drahtspiraleinlagen (DIN 20021 (früher: DIN 20022-4SP, 4SH), DIN EN 856).

Im Gegensatz zu Geflechteinlagen mit sich kreuzenden Drähten treten an spiralgewickelten Druckträgerlagen keine Scherkräfte auf. Bandförmig zusammengefasste und wendelartig um die Innenschicht gewickelte Einzeldrähte werden nur auf Zug beansprucht und bewirken vollkommene, den Durchschlag verhindernde Bedeckung. Schläuche mit 4 Drahtspiral-Einlagen büßen zwar an Flexibilität und Dämpfungsvermögen ein, halten jedoch hoher dynamischer Innendruckbeanspruchung im Bereich großer Nennweiten (DN 10 bis DN 50) stand.

Vierlagige Schläuche mit Drahtspiral-Einlagen werden zur Verbindung beweglicher Teile an elektrohydraulischen Linearantrieben, z. B. bei Flugsimulatoren eingesetzt. Dem Nachteil geringerer Flexibilität steht der Vorzug niedriger Volumenelastizität gegenüber, so dass der Volumeneinfluss infolge elastischer Aufweitung (Atmen) äußerst klein, demzufolge die Abnahme von hydraulischer Steifigkeit und Eigenfrequenz bei hochdynamischer Widerstandssteuerung durch flexible Leitungen vernachlässigbar gering bleiben.

Die **Innenschicht** (Seele) dient zur Leitung der Druckflüssigkeit und zur Abdichtung gegen Leckage, hat bei dorngefertigten Schläuchen sehr glatte Oberfläche (Strömungsfläche) und muss ausreichend chemisch beständig gegen die verschiedenen Stoffgruppen der Druckflüssigkeit sein.

Außer Elastomeren auf der Basis von Acrylnitril-Butadien-Kautschuk (NBR, z. B. Perbunan N), Chloroprenkautschuk (CR, z. B. Neoprene) und Thermoplasten auf der Basis von Polyamid (PA, z. B. PA 12 Nylon) für Hydrauliköle mit vorwiegend aromatischen und asphaltbasischen Grundölen wie für die meisten schwerentflammaren Hydraulikflüssigkeiten (HFA, HFC) gelangen für die vollsynthetische Flüssigkeit auf der Basis organischer Verbindungen (HFD) Innenschichten aus Fluorkautschuk (FPM oder FKM, z. B. Viton) oder Polytetrafluorethylen (PTFE, z. B. Teflon) zum Einsatz.

Thermoplastische Elastomere auf der Basis von Polyether-Polyester-Elastomer (YB-PO, z. B. Hytel) zeichnen sich durch große Biegsamkeit, sehr glatte Oberfläche und hohen Widerstand gegen Strömungverschleiß aus, so dass der Druckverlust (bis zu 20 %) herabgesetzt und der Schmutzeintrag durch Abrieb unterbunden wird.

Die **Außenschicht** (Decke) dient als Schutzschicht gegen mechanische und umweltbedingte Einflüsse wie Temperatur, chemisch aggressive Medien, Ozon, Feuchtigkeit, UV-Strahlung und muss daher mit dem äußeren Drahtgeflecht eng verbunden sein sowie

ausreichende Dicke aufweisen. Im Bereich der Einbindung schützt die Außenschicht den Druckträger vor Korrosion und Zersetzung. Als Werkstoff verwendet man Kautschukmischungen auf der Basis von NBR, für erhöhte Ozon- und UV-Beständigkeit auf der Basis von CR.

Thermoplastische Elastomere auf der Basis von Polyester- oder Polyetherurethan (AU bis EU) weisen neben erhöhter Temperaturbeständigkeit größeren Verschleißwiderstand gegen Scheuern auf. Die **Zwischenschichten** verleihen gute Haftung der Lagen untereinander und schaffen die Voraussetzungen für guten Armaturensitz.

Für die jeweiligen Schichten sind außer NBR alle weiteren Elastomere auf der Basis von Synthesekautschuken (CR, FPM oder FKM, EPDM), die thermoplastischen Elastomere (YBPO, AU oder EU) und die Thermoplaste (PTFE, PA) Sonderschlauchwerkstoffe, deren Vorzugsmerkmale in der Regel ungünstigere mechanische Kennwerte mit sich bringen. Insbesondere verringert sich die Dauerhaltbarkeit unter Schwingungseinwirkung und Impulsdruck sowie die Biegeelastizität.

Zu den Vorzügen des extrudierten thermoplastischen Kunststoffschlauchs zählen geringere Wanddicke, kleineres Gewicht, glattere Innenfläche, höhere Öl-, Ozon- und Kältebeständigkeit, die in der Mobilhydraulik nützlich sind.

Der Anwendungsbereich des Kunststoffschlauchs erweitert sich deutlich mit Steigerung der Druckbelastbarkeit, wie sie durch Variation des Druckträgers erreichbar ist, z. B. mit konstruktionsoptimierter Textileinlage aus Aramid.

5.1.3.2 Schlaucharmaturen

Die Schlaucharmaturen sind Einzelteile oder Baugruppen zur Verbindung von Schläuchen mit Leitungssystemen und unterscheiden sich nach den Formen der anschlussseitigen und schlauchseitigen Befestigung.

Auf der Schlauchseite gliedert man nach der Art der Einbindung in die aus einem Teil (Nippel) bestehende Steckarmatur und in die aus mehreren Einzelteilen (Fassung, Nippel) bestehenden Schraub-, Press- und Schalenarmaturen sowie den Schaleneinband.

Der Übergangsbereich zwischen Schlauch und starrer Armatur (Einbindungszone) ist hoch beansprucht, da hier die infolge von Druckimpulsen auftretende Volumenänderung auf null abgebaut werden muss. Allerdings sind Schlauch und schlauchseitige Befestigung durch die weitgehend vollzogene Gestaltoptimierung von Nippel und Fassung kaum mehr versagensgefährdet, Abb. 5.11.

Die **Steckarmatur** bringt die zum Halten des Schlauchs benötigte Kraft nur mittels ausreichender Verformung des Schlauchs durch einen profilierten Nippel auf, ist durch Einstecken in den Schlauch selbst-montier- sowie wiederverwendbar und wird nur bei Textil verstärkten Niederdruckschläuchen (1 TE) verwendet. Die Steckarmatur wird teilweise zusätzlich durch Schelleneinband gegen Herausrutschen bei sich aufweitender Textileinlage gesichert.

Die **Schraubarmatur** (S, DIN ISO 12151 Teil 2) erzeugt die zum Halten des Schlauchs erforderliche Kraft nur durch axiales Verschrauben von Einzelteilen, ist in der Regel oh-

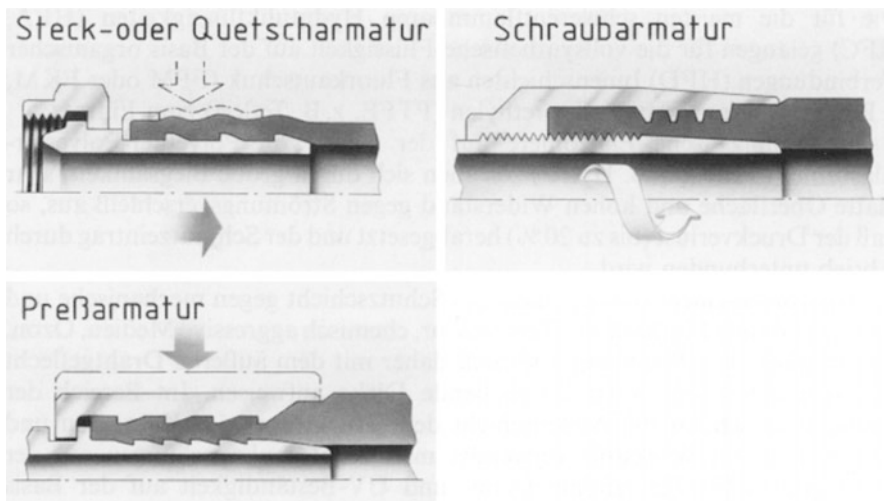


Abb. 5.11 Arten der Einbindung von Schlaucharmaturen (Argus)

ne Sonderwerkzeug selbst-montier- sowie wiederverwendbar und wird für Mittel- und Hochdruckschläuche (2 TE bis 2 ST) eingesetzt.

Schraubarmaturen bestehen aus Drehteilen unveränderlicher Geometrie. Zunächst wird die Fassung auf das Schlauchende geschraubt, danach der Nippel eingeschraubt. Hierfür gibt es Montagemaschinen zur Werkstattmontage. Jedoch lassen sich diese Armaturen bis DN 25 auch im Schraubstock montieren. Schraubarmaturen benötigen mehr Einbauraum und verursachen höhere Kosten, können auf Grund höherer Verfügbarkeit insgesamt dennoch kostengünstiger sein.

Die **Pressarmatur** (Quetscharmatur) (P, DIN ISO 12151 Teil 2 und Teil 3) erzeugt die zum Halten des Schlauchs erforderliche Kraft nur durch bleibende Verformung mindestens eines Armaturenteils (Fassung), ist lediglich mit Sonderwerkzeug (i. Allg. durch Hersteller) montier- sowie wiederverwendbar und wird für Mittel- bis Höchstdruckschläuche (2 TE bis 4 SH, 4 SP) benutzt.

Mitteldruckschläuche verbindet man mit Pressarmaturen als Tiefziehteilen, die aus Blech bestehen und mit unterschiedlichen Profilierungen aufgepresst werden. Für Hochdruckschläuche verwendet man gedrehte Einzelteile, da auch die Fassungen gegen hohe Ausreißkräfte verzahnt sind und nach Einführung des Schlauchs radial auf diese gepresst werden. Bei Schläuchen mit Textileinlage (2 TE, 3 TE) hält die verzahnte Fassung den Schlauch nur über die Außenschicht. Bei Schläuchen mit Drahtgeflecht-Einlage müssen die Fassungszähne in die Einlage eindringen, um sicheren Halt zu gewährleisten. Hierfür wird die Außenschicht zur Armierung am Schlauchende entsprechend der Fassungslänge abgeschält (1 ST, 2 ST). Schläuche mit dünnerer Außenschicht (1 SN, 2 SN) behalten den Schutz für die Einlage, da keine Außenschicht entfernt zu werden braucht. Die Fassungszähne durchdringen durch radiales Pressen die elastomere Außenschicht und stellen einen

metallischen Kontakt zum Drahtgeflecht her. Höchstdruckschläuchen (4 SP, 4 SH) ist die Armatur im vorderen Bereich mit einer Sicherheits-Greifzone versehen, in die ein Teil der Drahtspiralen ohne elastomere Außen- und Innenschicht zwischen Nippel und Fassung fest verankert wird (Ausreißsicherung).

Pressarmaturen sind preisgünstig und platzsparend, so dass diese Art der Einbindung überwiegend eingesetzt wird.

Hinweise für die Praxis

Das Versagen von Schlauchleitungen kann durch normgerechte Zuordnung von Schläuchen und Armaturen, Typenauswahl und Prüfung (DIN 20066, DIN EN ISO 6803, 8032, 1402, 1746, 4672) nicht völlig ausgeschlossen werden, so dass die sicherheitstechnische Auslegung und Kontrolle durch Maßnahmen der mittelbaren und unmittelbaren Sicherheitstechnik zu ergänzen ist.

Geeignete steuerungstechnische Anordnung erhöht die Sicherheit unmittelbar, wenn bei Versagen der Schlauchleitungen keine gefährlichen Maschinenbewegungen entstehen können. So darf bei Maschinen, in deren Gefahrenzone im Arbeitstakt regelmäßig einzugreifen ist, keine Schlauchleitung zwischen Verbraucher und Steuergerät mit sperrender Ventulfunktion angeordnet werden. Flanscht man das Rückschlagventil direkt am Zylinder an, besteht von vornherein keine Gefahr. Hinweise bezüglich der steuerungstechnischen Anordnung von Schlauchleitungen sind z. B. in [34, 35] enthalten.

Räumliche Zuordnung von Schlauchleitung und Bedienendem, Kontaktzeit

Maschinenhersteller und -betreiber haben die Anforderungen nach den Sicherheitsregeln für Schlauchleitungen [35] zu erfüllen. Hiernach ist die Umgebung einer Schlauchleitung zu sichern derart, dass bei deren Versagen eine Gefährdung von Personen vermieden wird. Im Steuerstand von Erdbaumaschinen sind Schlauchleitungen teilweise in Nähe des Fahrersitzes verlegt, wodurch die Kontaktdauer zwischen Bedienendem und Schlauchleitung groß ist. Daher fordert z. B. die Unfallverhütungsvorschrift „Erdbaumaschinen“, in Nähe des Fahrersitzes Schlauchleitungen so zu verlegen oder abzudecken, dass bei deren Versagen der Fahrer, etwa durch Aufpeitschen, nicht verletzt werden kann. An Produktionsmaschinen befindet sich der Bedienende hingegen nur kurz in der Nähe von Schlauchleitungen, so dass die Kontaktzeit kurz ist und besondere Schutzmaßnahmen nicht erforderlich sind [36].

Einbau

Schlauchleitungen müssen vor Fremdeinflüssen geschützt werden, insbesondere vor mechanischer Beschädigung, Wärmestrahlung und aggressiven Medien. Schutzeinrichtungen, wie Abdeckungen aus Metall, z. B. eine Schlauchbrücke bei über einem Gehweg verlegten Leitungen, Wärmeschutz um Wärme abstrahlende Körper oder Schutzüberzüge aus Kunststoff um Schläuche, erhöhen die Sicherheit mittelbar [35].

Um die Funktionssicherheit im Betrieb aufrechtzuerhalten, muss der Maschinenbetreiber die Schlauchleitungen nach Anwendungs- und Inspektionskriterien auf ihre Funktionsfähigkeit beurteilen (DIN 20066). Für die Lagerung von Schläuchen und Schlauchleitungen gelten die Anforderungen für Erzeugnisse aus Kautschuk und Gummi (DIN 7716).

Tab. 5.6 Wichtigste Einbau- und Verlegungsrichtlinien für den Einbau von Schlauchleitungen

Schlauchleitungen Anforderungen für den Einbau nach DIN 20066 T4			
Bild-Nr.:	falsch	richtig	Hinweise und Richtwerte
Allgemeines			
1			Ein Verdrehen des Schlauches ist zu vermeiden.
2			Zugbeanspruchung soll in allen Betriebszuständen, ausgenommen durch Eigengewicht, entfallen; ebenso Stauchbelastung bei kurzen Längen.
3			Schlauchleitungen natürlicher Lage folgend einbauen, wobei die kleinsten zulässigen Biegeradien nicht unterschritten werden dürfen.
4			Bei gebogenem Einbau Schlauchleitungslänge so wählen, daß konstruktiv vorgesehene Biegung erst nach Länge von $\geq 1,5 d$ beginnt; ggf. Knickschutz vorsehen.
5			Durch Verwendung geeigneter Armaturen bzw. Verbindungsstücke (z.B. richtungseinstellbare Winkelverschraubung DIN 2351) wird zusätzliche Beanspruchung des Schlauches vermieden.
Vermeiden äußerer Beschädigungen			
6			Äußere mechan. Einwirkungen auf Schlauchleitungen, auch das Scheuern an Bauteilen oder untereinander ist durch zweckmäßige Anordnung u. Befestigung zu vermeiden; ggf. Schläuche durch Schutzüberzüge sichern, scharfkantige Bauteile abdecken.
Vermeiden von Verdrehbeanspruchung			
9			Bei Anschluß einer Schlauchleitung an sich bewegendem Teile ist Verdrehen des Schlauches zu vermeiden, wenn Bewegung und Biegung in gleicher Ebene stattfinden. Dies ist durch geeigneten Einbau oder konstruktive Maßnahmen zu erreichen.
Einbauhilfen			
10			Bei lose verlegten Schlauchleitungen ist durch geeignete Schlauchführung ein Abknicken zu vermeiden.
11			
12			Schlauchhalterungen dort vermeiden, wo natürliche Bewegung und Längenänderung des Schlauches behindert werden.
Schutz gegen äußere Temperatureinwirkung			
13			Bei Auftreten hoher Temperaturen von außen sind Schlauchleitungen entweder in genügendem Abstand von wärmestrahlen den Bauteilen einzubauen oder durch geeignete Maßnahmen (Abschirmung) zu schützen.

Die Grundregel „sicher“ erstreckt sich auch auf die Montage als einem der Hauptgesichtspunkte beim Gestalten. Die in einer Übersicht als falsch und richtig gegenübergestellten Maßnahmen für den Einbau von Schlauchleitungen (DIN 20066) stellen daher Maßnahmen der sicherheitstechnischen Auslegung dar, Tab. 5.6.

Bereits vor Inbetriebnahme ist durch richtigen Einbau die Funktionsfähigkeit sicherzustellen und die Gebrauchsdauer der Schlauchleitungen nicht durch zusätzliche Beanspruchungen zu verkürzen.

Allgemein ist die Schlauchleitungslänge entsprechend den Einbauverhältnissen zu bestimmen. Die mögliche Kürzung oder Längung unter Betriebsdruck (entsprechend Angaben in Schlauch-Normen) ist zu berücksichtigen. Daher sind Schlauchleitungen immer mit einem gewissen Durchhang zu montieren (DIN EN ISO 4671).

Im Besonderen sind in Tab. 5.6 die wichtigsten Einbau- und Verlegungsrichtlinien zum Vermeiden äußerer Beschädigungen, von Biege- und Torsionsbeanspruchung, zu Einbauhilfen und zum Schutz gegen Temperatureinwirkung dargestellt.

5.1.4 Trennbare Leitungsanschlüsse: *Hydraulikkupplungen*

Schlauchleitungen setzt man auch als trennbare Leitungen in Hydraulikanlagen ein. Hierfür wird an einem Ende die Schlaucharmatur durch eine Kupplungshälfte (Loshälfte) ersetzt, während die andere Kupplungshälfte (Festhälfte) am Gerät befestigt ist. Der durch Schlaucharmatur und Kupplung komplettierte Schlauch verbindet zwei Geräte wiederholt trennbar miteinander. Die Verbindung zweier oder mehrerer Schlauchleitungen miteinander, also die gekuppelte Schlauchleitung, stellt die Ausnahme dar. Hingegen werden Rohrleitungen über Verbindungsverschraubungen häufig aus mehreren Rohren (bedingt) wiederholt montierbar zusammengesetzt.

Die *vollständige Kupplung* besteht aus *Stecker* und *Muffe*, die kraft- oder formschlüssig miteinander verbunden werden. Die Schließglieder wirken automatisch abdichtend nach dem Prinzip des federbelasteten, mechanisch entsperbaren Rückschlagventils. Die Kupplungsbauformen unterscheiden sich nach den Anforderungen an einfache Handhabbarkeit beim Betätigen und an die Höhe der Druckbelastbarkeit entsprechend dem zulässigen Betriebsüberdruck. Außerdem werden Wünsche berücksichtigt, die einen begrenzten konstruktiven Mehraufwand rechtfertigen, so die Unterbindung von Nebeneffekten wie Leckage und Luftschluss, die Verringerung des Bauvolumens, die Minimierung des Druckverlusts.

Schnellverschlusskupplung: *Hydraulik-Steckkupplung*

Die Steckkupplung dient zum schnellen Verbinden und Entkuppeln gefüllter Leitungen und wird durch axiales Verschieben der Kupplungshülse der Muffe (mit Links-Rechts-Rändel) manuell betätigt. Das Kuppeln erfolgt kraftschlüssig durch Zusammenstecken von Stecker und Muffe, wobei die Kuppelbarkeit ausgeglichenen Druck zwischen Versorgungs- und Verbraucherseite voraussetzt. Beim Leitungsanschluss sind das Außengewinde (Bohrungs-

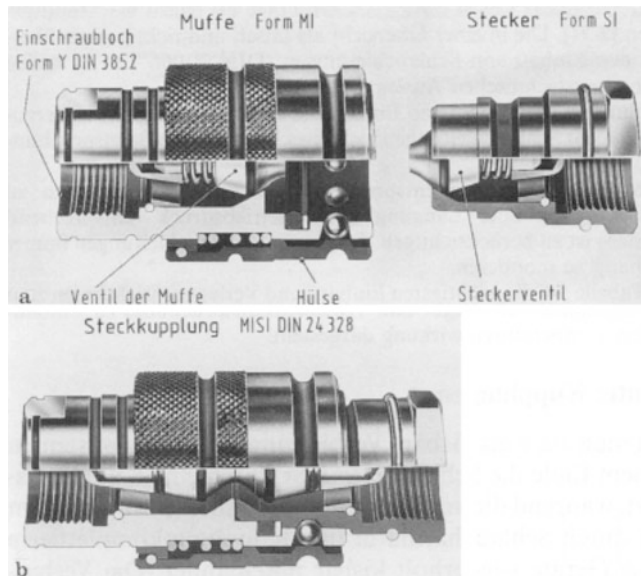


Abb. 5.12 Hydraulik-Steckkupplung mit Innengewinde (Schnellverschlusskupplung SVK, Argus). **a** getrennte Kupplung, **b** Im gekuppelten Zustand

form W, DIN 3861) und das Innengewinde (Einschraubloch Form Y, DIN 3852, DIN EN ISO 9974 Teil 1) zu unterscheiden (ISO/DIS 14541) (z. B. SVK, Argus [37, 38]), Abb. 5.12a.

Hubbegrenzung und strömungsgünstige Formgebung der Schließglieder (Strömungskegel) sichern im gekuppelten Zustand, dass in Muffe und Stecker der Mindesthub für die Freigabe des maximalen Durchflussquerschnitts erreicht wird und der Druckverlust (ISO 7241-1) klein bleibt, Abb. 5.12b.

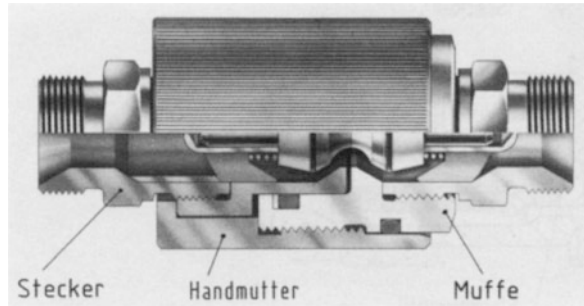
Steht bei getrennter Kupplung die Verbraucherseite (Stecker) unter Druck, ist eine andere Bauform zu wählen. Es handelt sich um die Steckkupplung mit auf der Verbraucherseite unter Druck kuppelbarer Muffe. Beim Zusammenstecken wird das Ventil der Muffe um den doppelten Hub geöffnet, das Ventil des Steckers bleibt hingegen geschlossen. Erst nach Druckausgleich drückt das Ventil der Muffe das Steckerventil auf und fixiert beide in geöffneter Normallage (Blockiersperre). Ungewolltes Schließen infolge Rückschlageffekts oder Blockieren sind ausgeschlossen (z. B. SPK, Argus [37, 38]).

Als Einbau-Steckkupplung wird die Muffe fest gehalten und das Innenteil der Muffe führt eine axiale Bewegung aus, so dass eine Abreißfunktion (Einhandbedienung) realisiert werden kann (z. B. FSK, FPK, Argus [37, 38]).

Hochdruckkupplung

Die Hochdruckkupplung dient zum Verbinden und Entkuppeln gefüllter Leitungen und wird durch Verschrauben der Handmutter des Steckerteils (mit Rändel mit achsparallelen Riefen) manuell betätigt. Das Kuppeln erfolgt formschlüssig durch Paarung des Außen- und Innengewindes von Stecker und Mutter, wobei die Kuppelbarkeit unter Druck bis zu

Abb. 5.13 Hochdruckkupplung für große Nennweiten DN im gekuppelten Zustand (HDK, Argus)



50 bar ohne Sonderwerkzeug gegeben ist. Diese wenig störungsanfällige Bauform eignet sich für Hoch- und Höchstdruckschläuche (bis 4 SP) und widersteht hohen Impulsdrücken bei großer Impulszahl (z. B. HDK, Argus [37, 38]), Abb. 5.13.

Rohrleitungs- und Abreißkupplung

Das Kuppeln erfolgt hier durch Verschrauben mittels Handmutter bzw. Handrad. Nach deren Lösen können die Kupplungshälften getrennt, in der Abreißvariante auch auseinandergerissen werden (Einhandbedienung), ohne das Leitungssystem infolge stoßartiger Zugbeanspruchung zu beschädigen und äußere Leckverlust zu verursachen. Ein ausreichender Abreißhub ist vorzusehen, indem die Festhälfte an eine Schlauchleitung oder an ein federndes Rohr angeschlossen wird (z. B. RK, AK, Argus [37, 38]).

Leckagesichere Hydraulikkupplung: Clean-Break-Kupplung

Beim Betätigen entsteht in allen gängigen Kupplungen ein geringer Leckverlust. Sollte der bis 2,5 ml je Kuppelvorgang zulässige Mediumverlust (ISO 7241-2,) nicht hinnehmbar sein, wird die Clean-Break-Kupplung eingesetzt. Diese Sonderbauform lehnt sich an das Ringkolbenventil als Schließglied mit großer Auflagefläche an, so dass auch bei hohem Impulsdruck plastisches Verformen (Stauhen) und Verschleiß unterbleiben. Die Ventile von Muffe und Stecker sind ineinander verschachtelt und glatt abschließend. Es bleiben keine trichterförmigen Bereiche und Zwischenräume, wo sich das Medium beim Entkuppeln sammeln und nach dem Kuppeln austreten kann. Lediglich die Benetzung metallischer Oberflächen ist nicht vermeidbar, so dass Tropfenbildung unterhalb messbarer Leckage als technische Leckfreiheit anzusehen ist (z. B. MC-009, Walther [39, 40]), Abb. 5.14.

Mehrwegkupplung: Multikupplung

Die Verkettung mobiler Komponenten und das Umrüsten automatischer Produktionsanlagen erfordert schnelles und verwechslungsfreies Trennen und Verbinden paralleler Leitungen durch die sog. Mehrwegkupplung. Die Kombination einer Träger- und Verriegelungsplatte als anzupassendes Grundelement mit standardisierten Steck- und Verriegelungselementen (Plattenbauweise) ermöglicht eine große Variantenvielfalt an Mehrwegkupplungen. Die Bauformen können manuell oder durch Hilfskraft betätigt sein.

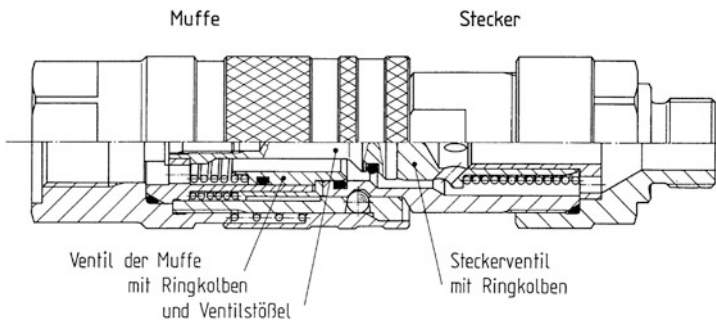


Abb. 5.14 Leckagesicherte Hydraulik-Kupplung (Clean-Break-Kupplung) im gekuppelten Zustand (MC-009, Walther)

Die manuelle Betätigung eignet sich für kleine Baugrößen, die keine Betätigungshilfe benötigen. Übersteigen an der mit mehreren Steckelementen bestückten Trägerplatte Restdrücke und die Ventildruckkräfte die aufbringbare Handkraft, ist eine Betätigungshilfe (Kraftverstärkung), z. B. über mechanische Ver- und Entriegelungsvorrichtung vorzusehen (z. B. WVN 55.3, Walther [41, 42]), Abb. 5.15a.

Hilfskraftbetätigt kann die Multikupplung in Stoßtechnik oder – nach außen kräfteneutral – in Einzugschnik ausgeführt werden. Bei letzterer leitet z. B. ein doppelt wirkender Einzugszylinder die Bewegungen für Kuppeln und Entkuppeln sowie die Betätigungskräfte für Ver- und Entriegeln in die Loshälfte der Multikupplung für waagerechten Einbau ein (z. B. WVN 55.14, Walther [41, 42]), Abb. 5.15b. Die einzelnen Stellungen werden über Näherungssensoren elektrisch aufgenommen und angezeigt.

Da in Einzugschnik durch die Festhälfte der Multikupplung keine Kräfte auf die Trägerplatte übertragen werden, besteht keine Gefahr des Verformens am Trägergestell.

Multikupplungssysteme (Dockingsysteme) mit Fernsteuerung und automatischer Positionierung finden an Transferstraßen, Hydraulikpressen, Prüffeldern und Flugtriebwerken Anwendung.

5.2 Hydrospeicher: *Energiespeicherung*

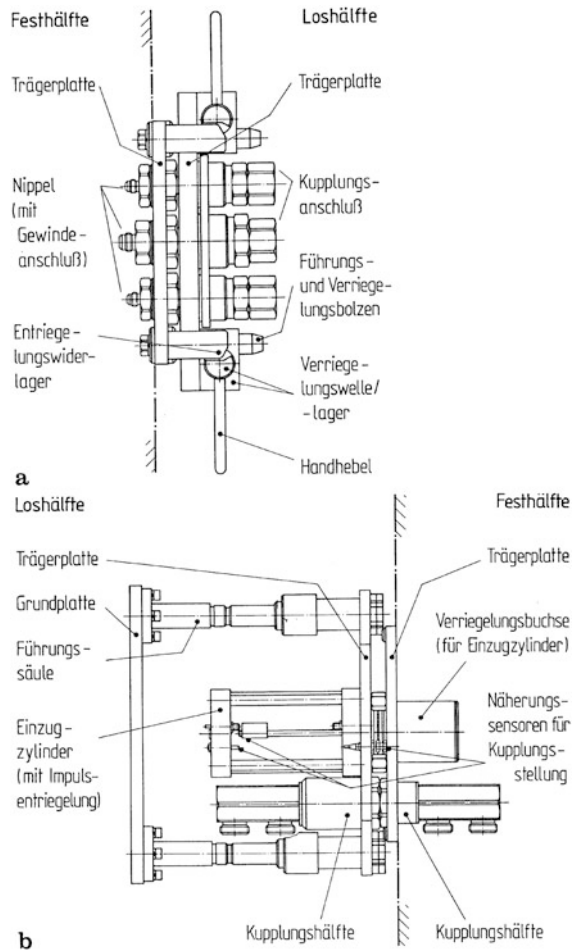
5.2.1 Aufgaben

Außer durch verlustarme Energieumformung lassen sich Gütekennwerte hydraulischer Anlagen durch Energiespeicherung in der gesonderten Baueinheit *Hydrospeicher* steigern (DIN EN 14359).

Hydrospeicher erfüllen somit die **Hauptaufgabe**, eine günstigere Energieverwertung in der Hydroanlage zu ermöglichen. Darüber hinaus verbessern Hydrospeicher die Gleichmäßigkeit der Energieübertragung, indem sie *folgende Aufgaben* wahrnehmen:

Abb. 5.15 Multikupplung
(WWN 55.3; 55.14, Walther).

a handbetätigt,
b hilfskraftbetätigt



- Pulsationen des Volumenstroms (Ungleichförmigkeit) verringern;
- dynamische Druckänderungen (Druckstöße) im Leitungssystem auffangen (Pulsationsdämpfung);
- mechanische Stöße aus dem Lastsystem dämpfen (Stoßdämpfung);
- die Gleichförmigkeit des Bewegungsablaufs (Laufgüte) erhöhen;
- großen Schluckstrombedarf kurzzeitig abdecken, etwa um hohe Anlaufbeschleunigung zu verwirklichen (Deckung von Leistungspitzen);
- kleinen Leckstrombedarf langfristig befriedigen, etwa um Vorspannkraft aufrechtzuerhalten (Leckstromkompensation).

Nach Art der Vorspannung (Gewicht, Gasdruck, Federkraft) sind lediglich Speicher mit Gasvorspannung von Bedeutung. Unter Druck wird hydraulische Energie von der praktisch

inkompressiblen Hydraulikflüssigkeit gespeichert, indem diese ein vorgespanntes Gasvolumen komprimiert (hydropneumatische Feder). Das Druckgas dient als Energieträger von hoher Energiekapazität. Hydrospeicher sind damit Druckbehälter mit Gaspolster mit oder ohne Trennwand zwischen Flüssigkeit und Gas.

5.2.2 Bauarten und Wirkungsweise

Hydrospeicher mit Trennwand unterteilen den Druckraum in einen Gas- und einen Flüssigkeitsraum. Man unterscheidet nach der Art der Trennwand Blasen-, Membran- und Kolbenspeicher (DIN EN 14359), Abb. 5.16.

Blasenspeicher Trennwand ist eine geschlossene Blase aus gummielastischem Werkstoff (Elastomerbalg) auf der Basis von Acrylnitril-Butadien-Kautschuk (NBR, z. B. Perbunan N), Isobuten-Isopren-Kautschuk (IIR, z. B. Butyl) oder Fluorkautschuk (FKM, z. B. Viton) je nach erforderlicher Beständigkeit gegen die Hydraulikflüssigkeit.

Der um die Blase sich erstreckende Flüssigkeitsraum steht als Arbeitsseite mit dem hydraulischen Kreislauf in Verbindung, so dass bei Druckanstieg der Speicher gefüllt und das Gas komprimiert wird. Bei Druckabfall expandiert das Gas und drückt die gespeicherte Flüssigkeit in den Kreislauf, Abb. 5.16a.

Speicherbehälter ist ein zylindrischer Druckbehälter der nahtlos mit gewölbtem Boden und offenem Ende, andernfalls mit angeschmiedeten oder angeschweißten Böden ausgeführt wird.

Standard-Blasenspeicher mit nahtlosem Hohlkörper aus legierten Stählen für Druckbehältermäntel (z. B. Vergütungsstahl 34 CrMo4, DIN EN 10083) eignen sich für Nennvolumina von 0,2 bis 200 l und zul. Betriebsüberdruck 210/330 bar bzw. für 1 bis 50 l und 500/550 bar. Die Hohlkörper werden am offenen Ende durch Anformen (Spinning) oder Einziehen wanddickenverstärkt bzw. für den oberen Druckbereich mit angeschmiedeten Böden versehen.

Der obere Boden enthält den gasseitigen Anschluss mit einvulkanisiertem Gasventil als Ausrüstungsteil zum Füllen der Blase bis auf den Vorladedruck zum Schutz beim Befördern bzw. bis auf den Fülldruck p_0 vor Inbetriebnahme des Speichers.

Im unteren Bodenausschnitt befindet sich der flüssigkeitsseitige Anschluss mit einem federbelasteten Rückschlagventil als Einbauteil, das bei plötzlichem Abfall des Systemdrucks und bei völliger Entleerung des Speichers von Druckflüssigkeit schließt. Das Herausdrücken der Blase verhindert der verschließende Ventilteller (z. B. HY/AB 160 ... 330, Bosch Rexroth [43]; SB 120, HYDAC [44]).

Niederdruck-Blasenspeicher mit geschweißtem Hohlkörper aus unlegierten Stählen als Mäntel für Druckbehälter (z. B. Rohre aus St 37.4, DIN EN 10297 Teil 1 und DIN EN 10216 Teil 1) eignen sich für Nennvolumen von 2,5 bis 50 l und zul. Betriebsüberdruck von 35 bar. Die Hohlkörper werden mit angeschraubten Böden und verstärktem Flansch oder mit gepressten angeschweißten Böden (z. B. Kesselblech H II, DIN EN 10028) hergestellt.

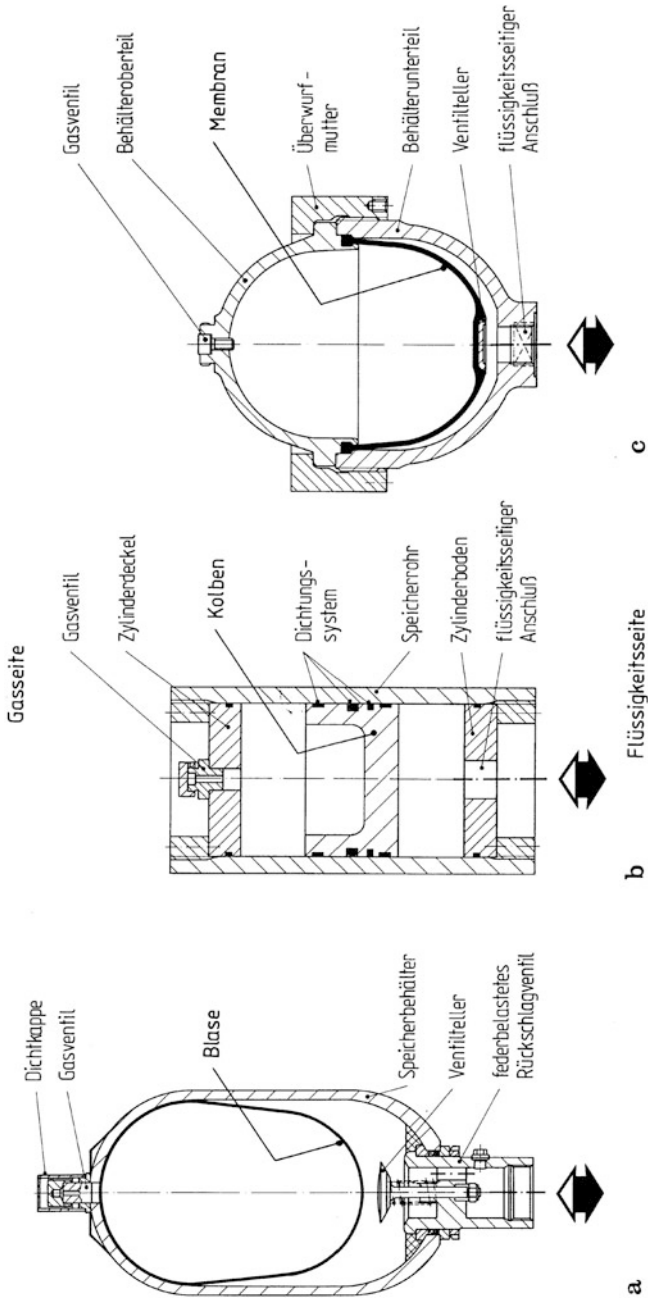


Abb. 5.16 Bauarten der Hydrospeicher als Druckbehälter mit Gaspolster (Gasdruckspeicher) und Trennwand zwischen Flüssigkeit und Gas (HYDAC). **a** Blasenspeicher, **b** Kolbenspeicher, **c** Membranspeicher

Der flüssigkeitsseitige Anschluss enthält eine Lochscheibe, die das Herausdrücken der Speicherblase beim Entleeren verhindert (z. B. SB 35, HYDAC [44]).

Bei vollständiger Entleerung schlägt die elastische Trennwand auf dem Ventil auf. Es sollte daher nicht das gesamte Flüssigkeitsvolumen während des Betriebs ausgetauscht, sondern ein Restvolumen von 10 % des Nennvolumens zurückbehalten werden. Der Volumennutzungsgrad $v_{k,max}$ (Nutzvolumen ΔV zu Gasvolumen V_1 bei niedrigstem Betriebsdruck p_1) ist mit 0,6 bis 0,75 niedriger als beim Kolbenspeicher, das minimale Druckverhältnis (Fülldruck p_0 zu höchstem Betriebsdruck p_2 oder Einstell- druck Sicherheitsventil p_3) nicht kleiner als 1:4. Bei kleineren Druckverhältnissen sinkt die Gebrauchsdauer auf Grund erhöhter Walkarbeit und thermischer Beanspruchungen (Zermübung) des Elastomerbalgs.

Im Gegensatz zum Kolbenspeicher sind die Diffusionsverluste beim Blasenspeicher gering, da die Blase eine geschlossene Trennwand um die Gasfüllung bildet und dadurch eine hermetische Abdichtung bewirkt. Es kann nur die äußerst geringe innere Leckage infolge Permeabilität der Trennwand auftreten. Die Permeation des Gases durch die Elastomerblase hängt außer von der Molekülgröße von der Temperatur, des Füllgases, damit von der Öltemperatur ab ((1 ... 3) %/a bei 20 °C; (6 ... 10) %/a bei 60 °C).

Hydrospeicher für großen Druckflüssigkeitsstrom (High-Flow-Ausführung). Das Ausströmen der gespeicherten Druckflüssigkeit in den Kreislauf benötigt hinreichend lange Entladezeit, da wegen des Strömungswiderstands an der Austrittsöffnung der maximale Volumenstrom begrenzt ist. Wird hingegen schnelles Entladen oder schnelles Auf- und Entladen erforderlich, steigt der Volumenaustausch entsprechend an, d. h., es ist großer Volumenstrom zu ermöglichen. Hierfür sieht man Bauformen mit vergrößertem Strömungsquerschnitt des flüssigkeitsseitigen Anschlusses vor. Blasenspeicher für großen Druckmittelstrom erreichen im Hochdruckbereich Volumenströme bis 40 l/s und im Niederdruckbereich bis 140 l/s. Bei der Hochdruckvariante erweitert man den Ringquerschnitt an der strömungsgünstig umkleideten Ventilschaftführung, bei der Niederdruckvariante den freien Querschnitt an der eingespannten Lochscheibe im kugelförmigen Anschlusskörper. Diese Hochleistungsspeicher werden vorrangig für Verbraucher mit kurzzeitig großem Volumenstrombedarf, ggf. bei zyklischem Betrieb mit hoher Zyklusfrequenz, also zur wiederholten Deckung von Leistungsspitzen eingesetzt (z. B. High-flow-Blasenspeicher Typ SB 330 HF 40-35 bzw. SB 35 HF 140, HYDAC [44]).

Unter den Sonder-Blasenspeichern sind neben dem geschweißten Niederdruckspeicher für große Volumina (450 l), dem nahtlosen Hochdruckspeicher mit ebenem Boden und Flanschverbindung (zul. Betriebsüberdruck ≤ 1000 bar) folgende Ausführungsvarianten von Bedeutung.

Blasenspeicher in Verbundbauweise (Leichtbauspeicher). Führt man den Speicherbehälter als dünnwandigen Stahlbehälter mit einer Faserummantelung verstärkt aus, gelangt man zum leichten Druckbehälter. Der Kernbehälter wird am zylindrischen Teil in Umfangsrichtung mit der Faserummantelung versehen (hoop-wrapped). Es handelt sich um Wickelbänder aus Hochleistungsfasern mit thermoplastischer Matrix (Polyamid-Rovings).

Das Wirkprinzip des Wickelbehälters leitet sich aus dem im Hohlzylinder herrschenden rotationssymmetrischen Spannungszustand ab, bei dem die Tangentialspannung doppelt so hoch wie die Längsspannung ist. Wird letztere vollständig vom Kernbehälter (Innenliner) aufgenommen, verteilt sich die Umfangsspannung je zur Hälfte auf den Metallkernbehälter und das Wickellaminat aus aramidfaserverstärktem Kunststoff (AFK). Der Wickelbehälter kann so den doppelten Druck des Kernbehälters ertragen, der etwa nur die halbe Wanddicke des Vollwandstahlbehälters aufweist. Es ergibt sich mit dem geringen Gewicht der Umwicklung eine Gewichtersparnis um ein Drittel, im Höchstfall bis zur Hälfte [45].

Blasenspeicher als Druckbehälter in Verbundbauweise (Hochleistungs-Faserverbundwerkstoff mit Metallinnenliner) werden bevorzugt in der Flughydraulik zur Verringerung der Volumenstropmpulsation wie zur Deckung von Leistungsspitzen im hydraulischen Brems- und Tragflächenverstellsystem, in der Fahrzeughydraulik zur besseren Energienutzung durch Bremsenergierückgewinnung wie zur Deckung von Leistungsspitzen für Niveauregelung und Federung an Nutzkraftwagen bzw. schienengebundenen Fahrzeugen eingesetzt (z. B. Typ SB . . . L, HYDAC [44]).

Blasenspeicher mit nachgeschalteter Stickstoffflasche (Transferbauart). Blasenspeicher ermöglichen das Nachschalten von Gasflaschen (Transferbetrieb), vorzugsweise in der Anordnung mit einer Stickstoffflasche. Hierfür wird ein besonderer Gasventilanschluss (Adapter) mit einem ins Innere geführten Transferstab (Crepinstab) vorgesehen, der unkontrolliertes Verformen der Speicherblase beim Aufladen verhindert. Der Volumennutzungsgrad lässt sich somit anheben ($v_{k,max} = 0,8$), das minimale Druckverhältnis p_0/p_2 auf 1:8 herabsetzen, so dass bei kleiner Differenz zwischen höchstem und niedrigstem Betriebsdruck ($p_2 - p_1$) ein möglichst großes Flüssigkeitsvolumen $\Delta V'$ entnommen werden kann, Abb. 5.17.

Hydrodämpfer Beim Blasenspeicher ist die elastische Trennwand von äußerer Reibung frei, so dass keine Druckdifferenz zwischen Gas- und Flüssigkeitsseite besteht. Verformungswiderstand und Masse des Gummibalgs sind gering. Der Blasenspeicher kommt daher dem Auf- und Entladeverhalten eines Speichers ohne Trennwand nahe. Blasenspeicher eignen sich für schnelle Vorgänge und werden in spezieller Bauform zur Minderung von Druckstößen im Leitungssystem bis zu Betriebsdrücken von 1000 bar genutzt.

Stellt man einen direkten Anschluss zur Rohrleitung über einen Anschlussblock her, der Strömungsumlenkung an der mit einem Krümmerkanal umkleideten Ventilschaffführung herbeiführt, lässt sich der pulsierende Volumenstrom verlustarm auf die Blase leiten. Man erreicht nahezu trägheitslose Ankopplung des Gaspolsters an das Flüssigkeitsvolumen, so dass die Abschirmung des Leitungssystems auch für höherfrequente Druckpulsationen wirksam wird (z. B. Pulsationsdämpfer SB . . . P, HYDAC [44, 46]), Abb. 5.25.

Die Einbaulage von Blasenspeichern ist beliebig, bei senkrechtem Einbau erhöht sich die Zuverlässigkeit. Je nach dem Anwendungszweck sind die bevorzugten Einbaulagen für Energiespeicherung senkrecht – Gasseite oben –, für Pulsationsdämmung und Druckkonstanthaltung waagrecht bis senkrecht und für Volumenkompensation senkrecht.

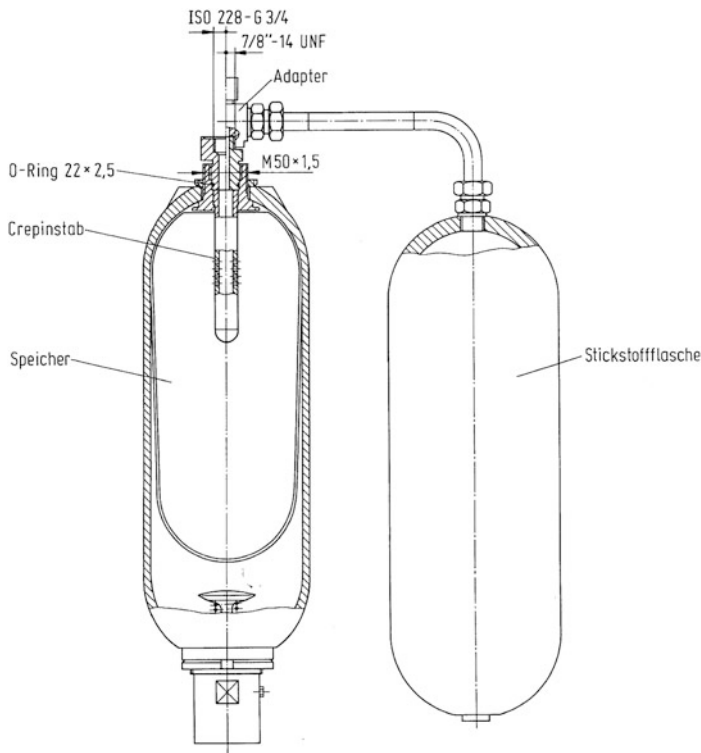


Abb. 5.17 Blasenspeicher mit nachgeschalteter Stickstoffflasche (Bauart HYDAC)

Die Instandhaltung des senkrecht eingebauten Blasenspeichers vereinfacht sich, wenn das Auswechseln der Speicherblase von der Gasseite her möglich wird (z. B. Top-repairable-Ausführung).

Kolbenspeicher Trennwand ist ein frei beweglicher starrer Kolben. Speicherbehälter ist ein stangenloser Zylinder mit Zylindermantel aus kalt verformten nahtlosen Präzisionsstahlrohren (z. B. St 52, DIN EN 10305 Teil 1) mit nachfolgender Innen-Feinbearbeitung durch Honen.

Kolbenspeicher eignen sich für Nennvolumina von 1 bis 250 l und zulässigen Betriebsüberdruck 200/350 bar sowie für Speicherinhalte bis zu 1500 l, also vorwiegend für große Flüssigkeitsvolumina.

Bei der Bauform Rundzylinder wird das Speicherrohr mit den Fügeteilen Zylinderkopf und -boden durch Schrauben verbunden (Einschraubausführung Grundring mit Deckel), Abb. 5.16b.

Der Zylinderkopf enthält den gasseitigen Anschluss mit eingebautem Gasventil (Einschraubventil), im Zylinderboden befindet sich der flüssigkeitsseitige Anschluss.

Da sich der Bewegungsbereich des Kolbens über den vollen Zylinderhub erstreckt, können bis zu 90 % des Druckraums als Flüssigkeitsraum genutzt und extreme Verhältnisse zwischen Fülldruck p_0 und höchstem Betriebsdruck p_2 verwirklicht werden. Der Volumennutzungsgrad $v_{k,max}$ ist damit hoch (0,85 . . . 0,9), das minimale Druckverhältnis p_0/p_2 sehr klein (1:10 bis 1:12).

Kolbenspeicher stellen Hydrospeicher für große Druckflüssigkeitsströme dar. Über den variablen Konstruktionsparameter Kolbendurchmesser ($d \leq 800$ mm) lassen sich Druckräume für großen Volumenaustausch erzeugen, so dass selbst bei begrenzter Kolbengeschwindigkeit ($v_{max} = 2$ m/s) Volumenströme bis 1000 l/s möglich sind.

Diesen Vorzügen stehen folgende Nachteile gegenüber Während die elastische Trennwand durch Verformung zu bewegen ist, vollführt der zylindergeführte Kolben eine Gleitbewegung, die der Zylinderreibung unterliegt. Zwischen Gas- und Flüssigkeitsseite besteht daher stets eine Druckdifferenz, die dem messbaren Reibungsdruck p_R entspricht. Gummielastische Berührungsdichtungen bedingen einen Reibkraftanteil infolge trockener Reibung, der bauart-, werkstoff- und häufig druckabhängig ist, Abschn. 3.4.1.4. Folglich steigt der Reibungsdruck p_R mit dem Betriebsüberdruck p an.

Der Kolbengeschwindigkeit setzt die zulässige Gleitgeschwindigkeit der Berührungsdichtung Grenzen ($v < 2$ m/s). Größere Geschwindigkeiten bei kurzen Hüben (hohe Zyklusfrequenzen) führen zu thermischer Überbeanspruchung der Dichtung. Bei sehr kleinen Geschwindigkeiten tritt Ruckgleiten auf.

Im Gegensatz zur hermetischen Abdichtung beim Blasenspeicher treten im Dichtspalt bewegter Dichtflächen prinzipbedingt Durchfluss und Undichtheit auf. Beim Kolbenspeicher dringt daher Flüssigkeit in den Gasraum ein (fließende Leckage) und Gas diffundiert zur Flüssigkeitsseite (Glasleckage).

Die starre Trennwand ist mit der Masse des metallischen Kolbens behaftet. Wenngleich der Kolben als Leichtmetallkolben massearm ausgeführt werden kann, bleibt seine Trägheitswirkung, insbesondere bei geringer Flüssigkeitsmasse, relativ groß. Kolbenspeicher kommen daher für schnelle Vorgänge, z. B. als Hydrodämpfer für Pulsationsdämpfung, kaum in Betracht, da sie zu niedrige Eigenfrequenzen haben.

Der aus Kolbenmasse, wirksamer Kolbenfläche und Zyklusfrequenz ableitbare Beschleunigungsdruck p_a ist allerdings klein gegen den Reibungsdruck p_R . Da sich die Nachteile des Kolbenspeichers vorwiegend auf die druckabhängige Kolbenreibung zurückführen, kommt der Gestaltung der (außendichtenden) Kolbendichtung maßgebender Einfluss auf das Speicherverhalten zu. Das aus nichtmetallischen Führungselementen und einer elastischen Berührungsdichtung bestehende Dichtungssystem für Gas und Flüssigkeit lässt sich auf die Anforderungen an den Hydrospeicher abstimmen, Abschn. 3.4.10.2.

Dichtungssystem in Standardausführung Für normale Anforderungen an den Speicherbetrieb wählt man die symmetrische Anordnung zweier Nutringe aus verschleißfestem Polyurethan-Elastomer (AU) (z. B. SK 350, Kolben-Bauform 1, HYDAC [44]), Abb. 5.16b.

Die leckagearme Dichtwirkung paarweise angeordneter Nutringe bringt zwar geringen Diffusionsverlust, jedoch eine merkliche Kolbenreibung mit sich, so dass ein Reibungsdruck bis zu 20 bar zwischen Gas- und Flüssigkeitsseite auftritt. Mit Rücksicht auf die Reibungserwärmung ist die zulässige Kolbengeschwindigkeit niedrig ($J < 2$ m/s). Günstigeres Reibungsverhalten zeigt der Nutring mit asymmetrischem Dichtungsprofil für Gas- und Flüssigkeitsseite (z. B. KS, Parker-Prädifa).

Durch Auslegung als 3-Punkt-Dichtungssatz mit Schleppdruckentlastung zur jeweiligen Medienseite über kolbenintegrierte Rückschlagventile gelingt es, den Reibungsdruck p_R bis auf (1 . . . 2) bar zu verringern (z. B. AK . . . 250–10 bis 350–80, BSD [47]).

Dichtungssystem in reibungsarmer Ausführung Für hohe Anforderungen zieht man die Kolbendichtung mit einem symmetrischen (doppelt wirkenden) Dichtelement aus reibungsarmem Polytetrafluorethylen (PTFE) vor (z. B. SK 350, Kolbenbauform 2, HYDAC [44]).

Im Gegensatz zur reibungsarmen Kolbendichtung doppelt wirkender Hydrozylinder ist beim Hydrospeicher selbst ein geringfügiger Leckstrom schädlich, da ein Abbau der Gasvorspannung und das Eintragen „freien Gases“ im Hochdruckteil die Funktionssicherheit zweifach beeinträchtigen. Legt man in das flache Dichtprofil des Rechteckrings einen kleinen Elastomerring von annähernd quadratischem Querschnitt (Quad-Ring) ein, lassen sich die günstigen Gleiteigenschaften des PTFE/Bz-Dichtrings mit der guten statischen Dichtwirkung des elastomeren Zusatzdichtrings verbinden. Als Abdichtung zur Gasseite hin bringt die Verbunddichtung nur geringen Diffusionsverlust mit sich (z. B. Turcon AQ-Seal 5, Trelleborg Sealing Solutions). Unterstützend wird für die Abdichtung zur Flüssigkeitsseite hin eine PTFE-Stufendichtung als zweites, gut rückförderndes Dichtelement eingefügt (z. B. Turcon Stepseal K, Trelleborg Sealing Solutions).

In der Kolbenbauform mit reibungsarmer Dichtung erzielt man minimale Druckdifferenz zwischen Gas- und Flüssigkeitsseite, damit einen sehr geringen Wirkungsgradverlust und ruckgleitfreien Anlauf des Kolbens, höhere Kolbengeschwindigkeit ($J \leq 3,5$ m/s) und längere Gebrauchsdauer. Durch Optimierung des Dichtungssystems sind also bauartbedingte Nachteile annähernd vermeidbar, der Kolbenspeicher wird daher zunehmend zum Volumenaustausch bei hoher Zyklusfrequenz benutzt.

Bezieht man beim Vergleich der Speicherbauarten in die Auswahlentscheidung ein, dass die Unempfindlichkeit gegen Umgebungseinflüsse bauartbedingt höher ist (z. B. gegen Druckstöße in Crash-Anlagen, äußere Temperatureinwirkung bei Hochöfen), dass ferner ein Kolben mit herausgeführter Kolbenstange und Positionsgeber (Zylinderendschalter) ein Freigabesignal für Ablaufsteuerungen oder, mit elektrischem Wegmesssystem, für fortlaufende Überwachung oder Antriebsregelung ermöglicht, eröffnen sich dem Kolbenspeicher sehr vielseitige Anwendungen (z. B. Standardbaureihe mit Endlagenschaltung ES, Schaltvorrichtung SV, elektronischem Kolbenstellungs-Messsystem EKM, BSD [47]);

Hochfeste Kolbenspeicher (Leichtbauspeicher). Führt man den Speicherbehälter als Vollwandstahlbehälter aus legierten Stählen für Druckbehälter aus (z. B. nahtlose Rohre aus Feinkornbaustahl StE 460 DIN EN 10297-1) gelangt man zum leichten Druckbehälter.

Es ergibt sich durch eine erhebliche Verringerung der Wanddicke eine Gewichtersparnis bis auf die Hälfte. Der Kolbenspeicher ermöglicht einen hohen Volumennutzungsgrad, kleines minimales Druckverhältnis, fortlaufende elektrische Wegmessung des Kolbens sowie fortlaufende Messung des Drucks im Gasraum, so dass ein niedriges leistungsbezogenes Gewicht und Optimierung des Energieverbrauchs durch Regelung gleichzeitig zu verwirklichen sind.

Kolbenspeicher als hochfeste Druckbehälter werden bevorzugt zur besseren Energienutzung durch Bremsenergierückgewinnung in Nutzfahrzeugen und schienengebundenen Fahrzeugen sowie an Hubwerksantrieben von Kränen eingesetzt. Das Nachschalten von Gasbehältern zu kompakten Leichtbauspeichereinheiten ist möglich, allerdings für den Energiebedarf von Nutzfahrzeugen kaum nötig (z. B. LAK-Reihe Baugröße 1 l/150 bar/1,3 kg Gewicht und Baugröße 130 l/380 bar/350 kg, BSD [47]).

Kolbenspeicher mit nachgeschalteter Stickstoffflasche (Transferbetrieb). Im Gegensatz zu den Bauarten mit elastischer Trennwand kann das gesamte Flüssigkeitsvolumen im Dauerbetrieb ausgetauscht werden, so dass der Kolbenspeicher selbst ohne Erweiterungsmöglichkeit einen hohen Volumennutzungsgrad bei langer Gebrauchsdauer aufweist. Durch Nachschalten von Gasflaschen kann das minimale Druckverhältnis p_0/p_2 weiter herabgesetzt werden, so dass auch bei sehr kleiner Druckdifferenz $p_2 - p_1$ ein ausreichend großes Flüssigkeitsvolumen $\Delta V'$ entnommen werden kann. Es lassen sich mit Kolbenspeichern vorteilhaft Speicherstationen zum energiesparenden Betrieb hydraulischer Anlagen mit großem Energiebedarf aufbauen, Abb. 5.18.

Das effektive Gasvolumen V_0 der Speicherstation ist das Gesamtvolumen von Speicher und Stickstoffflaschen. Um unterschiedliches Ansprechen der Speicher bei gekoppelten Gasflaschen zu verhindern, empfiehlt es sich, jedem Speicher ein eigenes Gasvolumen nachzuschalten. Dabei ist darauf zu achten, dass die Strömungsgeschwindigkeit im gaseitigen Anschluss 30 m/s, im flüssigkeitsseitigen 10 m/s nicht überschreitet.

Die bevorzugte Einbauanlage von Kolbenspeichern ist die senkrechte – Gasseite oben –, um ein Absetzen von Schmutzpartikeln aus der Flüssigkeit an der Kolbendichtung zu vermeiden.

Membranspeicher Trennwand ist eine eingespannte Membran aus gummielastischem Werkstoff (Elastomermembran) auf der Basis derselben Kautschuksorten wie bei der geschlossenen Blase.

Die Einspannung der Membran erfolgt am Speicherbehälter nicht auswechselbar durch Anvulkanisieren am gasdicht eingeschweißten Ring oder auswechselbar durch Klemmen am vorgepressten Randwulst, der eine automatische Dichtwirkung mit sich bringt, Abb. 5.16c.

Speicherbehälter ist ein Druckbehälter aus verschweißten oder verschraubten Kugelschalen. Membranspeicher eignen sich für Nennvolumina von 1 bis 10 l sowie für Speicherinhalte bis zu 50 l, also vorwiegend für kleine Flüssigkeitsvolumina.

Membranspeicher in Schweißkonstruktion mit geschweißtem Hohlkörper aus legierten Stählen für Druckbehältermäntel (ferritische, z. B. schweißgeeigneter normal geglühter

Feinkornbaustahl P 355 NL1 DIN EN 10028 T.3) eignen sich für Nennvolumina von 0,2 bis 4 l und zul. Betriebsüberdruck 210/50 bar. Die Hohkörper werden durch Tiefziehen in Halbkugel- und Korbbogenform hergestellt.

Das obere Hohlteil enthält den gasseitigen Anschluss zum Füllen des von der Membrane abgeschlossenen Gasraums, im Boden des unteren Teils befindet sich der flüssigkeitsseitige Anschluss. Ein in die Membran einvulkanisierter Ventilteller schließt bei völligem Entleeren und verhindert das Herauspressen der Membrane.

Membranspeicher in Schraubkonstruktion mit lösbar gefügtem Hohlkörper aus legierten Stählen für Druckbehältermäntel (ferritische, z. B. P355 NL1) sowie für geschmiedetes Mutterteil (ferritische, z. B. Vergütungsstahl 34CrMo4, DIN EN 10083 T.1) eignen sich für Nennvolumina von 0,1 bis 10 l und zul. Betriebsüberdruck 500/210 bar. Die geschmiedeten Füge­teile in Halbkugelform werden mittels Überwurfmutter oder durch Mehrschrauben­verbindung anpressend gefügt. Der geschraubte Membranspeicher hält nicht nur höheren Drücken stand, sondern bleibt auch unter großen Druckschwankungen sicher tragfähig.

Beim Austausch des Flüssigkeitsvolumens sollte ein Restvolumen von 10 % des Nenn­volumens beim Membranspeicher aus dem gleichem Grund wie beim Blasen­speicher zurück­behalten werden. Der Volumennutzungsgrad $v_{k,max}$ ist mit (0,8 ... 0,85) ebenfalls niedriger als beim Kolbenspeicher. Das minimale Druckverhältnis p_0/p_2 lässt sich auf 1: (4 ... 6) in Schweißkonstruktion bzw. 1:10 in Schraubkonstruktion herabsetzen, somit kleiner als beim Blasen­speicher wählen, da die Membrane keine schädigende Verformung erleiden kann.

Im Gegensatz zum Kolbenspeicher sind die Diffusionsverluste beim Membranspeicher gering, da die eingespannte Membran hermetisch abdichtet. Es tritt lediglich Gaspermeation der Elastomermembran in gleicher Höhe, wie beim Blasen­speicher auf.

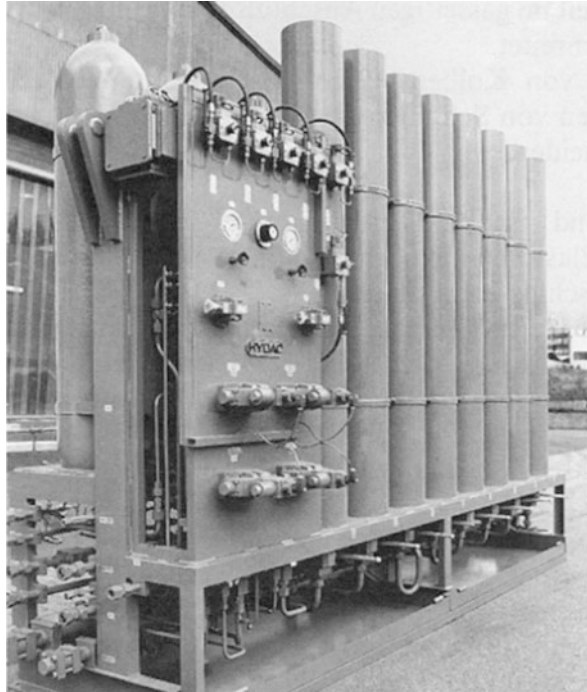
Dank ihrer Kugelgestalt weisen Membranspeicher die höchste Energiedichte aller Bauarten auf und werden daher mit Vorteil in der Mobilhydraulik genutzt.

Membranspeicher gehören mit Druckinhaltsprodukt $pI < 200$ bar l der Prüfgruppe II an, unterliegen also nicht der Sachverständigenabnahmepflicht (TÜV). Sie sind bei kleinem Druckraum in allen Druckbereichen verbreitet, um mit geringem Bauaufwand und großen Instandhaltungsintervallen Aufgaben der günstigen Energienutzung, der Leckstromkompensation und der Stoßdämpfung zu erfüllen.

Die geschraubte Variante ist vorzugsweise für stationäre Hochdruckanlagen, z. B. der Werkstoffprüftechnik, sowie für mobile Anlagen mit großen Betriebslastschwankungen, z. B. Baumaschinen, geeignet und zeichnet sich durch einfache Auswechselbarkeit der Membran aus.

Hydrodämpfer Beim Membranspeicher sind Verformungswiderstand und Massenträgheit der Gummimembran besonders gering, so dass diese Bauart als Hydrodämpfer bevorzugt für Pulsationsdämpfung höherfrequenter Druckänderungen eingesetzt wird. Der Anschlussblock für Leitungseinbau mit umlenkendem Krümmerkanal stellt die optimale Ankopplung für Pulsationsdämpfung her.

Abb. 5.18 Kolbenspeicher-Station aus mehreren Hydrospeichern mit nachgeschalteten Stickstoff-Flaschen für eine Hochofensteuerung



Damit lassen sich Leitungsschwingungen abwehren, Schwingbrüche an Rohren vermeiden, Hydrokomponenten schützen und die Lärmausbreitung mindern (z. B. Pulsationsdämpfer SBO . . . P, HYDAC [44, 46]).

Die Einbaulage von Membranspeichern ist an sich beliebig, bei Membranspeichern in Schweißkonstruktion und bei Gefahr von Schmutzansammlung jedoch bevorzugt senkrecht.

5.2.3 Kenngrößen und Auslegung

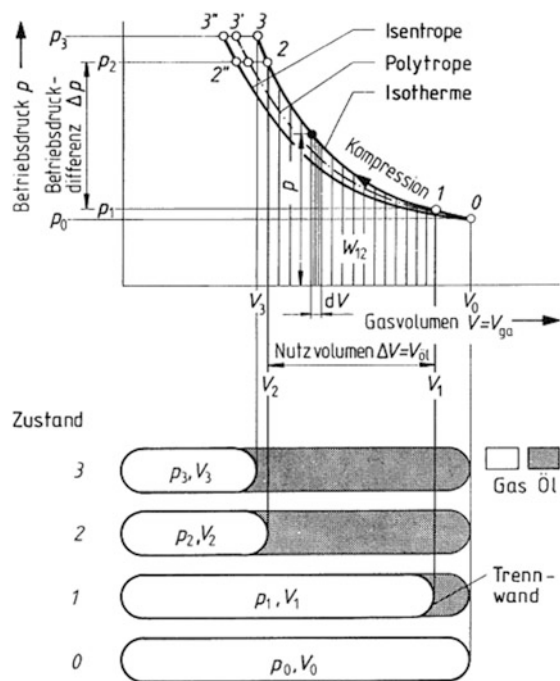
Kenngrößen von Hydrospeichern Vor Inbetriebnahme (Zustand 0) ist der Hydrospeicher auf Fülldruck (Gasfüll- oder Gasvorspanndruck) p_0 bei Raumtemperatur vorgespannt. Das effektive Gasvolumen V_0 füllt den gesamten Druckraum aus, der Flüssigkeitsraum ist entleert, Abb. 5.19.

Die Wahl des Fülldrucks hängt von der Aufgabe des Speichers ab und zielt auf optimale Nutzung des Speichervolumens.

Allgemeine Bedingung für Energiespeicherung:

$$p_o = 0,9 p_1. \quad (5.1a)$$

Abb. 5.19 Zustandsdiagramm (p , V -Diagramm) mit Kenngrößen für Hydrospeicher. p_0 Fülldruck, p_1 niedrigster Betriebsdruck, p_2 höchster Betriebsdruck, p_3 maximaler Betriebsüberdruck des Hydrosystems, Δp Betriebsdruckdifferenz; V_0 effektives Gasvolumen, V_1 Gasvolumen bei niedrigstem Betriebsdruck, V_2 Gasvolumen bei höchstem Betriebsdruck, V_3 Gasvolumen bei max. Betriebsdruck des Hydrosystems, W_{12} Arbeit, ΔV Nutzvolumen



Der *Mindestdruck bei Füllung* (Mindestfülldruck p_0) ist bauartabhängig und bestimmt die Nutzung der Speicherkapazität sowie die Gebrauchsdauer des Speichers. So gilt abhängig vom Dichtungssystem (standard- oder reibungsarm) für den Kolbenspeicher

$$p_0 \leq (p_1 - 5\text{bar}), \quad p_0 > (2 \dots 10) \text{bar}, \quad (5.1b)$$

während für die übrigen Bauarten (5.1a) zutrifft.

Die Bedingungen (5.1a, b) für den Mindestfülldruck gewährleisten, dass der niedrigste Betriebsdruck (Istdruck) p_1 (Zustand 1) größer als der Fülldruck p_0 ist, der flüssigkeitsseitige Anschluss bei zyklischem Entladen nicht jeweils geschlossen und die Trennwand – sofern elastisch – nicht durch wiederholtes Anschlagen geschädigt wird.

Der *Höchstdruck im Betrieb* ist gleichfalls bauartabhängig und von Einfluss auf den Gebrauch des Speichers. Der höchste Betriebsdruck (Istdruck) p_2 (Zustand 2) sollte unterhalb dem 4- bis 8 fachen des Fülldrucks p_0 bleiben, um Walkarbeit und thermischen Beanspruchung der Elastomerblase oder -membran ertragbar zu halten. So gilt für den Blasenspeicher

$$p_2 \leq 4 p_0, \quad (5.2)$$

Membranspeicher

$$p_2 \leq 8 p_0 \text{ (geschweißt)}, \quad (5.3a)$$

$$p \geq 4 p_0 \text{ (geschraubt)}. \quad (5.3b)$$

Die Betriebsdrücke p_1, p_2 sind als Überdrücke p_{e1}, p_{e2} anzugeben. Der *maximale Betriebsüberdruck des Hydrosystems* p_3 (DIN EN 764 und DIN EN 1333, ISO 5598) ergibt sich aus dem Druck, für den die Hydroanlage gegen Drucküberschreitung abgesichert ist (Zustand 3). Dies ist der maximale Einstelldruck des Druckbegrenzungsventils zum Auslösen des Öffnens zum Tank (Ansprechdruck). Für den höchsten Betriebsdruck p_2 des Hydrospeichers ist üblich die Bedingung

$$p_2 \leq 0,9 p_3 \cdot \quad (5.4)$$

Der *zulässige Betriebsüberdruck* PB des Hydrospeichers (DIN EN 14359) ist der Druck $p_{e,zul}$, mit dem der Hydrospeicher gekennzeichnet ist und der aus Gründen der Bauteilsicherheit des Druckbehälters nicht überschritten werden darf (DruckbehV).

Abgeleitete Druckgrößen: (nutzbare) Betriebsdruckdifferenz

$$\Delta p = p_2 - p_1, \quad (5.5)$$

Betriebsdruckverhältnis

$$p_1/p_2, \quad (5.6)$$

minimales Druckverhältnis

$$p_0/p_3 \text{ oder } p_0/p_2 \cdot \quad (5.7)$$

Die Gebrauchsdauer der elastischen Trennwand ist umso größer, je kleiner die nutzbare Betriebsdruckdifferenz Δp gewählt wird. Allerdings verschlechtert sich die Volumenausnutzung entsprechend. Man legt daher auf ein Betriebsdruckverhältnis aus, das große Energieaufnahme mit ausreichender Gebrauchsdauer verbindet.

Das *effektive Gasvolumen* V_0 des Speichers im Füllzustand weicht nur geringfügig vom Nennvolumen (Rauminhalt) ab, das als Kenngröße für die Stufung von Speicherbaureihen dient.

Abgeleitete Volumengrößen: Nutzvolumen

$$\Delta V = V_2 - V_1 (< 0) \text{ Kompression (Ölaufnahme)}, \quad (5.8a)$$

$$\Delta V = V_1 - V_2 (> 0) \text{ Expansion (Ölabgabe)} \quad (5.8b)$$

Volumennutzungsgrad $v_{k,max} = \Delta V/V_1$.

Der Volumennutzungsgrad ist ein bauarttypisches Maß für die höchstmögliche Verkleinerung des anfänglichen Gasvolumens V_1 .

Der maximal nutzbaren Betriebsdruckdifferenz Δp entspricht eine Kompression vom Gasvolumen V_1 beim niedrigsten Betriebsdruck p_1 (Zustand 1) auf das Volumen V_2 beim höchsten Betriebsdruck p_2 (Zustand 2), bzw. umgekehrt der Druckdifferenz $-\Delta p$ eine Expansion von V_2 auf V_1 . Diese Volumenänderung heißt Nutzvolumen ΔV und bezeichnet

die dem Speicher maximal entnehmbare Flüssigkeitsmenge (Volumenaustausch). Allerdings bestimmt sich das austauschbare Flüssigkeitsvolumen außer nach den Kenngrößen des Hydrospeichers auch aus der Zustandsänderung des Gaspolsters beim Lade- und Entladevorgang.

5.2.3.1 Zustandsänderung und Arbeitsaustausch bei idealem Energieträger

Das Gaspolster im Hydrospeicher stellt ein geschlossenes thermodynamisches System dar, dem Energie als Wärme und/oder Arbeit entzogen oder zugeführt werden kann.

Die thermischen Zustandsgrößen Druck p , Volumen V und absolute Temperatur T der Gasfüllung gehorchen bei einem idealen Gas der *allgemeinen Gasgleichung*, (Zustandsgleichung des idealen Gases)

$$pV = nRT, \quad (5.10)$$

wobei hier $n = m/M_B$ die Stoffmenge (SI-Einheit: mol) und R die (universelle) Gaskonstante ist. Der Zustand des idealen Gases wird für die Zustände Füllende (Index 0), Anfang und Ende des Ladens (Index 1 bzw. 2) allgemein durch eine *Polytrope*

$$pV^n = p_0V_0^n = p_1V_1^n = p_2V_2^n = \text{const} \quad (5.11a)$$

beschrieben. Aus diesem Zusammenhang zwischen Druck p und Volumen V ergibt sich mit (5.10) die Abhängigkeit der Temperatur T von beiden Zustandsgrößen, die für das Komprimieren oder Expandieren lauten:

$$TV^{n-1} = T_1V_1^{n-1} = \text{const}, \quad (5.11b)$$

$$Tp^{\frac{1-n}{n}} = T_1p_1^{\frac{1-n}{n}} = \text{const}. \quad (5.11c)$$

Der Verlauf der Zustandskurve im p , V -Diagramm, Abb. 5.19, ist für den Lade- bzw. Entladevorgang durch den Polytropenexponenten n gekennzeichnet. Dieser bestimmt sich nach dem Wärmeaustausch, der wiederum von der Dauer des Lade- und des Entladevorgangs abhängt.

Bei *langsamen Vorgängen* ($t > 3$ min) bleibt für den vollständigen Wärmeaustausch zwischen Füllgas und Umgebung genügend Zeit, so dass die Temperatur annähernd konstant bleibt. Es liegt eine isotherme Zustandsänderung vor. Bei *raschen Vorgängen* ($t \leq 1$ min) tauscht das Gas kaum Wärme mit der Umgebung aus, so dass man mit reversibel adiabatischer (isentrop) Zustandsänderung rechnet. Die Temperatur ist hierbei gemäß Gl. (5.11b, c) veränderlich. Der Polytropenexponent n nimmt in den Grenzfällen folgende Werte an:

$$\text{isotherm } n = 1,0, \quad (5.12a)$$

$$\text{isentrop } n = \kappa. \quad (5.12b)$$

κ ist der Isentropenexponent ($\kappa = 1,4$ für Stickstoff).

An der unteren Grenze (isotherm) geht (5.11a) in die *Boyle-Mariottesche Form*, die Zustandskurve im p, V -Diagramm in eine gewöhnliche Hyperbel über. An der oberen Grenze (isentrop) ist die Zustandskurve eine Hyperbel κ -ter Ordnung.

Mit steigender Atomzahl im Molekül nähert sich κ dem Wert 1.

Weder tauscht die Gasfüllung beim Laden oder Entladen des Hydrospeichers die Wärme vollständig aus, noch ist die Gasfüllung vollständig wärmedicht eingeschlossen. Bei den polytropen Zustandsänderungen, die zwischen beiden Grenzkurven verlaufen, gibt es neben dem Austausch potenzieller Energie (Volumenarbeit) stets eine mehr oder weniger große Wärmeübertragung.

Überträgt die Gasfüllung nur Wärme, jedoch keine Arbeit, liegt eine isochore Zustandsänderung vor. Letztere liegt bereits am mit niedriger Temperatur vorgefülltem Hydrospeicher vor, dessen Fülldruck p_0 beim Temperaturnausgleich am Bestimmungsort ansteigt. Auch beim Laden am Bestimmungsort kann die Temperatur ansteigen und danach durch Temperaturnausgleich mit der Umgebung ein Druckabfall auftreten, ohne dass eine Volumenänderung stattfinden würde, d. h., ohne dass Flüssigkeitsvolumen ausgetauscht würde.

Aus der polytropen Zustandsänderung (5.11c) folgt die isochore, wenn der Polytropenexponent über alle Grenzen wächst, also mit dem Grenzübergang

$$\lim_{n \rightarrow \infty} [T p^{\frac{1}{n}} p^{-1}] = T p^{-1} = T_1 p_1^{-1} = \text{const}, \quad (5.11d)$$

die Zustandskurve ist eine senkrechte Gerade im p, V -Diagramm.

Volumenaustausch-Nutzvolumen

Es folgt aus Gl. (5.8b), (5.11a), (5.12a, b) das für Energiespeicherung entnehmbare Nutzvolumen ΔV

isotherm

$$\Delta V = V_0 \left(\frac{p_0}{p_1} - \frac{p_0}{p_2} \right), \quad (5.13)$$

isentrop

$$\Delta V = V_0 \left[\left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{1.4}} - \left(\frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{1}{1.4}} \right]. \quad (5.14)$$

Die Auswertung der Zustandsgleichungen (5.13), (5.14) erfolgt vorzugsweise nomografisch unter Nutzung von p, V -Diagrammen für isotherme oder isentrope Zustandsänderung, deren Zustandskurven, im kehrwert-arithmetischem Funktionsnetz (zu geraden Linien) gestreckt, herstellerseitig angegeben werden [43, 44], Abb. 5.20.

Aufgetragen ist das (auf V_0 bezogene) Gasvolumen V über dem Betriebsdruck p (Überdruck) mit dem Fülldruck p_0 als Parameter. Aus der gewählten Kurve der einzustellenden Fülldruckstufe p_0 lässt sich zur vorgesehenen (nutzbaren) Betriebsdruckdifferenz

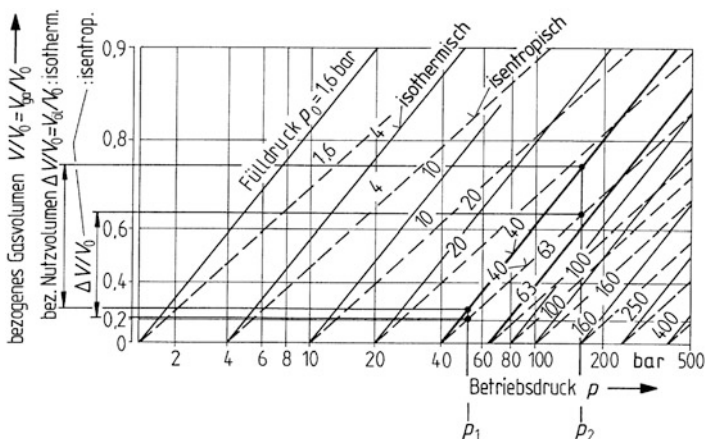


Abb. 5.20 Funktionsnetz (bezogenes p , V -Diagramm) für isotherme und isentrope Zustandsänderung von Hydrospeichern mit Stickstofffüllung zur groben (schnellen) Auslegung bei vorgegebenem Fülldruck p_0 nach HYDAC [44]

Δp das Volumenverhältnis $\Delta V/V_0$ entnehmen. Ist das Nutzvolumen ΔV vorgegeben, erhält man das effektive Gasvolumen V_0 als Bestimmungsgröße für eine grobe, geringeren Anforderungen häufig genügende Speicherauslegung.

Der Zusammenhang zwischen Volumenaustausch und Zustandsgrößen lässt sich z. B. für Kompression mit Gl. (5.13) bzw. (5.14) und Gl. (5.9) als dimensionsloses Volumenverhältnis durch den *Volumenfaktor* v_k

isotherm

$$v_k = \Delta V/V_1 = 1 - (p_1/p_2), \quad (5.15a)$$

isentrop

$$v_k = \Delta V/V_1 = 1 - (p_1/p_2)^{1/1.4} \quad (5.15b)$$

wiedergeben. Den Volumenfaktor nennt man auch Volumennutzungsgrad.

Arbeitsaustausch – Energiekapazität

Bei Volumenänderung der Gasfüllung von Anfangs- auf den Endzustand, z. B. durch Kompression, ist die äußere Arbeit

$$W_{12} = - \int_{V_1}^{V_2} p dV \quad (5.16)$$

zu leisten. Wertet man dieses Arbeitsintegral durch Einsetzen von Gl. (5.13) bzw. (5.14) aus, folgt Arbeitsaustausch gleich Energiekapazität W_{12}

isotherm

$$W_{12} = p_1 V_1 \ln(p_2/p_1), \text{ bzw.} \quad (5.17a)$$

isentrop

$$W_{12} = \frac{p_1 V_1}{k-1} \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1-k}{k}} - 1 \right]. \quad (5.17b)$$

Die Energiekapazität W_{12} hängt von der Art der Zustandsänderung sowie von den Zustandsgrößen V_1 , p_2 und p_1 ab. Baugröße und Tragfähigkeit sind durch das maximale Volumen V_1 und den höchsten Druck p_2 bestimmt. Neben diesen abmessungsbestimmenden Größen beeinflusst der einzustellende Fülldruck p_0 über p_1 , Gl. (5.1), den Energieaustausch. Variiert man am Hydrospeicher den niedrigsten Betriebsdruck p_1 , durchläuft die Energiekapazität ein Maximum. Die Extremaleigenschaft der Energiekapazität führt über die Bedingung

$$\frac{\partial W_{12}}{\partial p_1} = 0$$

und Gl. (5.17) auf die optimalen Druckverhältnisse p_1/p_2 mit den zugehörigen Volumenfaktoren v_k

isotherm

$$(p_1/p_2) = 1/e = 0,368; \quad v_k = 0.632, \quad (5.18a)$$

isentrop

$$(p_1/p_2) = \kappa^{\frac{1}{1-\kappa}} = 0,308; \quad v_k = 0,569. \quad (5.18b)$$

Die *maximalen Energiekapazitäten* folgen hieraus für Stickstoff zu
isotherm

$$W_{12\max} = 0,368 p_2 V_1, \quad (5.19a)$$

isentrop

$$W_{12\max} = 0,308 p_2 V_1. \quad (5.19b)$$

Durch Variation des niedrigsten Betriebsdrucks p_1 , d. h. durch Wahl des einstellbaren Fülldrucks p_0 , lässt sich im Hydrospeicher bei isothermer Zustandsänderung höchstens 37 %, bei isentroper höchstens 31 % vom abmessungsbestimmenden Druck-Volumen-Produkt $V_1 p_2$ speichern.

Verwendet man das Druck-Volumen-Produkt als Bezugsgröße für den Arbeitsaustausch, gelangt man mit Gl. (5.17a) bzw. (5.17b) zum dimensionslosen Arbeitsverhältnis durch den *Kapazitätsfaktor* f_k

isotherm

$$f_k = (p_1/p_2) \ln(p_2/p_1), \quad (5.20a)$$

isentrop

$$f_k = \frac{1}{1-\kappa} \frac{p_1}{p_2} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} \right]. \quad (5.20b)$$

Wärmeaustausch-Temperaturänderung

Bei isothermer Zustandsänderung wird eine der Arbeit äquivalente Wärme mit der Umgebung ausgetauscht, so dass die Temperatur konstant bleibt. Bei isentroper Zustandsänderung findet kein Wärmeaustausch, nur Arbeitsaustausch statt, womit nach Gl. (5.20) eine Temperaturänderung verbunden ist.

Endtemperatur isentrop

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1-\kappa}{\kappa}}, \quad (5.21a)$$

Temperaturdifferenz isentrop

$$\Delta T = T_1 \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} - 1 \right]. \quad (5.21b)$$

Tauscht die Gasfüllung nur Wärme mit der Umgebung aus, liegt eine isochore Zustandsänderung vor. Im praktisch wichtigen Fall des vollständigen Temperatenausgleichs nach Verdichtung (Aufladevorgang mit Haltezeit) ergibt sich der

Druckabfall isentrop

$$\Delta p = p_2 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]. \quad (5.22)$$

5.2.3.2 Zustandsänderung und Arbeitsaustausch bei realem Energieträger

Bei höheren Drücken (> 200 bar) und tieferen Temperaturen (< 230 K) weicht das Verhalten des realen Füllgases von dem des idealen stark ab, wie aus dem Temperatur-Druck-Kennfeld des spezifischen Volumenverhältnisses vom Real- zu Idealgas, dem Realgasfaktor z , zu entnehmen ist [48].

Während Volumen- und Kapazitätsfaktor v_k bzw. f_k , Gl. (5.15), (5.20), für die vorausgesetzte Art der Zustandsänderung beim idealen Gas nur vom Druckverhältnis p_1/p_2 abhängen, kommen bei realem Gas die Anfangstemperatur T_1 und -druck p_1 als unabhängige Zustandsgrößen hinzu. Aus gemessenen Zustandsdaten lässt sich der Verlauf realer Volumen- und Kapazitätsfaktoren durch Interpolation ermitteln.

Um die Zustandsgleichungen für ideale Gase, (5.11) und (5.12), auf reale Gase anwenden zu können, führt man für isotherme Zustandsänderung den von eins abweichenden Exponenten κ_T ein, der druck- und temperaturabhängig ist. Die Zustandsänderung in einem beschränkten Druck- und Temperaturintervall lässt sich durch den *mittleren Exponenten* $\bar{\kappa}_T$ beschreiben.

Bei isentroper Zustandsänderung wird für die Druck-Volumen-Beziehung der mittlere Isentropenexponent $\bar{\kappa}$ über dasselbe Intervall der aus dem Exponenten $\bar{\kappa}_T$ und den bekannten spezifischen Wärmekapazitäten c_p und c_v des Füllgases definiert:

$$\bar{\kappa} = \bar{\kappa}_T \frac{c_p}{c_v}. \quad (5.23)$$

Damit lauten die *Zustandsgleichungen realer Gase*
isotherm

$$pV^{\bar{\kappa}_T} = \text{const}, \quad (5.24a)$$

isentrop

$$pV^{\bar{\kappa}} = \text{const}. \quad (5.24b)$$

Der mittlere Exponent $\bar{\kappa}_T$ ergibt sich aus dem arithmetischen Mittel der Exponenten im Anfangs- und Endzustand bei isothermer Zustandsänderung. Diese Randwertexponenten sind Kennfeldern für bekannte Anfangs- und Enddaten von Druck und Temperatur zu entnehmen [48, 49].

Für eine grobe, jedoch häufig genügende Speicherauslegung berücksichtigt man die Druck-Volumen-Abhängigkeit des Exponenten κ_T wie den Isentropenexponenten κ durch Korrekturfaktoren für isotherme oder isentrope Zustandsänderung, C_T bzw. C_S . Diese lassen sich zum jeweiligen Betriebsüberdruck p_3 des Hydrosystems in Abhängigkeit vom Betriebsdruckverhältnis p_2/p_1 Korrekturwertdiagrammen entnehmen, denen eine mittlere Betriebstemperatur von 50°C zu Grunde liegt [1, 44]. Aus den ideellen Zustandsgrößen $V_{0,i}$, ΔV_i erhält man ein zum realen Gasverhalten

äquivalentes effektives oder *Nutzvolumen* $V_{0,\text{eq}}$ bzw. DV_{eq}
isotherm

$$V_{0,\text{eq}} = C_T V_{0,i}, \quad (5.25a)$$

$$\Delta V_{\text{eq}} = C_T \Delta V_i, \quad (5.26a)$$

isentrop

$$V_{0,\text{eq}} = C_S V_{0,i}, \quad (5.25b)$$

$$\Delta V_{\text{eq}} = C_S \Delta V_i. \quad (5.26b)$$

5.2.3.3 Bemessen nach thermischem Beharrungsverhalten: *konventionelle Speicherauslegung*

Nach dem Verwendungszweck sind für einen Hydrospeicher die Hauptbestimmungsgrößen

- effektives Gasvolumen V_0 und
- Fülldruck p_0

auszuwählen. In die Auswahl gehen ein:

- Anforderungen der Aufgaben,
- Eigenschaften des Energieträgers,
- Baumaße und Kenngrößen laut Hersteller.

Die Anforderungen bestehen darin, ein bestimmtes zu speicherndes Flüssigkeitsvolumen $(\Delta V)_{\text{erf}}$ oder eine erforderliche Energie $\Delta E_{\text{erf}} = W_{12,\text{erf}}$ unter Berücksichtigung anlagentypischer Kenngrößen zu gewährleisten und zugleich bestimmte Nebenbedingungen zu erfüllen. Letztere können allgemeiner, anlagenspezifischer oder extremaler Art sein (Optimierung).

Die Eigenschaften des Energieträgers, insbesondere hinsichtlich des realen Gasverhaltens, hängen von anlagentypischen Kenngrößen wie Betriebsdrücken und -temperaturen sowie von den Arbeitszyklen ab, aus denen sich die Dauer des Austauschvorgangs ergibt.

Die Auslegung erfolgt iterativ. Zwar ist der Fülldruck p_0 beliebig wählbar, hingegen steht das effektive Gasvolumen V_0 lediglich gestuft je nach Speicherbaureihe zur Verfügung. Zu den Aufgabengrößen $(\Delta V)_{\text{erf}}$ oder $W_{12,\text{erf}}$ ist die bestgeeignete Variante hinsichtlich Baumaßen und Kenngrößen anhand der Kenngrößen p_3 , ϑ_{max} und ϑ_{min} zu ermitteln.

An diesen häufigen Auslegungsfall knüpfen sich damit anlagenbedingte Restriktionen. Bei maximaler Betriebstemperatur T_M muss das erforderliche Flüssigkeitsvolumen bzw. die Energie zur Verfügung stehen, bei minimaler Betriebstemperatur T_m darf nicht infolge des Druckabfalls die zulässige (nutzbare) Betriebsdruckdifferenz Δp überschritten werden.

1. Restriktion (Fall 1 und 2)

$$\Delta V \geq (\Delta V)_{\text{erf}} \text{ für das Druckflüssigkeitsvolumen bei } T_M \hat{=} \vartheta_{\text{max}},$$

$$\Delta E \geq W_{12} = W_{12,\text{erf}} \text{ für die Energie bei } T_M \hat{=} \vartheta_{\text{max}};$$

2. Restriktion

$$\Delta p \leq (\Delta p)_{\text{zul}} \text{ bei } T_m \hat{=} \vartheta_{\text{min}}.$$

Für ideales Gasverhalten lassen sich ausgehend von den Zustandsgleichungen für die Polytrope, Gl. (5.11a bis d), durch Angleichung des Polytropenexponenten an die erwartete Art der Zustandsänderung für den betrachteten Vorgang geschlossene Ausdrücke für die Restriktionen angeben, Abb. 5.21.

So lautet bei isochorer Fülldruckänderung von p_0 auf p_{0M} infolge Temperatenausgleichs auf maximale Betriebstemperatur T_M mit anschließendem isothermen Laden von p_{0M} auf dem niedrigsten Betriebsdruck p_{1M} und isentroper Kompression von p_{1M} auf höchsten Betriebsdruck p_2 die

1. Restriktionsbeziehung für das Druckflüssigkeitsvolumen $\Delta V = V_{1M} - V_{2M}$

$$\frac{(\Delta V)_{\text{erf}}}{V_0} \leq C_1 \left[1 - \left(K_1 \frac{p_0}{p_3} \right)^\kappa \right] \quad (5.27a)$$

mit

$$C_1 = p_{0M}/p_{1M}, \quad K_1 = (T_M/T_0)/[(p_{0M}/p_{1M})/(p_2/p_3)].$$

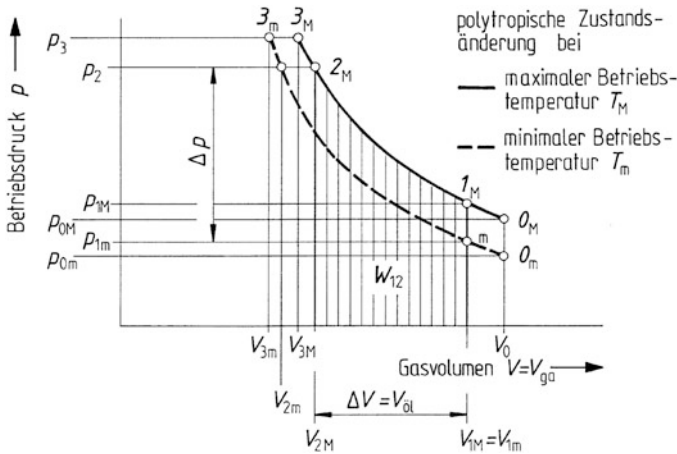


Abb. 5.21 Zustandsdiagramm (p , V -Diagramm) für polytrope Zustandsänderung zur Beschreibung der Auslegungsprozedur von Hydrospeichern bei minimaler und maximaler Betriebstemperatur nach Korkmaz [48]

Bei maximaler Betriebstemperatur T_M ergibt sich durch isentrope Kompression von p_{1M} auf p_2 die 1. Restriktionsbeziehung für die Energie $\Delta E = W_{12}$

$$\frac{W_{12, \text{erf}}}{p_3 V_0} \leq \frac{C_2}{\kappa - 1} \frac{p_0}{p_3} \left[\left(K_2 \frac{p_0}{p_3} \right)^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} - 1 \right] \quad (5.27b)$$

mit

$$C_2 = T_M/T_0, \quad K_2 = K_1 \cdot$$

Bei isochorer Fülldruckänderung von p_0 auf p_{0m} infolge Temperatenausgleichs auf minimale Betriebstemperatur T_m folgt bei anschließendem isothermen Laden von p_{0m} auf niedrigsten Betriebsdruck p_{1m} und isentroper Kompression von p_{1m} auf höchsten Betriebsdruck p_2 die

2. Restriktionsbeziehung zur (nutzbaren) Druckdifferenz $\Delta p = p_2 - p_{1m}$

$$\frac{p_0}{p_3} \geq \frac{\frac{p_{0m}}{p_{1m}}}{\frac{T_m}{T_0}} \left[\frac{p_2}{p_3} - \frac{(\Delta p)_{\text{zul}}}{p_3} \right]. \quad (5.28)$$

Zur Vereinfachung der Restriktionsbeziehung (5.27a, b), (5.28) wird der maximale Betriebsüberdruck p_3 dem höchsten Betriebsdruck p_2 in der Anwendung häufig gleichgesetzt [1].

Stellt man die 2. Restriktionsbeziehung zusammen mit der 1. getrennt für das Druckflüssigkeitsvolumen (Fall 1) und für die Energie (Fall 2) über dem maximalen Druckverhältnis

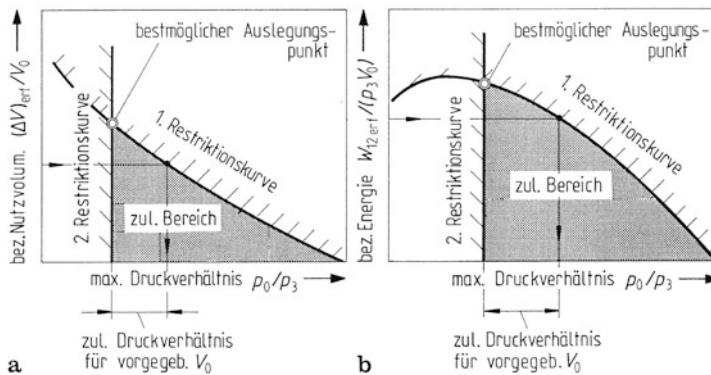


Abb. 5.22 Restriktionsrandkurven und zulässiger Auslegungsbereich von Hydrospeichern für **a** Volumenaustausch (Nutzvolumen ΔV), **b** Energiekapazität W_{12} nach Korkmaz [48]

p_0/p_3 (oder p_0/p_2) in je einem Diagramm dar, Abb. 5.22a bzw. 5.22b, grenzen die Restriktionskurven den zulässigen Auslegungsbereich ein und zeichnen den Kurvenschnittpunkt als bestmöglichen Auslegungspunkt aus.

Für reales Gasverhalten ist allenfalls die 2. Restriktionsbeziehung als geschlossener Ausdruck angebar. Die konventionelle Auslegung nutzt daher Auslegungsdiagramme mit geeigneten Parametern, anhand deren sich angepasste Restriktionskurven für reales Füllgas angeben lassen [48].

5.2.3.4 Bemessen nach thermischem Zeitverhalten: *Simulationsauslegung*

Nach der bisherigen Beschreibung des Hydrospeichers werden zu speicherndes Flüssigkeitsvolumen oder Energie ohne Zeitbezug angegeben und das Verhalten des Energieträgers nach der Art der Zustandsänderung angenommen. So ist die Hilfsregel recht ungenau, bei schnellen Vorgängen auf isentrope, bei langsamen Vorgängen auf isotherme Zustandsänderung zu schließen. Welche Art der Zustandsänderung auftritt, hängt außer von der Dauer des Wärmeaustauschvorgangs von der Intensität des Wärmedurchgangs durch Wärmeleitung und -übergang sowie von Bauart, Größe und Betriebsüberdruck des Hydrospeichers ab.

Die konventionelle Auslegung nach thermischem Beharrungsverhalten ist unsicher und führt zu einer Speicherbemessung mit großen Sicherheitsreserven, so dass Speicher meist zu groß und zu schwer ausgeführt werden. Neuere Anwendungen, insbesondere die der zyklischen Energiespeicherung, erfordern die Beschreibung des Speicherverhaltens anhand von analytischen Simulationsmodellen, die das thermische Zeitverhalten berücksichtigen (z. B. SPAULA [50]).

Otis [51] geht von der ersten zeitlichen Ableitung des 1. Hauptsatzes der Thermodynamik aus und beschreibt unter Berücksichtigung der instationären Arbeit und des Wärmeübergangs am Hydrospeicher den thermischen Ausgleichsvorgang. Dieser ist gekennzeichnet

durch die *thermische Zeitkonstante*

$$\tau = \frac{m\bar{c}_V}{\alpha_{\text{ga}}A_{\text{ga}}} \quad (5.29a)$$

mit m Gasmasse, \bar{c}_V mittlere spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen, α_{ga} Wärmeübergangskoeffizient und A_{ga} Wandoberfläche zwischen Medium Gas und Umgebung.

Setzt man Idealgasverhalten und konstante Fülltemperatur T_0 in erster Näherung voraus, so ist die Gasmasse m dem Produkt aus effektivem Gasvolumen V_0 und Fülldruck p_0 proportional:

$$\tau = p_0 \frac{V_0}{A_{\text{ga}}} \frac{\bar{c}_V}{RT_0} \frac{1}{\alpha_{\text{ga}}} \cdot \quad (5.29b)$$

Damit wird der Einfluss von Gestaltungsmerkmalen (Bauart und Baugröße) und Betriebsgrößen (Fülldruck p_0) auf das Zeitverhalten ersichtlich. So bringt der bessere Wärmeübergang bei metallisch begrenztem Gasraum eine kleinere thermische Zeitkonstante für den Kolbenspeicher mit sich.

Die thermische Zeitkonstante ist für jeden Speicher und jeden Fülldruck aus einer isochoren Zustandsänderung experimentell zu bestimmen.

Der *Speicherwirkungsgrad* η_{ga} als das Verhältnis der abgegebenen zur aufgenommenen Arbeit des Gases erfasst die thermischen Verluste je Arbeitszyklus:

$$\eta_{\text{ga}} = -W_{21}/W_{12} \cdot \quad (5.30)$$

Der Wirkungsgrad nimmt bei zyklischem Betrieb mit sinusförmigem Volumenstrom durch sinkendes Druckverhältnis ab und ist außerdem eine Funktion der Frequenz des Volumenstroms. Der niedrigste Wirkungsgrad stellt sich mit dem Wert $1/(2\pi)$ ein, der sich aus dem Produkt von Zyklusfrequenz und thermischer Zeitkonstante τ ergibt, also bei der *kritischen Zyklusfrequenz*

$$f_{\text{crit}} = 1/(2\pi\tau) \cdot \quad (5.30a)$$

Hier wird mehr Wärme beim Ladevorgang abgegeben, als beim Entladevorgang aufgenommen werden kann.

Ist die Frequenz des Volumenstroms betriebsbedingt vorgegeben, gelangt man zu einem hohem Wirkungsgrad durch die Wahl einer thermischen Zeitkonstante derart, dass sich eine Zyklusfrequenz sehr groß oder klein gegen die kritische ergibt:

$$f \gg f_{\text{crit}} \quad \text{oder} \quad f \ll f_{\text{crit}} \cdot \quad (5.31b)$$

Die Auslegung des Hydrospeichers in Bezug auf das Wärmeübergangsverhalten an der Begrenzung des Gasraums ist also entweder möglichst wärmedicht oder möglichst wärmedurchlässig vorzunehmen.

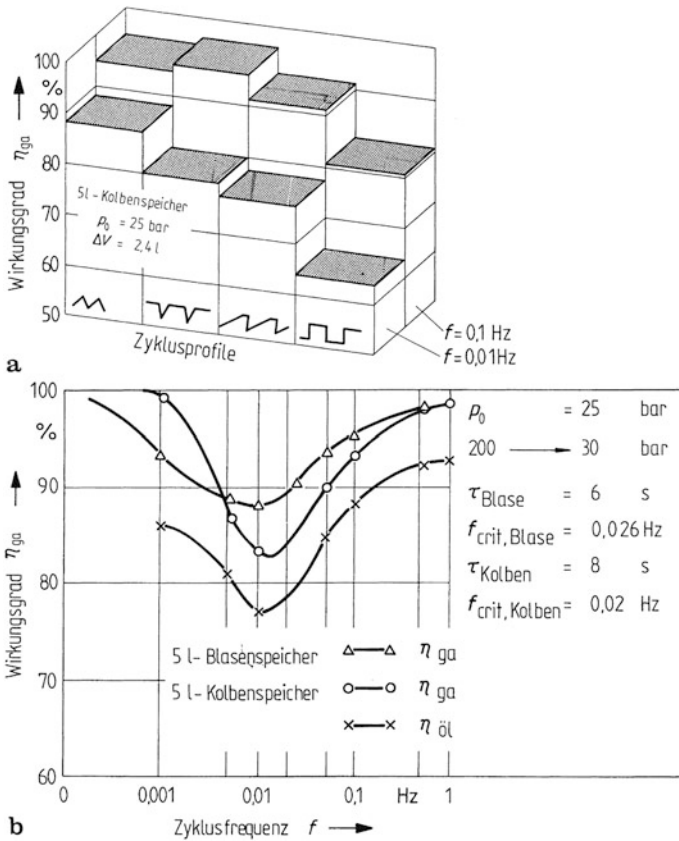


Abb. 5.23 Speicherwirkungsgrad bei zyklischem Betrieb in Abhängigkeit der Einflussgrößen. **a** Zyklusprofil $V_{Öl}(t)$ am Kolbenspeicher, **b** Zyklusfrequenz f an Blasen- und Kolbenspeicher nach Rupprecht [52]

Rupprecht [52] bestätigt für Lade- und Entladevorgänge mit konstantem Volumenaustausch (dreieckförmigem Zyklusprofil) diesen Sachverhalt, wobei das Wirkungsgradminimum etwas unterhalb der kritischen Frequenz auftritt. Mit der Parameterabhängigkeit der thermischen Zeitkonstanten, u. a. von den Bedingungen der örtlichen Gasströmung, unterliegt die kritische Frequenz verschiedenen Einflüssen. So zeigt sich der Einfluss der Speicherbauart im Wirkungsgradverlauf über der Zyklusfrequenz darin, dass der Blasen Speicher einen höher und flacher verlaufenden Wirkungsgrad hat als der reibungsbehaftete Kolbenspeicher, Abb. 5.23b. Reibungsarme Kolbendichtungen schränken die bis zu 5% gehende effektive Wirkungsgradminderung auf maximal 1%, womit der Unterschied zwischen gas- und flüssigkeitsseitigem Wirkungsgrad nahezu verschwindet.

Der Füllzustand von Hydrospeichern ändert sich mit dem zeitlichen Ablauf der Austauschvorgänge, so dass das Zyklusprofil (Volumenstrom über der Zeit) ein weiterer

Einfluss ist, der sich erheblich auswirken kann. Haltephasen bewirken insbesondere bei langen Zyklen eine Wirkungsgradminderung, Abb. 5.23a.

Zyklen mit unmittelbar aufeinander folgendem Lade- und Entladevorgang (dreieckförmiges Zyklusprofil) ergeben höhere Wirkungsgrade. Bei höherer Frequenz kann auch mit Haltephase der Wirkungsgrad höher sein (impulsförmiges Zyklusprofil), sofern Lage- und Entladevorgang schneller verlaufen. Rafft man zeitlich die nur mit Pausen nacheinander folgenden Lade- und Entladevorgänge (rechteckförmiges Zyklusprofil), erzielt man erhebliche Wirkungsgradsteigerung.

Bei höherer Zyklusfrequenz können allerdings Schäden durch thermische Beanspruchung der elastomeren Trennwand ein vorzeitiges Versagen von Blasenspeichern herbeiführen.

Geht man bei der Simulation zyklischer Austauschvorgänge vom thermodynamischen Modell mit realem Energieträger und angepasster thermischer Zeitkonstante aus, die den Einfluss der Gasgeschwindigkeit auf den Wärmeübergang berücksichtigt, lässt sich die Güte der Beschreibung erheblich verbessern. Um die modifizierte Zeitkonstante für verschiedene Bauarten auch rechnerisch bestimmen zu können, hat man empirische Gleichungen, etwa nach dem Wärmeflussmodell des Blasenspeichers, angegeben.

Vorauswahl und anforderungsgerechte Bemessung von Hydrospeichern werden durch Auslegungs- und Optimierungsprogramme erleichtert. So lassen sich thermische Zeitkonstanten je nach Bauart und Baugröße für Hydrospeicher abrufen und man kann die Speichergröße für vorgegebene Betriebsdaten (Zyklusprofil), Umgebungstemperatur, Betriebsdruckdifferenz und für minimales Druckverhältnis festlegen. Erhöht man den Fülldruck p_0 bei konstantem effektivem Gasvolumen V_0 so lange, bis der Höchstdruck bei Betrieb p_2 den zulässigen Betriebsüberdruck (PB) des Hydrospeichers erreicht, nimmt die Energiespeicherung den Bestwert an, die Speicherkenngößen (V_0 , p_0) sind optimal ausgelegt [48, 49, 52–54].

5.2.4 Dynamische Eigenschaften und Kennwerte

Mit seinem parallel zur Rohrleitung geschalteten Zusatzvolumen bildet der Hydrospeicher das Isolierelement Gasfeder (VDI 2062 Bl. 2), wobei der reibungsfrei angenommene Kolbenspeicher als Modell dient. Vernachlässigt man die Trägheit des Kolbens, bilden die Gasfeder der Steife c_{ga} und die Masse m_h des eingeschlossenen Flüssigkeitsvolumens, gekoppelt über die starre Trennwand, einen einfachen, näherungsweise dämpfungsfreien Schwinger, Abb. 5.24.

Da der rasch verlaufenden Einfederung eine isentrope Zustandsänderung zu Grunde liegt, folgt aus der Isentropengleichung für ideales Gasverhalten, Gl. (5.11a), (5.12b), in differenzieller Form

$$dpV^\kappa + \kappa pV^{\kappa-1}dV = 0$$

die Steigung

$$\frac{dp}{dV} = -\kappa \frac{p}{V}.$$

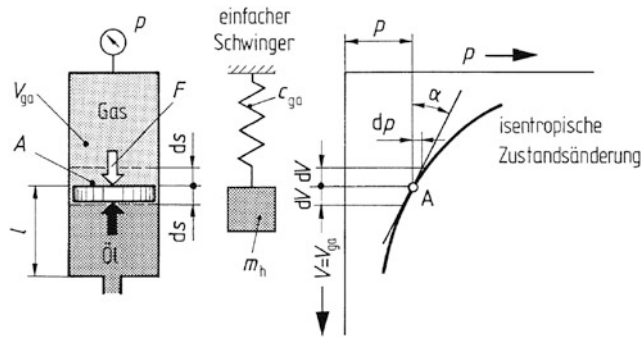


Abb. 5.24 Hydrospeicher als Konstruktionsvariante der Gasfeder mit progressiver Federkennlinie bei isentropischer Zustandsänderung

Mit dem Gasvolumen V und der wirksamen Kolbenfläche A ergibt sich die *Gas-federsteife*

$$c_{ga} = -\frac{dF}{ds} = -A^2 \frac{dp}{dV} = \kappa A^2 \frac{p}{V}. \quad (5.32)$$

Die Flüssigkeitsmasse m_h , Gl. (2.19), Abschn. 2.1.2.3, führt mit Gl. (5.32) auf die *Eigenfrequenz des Hydrospeichers für ideales Gasverhalten*

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_{ga}}{m_h}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{A \kappa p}{\rho l V}}. \quad (5.33a)$$

Die hydropneumatische Feder hat stark progressive Kennlinie. Im Betrieb müssen Funktionsfähigkeit und Sicherheitsanforderungen erfüllt sein. Es wird daher die Gasfedersteife aus der im Arbeitspunkt linearisierten, gemessenen Federkennlinie entnommen, so dass sich die

Eigenfrequenz des Hydrospeichers für reales Gasverhalten

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{A \Delta p}{\rho l \Delta V}} \quad (5.33b)$$

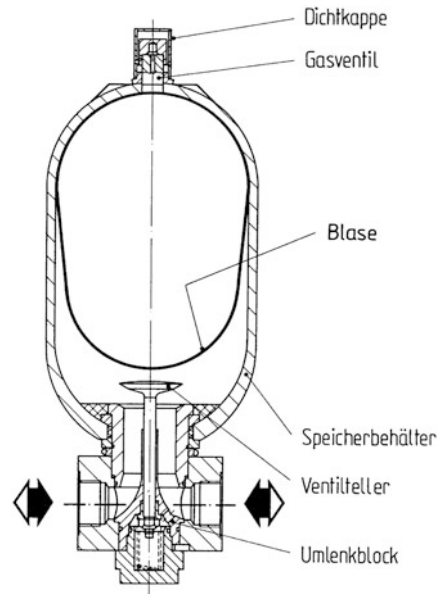
ergibt [48, 49].

Nach auf Pulsationsschwingung abzustimmender Eigenfrequenz kann aus (5.33a, b) das erforderliche Speichervolumen ermittelt werden.

Die so hergeleitete Eigenfrequenz berücksichtigt nicht die Strömungsverluste. Die am Speicher angeschlossenen Leitungen mit ggf. unterschiedlichen Innendurchmessern verringern die Eigenfrequenz zusätzlich. Soll kurzzeitig ein bestimmtes Flüssigkeitsvolumen bereitgestellt werden, kann eine zu niedrige Eigenfrequenz durch Erhöhung des Fülldrucks heraufgesetzt werden.

Um dynamische Druckänderungen im Leitungssystem aufzufangen, die häufig auf Druckpulsationen der Pumpe zurückzuführen sind, werden Blasen- und Membranspeicher als Hydrodämpfer eingesetzt, Abschn. 5.2.2. Spezielle Bauformen stellen eine

Abb. 5.25 Blasenspeicher als Pulsationsdämpfer für Druckpulsationsschwingungen im Rohrleitungsnetz (Pulse-Tone-Pulsationsdämpfer)



optimale Ankopplung des pulsierenden Volumenstroms her, indem der flüssigkeitsseitige Anschluss über einen Anschlussblock mit umlenkendem Krümmerkanal erfolgt (z. B. Pulsationsdämpfer SB oder SBO . . . P, HYDAC [44]), Abb. 5.25, [55–59].

Der Hydrodämpfer gleicht durch den Volumenaustausch die Volumenstrompulsation aus. Je flacher die p , V -Kennlinie des Speichers, desto geringer ist die restliche Druckpulsation. Eine flachere Kennlinie erzielt man durch größeres Speichervolumen. Außerdem erhöht der Fülldruck die Dämmwirkung, da sich die Kennlinie im Betriebspunkt abflacht. Die nahezu trägheitslos verformbare elastische Trennwand erfasst insbesondere auch die höherfrequenten Druckschwingungen, wobei folgende Hinweise zu beachten sind:

- Einbauort möglichst dicht hinter dem Pulsationserzeuger;
- ausreichende Speichergröße für erforderliche Energiekapazität;
- Einbaulage vorzugsweise senkrecht (Gasventil oben).

Außer dynamischen Druckänderungen vom Pulsationserzeuger können stoßartige Einwirkungen aus dem Lastsystem auftreten, die vom Hydrodämpfer zu mindern sind. So erfordern Druckstöße in Leitungen infolge Anhaltens von Flüssigkeitsmassen, das etwa bei Pumpenausfall auftreten kann, eine Stoßisolierung. Ein Sonderfall des Flüssigkeitsstaus mit sehr hoher Verzögerung ergibt sich beim schnellen Schließen von Ventilen. Nach Greer gilt hierfür als Näherungsbeziehung für das erforderliche *Speichervolumen des Hydrodämpfers* die Zahlenwertgleichung:

$$V \geq \frac{q_V p_2 (0,015l - t)}{250(p_2 - p_1)} \quad (5.34a)$$

mit V in l, l in m Leitungslänge, t in s Ventilschließzeit, p_1 in bar statischer Druck bei geöffnetem Ventil, p_2 maximal zulässiger Druck der Stoßwelle mit Stoßdämpfer, q_v Volumenstrom bei geöffnetem Ventil.

Nach Joukowsky ist der *maximal auftretende Druckstoß*

$$p = \rho c_a \Delta v, \quad (5.34b)$$

worin ρ die Flüssigkeitsdichte, Δv die Differenz der Strömungsgeschwindigkeit vor und nach Rückkehr der Stoßwelle und c_a die Schallgeschwindigkeit, Gl. (2.12a, b), Abschn. 2.1.1.4, ist.

Die Wanddicke von Stahlrohren nach der Innendruckbeanspruchung durch den maximal auftretenden Druckstoß zu bemessen, wäre wirtschaftlich untragbar. Der Hydrodämpfer baut Druckstöße durch Umwandeln kinetischer Energie der Strömung in potenzielle Energie des Gaspolsters ab (z. B. Schockabsorber SB ... A, HYDAC [44]). Hydrospeicher zum Abschirmen von Stoßwellen müssen so nahe wie möglich an der Stoßwelle eingebaut sein, da dort der maximale Druckanstieg zu erwarten ist.

Für die Untersuchung hochfrequenter Druckschwingungsphänomene in verzweigten Rohrleitungsnetzwerken stehen *domänenübergreifende Simulationswerkzeuge* zur Verfügung, Abschn. 7.2.2.1.

5.2.5 Varianten zur Erhöhung der Energiekapazität

Für den wirtschaftlichen Einsatz von Hydrospeichern als Energiespeicher, etwa bei der Rückgewinnung von Bremsenergie in Nutzfahrzeugen [60–62], wird höchster Wirkungsgrad und hohe Energiekapazität gefordert.

Neben den abmessungsbestimmenden Größen V_1 und p_2 nimmt der einzustellende Fülldruck p_0 über die Zustandsgröße p_1 Einfluss auf den Arbeitsaustausch. Aus der Extremaleigenschaft der Energiekapazität lassen sich optimales Druckverhältnis und maximale Energiekapazität angeben, die für Stickstoff und die meist vorliegende isentrope Zustandsänderung höchstens 31 % beträgt, Gl. (5.19b), Abschn. 5.2.3

Eine Prinzipvariante zur Erhöhung der Energiekapazität stellt der Einsatz anderer Energieträger dar. Mit dem Ziel einer energetisch günstigeren isothermen Zustandsänderung werden folgende Energieträger erprobt:

- Gase hoher spezifischer Wärmekapazität (z. B. He, mehratomige Gase),
- kondensierbare Gase (z. B. CO₂),
- gasseitige Einlagen (Kupferspäne, Schäume).

Ein genereller Ersatz des Energieträgers Stickstoff zeichnet sich in der Hydraulik nicht ab. Bei hohen Drücken erweist sich Helium als günstig, wobei jedoch die höhere Permeation zu berücksichtigen ist. Für den unteren Permeabilitätsbereich sind Vorteile im

Einsatz von Kohlendioxid erkennbar. Die p , V -Kennlinie ist jedoch von Betriebsbedingungen und Temperatur stark abhängig. Gasgemische lassen wegen druckbedingt hohen Mischungsanteils an Stickstoff kaum nennenswerte Steigerungen der Energiekapazität erwarten. Untersuchungen mit gaseitigen Einlagen weisen auf Möglichkeiten zur Steigerung der Energiekapazität hin, wenngleich hierfür noch Schwierigkeiten bei der Lebensdauer (Formstabilität), dem Imprägnierverfahren und der Schmelztemperatur des Schaums zu überwinden sind [63, 64].

5.2.6 Zentrale Druckflüssigkeitsversorgung: Zentralhydraulik

Bei der *Einzelhydraulik* (Einkreis hydraulik) wird jeder Verbraucher von einer eigenen Pumpe bzw. einem separatem Antriebsaggregat versorgt. Neben einfachen hydrostatischen Antrieben sind es hydraulische Anlagen mit mehreren Verbrauchern, bei denen die Einzelhydraulik dann eingesetzt wird, wenn Funktionsstörungen durch gegenseitige Beeinflussung völlig ausgeschlossen werden müssen. Können solche gar nicht entstehen, etwa bei nicht überlappenden Bewegungsfolgen der einzelnen Verbraucher, werden vorzugsweise mittelgroße Anlagen mit einer *Gruppenhydraulik* ausgestattet. Hier sind mehrere Verbraucher an ein Antriebsaggregat entsprechender Leistung angeschlossen.

Die *zentrale Druckflüssigkeitsversorgung* stellt die Alternative zur Einzel- oder zur Gruppenhydraulik für große hydraulische Anlagen dar, in denen eine Reihe verschiedenartiger Verbraucher gleichzeitig zu versorgen sind. Die in einer zentralen Antriebsstation zu installierende Gesamtleistung wird nicht als Summe der Spitzenverbräuche aller Einzelabnehmer festgelegt, sondern folgt aus der Summe der über ein Arbeitsspiel gemittelten Volumenstrom- und Leistungsaufnahmen aller Einzelabnehmer. Der abmessungsbestimmende Gesamtbedarf verringert sich abermals, wenn die Einzelverbraucher nicht alle gleichzeitig, sondern zu unterschiedlichen Zeiten Druckflüssigkeit aufnehmen.

Hieraus folgen die *Vorzugsmerkmale*:

- kleinere installierte Gesamtleistung für die Druckerzeugung (Pumpenleistung),
- weniger Hydrogeräte für die Druckerzeugung und Flüssigkeitsaufbereitung (Pumpen und Zubehör),
- Raumersparnis durch verkleinerte Stellfläche für die Druckerzeugung,
- vereinfachte Instandhaltung der hydraulischen Anlagen durch zentrale Wartung und Inspektion,
- wirksamere Lärminderung durch Konzentration der Lärmschutzmaßnahmen auf die zentrale Einzelschallquelle „Antriebsstation“.

Die Gesamtleistung wird i. Allg. auf mehrere, möglichst gleiche (Konstant-) Pumpen am zentralen Leitungsnetz (Sammelleitung) aufgeteilt, die nach Bedarf über Pumpenumlaufventil zu- oder abgeschaltet werden. Man erzielt größere Betriebssicherheit und energetisch günstigere Volumenstromentnahme.

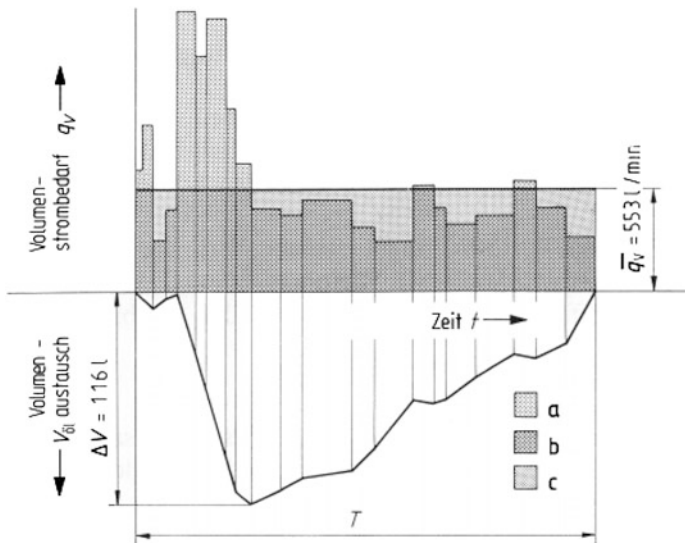


Abb. 5.26 Druckflüssigkeits-Verbrauchsdiagramm und Speicherentnahmediagramm für zentrale Druckflüssigkeitsversorgung mit Speicher, q_v tatsächlicher Volumenstrom (Schluckstrom), \bar{q}_v mittlerer Volumenstrom (konstanter Förderstrom), ΔV Nutzvolumen. **a** Mehrbedarf, **b** Minderbedarf, **c** Förderstromüberschuss

Das Konzept der zentralen Druckölversorgung (ZÖV), bereits in den 50er Jahren entwickelt, wurde seinerzeit nur in Großanlagen der Grundstoffindustrie (Hütten- und Walzwerken) eingesetzt. Heute speist man Fertigungslinien in vielen Industriezweigen durch eine Sammelleitung.

Die zentrale Antriebsstation kann als Speicherantrieb oder mit druckgeregelten Verstellpumpen betrieben werden, die den Systemdruck aufrechterhalten. Es sind auch Kombinationen beider Antriebsarten möglich. Alle Antriebsvarianten ergeben ein *Konstant-drucksystem*, das die Forderung erfüllt, mehrere Kreisläufe gleichzeitig ohne Rückwirkung mit Druckflüssigkeit zu versorgen.

Druckflüssigkeitsnetz mit Speicher (Speicherantrieb) ist die Variante der zentralen Druckflüssigkeitsversorgung, bei der günstigere Energienutzung in der Hydroanlage durch Hydrospeicher erzielt wird, die einen großen Schluckstrombedarf (Leistungsspitzen) kurzzeitig abdecken. Die Hydropumpen werden nur nach mittlerem Verbrauch während des Arbeitsspiels ausgelegt, so dass die installierte Pumpenleistung klein gehalten werden kann. Die Größe (Rauminhalt) der Hydrospeicher wird vom Verhältnis Entnahmezeit zu Taktzeit im Hydrosystem bestimmt. Um den tatsächlichen Volumenstrombedarf (momentanen Schluckstrom) abschätzen zu können, ist ein *Druckflüssigkeits-Verbrauchsdiagramm* zu erstellen, Abb. 5.26, oberer Teil des Diagramms (q_v , t -Diagramm).

Nach den Arbeitsabläufen variabler Schrittfolge (Funktionsdiagramm VDI/VDE 3684, Funktionsplan DIN EN 60848) werden zunächst für jeden Verbraucher

Einzelvolumenstrom-Bedarfsdiagramme erstellt, deren meist rechnergestützt ausgeführte Zusammenfassung zum Gesamtvolumenstrom-Bedarfsdiagramm der Hydroanlage (z. B. einer Fertigungslinie) führt [65–68]. Der über den mittleren Volumenstrom (konstanten Förderstrom \bar{q}_V) hinausgehende Mehrbedarf, Abb. 5.26a, wird durch Entladen des Speichers gedeckt. Unterschreitet der Bedarf den mittleren Volumenstrom, Abb. 5.26b, nutzt man den Förderstromüberschuss, Abb. 5.30c, zum Laden des Speichers. Das *Speicherentnahmediagramm*, Abb. 5.26, unterer Teil des Diagramms (V, t -Diagramm), gibt den Speicherfüllzustand wieder und dient zur Ermittlung des entnehmbaren Nutzvolumens ΔV (Volumenaustausch). Ist der höchste Betriebsdruck p_2 durch den maximalen Betriebsüberdruck des Hydrosystems p_3 vorgegeben, darf der niedrigste Betriebsdruck p_1 den zu überwindenden Lastdruck des Verbrauchers nicht unterschreiten. Aus der nutzbaren Betriebsdruckdifferenz Δp und dem Nutzvolumen ΔV gewinnt man über den Mindestfülldruck p_0 , Gl. (5.1), und das minimale Druckverhältnis p_0/p_2 , Gl. (5.7), das erforderliche effektive Gasvolumen (Nennvolumen) V_0 , Gl. (5.14), also den Rauminhalt des Speichers als Bestimmungsgröße, Abschn. 5.2.3. Der Volumennutzungsgrad lässt sich durch Nachschalten von Gasflaschen (Transferbauart) steigern, etwa als Speicherstation der Kolbenbauart mit Stickstoffflaschen, Abb. 5.18, Abschn. 5.2.2.

Da die Speicher für den Betriebsdruck der Anlage ausgelegt sind, nicht aber der Druckdifferenz am Verbraucher (Lastdruck) folgen, mindert sich die Energienutzung umso mehr, je niedriger der Lastdruck ist.

Nachteile des Speicherantriebs ergeben sich aus

- dem mit dem Konstantdrucksystem verbundenen Leistungsverlust (hier insbesondere dem Speicherverlust),
- den für lastunabhängige Geschwindigkeit der Einzelverbraucher vorzusehenden Stromregelventilen, ändert sich doch der Druckflüssigkeitsstrom mit dem Entladezustand auf Grund abnehmender Betriebsdruckdifferenz beim Expandieren,
- der möglichen gegenseitigen Beeinflussung einzelner Verbraucher durch kurzzeitige Druckabfälle (Druckimpulse) im Leitungssystem,
- der gleich hohen Druckdifferenz, die möglichst an allen Verbrauchern anliegen soll.

Es überwiegen die *Vorzüge*, wenn

- die Druckflüssigkeitsentnahme kurz gegen die Dauer des Arbeitsspiels ist;
- viele gleichartige Verbraucher zu versorgen sind, die nicht alle gleichzeitig Volumenstrombedarf haben;
- viele Verbraucher sehr unterschiedlichen Volumenstrombedarfs zusammenschaltet werden.

Zwecks vereinfachter Instandhaltung verwendet man meist Konstantpumpen gleicher Bauart, die über eine Volumen- oder Drucksteuerung zugeschaltet werden. Der begrenzte Volumenaustausch setzt beim Speicherantrieb voraus, dass in den Ventilen ein geringer Leckvolumenstrom auftritt. In Reversierschaltungen (Richtungssteuerungen) werden daher größere Kolbenschieberventile für höhere Betriebsdrücke durch Wegeventile der

Bauform Sitzventile ersetzt, in Schaltungen zur Volumenstromsteuerung (Geschwindigkeitssteuerungen) ist der bei Zufluss- oder Bypass-Stromregelung (über 3- bzw. 2-Wege-Stromregelventile) abgeleitete Rücklaufstrom abzudecken.

Zum Zwecke wirksamer akustischer Dämmung stellt man die Hydropumpen als pegelbestimmende Schallquellen getrennt vom Arbeitsplatz auf, wodurch sich lange Leitungen ergeben. Hieraus erwachsende Nachteile wie kurzzeitige Druckabfälle, dynamische Druckänderungen infolge Druckpulsation und Flüssigkeitsstaus lassen sich durch Hydrospeicher für besondere Aufgaben (Pufferspeicher für Leistungsspitzen, Hydrodämpfer für Druck- und Laststöße) verringern, die abgestimmt auf die dynamischen Eigenschaften im Leitungsnetz verteilt oder verbrauchernah angeordnet werden, Abschn. 5.2.4.

Bei der Schaltung von mehreren Hydrospeichern sind die sicherheitstechnischen Anforderungen zu erfüllen, dass jeder Hydrospeicher von der Druckzuleitung absperrbar ist und flüssigkeitsseitig drucklos gemacht werden kann. Hierfür sind entsperbare Absperr- und Druckentlastungseinrichtungen vorzusehen.

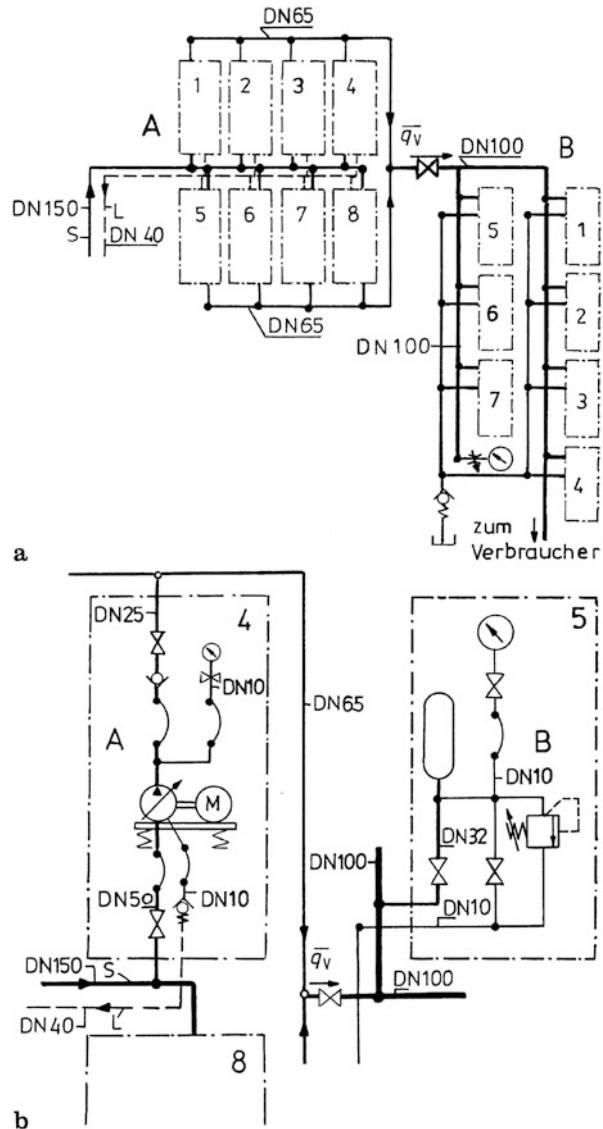
Druckflüssigkeitsnetz mit Verstellpumpen (Pumpenantrieb) ist die Variante der zentralen Druckflüssigkeitsversorgung, bei der ein großer Schluckstrombedarf langfristig abzudecken ist. Die Bedarfsanpassung des Volumenstroms erfolgt durch steuerdruckabhängige Pumpenverstellung mittels Druckregelung, so dass der Druck im Leitungsnetz konstant gehalten wird. Die Baugröße der Verstellpumpen ist nach der Summe der Teilleistungen der gleichzeitig betriebenen Einzelverbraucher auszulegen. Mehrere druckgeregelte Pumpen sind auf denselben Festwert zu regeln, um die Anregung störender Flüssigkeitsschwingungen im Leitungsnetz zu vermeiden.

Die Geschwindigkeitssteuerung findet ebenfalls durch Stromregelventile statt, auch sind zu Gunsten sparsamer Energieverwertung die an allen Verbrauchern anliegenden Druckdifferenzen möglichst gleich abzustimmen. Hier zeigt sich ein deutlicher Nachteil gegenüber der Einzelhydraulik, bei der die Geschwindigkeit durch Verdrängersteuerung über die Verstellpumpe (Primär- oder Pumpensteuerung) verlustarm eingestellt werden kann.

Werden vorwiegend Zylinder versorgt, herrscht der offene Kreislauf vor. Sind drehende Bewegungszyklen zu erzeugen, wendet man häufig den Pumpenantrieb im geschlossenen Kreislauf mit mehreren Hydromotoren an, z. B. bei Fahr- und Arbeitsantrieben in der Mobilhydraulik, Abschn. 2.

Druckflüssigkeitsnetz mit Speicher und Verstellpumpen ist die Variante der zentralen Druckflüssigkeitsversorgung, die durch Kombination von Speicher- und Pumpenantrieb gekennzeichnet ist. Diese Art der Sammelleitung wird z. B. in Fertigungslinien eingesetzt, wenn mehrere Gruppenantriebe zusammenzufassen sind. Die Zahl der Antriebsaggregate lässt sich ebenso wie die Geräuschemission wirksam verringern. Die Bedarfsanpassung des Volumenstroms erfolgt vorrangig durch die druckgeregelten Pumpen, während der Speicher kurzzeitige Leistungsspitzen abdeckt. Es lassen sich Verbraucher mit recht unterschiedlichem Schluckstrombedarf versorgen, wobei auch hier die Lastdrücke nicht zu sehr voneinander abweichen sollten. Das Beispiel einer zentralen Druckflüssigkeitsversorgung,

Abb. 5.27 Zentrale Druckflüssigkeitsversorgung mit Verstellpumpen kombiniert mit Speicher, Schaltungsbeispiel. **a** Geräteplan; **b** Hydraulik-Schaltplan, Ausschnitt mit A Pumpenstation, B Speicherstation, S Saugleitung, L Leckölleitung, DN Nennweite der Hauptleitungen



kombiniert aus Antriebsaggregaten mit zuschaltbaren Verstellpumpen (A) und aus einer Speicherstation (B), zeigt Abb. 5.27.

Im Mitteldruckbereich werden Verstellpumpen der Flügelzellenbauart bevorzugt eingesetzt. Hierbei erübrigt sich einerseits die Ventil-Umlaufsteuerung, andererseits nimmt der Wirkungsgrad gegenüber dem Speicherantrieb ab. Sind präzise Stellbewegungen auszuführen, etwa bei Vorschubantrieben für die Feinbearbeitung an Werkzeugmaschinen, müssen besondere Vorkehrungen getroffen werden. So unterbinden verbrauchernah angeordnete

Speicher kurzzeitige Druckabfälle beim Einschalten parallel betriebener Vorschubzylinder. Über schnell ansprechende Druckminderventile wird der im Vergleich zum Speicherdruck niedrige Lastdruck gehalten. Druckstöße oder -schwankungen des Rücklaufstroms in der Sammelleitung wirken sich nicht auf die Vorschubbewegung aus, wenn gesonderte Rückflussleitungen oder für kleinen Rücklaufstrom Leckölleitungen genutzt werden [65–70].

5.3 Hydraulikfilter: Flüssigkeitsaufbereitung

Hydraulikfilter dienen im Wesentlichen dazu, feste Verunreinigungen einer Druckflüssigkeit zurückzuhalten (DIN 24550 Teil 1).

Die Reinhaltung von Druckflüssigkeiten durch Filtration ist eine wesentliche Instandhaltungsmaßnahme. Die Anreicherung flüssigkeitsfremder Inhaltsstoffe (Kontamination) ist ein Störeinfluss, der das Ausfallrisiko einer Anlage beträchtlich erhöht. Unbeabsichtigte Unterbrechung der Funktionsfähigkeit wird nicht nur durch plötzliche Istzustandsveränderungen, sondern auch durch vorzeitige Abnutzung hervorgerufen, das bedeutet eine Verkürzung der verfügbaren Zeit für die Nutzung (Gebrauchsdauer).

Plötzliche Ausfälle verursachen sowohl schwer lösliche, harzige als auch feste Inhaltsstoffe. Gehen erstere auf Alterungsprodukte und Ausfällungen der Flüssigkeit zurück („weiche Verunreinigungen“), so bestehen letztere aus groben Partikeln ($>15\ \mu\text{m}$) metallischer, mineralischer oder organischer Zusammensetzung („harte Verunreinigungen“). Beide Arten der Verschmutzung beeinträchtigen als klebrige Ablagerungen an Kanalwänden bzw. durch Zusetzen enger Kanäle unmittelbar die Funktion von Hydrogeräten (z. B. Haftfen von Kolbenschiebern durch Kleben bei Wegeventilen, Verstopfen von Einstelldrosseln, Messblenden oder Steuereisen bei Drossel-, Stromregel- oder Stetigventilen).

Ausfall durch Verkürzung der Gebrauchsdauer folgt im Sinne der Instandhaltung durch den schnelleren Abbau des „Abnutzungsvorrats“ von Teilen der Anlagen. Das Verhalten der Anlagenteile ist im Verhältnis zur Abnutzung der hydraulischen Anlage zu bewerten (Verlauf der Abbaukurve, DIN 31051). Erhöhte Abnutzung wichtiger Hydrogeräte kündigt sich durch allmähliche Abnahme des Anlagenwirkungsgrades an und stellt eine Istzustandsabweichung dar, die auf die Einwirkung feiner Schmutzpartikel (1 bis $5\ \mu\text{m}$) zurückgeht.

Werden in flüssigen Medien feste Partikel mitgeführt, die in den Gleitspalt relativ zueinander bewegter Elemente eindringen, üben die Gleitflächen einen Einfluss aufeinander aus, ohne sich zu berühren. Feste Verunreinigungen sind daher verursachende Voraussetzung von Schäden durch tribologische Beanspruchung (Verschleißschäden) in Hydrogeräten. Die Schädigungen an Werkstoffoberflächen ziehen geometrische Abweichungen vom Sollzustand nach sich (Erweiterung von Dichtspalten, Formabweichungen von Gleitflächen). Gestaltveränderungen von Funktionsflächen wirken sich wiederum nachteilig auf Energieübertragung und Laufverhalten des hydrostatischen Antriebs aus.

5.3.1 Arten der Feststoffverschmutzung

Es werden zwei Arten der Flüssigkeitsverunreinigung durch Feststoffe unterschieden, die Primärverschmutzung und die Sekundärverschmutzung [71–75], Abb. 2.32, Abschn. 2.5, und Abb. 5.28.

Primärverschmutzung (Eintrag von Feststoffpartikeln). Primärverschmutzung ist die Verschmutzung, die von außen in das Hydrosystem eingetragen wird. Bauelemente können von der Fertigung her mit relativ groben Schmutzpartikeln ($> 15 \mu\text{m}$), z. B. mit Metallspänen, Schweißgutspritzern oder Lötperlen, Schleifrückständen u. a. behaftet sein. Beim Zusammenbau können Fäden, Fasern von Putzlappen, Partikel von Schläuchen, Dichtungen, Späne von Rohrleitungen usw. in die Hydroanlage gelangen. Schmutzeintrag erfolgt ferner aus staubhaltiger Außenluft über Belüftung und Einfüllöffnung bei Neubefüllung (Anfangsverschmutzung) oder Nachfüllung sowie durch Feststoffeinwanderung an unzureichenden Kolbenstangendichtungen. Das Öffnen der Hydroanlage zwecks Wartung und Instandsetzung kann ebenfalls zum Schmutzeintrag führen.

Sekundärverschmutzung (Erzeugung von Feststoffpartikeln). Sekundärverschmutzung nennt man die Verschmutzung, die im Hydrosystem selbst durch Schädigungen an Werkstoffoberflächen erzeugt wird, insbesondere durch Partikelablösung aus Dicht- und Gleitflächen in Hydrogeräten. Nach Inbetriebnahme der Hydroanlage werden durch einwirkende Kräfte die sich zwischen Gleitpaarungen bewegenden Körper zerkleinert. Aus relativ grober Primärverschmutzung entsteht eine Feinstverschmutzung mit Teilchendurchmessern von $0,1$ bis $5 \mu\text{m}$. Diese gelangt in Dicht- und Führungsspalte mit Spalthöhen von derselben Größenordnung wie die Durchmesser der Feinstpartikel. Infolge der als Zwischenkörper zwischen den Gleitflächen vorhandenen Feststoffpartikel treten im offenen System „Elementepaar“ die Schadensarten Abrasivverschleiß als Korngleitverschleiß (Dreikörper-Abrasivverschleiß), bei ausreichend hoher Strömungsgeschwindigkeit auch Strömungsvererschleiß (Erosion) mit Hydroabrasivverschleiß auf (VDI 3822 Bl. 5). Dominierende Verschleißerscheinungsformen sind beim Abrasivverschleiß Riefen, etwa an nachstellenden Spalten von Pumpen oder am Radialspalt in Kolbenventilen (z. B. Flügel/Hubring, Kolbentrommel/Steuer Spiegel bzw. Steuerkolben/Büchse), beim Strömungsvererschleiß wellen- oder rillenförmige Vertiefungen, etwa an Fugen bei Pumpen oder an Steuerkanten bei Ventilen (z. B. Seitenscheibe, Steuer Spiegel bzw. Steuernut des Ventilkolbens, Steuerkante im Gehäuse). Beide Verschleißmechanismen können von Beginn an, häufiger in zeitlicher Folge, überlagert auftreten [76].

Der Werkstoffabtrag erzeugt wiederum metallische Feststoffpartikel. Es stellt sich daher ein progressives Anwachsen des Verschleißes ein. Eisen- und kupferhaltige Partikel haben katalytische Wirkungen, die tribochemische Reaktionen wie Öloxidation fördern und – speziell bei der Anwesenheit von Wasser – die Ölalterung erheblich beschleunigen.

Es bilden sich polymerisierte Oxidationsprodukte des Hydrauliköls und Reaktionsprodukte der Wirkstoffzusätze. Diese sondern sich als Schlamm oder harzartige Ablagerung auf Gleitflächen ab und verursachen Schwergängigkeit von Steuerschiebern bis hin zum Haften durch Kleben („hydraulisches Klemmen“, silting).

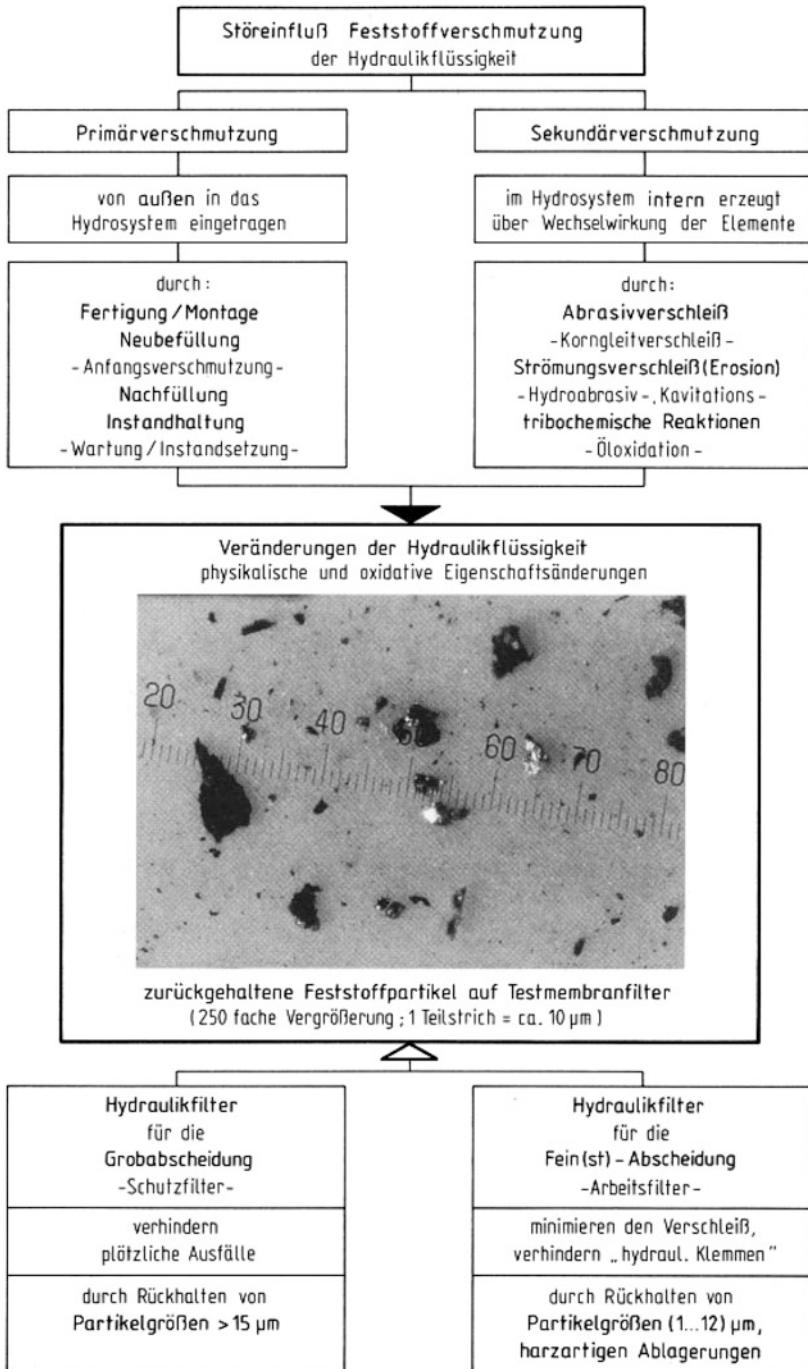


Abb. 5.28 Herkunft und Arten der Feststoffverschmutzung; Zuordnung von Partikelabscheidung und Ausfallart der Anlage

Der Verschleißmechanismus Abrasion wird erst wirksam, wenn Schmutz in den Spalt einwandert. Schadensverursachende Voraussetzung ist damit neben der für Zerkleinerung und Einbettung maßgebenden Teilchenbeschaffenheit (Form und Härte) die Größe der Feststoffpartikel. Teilchendurchmesser von gleicher Größenordnung wie die Spalthöhe sind deswegen zu vermeiden, da solche Teilchen in den Spalt gelangen, ohne ihn ungehindert passieren zu können. Bei dieser vereinfachenden Annahme sieht man von Einflüssen auf die Spaltströmung wie Gestaltabweichungen (Ebenheits-/Parallelitätsabweichungen der Schmiergleitflächen mit Dichtungsfunktion), Verformung (druckbedingtes oder thermisches Aufweiten der Gleitflächenträger) oder instationärer Strömung (Gleitflächenbewegung senkrecht zum Spalt, „Atmen“, squeezing) ab.

Um den Verschleiß gering zu halten, ist es also notwendig, außer groben Partikeln ($> 15 \mu\text{m}$) auch Feinstpartikel abzuscheiden, deren Durchmesser in der Größenordnung der Spalthöhe in Elementepaarungen von Hydrokomponenten bzw. der minimalen Schmierfilmdicke von Konstruktionselementen liegen, Tab. 5.7 und 5.8. Bei konzentrischem Spalt entspricht der Umfang des Spalthöhenbereichs dem halben Spieltoleranzfeld des Dicht- oder Führungsspiels. Ist hingegen mit exzentrischem Spalt maximaler Exzentrizität zu rechnen (bei einseitiger Anlage des Innenelements), entspricht der Spalthöhenbereich dem vollen Spieltoleranzfeld.

Die bauarttypische Unterteilung nach Spalthöhenbereichen einzelner Hydrogeräte, insbesondere die Abnahme der Spalthöhen mit zunehmender Nenndruckstufe, ist dem Beispiel für Hydropumpen, Tab. 3.3, Abschn. 3.1.3, zu entnehmen.

5.3.2 Reinheitsforderungen an die Flüssigkeit: *ISO-Reinheitsklassen*

Ob ein zu fordernder Reinheitsgrad nur bei Inbetriebnahme kurzfristig erreicht oder langfristig gehalten wird, lässt sich nur durch Analyse einer repräsentativen Flüssigkeitsprobe ermitteln. Vollständige Analysen, die Form und chemische Zusammensetzung fester Verunreinigungen sowie die Untersuchung der flüssigen Phase (Ölalterung, Ausfällung) einschließen, bleiben wegen des erforderlichen Aufwands meistens der Klärung von Schadensfällen vorbehalten. Im Normalfall beschränkt sich die Analyse auf die Bestimmung von Anzahl und Größe der Feststoffpartikel. Man unterscheidet hierfür drei Auswertungsverfahren:

- gravimetrische Bestimmung auf einem Filter zurückgehaltener Verunreinigungen durch Wägen (Gesamtmasse des Feststoffgehalts) (ISO 4405),
- mikroskopische Teilchenzahlung zurückgehaltener Inhaltsstoffe auf mit Rasterdruck versehenem Membranfilter durch Licht- oder Rasterelektronenmikroskop (ISO 4407),
- automatische Partikelzählung in Flüssigkeit suspendierter Inhaltsstoffe, die am Sensor vorbeiströmen, durch optoelektronische Messverfahren.

Tab. 5.7 Spieltoleranzfelder des Dicht- und Führungsspiels von Hydrogeräten

Hydrogeräte Elementepaarungen	Kennzeichnendes Spieltoleranzfeld P_S μm
Zahnradpumpe mit hydraul. Spaltausgleich	
Zahnrad zu Seitenplatte	0,5 ... 5
Zahnradkopf zu Gehäuse	0,5 ... 5
Flügelzellenpumpe	
Flügelkante zu Gehäuse	0,5 ... 5
Flügel zu Seitenplatte	5 ... 13
Kolbenpumpe	
Kolben zu Bohrung (Radialspiel)	5 ... 40
Ventilplatte zu Zylinder	0,5 ... 5
Servoventil	
Steurdüse (Durchmesser)	130 ... 450
Prallplatte zu Düse	18 ... 63
Kolben zu Büchse	2,5 ... 8
Proportional- und Schaltventil	
Steurdüse (Durchmesser)	130 ... 10.000
Kolben zu Büchse (Gehäuse)	1 ... 23
Scheibenventil	1,5 ... 5
Kegelventil	13 ... 40

Tabelle in Anlehnung an CETOP RP 92H

Tab. 5.8 Bereiche der minimalen Schmierfilmdicke an Gleit- und Dichtflächen von Konstruktionselementen

Konstruktionselement	minimale Schmierfilmdicke h_0 μm		
Wälzlager	0,1	...	1
hydrostatische Gleitlager	0,5	...	100
hydrodynamische Gleitlager	1,0	...	25
Zahnradpaarungen	0,1	...	1
Dichtungen	0,05	...	0,5

Lediglich die Messungen mikroskopischer und direkter Art erfassen die feste Flüssigkeitsverunreinigung durch Auszählen der Partikel. Die Konzentration der Partikel (Schmutzkonzentration) ist neben ihrer Größe maßgebend für die Verschleißgeschwindigkeit.

Automatische Partikelzählung durch unmittelbar messende und über Mischfraktionen (zertifizierte Suspensionen ISO 11171, ISO 11500) kalibrierte Partikelzählgeräte (Automatic Particle Counter, APC) mindert den Messfehler bei direkter Prozesskopplung des Sensors mit dem Prüfstand (On-line-Partikelzählverfahren, ISO 11943) gegenüber der früheren indirekten Kopplung über Probeentnahmeflaschen (Automatic Bottle Sampler, ABS).

Partikelkonzentration und -größenverteilung kennzeichnen die festen Verunreinigungen in Druckflüssigkeiten. Da die Partikelgrößen über einen weiten Bereich streuen, unterteilt man diesen in Größenklassen geeigneter Breite. Die Klassifizierung erfolgt nach neuer internationaler Festlegung, indem die maximal zulässige Zahl der Partikel ≥ 4 , ≥ 6 und $\geq 14 \mu\text{m}$ pro 100 ml in der Druckflüssigkeit vorgegeben wird (ISO 4406:1999). Die *Kurzbezeichnung der Reinheitsklasse einer Druckflüssigkeit (ISO-Code)* – auch Reinheitsgrad genannt – bestimmt sich aus drei Ziffern, von denen die erste die Bereichsnummer (Ordnungszahl) für die Zahl der Partikel $\geq 4 \mu\text{m}$, die folgenden jene für die Zahl der Partikel ≥ 6 bzw. $\geq 14 \mu\text{m}$ ergeben. Der neu aufgenommene Bereich $\geq 4 \mu\text{m}$ berücksichtigt den Feinpartikelgehalt. Da die Partikelgrößen 6 und $14 \mu\text{m}$ mit den früheren 5 und $15 \mu\text{m}$ (ISO 4406:1987) annähernd übereinstimmen, können bestehende Klassifikationen bei gängigen Reinheitsanforderungen weiterhin verwendet werden, Tab. 5.9.

Nach kennzeichnenden Spalthöhenbereichen üblicher Hydrogeräte, Tab. 5.7, bzw. nach maximal zulässiger Verschmutzung (Verschmutzungsgrad DIN 24564 T. 1, DIN EN ISO 4413) ergeben sich zulässige Partikelgrößenverteilungen, die man als systembezogene Reinheitsklassen der Hydraulikflüssigkeit (ISO 4406) angibt. Wird die betreffende Reinheitsanforderung erfüllt, ist störungsfreier und verschleißarmer Betrieb des jeweiligen Typs von Hydroanlage zu erwarten, Tab. 5.10.

Die systembezogenen Reinheitsklassen können auch, vergleichbar den bauarttypischen für Hydropumpen, Abb. 3.14, Abschn. 3.1.3, als geraden im doppelt logarithmischen Funktionsnetz grafisch dargestellt werden (ISO 3938).

Ordnet man der zulässigen Reinheitsklasse der Flüssigkeit die Abscheideleistung des Filters bezogen auf den erforderlichen Bereich rückzuhaltender Partikelgrößen zu, lässt sich über systembezogene Filterfeinheiten ISO 16889) ein erstes Beurteilungskriterium für die Auswahl geeigneter Hydraulikfilter gewinnen [71], Tab. 5.10.

Die systembezogenen Filterfeinheiten x sind Richtwerte, die unter der Voraussetzung der genannten Vereinfachungen bei der Festlegung kennzeichnender Spalthöhenbereiche gelten, daher lediglich zur vorläufigen Filterauswahl heranzuziehen sind. Die Zuordnung der Reinheitsklasse zur Filterfeinheit bedarf in Abstimmung zwischen Komponenten- und Filterherstellern fortwährender Aktualisierung, für die ggf. umfangreiche Felduntersuchungen erforderlich sind [77–79].

Tab. 5.9 Reinheitsklassen für Hydraulikflüssigkeiten nach altem ISO-Code*

Kurzbezeichnung (ISO Code)	Anzahl der Partikel pro 100 ml			
	Partikelgröße > 5 µm		Partikelgröße > 15 µm	
	Mehr als	Bis zu	Mehr als	Bis zu
20/17	500×10^3	1×10^6	64×10^3	128×10^3
20/16	500×10^3	1×10^6	32×10^3	64×10^3
20/15	500×10^3	1×10^6	16×10^3	32×10^3
20/14	500×10^3	1×10^6	8×10^3	16×10^3
19/16	250×10^3	500×10^3	32×10^3	64×10^3
19/15	250×10^3	500×10^3	16×10^3	32×10^3
19/14	250×10^3	500×10^3	8×10^3	16×10^3
19/13	250×10^3	500×10^3	4×10^3	8×10^3
18/15	130×10^3	250×10^3	16×10^3	32×10^3
18/14	130×10^3	250×10^3	8×10^3	16×10^3
18/13	130×10^3	250×10^3	4×10^3	8×10^3
18/12	130×10^3	250×10^3	2×10^3	4×10^3
17/14	64×10^3	130×10^3	8×10^3	16×10^3
17/13	64×10^3	130×10^3	4×10^3	8×10^3
17/12	64×10^3	130×10^3	2×10^3	4×10^3
17/11	64×10^3	130×10^3	1×10^3	2×10^3
16/13	32×10^3	64×10^3	4×10^3	8×10^3
16/12	32×10^3	64×10^3	2×10^3	4×10^3
16/11	32×10^3	64×10^3	1×10^3	2×10^3
16/10	32×10^3	64×10^3	500	1×10^3
15/12	16×10^3	32×10^3	2×10^3	4×10^3
15/11	16×10^3	32×10^3	1×10^3	2×10^3
15/10	16×10^3	32×10^3	500	1×10^3
15/9	16×10^3	32×10^3	250	500
14/11	8×10^3	16×10^3	1×10^3	2×10^3
14/10	8×10^3	16×10^3	500	1×10^3

Tab. 5.9 (Fortsetzung)

Kurzbezeichnung (ISO Code)	Anzahl der Partikel pro 100 ml			
	Partikelgröße > 5 μm		Partikelgröße > 15 μm	
	Mehr als	Bis zu	Mehr als	Bis zu
14/9	8×10^3	16×10^3	250	500
14/8	8×10^3	16×10^3	130	250
13/10	4×10^3	8×10^3	500	1×10^3
13/9	4×10^3	8×10^3	250	500
13/8	4×10^3	8×10^3	125	250
12/9	2×10^3	4×10^3	250	500
12/8	2×10^3	4×10^3	125	250
11/8	1×10^3	2×10^3	125	250

*entspricht annähernd neuem ISO-Code für Partikelgrößen ≥ 6 bzw. $\geq 14 \mu\text{m}$

Da die Reinheitsanforderungen an die Hydraulikflüssigkeiten zunehmend steigen, strebt man zahlenmäßig niedrige Reinheitsklassen, insbesondere für hohe Nenndruckstufen, an.

Das Erreichen und Halten der zulässigen Reinheitsklasse hängt im Wesentlichen ab von den Leistungsdaten der eingesetzten Filter sowie einem geeigneten Filterkonzept.

5.3.3 Anforderungen an die Filter: *Filterkenngrößen*

Für Hydraulikfilter, bestehend aus Filterelement und -gehäuse, existieren festgelegte Beurteilungskriterien und Leistungsdaten, die Auswahl und Vergleich von Filterelementen und -gehäusen gestatten (DIN 24550 Teil 2, ISO/DIS 11170).

Wesentliche Anforderungen, die zur (wirtschaftlichen) Einhaltung der systembezogenen notwendigen Reinheitsklasse an Hydraulikfilter gestellt werden, sind:

- eine eindeutig definierte, über die Filterstandzeit (Filterbetriebszeit) gleich bleibend hohe (stabile) *Abscheideleistung*;
- eine hohe *Schmutzkapazität* zur Erreichung einer wirtschaftlich langen Filterstandzeit [1, 77, 80–82].

5.3.3.1 *Abscheideleistung: Filterfeinheit x*

Die Abscheideleistung ist ein Maß für die Wirksamkeit, mit der ein Filter Partikel über einer bestimmten Mindestgröße abscheidet.

Tab. 5.10 Reinheitsklassen von Hydraulikflüssigkeiten und zugeordnete Filterfeinheiten für verschiedene Einsatzbedingungen nach Essers [71]

Verschmutzungsgrad der Hydrogeräte	Typ der Hydroanlage (Systemart)	Reinheitsklasse ISO 4406	Filterfeinheit x (μm) ISO 16889
Sehr niedrig	Servoventile hohe Regelgüte (Zeitverhalten); sehr hohe Zuverlässigkeit gegen Verschlämmung; sehr empfindliche Hydrogeräte, z.B. für Luft- und Raumfahrt, Werkstoffprüf- und Simulationstechnik	10/07	1
		14/11	3
Niedrig	Servo- und Proportionalventile hohe Zuverlässigkeit, Hochdruck-Industriehydraulik > 160 bar im Dauerbetrieb (lange Gebrauchsdauer), z. B. für Luftfahrt, Werkzeugmaschinen	13/10	5
		15/12	6
Mittel	Proportionalventile qualitativ hoch stehende und zuverlässige Hydroanlagen; allgemeiner Maschinenbau; Hochdruck-Mobilhydraulik; extreme Betriebsbedingungen; enge Toleranzen in Hydrogeräten	15/12	10
		17/14	12
Mittel	Schaltventile allgemeiner Maschinenbau für mittleren Leistungsbereich im Aussetzbetrieb; Mitteldruck-Mobilhydraulik; mittlere Toleranzen in Hydrogeräten	15/12	10
		17/14	12
Hoch	Schaltventile Niederdruck-Industrie- und Mobilhydraulik < 70 bar oder begrenzte Gebrauchsdauer; Schwermaschinenbau; große Toleranzen in Hydrogeräten	17/14	25

Filtrationsverhältnis $\beta_x = 200$ (bzw. Abscheidegrad $\epsilon_x = 99,5\%$)

In der Vergangenheit waren die Möglichkeiten, die Abscheideleistung zu messen, sehr beschränkt, so dass man sich mit etwas vagen Definitionen behelfen musste. Zahlreiche Filterhersteller legten eigene Definitionen und Messverfahren fest, die weit voneinander abwichen. Einige dieser zum Teil noch immer benutzten Größen sind:

Absolute Filterfeinheit (Rückhalterate)

Nominale Feinheit (nominale Rückhalterate)

Heute sind die Messverfahren zur Kennzeichnung von Filterleistungsdaten (z. B. die Partikelmess- und Zählverfahren) so weit vervollkommen, dass eine Beschreibung der Abscheideleistung durch eindeutige Leistungsdaten möglich ist. Hierfür werden international festgelegte *Filterleistungstests* herangezogen (ISO/DIS 11170). Seit Einführung des Prüfverfahrens nach ISO 4572 erfolgen Anpassungen an die On-line-Partikelzähltechnik und die automatisierte Messdatenerfassung. Mit Änderung der Kalibrierbasis und des Teststaubs wurde die Neufassung nach ISO 16889 erforderlich.

Das im genormten Prüffiltergehäuse durchzuführende Prüfverfahren definiert eine Messung der Abscheideleistung des Filters unter Versuchsbedingungen, die den Betriebsbedingungen nahe kommen, d. h. im Mehrfachdurchgangsverfahren. Daher spricht man von einer Mehrfachdurchgangsprüfung zur Ermittlung der Filtrationsleistung (Multipass- oder β -Test, auch Filterleistungstest). Der Prüffilter wird in einen Filtertestkreislauf einbezogen, dem aus einem zweiten, dem Schmutzzugabekreislauf (Injektionskreis), eine definierte Menge chemisch inerten (mineralischen) Schmutzstoffs international festgelegter Art, sog. Teststaub (ISO Medium Test Dust MTD nach ISO 11171) fortlaufend zugeführt wird.

Änderungen zur Multipass-Testmethode

Mit den gestiegenen Anforderungen an Hydraulikfilter musste der Partikelgrößenbereich der Partikelzählung auf Größen unterhalb 10 μm ausgeweitet werden.

Zur Unterscheidung von alten und neuen Filterleistungsangaben werden die neuen β -Werte mit zusätzlichem Index (c) gekennzeichnet, der auch die dem Test zu Grunde liegende zertifizierte Kalibrierspension kennzeichnet.

Von der bisherigen unterscheidet sich die derzeitige Multipass-Testmethode nach ISO 16889 durch:

- den geänderten Teststaub ISO MTD nach ISO 12103-A3 in Verbindung mit dem Antistatik-Additiv,
- die geänderte Kalibrierung automatischer Partikelzähler nach ISO 11171 und ISO 11943 mit NIST-zertifiziertem Kalibriermaterial,
- der On-line-Partikelzählung im erweiterten Partikelgrößenbereich ($> 4 \mu\text{m}$ (c)),
- den variablen Teststaubkonzentrationen (3, 10, 15 mg/l) zur Anpassung der Versuchszeit an Größe und Feinheit der Testfilterelemente,
- der zeitbezogenen Partikelzählung und β -Wertberechnung als zeitbezogener Mittelwert, Gl. (5.35b)

Die Abscheideleistung des Filters, bezogen auf die Partikelgröße x in μm wird beschrieben durch das *Filtrationsverhältnis* β_x :

$$\begin{aligned}\beta_x &= \frac{\text{Zahl der Partikel größer als } x \text{ } (\mu\text{m}) \text{ vor Filter}}{\text{Zahl der Partikel größer als } x \text{ } (\mu\text{m}) \text{ nach Filter}} \\ &= \frac{N_u(\chi)}{N_d(\chi)}.\end{aligned}\tag{5.35a}$$

Infolge Umstellung von ISO 4572 auf ISO 16889 erfolgt die β -Wert-Berechnung an Stelle nach Minimum β -Wert nach *zeitbezogenem β -Mittelwert*:

$$\bar{\beta}_{x(c)} = 2, 10, 75, 100, 200, 1000 \quad (5.35b)$$

(x = berechnete Partikelgröße in μm (c))

Das Filtrationsverhältnis ist mit dem häufig angegebenen, auch Filterwirkungsgrad genannten *Abscheidegrad* ε_x (auch A) verknüpft:

$$\varepsilon_x = (\beta_x - 1)/\beta_x \quad (5.36)$$

Beurteilungskriterium Filterfeinheit

Die Filterfeinheit x wird als die Partikelgröße x in μm definiert, bei der das Filtrationsverhältnis früher nach min. Betawert (ISO 4572) angegeben

$$\beta_x \geq 75 \quad (5.37a)$$

ist, dem der (kumulative) Abscheidegrad

$$\varepsilon_x \geq 98,7\% \quad (5.37b)$$

entspricht.

Die *Filterfeinheit nach derzeitigem Multipass-Test* (ISO 16889) definiert sich nicht mehr nach einem bestimmten β -Wert sondern geht aus einem β -Wert-Kennfeld hervor, dem ein geeigneter Wert zu entnehmen ist. Es können also μm (c)-Feinheiten für ein β -Wert-Niveau von 75, 100, 200, 1000 angegeben werden. Die Abscheideleistung als zeitbezogener Mittelwert wird z. B. dargestellt

$$\bar{\beta}_{x(c)} = 100 \quad (5.37c)$$

Nach nationaler Festlegung für Wechselfilter (DIN 24550-7) ist die Filterfeinheit durch eine Partikelgröße definiert, bei der

$$\bar{\beta}_{x(c)} > 200. \quad (5.37d)$$

Auswirkungen auf den Betawert

Die Neudefinition der ISO-MTD-Partikelgrößen nach ISO 11171 unterscheidet sich von der bisherigen (ACFTD-Partikelgrößen nach ISO 4402) und führt zu einer Verschiebung der Partikelmessgrößen beim Multipass-Test. Dadurch werden:

- Filterelemente mit feineren Filterfeinheiten gröber eingestuft,
- Filterelemente mit mittleren Filterfeinheiten unverändert beurteilt,
- Filterelemente mit gröberen Filterfeinheiten feiner wahrgenommen.

Der zeitbezogene Mittelwert der β -Werte beurteilt die mittlere Abscheideleistung der Filterelemente etwas günstiger als die bisher ermittelte minimale Abscheideleistung.

Die Feinheitsverschiebung zwischen altem und neuem Multipass-Test ergibt sich aus den kennzeichnenden Filterfeinheiten.

Beispiel für	min. Betawert $\beta_x = 75$	Mittlerer Betawert $\bar{\beta}_{x(C)} = 100$
Feines Filter	2 ... 4 μm	4 ... 6 μm (c)
Mittleres Filter	10 ... 12 μm	9 ... 12 μm (c)
Grobes Filter	20 ... 15 μm	17 ... 22 μm (c)

5.3.3.2 Schmutzkapazität. ISO-MTD-Kapazität

Die *Schmutzkapazität* (Teststaubkapazität) ist ein Maß für die Menge an Feststoffverschmutzung, die ein Filterelement aufnehmen kann, und damit ein Maß für die Wirtschaftlichkeit der Filtration.

Man unterscheidet zwischen der *zugegebenen Teststaubmenge* (früher als Schmutzaufnahmekapazität bezeichnet) und der *effektiven Rückhaltekapazität* der Filterelemente.

Auswirkungen des geänderten Teststaubs

Die geänderte Partikelgrößenverteilung des ISO MTD wirkt sich auf die Schmutzkapazität aus, wobei diese beeinflusst wird durch:

- den Aufbau des Filterelements,
- die Struktur des Filterelements,
- die Verstopfungswirkung des Teststaubs auf das Filtermaterial,
- die Leitfähigkeit des Öls in Kombination mit dem Filtermaterial.

Der reduzierte Feinpartikelgehalt des ISO MTD-Teststaubs begünstigt die Schmutzkapazität feiner Filterelemente. Die Schmutzkapazität von Filterelementen mittlerer und größerer Feinheit fällt gegenüber früheren ACFTD-Kapazitäten etwas ab. Eine allgemein gültige Korrelation zwischen bisherigen und derzeitigen Schmutzkapazitäten ist nicht gegeben, so dass der frühere Begriff der Schmutzaufnahmekapazität nicht weiter verwendet werden sollte.

5.3.3.3 Anforderungen an das Filtermaterial

Das Filterelement ist das poröse Bauteil, das den eigentlichen Filtrationsvorgang durchführt (DIN 24550 Teil 2 bis Teil 4).

Außer hinreichender Abscheideleistung und Schmutzkapazität, die in Anlehnung an den Filterleistungstest (ISO 16889) durch die Beurteilungskriterien Filterfeinheit x und Schmutzkapazität anzugeben sind, bestehen für eine funktionssichere Filtration weitere Anforderungen an die Filterelemente. Ausgerichtet auf betriebsbedingte Beanspruchungen, die vorwiegend strukturelle bzw. Festigkeitseigenschaften des Filterwerkstoffs sowie den Druckverlust beim Durchfluss betreffen, besteht eine Reihe von Filterprüfverfahren, deren Ergebnisse vom Filterhersteller ebenfalls zu dokumentieren sind (DIN 24550 Teil 2, ISO/DIS 11170, ISO 27407). Hieraus leiten sich als

weitere Beurteilungskriterien und Filterleistungsdaten:

Volumenstrom-Druckverlust-Kurve ISO 3968,

Kollaps-, Berstdruck ISO 2941,

Durchfluss-Ermüdungseigenschaften ISO 3724,
Verträglichkeit mit der Druckflüssigkeit ISO 2943,
Temperaturbereich für Filterelemente (DIN 24550 Teil 2)

ab.

Um unlösliche Verschmutzungen wirksam entfernen zu können, bestehen an *Struktur und Haltbarkeit des Filtermaterials hohe Anforderungen*:

- **Hohe Porosität**, was großes freies Porenvolumen bedeutet, d. h., der nicht durch Filtermaterial ausgefüllte Anteil an der Gesamtfilterfläche muss groß sein. Dies lässt sich dadurch erreichen, dass man feine und hochfeste Fasern verwendet. Im allgemeinen äußert sich hohe Porosität als niedrige Druckdifferenz über dem unverschmutzten Filterelement (kleines Anfangs- Δp).
- **Stabile Filtermatrix**, was während der Filterbetriebszeit stabile, d.h. gleich groß bleibende Poren erfordert. Die Poren sollen gleich bleibend Hydraulikflüssigkeit durchlassen bzw. Partikel zurückhalten.
Hierfür müssen die Fasern sowie ihre Verbindungen ausreichend reiß- und schwingfest sein.
- **Tiefenwirkung**, die dadurch erreicht wird, dass man eine Kombination von Filtervliesen unterschiedlicher Abscheideleistung in einem Filterelement verwendet oder das Filtermaterial in seiner Tiefe (ca. 0,2 mm) in Porengröße und Faserstärke abstuft. Hierdurch erzielt man eine selektive Abscheidung, die zwar teilweise mit höherer Abscheideleistung und Druckdifferenz im unverschmutzten Zustand verbunden ist, dafür aber eine wesentlich höhere Schmutzaufnahme ermöglicht.

Hydraulikfilter werden häufig noch als **Oberflächenfilter** bezeichnet, welche als Filtermaterial Metallgewebe (40 und 15 μm) verwenden und durch Absieben auf der Oberfläche zur Grobabscheidung eingesetzt werden. Zur Feinstfiltration nutzt man **Tiefenfilter** mit Sintermaterialien, für höhere Feinheiten auf der Basis von *Filtervliesen*. Dieses der Tiefenwirkung dienende Filtermaterial wird teilweise mit Stützvlies unterlegt, mit einem oder zwei Stützgeweben plissiert (sternförmig gefaltet), als Faltenbalg um einen Lochblechzylinder (Innenrohr) gelegt und mit Endscheiben verklebt.

Für Tiefenfiltration sind gebräuchlich *Papiervliese* (P), die vorwiegend für Niederdruck- und Rücklaufilter mit 25 und 10 μm oder für Spülzwecke eingesetzt werden, sowie reißfest verarbeitete *Polyestervliese* (V), die sich auch für Mitteldruckfilter eignen. Regellooses Aufschwimmen von Fasern beträchtlicher Dickenstreuung führt häufig zu ungleich großen und unregelmäßig verteilten Poren, so dass eine weite Spanne durchgelassener Partikelgröße in Kauf zu nehmen ist.

Glasfasern können mit enger Dickentoleranz hergestellt und durch spezielle Imprägnierung an den Berührungspunkten des Faserverbands zu homogenem Vlies verarbeitet werden. Daher haben sich die überwiegend verwendeten *Glasfaservliese* (VG) bewährt als ein Filtermaterial mit gleichmäßigeren Poren, das Filterfeinheiten bis auf 1 bis 2 μm Partikelgrößenabweichung einzuhalten sowie bei entsprechend optimiertem Herstellverfahren die Schmutzkapazität erheblich zu steigern vermag. Das hochreißfeste Filtermaterial ermöglicht in mehrlagiger Anordnung (Sandwichaufbau) feinste Abschei-

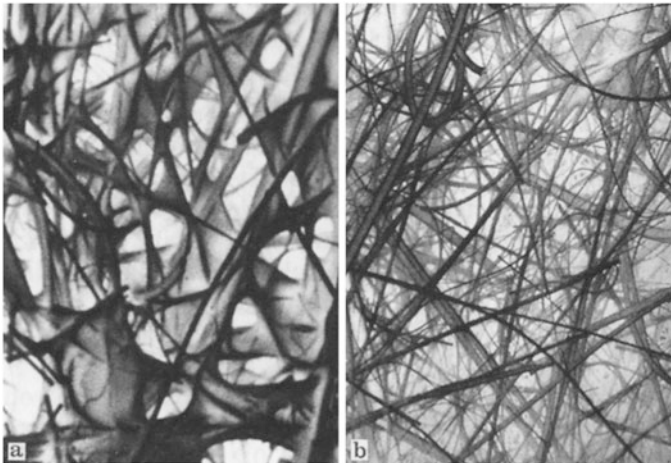


Abb. 5.29 REM-Aufnahme eines unbenutzten 3- μ m-Filtermaterials aus Glasfaservlies (GV). **a** Herkömmlich mit unregelmäßiger Porenstruktur, **b** Mit tiefenabhängiger Raumporenstruktur aus extrem feinen Fasern (z. B. Ultipor II Ultra-Life, Pall)

dung und ist für Hochdruckfilter geeignet. Seine chemische Beständigkeit gewährleistet uneingeschränkte Verträglichkeit mit wasserhaltigen Druckflüssigkeiten, insbesondere mit schwerentflammbaren Hydraulikflüssigkeiten.

Im Vliesaufbau können sich zwei Glasfasermaterialien gleicher Filterfeinheit merklich unterscheiden. Wie sich in Rasterelektronenmikroskop-(REM)-Aufnahmen unbenutzter Filterelemente sichtbar machen lässt, beeinflusst das Herstellungsverfahren die Porenstruktur wesentlich. So zeigt das herkömmlich gefertigte Glasfaservlies deutliche Streuung von Porengröße und Faserstärke sowie Bindemittelanhäufungen (Kunstharzknollen), um kurze Fasern dauerhaft einzubinden, Abb. 5.29a.

Verarbeitet man lange und sehr dünne Fasern kontinuierlich zunehmenden Durchmessers, gelangt man zum Glasfaservlies mit tiefenabhängiger Raumstruktur. Dieses hinsichtlich Porengleichmäßigkeit und -verteilung optimierte Filtermaterial bietet hohe Schmutzaufnahmekapazität bei erheblich längerer Filterstandzeit. Letztere bleibt auch für kleine Porengrößen unter ungünstigen Betriebsbedingungen, etwa infolge von Beanspruchungen durch zyklische Druckdifferenzen (Durchfluss-Ermüdungseigenschaft), bestehen [8, 71] (z. B. Ultipor II Ultra-Life, Pall [83]), Abb. 5.29b.

5.3.4 Filterkonzept

Neben anforderungsgerechten Leistungsdaten der Filter hilft das Filterkonzept entscheidend, Störungen und Verschleiß weitestgehend zu unterbinden.

5.3.4.1 Begriffserläuterung zum Filterkonzept

Die Gesamtaufgabe Flüssigkeitsreinigung einer Hydroanlage ist nur unter Beachtung aufgabenspezifischer Bedingungen zu lösen. Durch Wahl zweckmäßiger Filterprinzipien und deren Realisierung an abgestimmten Wirkorten gelangt man zur konstruktiven Gesamtlösung, die häufig als Filterkonzept bezeichnet wird. Letzteres schließt Gestaltung und Auslegung aller im Hydraulikkreislauf eingesetzter Filter nach Abmessung (Nenngröße), Anordnung (Einbauort) und Werkstoff (Filterfeinheit) ein (DIN 24550 Teil 1 bis Teil 8).

Für die Entwicklung eines effektiven Filtrationskonzepts stehen *domänenübergreifende Simulationswerkzeuge* mit speziell für die Fluidtechnik entwickelten Modellbibliotheken zur Verfügung, Abschn. 7.2.2.1.

5.3.4.2 Filterarten und Anforderungen

Teilt man die Filtrationsvorgänge nach Hauptfunktionen ein, lassen sich *zwei Arten von Filtern* unterscheiden, Tab. 5.11:

- Filter für die Grobabscheidung: Schutzfilter,
- Filter für die Feinabscheidung: Arbeitsfilter.

Schutzfilter

Sind technische Risiken an Hydrogeräten vorhanden, können Schutzfilter die Hydroanlage mit folgenden Schutzfunktionen selbsttätig aus dem Gefahrzustand bringen:

- schmutzempfindliche (kostenwirksame) Geräte gegen plötzlichen Ausfall durch grobe Partikel zu schützen,
- die Anlage bei Ausfall von Bauteilen oder Geräten zu schützen, die aus anderen als verschmutzungsbedingten Gründen ausfallgefährdet sind.

Die Filterfeinheit ist dem Verschmutzungsgrad des zu schützenden Hydrogeräts anzupassen und ist i. Allg. gröber als bei Arbeitsfiltern. Schutzfilter werden je nach Gefahrenstelle entweder unmittelbar vor dem zu schützenden Gerät oder aber unmittelbar hinter dem ausfallgefährdeten Gerät angeordnet. Dies bedeutet, dass ein Schutzfilter stets ein Hochdruckfilter ohne Bypass-Ventil (Umgehungsventil) ist. Ob ein Schutzfilter zusätzlich zum Arbeitsfilter vorzusehen ist, entscheidet man nach der Störanfälligkeit bzw. Ausfallgefährdung der vorhandenen Hydrogeräte.

Arbeitsfilter

Die Reinhaltung der Hydraulikflüssigkeit ist in erster Linie Aufgabe der Arbeitsfilter. Deren Hauptfunktion besteht darin, die erforderliche Reinheitsklasse dauerhaft herzustellen und dadurch den Verschleiß gering zu halten. Als Hauptfilter sind stets Arbeitsfilter vorzusehen, um Ausfällen durch verkürzte Gebrauchsdauer der Hydroanlage, einhergehend mit Wirkungsgradminderung durch Verschleiß, entgegenzuwirken. Bei weniger schmutzempfindlichen Hydrogeräten bieten dieselben Filter hinreichenden Schutz vor plötzlichem Ausfall.

Die Arbeitsfilter sollten im Hydraulikkreislauf so angeordnet und nach erforderlicher Nenngröße NG so festgelegt sein, dass das gesamte Flüssigkeitsvolumen der Anlage oft genug über den bzw. die Arbeitsfilter geleitet wird. Von den anlagentypischen Einsatzbedingungen hängt es ab, wie groß der über die Filter geleitete Volumenstrom in Bezug auf

Tab. 5.11 Filterarten entsprechend Aufgabenzuordnung der Filtration nach Essers [71]

Merkmale	Filterkonzept		
	Arbeitsfilter	Schutzfilter	BelüftungsfILTER
Filterfunktion	Erreichen und Halten der notwendigen Reinheitsklasse	Schutz von schmutzempfindlichen Hydrogeräten; Schutz vor ausfallgefährdeten Hydrogeräten	Verhinderung von Schmutzeintrag aus der Umgebung bei Belüftung des Behälters („Tank-atmen“)
Filterfeinheit x DIN 24550 Teil 2 ISO 16889	Entsprechend der notwendigen Reinheits-klasse ISO 4406	Abhängig von Schmutzempfindlichkeit der zu schützenden Hydrogeräte	Mindestens wie der oder die Arbeitsfilter
Ausführung	Mit Bypass-Ventil; mit niederdruckdifferenzfestem Filterelement; mit Verschmutzungsanzeige (ohne)	Ohne Bypass-Ventil; mit hochdruckdifferenzfestem Filterelement; mit Verschmutzungs-anzeige (vorzugsweise)	Ohne Bypass-Ventil; niederdruckdifferenzfestes Filterelement genügt; mit Anzeige des negativen Überdrucks $p_e < 0$
Einbauort	Im entsprechend großen Volumenstrom q_v durch Haupt-oder Nebenstrom	Vor dem zu schützenden Hydrogerät; nach dem ausfallgefährdeten Hydrogerät	Am Behälter
Nenngröße NG DIN 24550 Teil 1	Abhängig von: der notwendigen Reinheit; dem tatsächlichen Volumenstrom q_v bzw Flüssigkeitsvolumen der Anlage V_A ; der eingesetzten Druckflüssigkeit den externen Bedingungen	Abhängig von: dem tatsächlichen Volumenstrom q_v ; der eingesetzten Druckflüssigkeit	Abhängig von: dem maximalen Luftdurchsatz; den externen Bedingungen

das Flüssigkeitsvolumen der Anlage sein muss, damit bei entsprechender Abscheideleistung der Arbeitsfilter ($\beta_x = 200$) die systembezogene Reinheitsklasse eingehalten werden kann [84–91], Tab. 5.12.

Dies bedeutet, dass ein Arbeitsfilter i. Allg. mit Bypass-Ventil, niederdruckdifferenzfestem Filterelement und Verschmutzungsanzeige ausgestattet wird.

Vollstromfiltration wird überwiegend bei Arbeitsfiltern in vielfältigen Anordnungs- und Aufbauvarianten verwirklicht. Die Filterauslegung ist entsprechend den Bewegungszyklen des Verbrauchers auf die Volumenströme im Hydraulikkreislauf abzustimmen. Hierbei

Tab. 5.12 Erforderlicher Volumenstrom über den/die Arbeitsfilter für verschiedene Einsatzbedingungen nach Essers [71]

Anlagentypische Betriebs- und Umgebungsbedingungen	Volumenstromverhältnis		Volumenfrequenz	
Der Filter	x_q in %	Der Filter	f_U in h^{-1}	
Einfache: genau definierter konstanter Volumenstrom am Filter; geringe interne Schmutz-erzeugung; geringer Schmutzeintrag aus der Umgebung (sehr saubere Umgebung)	$x_q = \frac{\sum q_{V_{Filter}}}{(V_A/t_0)}$ mit Flüssigkeitsvolumen der Anlage V_A in l; Volumenstrom über alle Filter $\sum q_{V_{Filter}}$ in l/min; Bezugszeit $t_0 = 1$ min	5	$f_U = 60 \sum q_{V_{Filter}} / V_A$ mit Flüssigkeitsvolumen der Anlage V_A in l; Volumenstrom über alle Filter $\sum q_{V_{Filter}}$ in l/min	3
Mittlere: schwankender (pulsierender) Volumenstrom am Filter; mittlere Beanspruchungen durch zyklische Druckdifferenzen; mittlerer Schmutzeintrag aus der Umgebung (saubere Umgebung)	s. o.	10	s. o.	10
Erschwerte: stark schwankender (pulsierender) Volumenstrom am Filter; zahlreiche und hohe Druckstoß-Zyklen; starke interne Schmutzerzeugung; hoher Schmutzeintrag aus der Umgebung (verschmutzte Umgebung)	s. o.	15...20	s. o.	10

Filtrationsverhältnis $\beta_x = 200$ (bzw. Abscheidegrad $\varepsilon_x = 99,5\%$)

können voraussehbare Nutzungsänderungen der Anlage eine Änderung oder Erweiterung des Filterkonzepts nach sich ziehen.

Die **Druckfiltration** wird bevorzugt eingesetzt

- nach einer Konstantpumpe vor der Abzweigung zum Druckbegrenzungsventil, da ein örtlich gleich bleibender Förderstrom vorliegt;
- nach einer Verstellpumpe, wenn diese über ihre Einschaltdauer einen ausreichend großen Förderstrom erzeugt;
- wenn die Hydropumpen Hauptverursacher für Feststoffverschmutzung sind.

Bei der Auslegung des Druckfilters ist die hydraulische Kenngröße Volumenstrom, allgemein die Nenngröße NG nach DIN 24550 Teil 1 so zu bemessen, dass das Flüssigkeitsvolumen in der Anlage ausreichend häufig umgewälzt wird, Tab. 5.12.

Die **Rücklauffiltration** empfiehlt sich, wenn der Schmutzeintrag aus der Umgebung die Hauptursache der Verunreinigung ist.

Bei der Auslegung des Rücklauffilters ist zu berücksichtigen, dass sich der Rücklaufstrom vom Förderstrom nach Größe und Gleichförmigkeit unterscheidet (Flächenverhältnis Zylinderbohrung/Kolbenstange, zyklischer Volumenaustausch von Hydrospeichern), ferner Druckstoßzyklen des Rücklaufdrucks strukturelles Versagen des Filterelements herbeiführen können (Durchfluss-Ermüdungseigenschaft).

Nebenstromfiltration ist eine Variante der Arbeitsfiltration mit dem Vorzug, ungleichförmige Durchströmung zu verhindern. Anders als bei Vollstromfiltration in der Rückflussleitung wird die Hydraulikflüssigkeit unabhängig vom Betriebszustand der Hydroanlage durch einen Parallelstromfilter gereinigt. Dieser wird in einen Hydraulikkreislauf einbezogen, der zwar am selben Behälter angeschlossen ist, jedoch separat arbeitet. Parallelstromfilter können daher optimal ausgelegt werden. Die Nebenstrompumpe ist entsprechend der Volumenumwälzfrequenz des Systems, Tab. 5.12, auszulegen. Mag der Parallelstromfilter für Antriebsaggregate kleiner Leistung zu aufwändig sein, für große Hydroanlagen ist er wirtschaftlich.

Für den geschlossenen Kreislauf gibt es noch die *Speisedruckfiltration* mit einem der Hauptstrompumpe vorgeschalteten Niederdruckfilter nebst Speisepumpe.

Belüftungsfiler

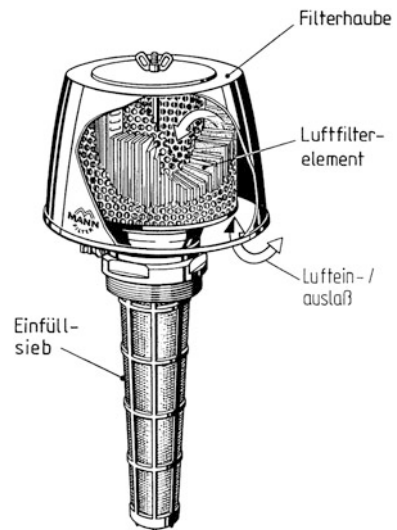
Der stets erforderliche Belüftungsfiler hat die Aufgabe, den Eintrag von Schmutzstoff beim Belüften des drucklosen (offenen) Behälters zu verhindern.

Unzureichende Belüftungsfiltration ist nicht selten Ursache vermeidbarer Schäden und damit vorzeitigen Anlagenausfalls. Umgekehrt verlängert ein anforderungsgerecht ausgelegtes Belüftungsfiler die Betriebszeit kostenwirksamer Filterelemente von (Vollstrom-) Arbeitsfiltern erheblich. Voraussetzung ist allerdings, dass die Abscheideleistung mindestens die der Arbeitsfiltration erreicht.

Hierfür sollte der am Behälter angebaute Belüftungsfiler, Abb. 5.30, als Sonderform des Arbeitsfilters folgende Merkmale aufweisen:

- auswechselbare Filterelemente mit ausreichender Filterfläche für schnellen Luftaustausch (sterngefaltete Elemente) und mit auf den Arbeitsfilter abstimmbarer Abscheideleistung,
- topfförmige Ausbildung des Filtergehäuses mit Ansaugöffnung hoch über dem Behälterdeckel, so dass kein Einziehen von auf dem Behälter abgelagerten Schmutz („Schmutzanschnüffelung“) erfolgt,
- Verwendung korrosionsbeständiger oder -geschützter Filtergehäuse und wasserfest imprägnierter Filterelemente (Papiervlies P),
- wirksame Abdichtung des Befestigungsstutzens zum Behälterdeckel, um Schmutzeinzug über Luftspalte am Filtergehäuse auszuschließen.

Abb. 5.30 Belüftungsfilter mit Einfüllsieb, Luftfilter aus Papiervlies (P) mit beidseitigem Stützgewebe (Mann)



Eine Benetzung des Filtervlieses durch rückströmende Flüssigkeit (Hochschäumen) sollte vermieden werden.

Wartungsanzeiger (optische oder elektrische Verschmutzungsanzeige) melden jeden fälligen Filterelementwechsel.

Die Anschlussmaße der Belüftungsfilter für den Behälteranbau sind in DIN 24557 Teil 2 festgelegt.

Einfüll- und Belüftungsfilter als kombinierte Baueinheit sind wegen der Gefahr missbräuchlichen Entfernens oder Veränderns des Einfüllsiefs nicht mehr zeitgemäß. Wirksame Einfüllfiltration erfolgt vielmehr über Rücklauffilter oder mobile Filterstation.

Belüftungsfilter mit Ölabscheidung Behälter mit großem Luftaustauschvolumen und starker Aerosolbildung benötigen Belüftungsfilter mit auswechselbaren Filterelementen, die mittels intergrierter Ölabscheideschicht Aerosole abscheiden.

Belüftungsfilter mit Trocknungseigenschaft Der auf Wasser in Öl beruhende Störeinfluss auf die Flüssigkeitsreinhaltung wird häufig durch Eindringen „freien Wassers“ in feuchter Außenluft verursacht, Abschn. 2.5.3. Bei derartigen Umgebungsbedingungen soll ein Belüftungsfilter mit Adsorptionsmittel für Lufttrocknung als kombinierte Baueinheit vorgesehen werden. Selbsttätige federbelastete Ventile leiten lediglich die einströmende Luft über den Adsorptionsstoff (z. B. Silicagel), während die ausströmende Luft über einen Grobfilter ins Freie tritt. Der folglich nur mit Ansaugluft beaufschlagte Adsorptionstrockner nimmt außer Wasser andere Verunreinigungen (CO_2 , H_2S , SO_2 , NO_2) auf, verbindet also Lufttrocknung mit Gasabscheidung am speziell konditionierten Adsorptionsmittel (z. B. Cleans-Aer Model 503 und 502, Koppen & Lethem [92]), Abb. 5.31. Eine beschleunig-

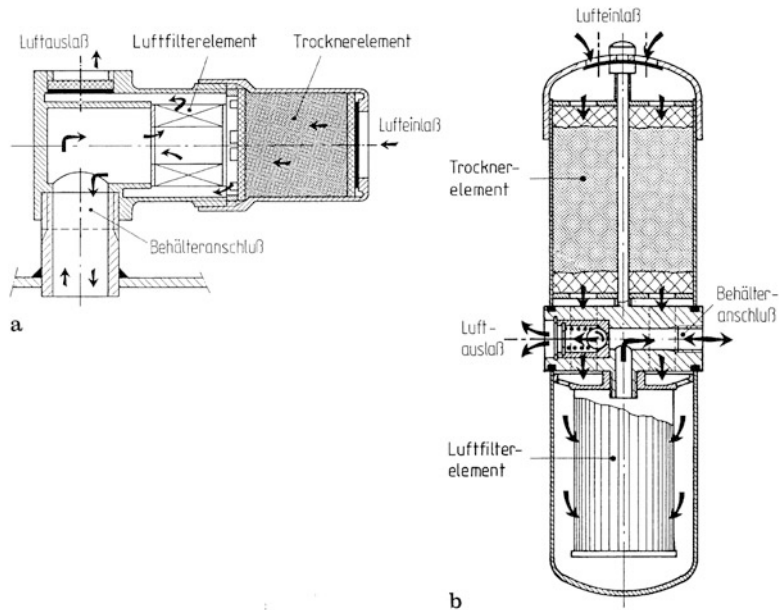


Abb. 5.31 Belüftungsfilter mit Adsorptionstrockner für Zweistufen-Luftfiltration (Cleans Aer, Diagnostics, Koppen & Lethem). **a** Gedrungene Ausführung kleiner Abscheideleistung (Typ CL 503 für Mobilhydraulik), **b** Ausführung großer Abscheideleistung (Typ CL 502 für Stationärhydraulik)

te Eigenschaftsänderung der Hydraulikflüssigkeit (z. B. Alterung durch Anwesenheit von Gasen, Abschn. 2.4.3, kann somit nicht auftreten [93, 94].

5.3.4.3 Filterbauformen und Anordnungen

Die begriffliche Einteilung der Hydraulikfilter orientiert sich an ihrer Befestigungsart (Behälter oder Leitung): *Behälter-Anbaufilter* und *Leitungsfilter*, Abb. 5.32.

Hiervon unabhängig werden die Filterbauformen nach der Filterfunktion im System benannt (DIN 24550 Teil 1): *Druckfilter*, *Rücklauffilter* und *Saugfilter*, Abb. 5.32, 5.33, 5.34.

Behälter-Anbaufilter

Unter einem Behälter-Anbaufilter versteht man einen Hydraulikfilter mit auswechselbarem Filterelement, dessen Gehäuse am Behälter angebaut ist und mit seiner Öffnung in den Behälter hineinragt, Abb. 5.32. Solche Filterbauformen werden daher im Wesentlichen als Saug- bzw. Rücklauffilter eingesetzt.

Anbau-Saugfilter setzt man zum Schutz der Pumpen vor grober Verschmutzung ein, um plötzliche Ausfälle zu vermeiden. Wesentlicher Nachteil dabei ist jedoch, dass der Filter einen zusätzlichen Widerstand in der Saugleitung darstellt und es bei zunehmender Druckdifferenz über dem Saugfilter zu Unterdruckphasen infolge Abreißen der Strömung auf der Saugseite, damit zum Strömungverschleiß an der Pumpe durch Kavitationserosion

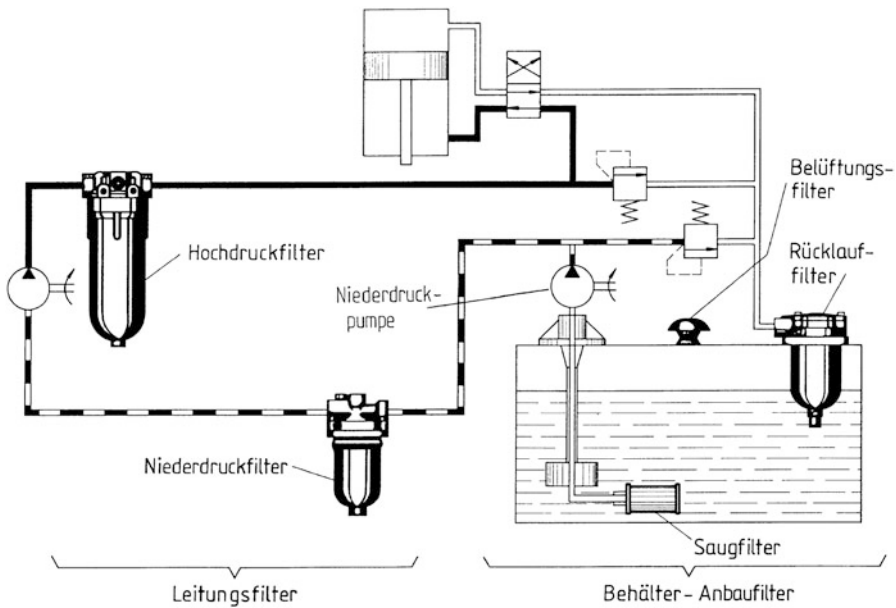
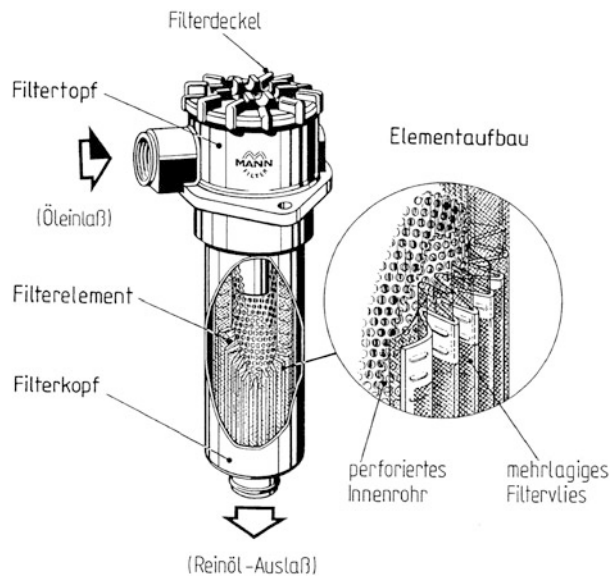


Abb. 5.32 Filterbauformen nach Befestigungsart und Funktion sowie nach Filteranordnung im Hydrokreislauf [84]

Abb. 5.33 Anbau-Rücklauffilter mit Bypass-Ventil und abgestützem Filterelement aus Glasfaservlies (micro-Top, Mann); große wirksame Filterfläche des mehrlagigen Filterelements mit perforiertem Innenrohr



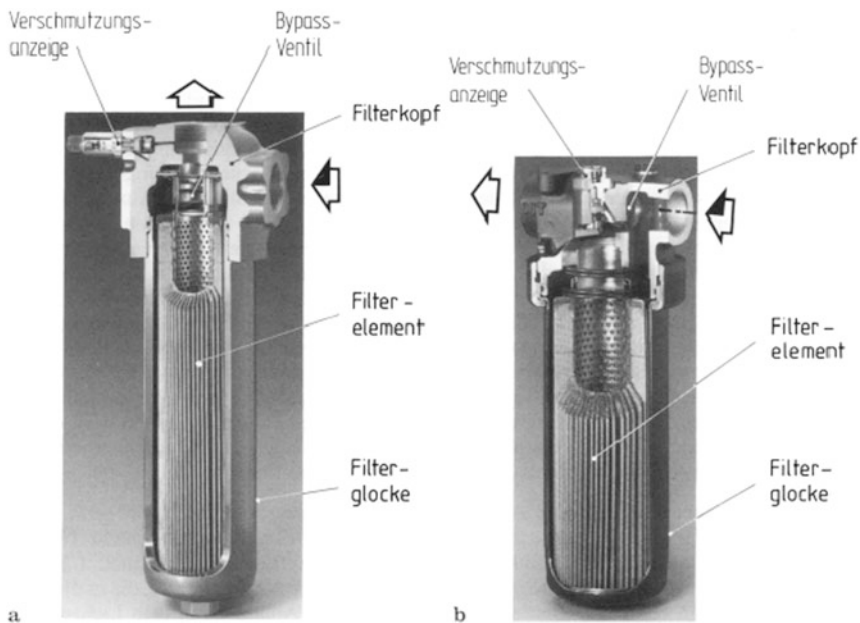


Abb. 5.34 Leitungs-Druckfilter mit Verschmutzungsanzeige und abgestütztem mehrlagigen Filterelement aus Glasfaservlies (Ultipor II Ultra-Life, Pall). **a** Hochdruckfilter mit Bypass-Ventil (Typ 9680/9681 für $p_{max} = 420$ bar), **b** Mitteldruckfilter (Typ 8600/8606 für $p_{max} = 40$ bar)

kommen kann. Eine Überwachung der (groben) Saugfilter mittels Unterdruckschalter, die für eine Abschaltung der Pumpen sorgen, ist daher unbedingt zu empfehlen.

Anbau-Rücklauffilter In der Rücklaufleitung befindliche Arbeitsfilter, vorwiegend als Behälter-Anbaufilter, heißen Rücklauffilter. Bestimmten Einsatzfällen bleibt das LeitungsfILTER vorbehalten. Dieses kann wegen des dezentralen Einbaus (z. B. leichte Zugänglichkeit für die Filterinstandhaltung) günstiger sein.

Der Nenndruck ist 10 oder 16 bar; die Anschlussmaße der Filtergehäuse für den Rücklaufbereich sind ebenso festgelegt (DIN 24550 Teil 1 und Teil 5) wie die Hüllmaße der zugeordneten Filterelemente (DIN 24550 Teil 4), Abb. 5.52.

Anbau-Rücklauffilter, parallel geschaltet Um die Filterkapazität zu erhöhen, kann das Rücklauffilter mit zwei oder mehreren, parallel geschalteten Kammern ausgerüstet sein, die gleichzeitig in Funktion sind.

Anbau-Rücklauffilter, umschaltbar Um das verschmutzte Filterelement ohne Betriebsunterbrechung austauschen zu können, lässt sich das Rücklauffilter mit in der Regel zwei Kammern ausrüsten, von denen jeweils nur eine in Funktion ist. Solche Doppelfilter werden in produktionsintensiven Anlagen vorgesehen, um deren Stillsetzung für die Filter-

instandhaltung zu vermeiden. Die Umschaltung erfolgt pneumatisch, elektrohydraulisch oder manuell über Umschaltgestänge, Schaltspindel und -segment [95].

Wasserabscheidende Filter

Um eingedrungenes, dispers gebundenes „freies“ Wasser (Wasser-in-Öl-Emulsion) abzusondern, kann ein Rücklauffilter mit Aufschraub-Wasserfilter als kombinierte Baueinheit vorgesehen werden. Die Wasser absorbierende Filterschicht besteht aus einem Polymer, das durch Gelumwandlung Wasser bindet [92, 94, 96, 97].

Leitungsfilter

Als Leitungsfilter bezeichnet man ein Hydraulikfilter mit auswechselbarem Filterelement, das sich in einer Saug-, Druck- oder Rücklaufleitung befindet. Diese Bauform ist dadurch gekennzeichnet, dass sowohl Einlass- als auch Auslassöffnung direkt über Gewinde oder Flansch an eine Rohrleitung des Hydraulikkreislaufs angeschlossen werden. Die Hüllmaße der Filterelemente sind festgelegt (DIN 24550 Teil 3).

Nieder- und Hochdruckfilter stellen eine weitere Einteilung der Filterbauformen dar, die auf der hydraulischen Kenngröße Nenndruck und der zugeordneten Nenndruckstufung beruht, Abb. 5.34.

Niederdruckfilter werden vorwiegend als Rücklauf- oder Nebenstromfilter (DIN 24550 Teil 2) verwendet, Hochdruckfilter setzt man als Arbeitsfilter in der Zuflussleitung oder auch als mit einer Arbeitsleitung verbundene Schutzfilter ein. Im ersten Fall werden sie meistens unmittelbar am Ausgang der Pumpe angeschlossen, während sie im zweiten Fall in Abhängigkeit von der Aufgabe entweder hinter der Pumpe oder vor dem zu schützenden Hydrogerät angeordnet sind, Abb. 5.32.

Leitungs-Druckfilter können ebenso wie der Anbau-Rücklauffilter als parallel geschaltete oder als umschaltbare Arbeitsfilter ausgeführt werden.

Bypass-Ventil (Umgehungsventil) Umgehungsventile sind Sicherheitselemente in Verbindung mit Arbeitsfiltern. Sie begrenzen bei zunehmender Verschmutzung die Druckdifferenz über dem Filterelement und verhindern dessen strukturelles Versagen. Filter mit Umgehungsventil erlauben den Einsatz von niederdruckdifferenzfesten Filterelementen, die im Vergleich zu hochdruckdifferenzfesten Filterelementen, wie sie in Hochdruckfiltern ohne Umgehungsventil (Schutzfiltern) eingesetzt werden (müssen), wesentlich kostengünstiger sind. Beim Öffnen des Umgehungs-Rückschlagventils wird allerdings die Wirksamkeit des Filters erheblich herabgesetzt, da ein Teil des Volumenstroms ungefiltert über das Ventil strömt. Daher ist der Einsatz von Verschmutzungsanzeigen bzw. -schaltern bei Filtern mit Umgehungsventil unbedingt zu empfehlen [83, 98, 99].

Hinweise für die Praxis

Nebenstromfiltration. Welche Filter zum Einsatz gelangen, hängt wesentlich vom Filterkonzept ab. Die Rücksprache mit einem Filterhersteller ist für die Projektierung hydraulischer Anlagen zu empfehlen. Die Forderung nach gleichmäßiger Abscheidelei-

stung und langer Filterstandzeit erfüllt die Nebenstromfiltration wirksam und wirtschaftlich, letzteres insbesondere für große Anlagen [1, 71, 80, 81].

Nach den Sicherheitsprinzipien für fluidtechnische Anlagen bestehen hinsichtlich der Energieübertragung besondere Anforderungen an die Reinhaltung der Druckflüssigkeit, damit an die Instandhaltbarkeit von Filtern, denen durch apparative Möglichkeiten der *Verschmutzungskontrolle* zu entsprechen ist.

5.4 Wärmetauscher: Flüssigkeitsaufbereitung

Die Pumpen-Eingangstemperatur darf selbst bei hoher Umgebungstemperatur und Einsatz von Mineralöl 60 °C nicht übersteigen (DIN EN ISO 4413). Nach den Sicherheitsprinzipien für fluidtechnische Anlagen bestehen hinsichtlich der Energieübertragung besondere Anforderungen an den Flüssigkeitsbehälter. Dieser muss so konstruiert sein, dass eine ausreichende Wärmemenge aus der Flüssigkeit abgeleitet wird, insbesondere dann, wenn kein Wärmetauscher im System installiert ist. Gemäß der Auslegung des Wärmehaushalts ergibt sich für Dauerbetrieb (S1) eine große Wärmeaustauschfläche A_B des Behälters. Der Wärmedurchgang wird wesentlich vom Wärmeübergangswiderstand an der Behälterwand bestimmt. Gl. (3.56b), Abschn. 3.1.14.

5.4.1 Luftgekühlte Ölkühler

Beim oberflächengekühlten Behälter sind der Wärmeaustauschfläche konstruktive und wirtschaftliche Grenzen gesetzt. Daher erhöht man den Wärmeübergangskoeffizienten α_2 des Kühlmittels Umgebungsluft, indem man das Kühlmittel bewegt. Reicht die natürliche Luftkühlung zur Abfuhr der Verlustwärme nicht aus, geht man zu erzwungener Luftkühlung über. Der Wärmeübergang erfolgt bei dieser Kühlart durch erzwungene Strömung der Umgebungsluft (Konvektion). Allerdings erzielen Druckflüssigkeitsbehälter auf Grund der ruhenden Flüssigkeit und der ebenen Austauschfläche (Platte) auch bei Außenanströmung durch Luft nur geringe Wärmeübertragungsleistungen.

Weist man hingegen die Flüssigkeitskühlung einem Apparat als gesondertem Funktions-träger zu, kann nicht nur flüssigkeitsseitig der Wärmeübergang verbessert, sondern auch die Geometrie der Austauschfläche variiert werden. Der Luftkühler ist ein Wärmeübertrager mit strömendem Betriebsmedium Druckflüssigkeit und gewellter Austauschfläche für das Kühlmedium Umgebungsluft (Lamellen-Wärmeübertrager).

In der *Mobilhydraulik* wird durch den Fahrtwind ggf. eine ausreichende Strömung für eine erzwungene Luftkühlung erzeugt, so dass lediglich ein Öl/Luft-Kühlerblock dem Wasserkühler der Brennkraftmaschine vor- oder nachgeschaltet zu werden braucht. Sonst sieht man einen Ventilator mit Fremdantrieb vor.

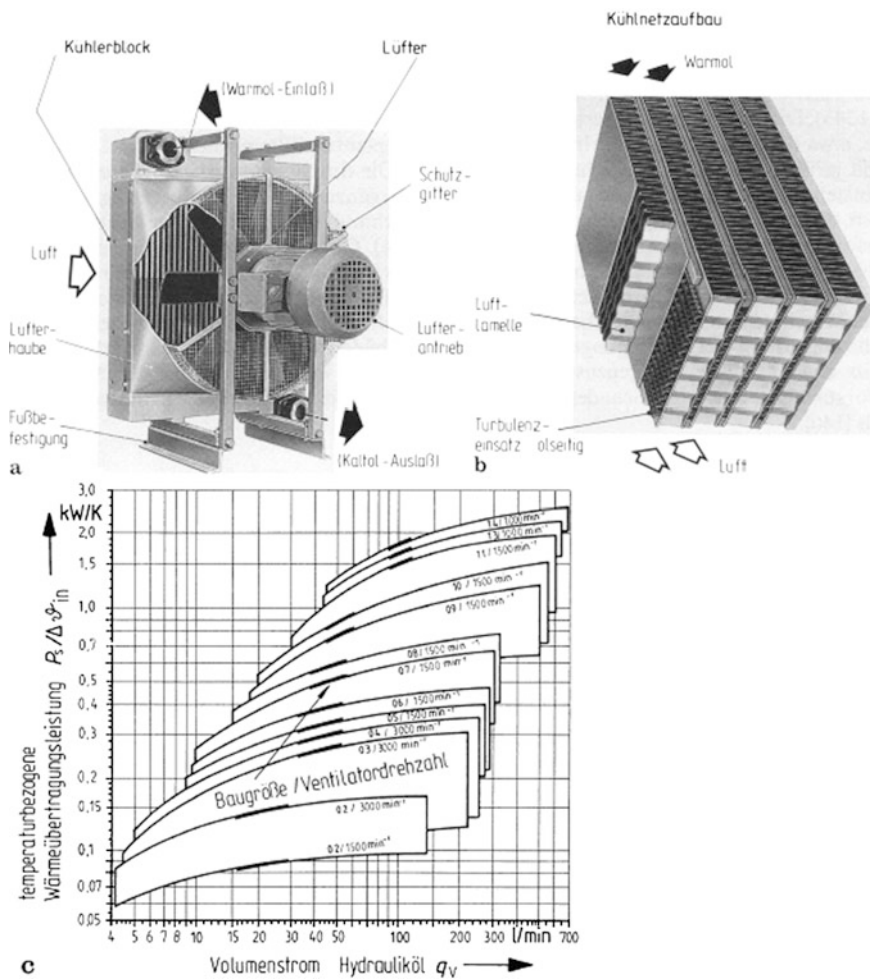


Abb. 5.35 Luftgekühlter Ölkühler der Bauart Lamellen-Wärmeübertrager (Längerer & Reich). **a** Aufbau mit Kühlerblock und Axiallüfter, **b** Kühlnetz aus ölseitigen Flachrohren mit Turbulenzeinsätzen und aus Luftlamellen, **c** Datenblatt mit Kennfeld für temperaturbezogene Wärmeübertragungsleistung einer Öl/Luft-Kühlanlagen-Baureihe

In der *Stationärhydraulik* ist der Kühlerblock stets durch einen angeschlossenen Ventilator zur Öl/Luft-Kühlanlage zu vervollständigen. Lüfterantrieb ist der ggf. polumschaltbare Drehstrommotor, seltener der Gleichstrom-Nebenschlussmotor. Vorherrschend sind Axialventilatoren saugseitig angeschlossen, frei ausblasend (Einbauart B, DIN EN ISO 5801) für den Aufbau auf den Behälter (z. B. Typ L, Behr [100]; Airbloc, Steeb; Öl/Luft-Kühlanlagen, Längerer & Reich [101]), Abb. 5.35a.

Hochleistungs-Öl/Luft-Kühler enthalten Kühlerblöcke in Stab-/Plattenbauweise aus Aluminium. Das Kühlnetz besteht aus Platten mit Luftlamellen und im Kreuzstrom

angeordneten Flachrohren, die z. B. mit Turbulenzeinsätzen versehen sind. Diese Gestaltoptimierung der Austauschfläche verbessert den Wärmeübergang luftseitig durch Flächenvergrößerung, flüssigkeitsseitig über Durchwirbelung der Flüssigkeit und Ablösung höher viskoser Randschichten, Abb. 5.35b.

Der *Anschluss des Kühlerblocks* an den Hydraulikkreislauf ist je nach Kreislaufart unterschiedlich.

Bei *offenem Kreislauf* wird die vom Verbraucher zurückströmende Hydraulikflüssigkeit durch den Kühler geleitet. Unterscheidet sich der Rücklaufstrom vom Förderstrom wesentlich in Größe und Gleichförmigkeit, können Druckstoßzyklen des Rücklaufdrucks strukturelles Versagen des Kühlers zur Folge haben. Bei großem Volumenstrom ist es günstiger, der Öl/Luft-Kühlanlage die Hydraulikflüssigkeit über eine Nebenstrompumpe zuzuleiten, so dass die Verlustwärme unabhängig vom Betriebszustand der Hydroanlage durch Parallelstromkühler abgeführt und die Kühlanlage nach der erforderlichen Kühlleistung ausgelegt werden kann, Abb. 5.35c.

Bei *geschlossenem Kreislauf* wird die Öl-/Luft-Kühlanlage entweder an den Rücklaufstrom oder druckseitig an den Spülstrom angeschlossen. Letztere Schaltung ermöglicht das gesteuerte Einspeisen von kaltem Öl und verringert den Verrohrungsaufwand. Insbesondere bei räumlich getrennter Anordnung von An- und Abtrieb erweist sich dies als vorteilhaft. Der Flüssigkeitsstrom durch den Kühler ist gleich dem Spülstrom, während der Anschluss des Kühlers an den Hauptstrom wegen des hohen Betriebsdrucks nicht möglich ist.

Die Anforderungen an thermische Regelung von Wärmetauschern (DIN EN ISO 4413) lassen sich beim Luftkühler am einfachsten dadurch erfüllen, dass dieser über einen Thermostaten geschaltet wird. Die Betriebsweise mit diskontinuierlich durchströmendem Kühlmedium Luft kennzeichnet den Wärmeübertrager als Regenerator [102, 103].

5.4.2 Wassergekühlte Ölkühler

Ist die Verlustwärme von Hydroanlagen großer Leistung durch erzwungene Luftkühlung nur unzureichend abzuführen, geht man auf das Kühlmedium Wasser über. Bei dieser Kühlart liegt ein Wärmeübertrager mit erzwungener Strömung des Kühlwassers vor, das von der öffentlichen Wasserversorgung oder bei großen Anlagen von einer Werks- bzw. Kühlwasserversorgung bezogen wird. Vorherrschende Bauform ist der Rohrbündelapparat, der im Wesentlichen aus einem mehrreihigen Rohrbündel besteht. Dieses bildet mit festen Rohrböden den Rohrraum, der vom Hydrauliköl durchströmt wird.

Eine versetzte Rohranordnung bezweckt dabei den Wärmeübergang an quer angeströmten Rohrreihen. Hierfür ist das Kühlwasser im Mantelraum zwischen Rohren und Mantel entsprechend zu führen. Bei Wasser als Kühlmittel ist auf der Seite des Hydrauliköls der Wärmeübergang schlechter als auf der Wasserseite. *Hochleistungs-Öl/Wasser-Wärmetauscher* mindern den Wärmeübergangswiderstand dadurch, dass die wärmeaustauschende Oberfläche durch Querverbindungen bzw. Rippen vergrößert oder die warme Strömung mittels Turbulenzeinsätzen, z. B. in Mantelrohren, durchwirbelt wird.

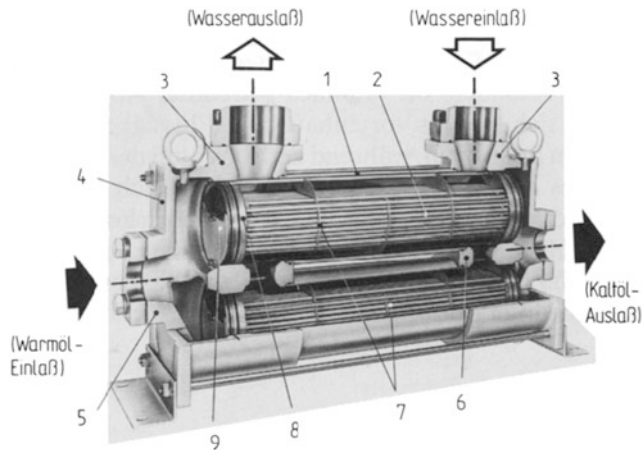


Abb. 5.36 Wassergekühlter Ölkühler der Bauart Rohrbündelapparat als 2,3-Wärmeübertrager (UNI-VEX Typ WE, Längerer & Reich). Aufbau mit 1 Mantel, 2 Rohr, 3 Mantelstützen, 4 Haubenboden, 5 Haubenstützen, 6 Trennwand, 7 Umlenksegment, 8 Rohrboden, 9 Rohrplattensegment (Benennung nach DIN 28183)

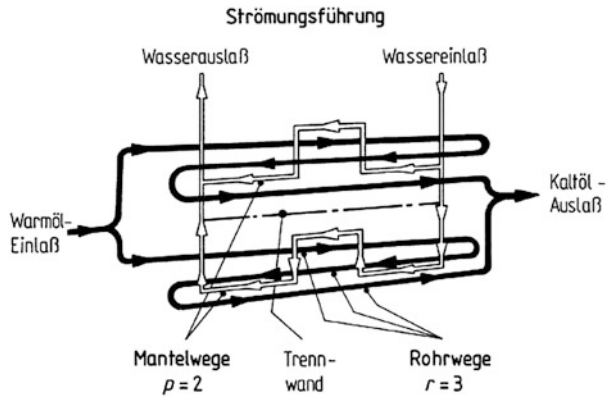
Die Bündelführung als Wickelbündel bzw. Wendelrohrbündel vergrößert die Austauschfläche und bewirkt eine im Sinne von Umlenksegmenten vermischende Queranströmung der Innenrohre (z. B. Typ F, Behr [100]; Turbodrall TDW, Funke [104]; Univex WE, Längerer & Reich [101], Abb. 5.36).

Gestaltvariation der trennenden Oberflächen zielt auf Minderung des thermischen Widerstands ab, indem sie den Wärmeübergang an den Austauschflächen verbessert. Gleichfalls kann **Variation der Strömungsführung** die Wärmeübertragung durch Gestaltung beeinflussen. Man wendet neben Gleichstrom-, Gegenstrom- und Quervermischung zusätzlich gleich- und gegensinnige Kombinationen in mehrgängigen Wärmeübertragern an. So lassen sich Rohrbündelapparate nicht nur nach Gleich- und Gegenstrom unterscheiden. Ähnlich wie im thermischen Apparatebau [105] wandelt man die Zahl der Wege ab, die vom Kühlwasser bzw. vom Hydrauliköl durchströmt werden.

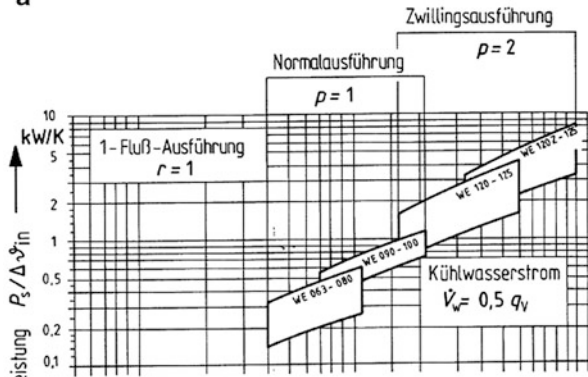
Der einfachste Wasser/Öl-Kühler ist der Gegenströmer mit je einem Mantelweg (Normalausführung) und einem Rohrweg (1-Fluss). Unterteilt man den Mantelraum, indem man zwei Rohrbündeleinsätze parallel anordnet und diese durch eine Trennwand gegeneinander abdichtet, wird der Kühlwasserstrom auf zwei Mantelwege verzweigt (Zwillingsausführung). Deckt man beide Rohrböden mit Rohrplattensegmenten teilweise und gegenüberliegend versetzt ab, lässt sich die Strömungsführung warmseitig abwandeln. Das Hydrauliköl wird zweimal umgelenkt und die Strömungslänge auf drei Rohrwege gestreckt (3-Fluss), Abb. 5.37a.

Über den lösbaren Hilfsbaustein Rohrplattensegment lässt sich von dreien auf einen Rohrweg umrüsten (3- oder 1-Fluss-Ausführung) sowie über parallelen Einbau des Grundbausteins von einem auf zwei Mantelwege verzweigen (Normal- bzw. Zwillingsaus-

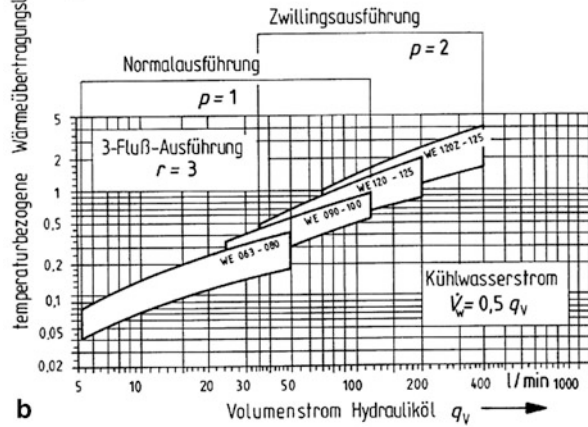
Abb. 5.37 a Wirkschema Strömungsführung eines Wärmeübertragers mit 2 Mantelwegen (Zwillingsausführung) und 3 Rohrwegen (3-Fluss-Ausführung); **b** Datenblatt mit Kennfeld für temperaturbezogene Wärmeübertragungsleistung einer Öl/Wasser-Wärmetauscher Baureihe



a



b



führung). Diese Bausteinkombination ergibt die erstrebte Vielfalt von Funktionsvarianten, um sich an die geforderte Kühlleistung und die gegebene Kühlmittelversorgung über einen weiten Kenngrößenbereich anpassen zu können, Abb. 5.37b.

Beim Einsatz von Wärmetauschern müssen zur Einhaltung des geforderten Temperaturbereichs in Bezug auf die Hydraulikflüssigkeit (DIN 24346) selbsttätige Regelungen verwendet werden. Dies kann sowohl auf Seiten des Kühlmittels als auf Seiten des zu kühlenden Kreislaufs erfolgen. Auf beide Medien ist die Temperaturregelung anwendbar und wird als Zweipunkt-, ggf. auch als wertkontinuierliche Regelung ausgeführt.

Bei wassergekühlten Wärmetauschern mit Wasser aus der öffentlichen Wasserversorgung wird man wegen der niedrigeren Betriebskosten auf der Kühlmittelseite regeln. Zweipunktregleinrichtungen bestehen aus Kontaktthermometer und elektromagnetisch betätigtem Kühlventil, das bei einem oberen Grenzwert der Öltemperatur voll öffnet, in Ruhelage sperrt. Diese Betriebsweise mit diskontinuierlich durchströmendem Kühlmedium kennzeichnet den Wärmeübertrager als **Regenerator**.

Die wertkontinuierliche Regelung mit stetig öffnendem Kühlventil hat den Nachteil einer größeren Störanfälligkeit. Da Verschmutzung der Kühlflächen (Kesselstein) bei kleinen Kühlmittelströmen und höherer Kühlmittelaustrittstemperatur verstärkt auftritt, kann sich ein Haften (Kleben) des Schließelements eher einstellen. Der kontinuierlich vom Kühlwasser durchströmte Wärmeübertrager arbeitet als **Rekuperator** [102].

Bei Wärmetauschern, die durch Werks- oder Kühlturmwasser gekühlt werden, kann sich Störanfälligkeit bei der Ablagerung gelöster oder fester Inhaltsstoffe ergeben, die zu Korrosion führen. Hier bevorzugt man Zweipunktregelung auf der Kühlmittelseite bzw. wertkontinuierliche Regelung auf der Seite des Betriebsmediums.

Wärmetauscher mit flüssigem Kühlmedium dürfen nicht innerhalb des Behälters eingebaut werden, sondern sind frei zugänglich aufzustellen.

Auswahl des Ölkühlers

Zur Auswahl des Ölkühlers ist die Kenntnis des Wärmehaushalts der Hydroanlage Voraussetzung, Abschn. 3.1.14. Die bei hydrostatischer Energieübertragung anfallende Verlustleistung der Anlage, P_S^T , führt der Druckflüssigkeit einen gleichwertigen Wärmestrom ϕ_{th}^T zu, Gl. (3.47). Die Ermittlung der Verlustleistung erfolgt durch Schätzung des Gesamtverlusts, Gl. (3.52), über den Anlagenwirkungsgrad η^T entsprechend der zu projektierenden Steuerungsart, Gl. (3.51), oder durch Messung des Temperaturanstiegs der Hydraulikflüssigkeit $\Delta\vartheta_f$, Gl. (3.53).

Die **wärmetechnische Auslegung** erfolgt nach den Gesetzen der Wärmeübertragung [106] über *die Wärmeströme der strömenden Medien*

Betriebsmedium (Hydrauliköl)

$$\Phi_{th\ddot{O}1} = q_V(\rho c)_{\ddot{O}1}(\vartheta_1 - \vartheta_2)_{\ddot{O}1}, \quad (5.38)$$

flüssiges Kühlmedium (Wasser)

$$\Phi_{th,w} = \dot{V}_w(\rho c)_w(\vartheta_2 - \vartheta_1)_w, \quad (5.39a)$$

gasförmiges Kühlmedium (Luft)

$$\Phi_{th,Lu} = \dot{V}_{Lu}(\rho c)_{Lu}(\vartheta_2 - \vartheta_1)_{Lu}, \quad (5.39b)$$

Wärmestrom des Wärmedurchgangs zwischen den strömenden Medien, die durch eine Wand voneinander getrennt sind (indirekte Wärmeübertragung):

$$\Phi_{\text{th,d}} = k \cdot A \Delta\vartheta, \quad (5.40)$$

Wärmebilanz durch Gleichsetzen der Wärmeströme:

$$\Phi_{\text{th,Öl}} = \Phi_{\text{th,w}} \quad \text{bzw.} \quad \Phi_{\text{th,Lu}} = \Phi_{\text{th,d}} \quad (5.41)$$

Da der Wärmestrom des Betriebsmediums $\Phi_{\text{th,Öl}}$ dem Wärmestrom $\Phi_{\text{th}}^{\text{T}}$ entspricht, welcher der Druckflüssigkeit infolge anfallender Verlustleistung P_{S}^{T} zugeführt wird – sieht man von Wärmeübertragung auf die Umgebung durch Wärmeleitung und Temperaturstrahlung ab –, folgt aus der Gleichsetzung von Wärmedurchgang, Gl. (5.40), und Verlustleistung, Gl. (3.47), die *Kenngroße des Wärmetauschers*

$$\frac{P_{\text{S}}^{\text{T}}}{\Delta\vartheta} = \frac{\Phi_{\text{th,d}}}{\Delta\vartheta} = kA. \quad (5.42)$$

Hierin stellt der Quotient $P_{\text{S}}^{\text{T}}/\Delta\vartheta$ die Verlustleistung bezogen auf die *mittlere logarithmische Temperaturdifferenz*

$$\Delta\vartheta = \frac{\Delta\vartheta_{\text{gr}} - \Delta\vartheta_{\text{kl}}}{\ln(\Delta\vartheta_{\text{gr}}/\Delta\vartheta_{\text{kl}})} \quad (5.43)$$

dar. Letzterer ist spezielle Bezugsgröße der zu fordernden Wärmeabfuhr durch Kühlung bei gegebener Temperaturdifferenz zwischen beiden Medien. Hierin ist $\Delta\vartheta_{\text{gr}}$ die große, $\Delta\vartheta_{\text{kl}}$ die kleine Temperaturdifferenz, die man für Gleich- oder Gegenstrom rechnerisch ermittelt. Die mittlere Temperaturdifferenz kann aus Diagrammen für den thermischen Apparatebau nomografisch bestimmt werden [105–107].

Der temperaturbezogenen Verlustleistung muss das im Wärmeübertrager durch Material und Gestaltung verwirklichte Produkt kA entsprechen. Die im Zähler von (5.42) stehende Verlustleistung ist als Ursachengroße dem Wärmestrom gleichwertig, so dass sich der Quotient physikalisch als inverser Wärmedurchgangswiderstand, $1/R_{\text{d}}$ (DIN 1341), ergibt. Damit erweist sich die Kenngroße des Wärmetauschers, Gl. (5.42), als der *Wärmedurchgangsleitwert*

$$G_{\text{d}} = (1/R_{\text{d}}) = kA. \quad (5.44)$$

Dieser ist Bestimmungsgröße für die wärmetechnische Auslegung und folgt aus der gemessenen oder anlagetypisch vorzugebenden Verlustleistung P_{S}^{T} , Gln. (3.47) bis (3.53), und aus der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta$, Gl. (5.43). Da für letztere 4 Medientemperaturen anzugeben sind, beschränkt man sich für die praktische Auslegung

auf die *Eintrittstemperaturdifferenz* $\Delta\vartheta_{\text{in}}$ (Kurzzeichen ETD) zwischen Betriebsmedium Hydrauliköl und flüssigem Kühlmedium Wasser

$$\Delta\vartheta_{\text{in}} = \vartheta_{1,\text{Öl}} = \vartheta_{1,\text{w}} \quad (5.45\text{a})$$

bzw. gasförmigem Kühlmedium Luft

$$\Delta\vartheta_{\text{in}} = \vartheta_{1,\text{Öl}} - \vartheta_{1,\text{Lu}} \quad (5.45\text{b})$$

Aus der hieraus zu gewinnenden *Bemessungsgröße des Wärmetauschers*

$$\frac{P_s^T}{\Delta\vartheta_{\text{in}}} = kA = G_d \quad (5.46)$$

lassen sich zwar das zu verwirklichende Produkt kA , nicht jedoch die Konstruktionsparameter k und A des Wärme übertragenden Apparats getrennt ermitteln. Im Gegensatz zum Kühlsystem mit ebenen Wärmeaustauschflächen ist bei Hochleistungs-Wärmeübertragern mit Lamellen, Rippen oder Turbulenzeinsätzen der Wärmedurchgangskoeffizient k rechnerisch nicht zu bestimmen. Die Bemessung des Wärmetauschers erfolgt daher nach Kennlinien des Wärmedurchgangsleitwerts G_d , die vom Kühlerhersteller gemessen und über dem Volumenstrom q_V des Warmmediums Hydrauliköl aufgetragen werden, Gl. (5.46). Obgleich sie mit dem thermischen Leitwert identisch ist, bevorzugt man statt G_d die Benennung „*temperaturbezogene Wärmeübertragungsleistung*“. Diese ist die anwendungsnahe Bemessungsgröße des Wärmetauschers und die wärmetechnische Anforderung an den Ölkühler. Die Bemessungsgröße ist vom Nutzer nach Gl. (5.46) aus P_s^T und $\Delta\vartheta_{\text{in}}$ leicht zu ermitteln [102]. Für gegebenen Volumenstrom q_V des Betriebsmediums lassen sich aus Datenblättern für Kühlerbaureihen die Kühllart (Luft- oder Wasserkühlung) festlegen, nach Kühlmittelstrom (Lüfterdrehzahl) bzw. Volumenstromverhältnis (Warm-/Kaltstrom) und Ausführungsart (Strömungsführung) die Ölkühlertypen variieren, schließlich die passende Baugröße wählen [101], Abb. 5.35 und 5.36.

Hinweise für die Praxis Flüssigkeitsbehälter als Wärmetauscher. Der oberflächengekühlte Behälter ist ein Wärmetauscher für nur geringe Wärmeabfuhr, da sich bei freier Konvektion durch die Umgebungsluft ein sehr niedriger Wärmedurchgangskoeffizient k , mit der räumlichen Begrenzung somit ein geringer Wärmedurchgangsleitwert kA ergibt. Als Richtwert des Wärmedurchgangskoeffizienten am freistehenden Behälter gilt

$$k = 12\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (5.47)$$

Näherungsweise ist der Wärmedurchgangskoeffizient gleich dem Wärmeübergangskoeffizienten an der Behälteraußenwand, $k \approx \alpha_2$, so dass für natürliche Luftkühlung der Wärmedurchgangskoeffizient k abhängig von Behälteraufstellung und Kühlmittelbewegung abgelesen werden kann, Tab. 3.7, Abschn. 3.1.14.

Literatur

1. Hydraulik-Trainer: Projektierung und Konstruktion von Hydroanlagen, Bd. 3. Vogel, Würzburg (1988)
2. Schmoll, S.: Druckleitungen in ventilgesteuerten Hydraulikanlagen. O + P. **19**, (1975) 682–684
3. Fiala, O., Köhnlechner, R., Ordelheide, G.: Berechnung und Dimensionierung von Rohrleitungen in der Hydraulik. O + P. **27**, 335–341 (1983)
4. Firmenschrift Bosch-Röhrenwerke:Hydraulik-Pneumatik-Leitungsrohre (HPL-Rohre), Düsseldorf
5. Firmenschr: Parker Hannifin, Geschäftsbereich Ermeto. EO-Rohre/Rohrbogen, Bielefeld
6. Wellinger, K., Sturm, D.: Nahtlose und geschweißte Stahlrohre bei ruhender und schwelloender Innendruckbeanspruchung. Tech. Überwach. **10**(10), 114–118 (1969)
7. Schwaigerer, S.: Das Festigkeitsverhalten von Stahlrohr-Rohrleitungen im Betrieb. Tech. Überwach. **13**(1), 17–20 (1972)
8. Behrens, G.: „Dry Technology“ in der fluidischen Verbindungstechnik. O + P. **37**, 308–311 (1993)
9. Progressivringverschraubung – die neue Generation der Schneidringverschraubung. Konstrukteur **23**(4), 35–41 (1992)
10. Firmenschrift Parker Hannifin: Geschäftsbereich Ermeto. Produkt-Programm, Bielefeld
11. Konrad, M., Funk, T.: Profilring-Verschraubung. O + P. **29**, 421–423 (1985)
12. Firmenschrift Walterscheid, Siegburg: Profilring-Rohrverschraubungen
13. Firmenschrift Parker Hannifin: Geschäftsbereich Ermeto, Bielefeld: Triple-Lok. Die universale 37° Bördelverschraubung
14. Konrad, M., Heitjohann, P.: Röllierdrücken und Aufweiten zur funktionsgerechten Herstellung einer Rohrbördelung. O + P. **29**, 174–179 (1985)
15. Behrens, G., Janda, K.D.: Moderne Rohrverschraubungssysteme. O + P. **29**, 181–183 (1985)
16. Firmenschrift Walterscheid, Siegburg: Bördel-Rohrverschraubungen
17. Firmenschrift Armaturenfabrik Voss, Wipperfürth: Rohrverschraubungen. Bördelanschluss mit 24° Dichtkegel
18. Konrad, M.: O-Ring-Face-Seal-Rohrverschraubung nur für USA? Fluid **23**(6), 46–50 (1989)
19. Groten, A.: Rohrverschraubungen oder Flanschverbindung? O + P. **33**, 97–100 (1989)
20. Firmenschrift Groten und Rhydcon: Rohrverbindungstechnik, Ahaus
21. Firmenschrift Armaturenfabrik Voss: Flanschverbindungen, Wipperfürth
22. Firmenschrift Walterscheid, Wipperfürth: Flansch-, Schwenk-, Dreh-, Dichtkegel-Verschraubungen
23. Richtungeinstellbare Verschraubungen mit Dichtkegel. Konstrukteur **19**(11), 16–17 (1988)
24. Drehdurchführungen für hohe Ansprüche. O + P. **33**, 706–709 (1989)
25. Firmenschrift GAT-Antriebstechnik, Wiesbaden: Drehdurchführungen. Systeme ROTOSTAT, ROTOCAL, ROTOPACK
26. Cyphelly, I.: Der hydraulische Schleifring. O + P. **18**, 557–560 (1974)
27. Reichel, J.: Schlauchleitungen und Leitungsverbindungen zur hydraulischen Leistungsübertragung. O + P. **28**, 531–539 (1984)
28. Reichel, J.: Auswahl und Einsatz von Hydraulikschlauchleitungen und Leitungsverbindungen in der Leistungshydraulik. O + P. **31**, 27–32 (1987)
29. Firmenschrift Argus, Ettlingen: Isophor, Hydraulik-Schlauch. Typ P 105, P210, P315
30. Firmenschrift Polyflex, Lampertheim: Hoch- und Höchstdruckschläuche. Schlauchtyp 2200 St
31. Menges, G., Effig, M.: Faserverbundbauteile Textilglas Report **20**(1), 9–12 (1988)
32. Konstruktionstechnik für Schläuche: Gesteigerte Impulsfestigkeit und Flammenschutz. KEM **26**(6), 62 (1989)

33. Firmenschrift Continental, Hannover: Hydraulikschläuche. CONTI ASYMFLEX mit Stahl- und Textileinlage
34. Unfallverhütungsvorschrift „Hebebühnen“. VGB 14. C. Heymann, Köln (1987)
35. Sicherheitsregeln für Hydraulik-Schlauchleitungen. ZH 1/74. C. Heymann, Köln (1984)
36. Gorgs, K.K., Kleinbreuer, W.: Sicherheitstechnische Anforderungen und Hinweise zur Unfallverhütung bei Hydraulik-Schlauchleitungen. O + P. **31**, 903–908 (1987)
37. Firmenschrift Argus, Ettlingen: Fluidtechnik-Leitungselemente F9
38. Firmenschrift Argus, Ettlingen: Kupplungs-Katalog K 7
39. Momberg, W.F.: Kuppeln unter Druck. Konstrukteur **19**(10), 77–80 (1988)
40. Firmenschrift Walther, Wuppertal: Technischer Katalog Schnellkupplungssysteme
41. Momberg, W.F.: Was können Multikupplungen? Fluid **18**(4), 24–25 (1984)
42. Firmenschrift Walther, Wuppertal: Multikupplungen und Dockingsysteme: Bauarten
43. Firmenschrift Bosch Rexroth: Hydropneumatische Speicher
44. Firmenschrift HYDAC, Sulzbach: Hydrospeicher
45. Düren, C., et al.: Faserverstärkte Stahlbehälter als wirtschaftlichere Lösung zum Transport von Wasserstoff. Stahl Eisen **112**(6), 105–111 (1992)
46. N. N.: Pulsations- und Flüssigkeitsschalldämpfer. O + P. **49**, 364 (2005)
47. Firmenschrift Bolenz & Schäfer, Biedenkopf-Eckelshausen : BSD Kolbenspeicher
48. Korkmaz, F.: Hydrospeicher als Energiespeicher. Springer, Berlin (1982)
49. Rupprecht, K.R.: Der Hydrospeicher. Konstrukteur **15**(12), 51–59 (1984)
50. Backé, W., Rothhäuser, S.: SPAULA, ein Auslegungsprogramm für Hydrospeicher. O + P. **37**, 295–301 (1993)
51. Otis, D.R.: New developments in predicting and modifying performance of hydraulic accumulators. Nat. Conf. on Fluid Power, 30th Ann. Mtg. Chicago, 1974, Proc., vol. 28, pp. 602–606
52. Rupprecht, K.R.: Austauschvorgänge bei Hydrospeichern. O + P. **30**, 42–47(1986)
53. Rupprecht, K.R., Bender, G., Fassbender, A.: Hydrospeicher als Energiespeicher. O + P. **32**, 188–193 (1988)
54. Rothhäuser, S.: Entwicklung eines Programmsystems zur Auslegung von Hydrospeichern. O + P. **39**, 868–873 (1989)
55. Faatz, H.H.: Hydrospeicher in Hydrosystemen. O + P. **32**, 705–711 (1988)
56. Hoffmann, D.: Dämpfung von Flüssigkeitsschwingungen in Hydraulikleitungen. O + P. **24**, 32–37, 102–105 (1980)
57. Haarhaus, M.: Minderung von Druckschwingungen in Flüssigkeitsrohrleitungen. O + P. **25**, 801–806 (1981)
58. Widmann, R., Gross, A.: Minderung der Druckschwingungen in Rohrleitungen. O + P. **26**, 281–289 (1982)
59. Vogt, H.-J.: Hydrospeicher als Hydrodämpfer. Fluid **18**(4), 20–23 (1984)
60. Korkmaz, F.: Verbrennungshydraulischer Hybridantrieb für Stadtfahrzeuge. Dissertation, TU Berlin (1975)
61. Nikolaus, H.: Hydrospeicher als hydraulische Batterie für hydrostatische Getriebe. O + P. **25**, 563–566 (1981)
62. Wüsthof, P.: Verbesserte Energieausnutzung in der Mobilhydraulik. O + P. **30**, 637–643 (1986)
63. Korkmaz, F.: Maßnahmen zur Erhöhung der Energiekapazität von Hydrospeichern. O + P. **26**, 709–714 (1982)
64. Rupprecht, K.R.: Hydrospeicher als Energiespeicher. O + P. **30**, 657–667 (1986)
65. Ebertshäuser, H.: Planung hydraulischer Anlagen. O + P. **28**, 193–202 (1984)
66. Hydraulik Trainer: Fluidtechnik von A bis Z, Bd. 5. Vogel, Würzburg (1988)
67. Walter, H.: Auslegung einer Hydroanlage. O + P. **25**, 692–701, 787–793 (1981)

68. Zadra, H.: Zentrale Ölversorgung für in sich geschlossene Fertigungslinien. Firmenschrift Bosch Rexroth, Lohr a. Main
69. Wann ist eine zentrale Druckölversorgung vorteilhaft? O + P. **22**, 631–638 (1978)
70. von der Horst, J.H.: Zentralhydraulik für Presseanlagen. *Hydraul Pneum* **39**(7), 94–127 (1986)
71. Essers, H.A.: Filterkonzepte. O + P. **34**, 674–681 (1990)
72. Essers, H.A., Sulpice, P.: Filtermedien und Filtermethoden. O + P. **32**, 815–819 (1988)
73. Tumbrink, M.: Filtereinsatz und Filterbewertungskriterien für Hydraulik- und Schmierstofftypen. *Konstrukteur* **16**(10), 90–102 (1985)
74. Görlich, J.: Erhöhung der Verfügbarkeit an Baumaschinen durch Ölpflege. O + P. **31**, 206–213 (1987)
75. Biller, G.R.: Tribologie und Schmierstoffreinheit. *Antriebstechnik* **29**(2), 30–35 (1990)
76. Backé, W.: Verschleißempfindlichkeit von hydraulischen Verdrängereinheiten durch Feststoffverschmutzung. O + P. **33**, 510–521 (1989)
77. Sötje, H., et al.: Leistungsbeurteilung von Filtern und Verschmutzungsanalyse in der Hydraulik. (Kontakt & Studium Maschinentechnik, Bd. 240). Expert Vlg, Ehningen (1988)
78. Martin, S.: Multipass-Test, Reinheitsgrad und Filterstandzeit. O + P. **31**, 696–704 (1987)
79. Lawrence, M.D.: Feststoffverschmutzung: Feldanalysen und Vorstellung eines neuen Testvorschlages. O + P. **33**, 30–33 (1989)
80. Firmenschrift Vickers Systems, Bad Homburg: Wirksame Verschmutzungskontrolle in Hydraulik-Systemen
81. Firmenschrift Argo Filter, Kraichtal-Menzingen: Leitfaden zur optimalen Auswahl von Filtertypen für Hydraulik-Systeme
82. Fitch, E.C.: An encyclopedia of fluid contamination control. Fluid Power Research Center. Oklahoma State University. Stillwater, Okla.
83. Firmenschrift Pall Industrie-Hydraulik, Dreieich : Datenblätter PIHG für Niederdruck-, Mitteldruck- und Hochdruckfilter, Filterelemente
84. Parr, O., Schmidt, P.: Filterung von Hydraulikflüssigkeiten. Firmenschrift Filterwerk Mann & Hummel, Ludwigsburg: Hydraulikfilter
85. Firmenschrift Mann & Hummel, Ludwigsburg: Hydraulikfilter
86. Funk, N.: Filterung von Druckflüssigkeiten. O + P. **27**, 12–20 (1983)
87. Funk, N.: Filtertechnik für den Mobileinsatz. O + P. **32**, 806–811 (1988)
88. Firmenschriften HYDAC Filtertechnik, Sulzbach: Druckfilter, Rücklaufilter, Mobilfilter, Filterelemente
89. Reinhardt, H.: Schmutzkapazität ist wichtig. *Maschinenmarkt* **96**(22), 108–112; Nr. 31, 36–41 (1990)
90. Firmenschrift Argo, Kraichtal-Menzingen: Das Filter-Programm
91. Biller, R.: Filtration in Hydrauliksystemen. *Fluid* **20**(2), 22–26 (1986)
92. Firmenschrift Koppen & Lethem, Capelle aan de IJssel: Adsorptionsbelüftungsfiler
93. Biller, R.: Belüftungsfiler – ein gelöstes Problem? O + P. **29**, 75–78 (1985)
94. Blok, P., Fitch, J.C.: Filter können das Wasser aus Hydrauliköl entfernen. O + P. **33**, 576–579 (1989)
95. Ruf, W.: Umschaltbare Doppelfiler für Produktionsanlagen. *Fluid* **21**(5), 12–13 (1987)
96. Tumbrink, M.: Wasser-in-Öl: Ursachen und Auswirkung auf Flüssigkeit und Bauteile. O + P. **27**, 23–29 (1983)
97. Heller, R.: Wasser im Öl und seine Folgen. *Fluid* **26**(6), 66–70 (1992)
98. Firmenschrift Purolator, Öhringen: Industriefiler. Programm
99. Reik, M.: Einfluss und Auswahlkriterien für Filter in Hydraulikanlagen. O + P. **34**, 313–316 (1990)

100. Firmenschrift Behr, Stuttgart: Industrie-Kühler. Öl/Luft-Kühler Typ L; Wärmeaustauscher Typ F
101. Firmenschrift Längerer & Reich, Filderstadt : Öl/Luft-Kühlanlagen. Technisch-funktionale Beschreibung. UNIVEX Wärmeaustauscher, Typ WE, WEZ
102. Krämer, U.W.: Kühlung von hydraulischen Anlagen. O + P. **28**, 15–25 (1984)
103. Krämer, U.W.: Kühle Luft gegen heißes Öl. Fluid **18**(6), 18–22 (1984)
104. Firmenschrift Funke, Gronau: Wärmeaustauscher Type TURBODRALL TDW
105. Gelbe, H.: Komponenten des thermischen Apparatebaus. Grundlagen; Bauarten von Wärmeübertragern. In: Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau, 17. Aufl., S. K 1–K 5; K 19–K 21. Springer, Berlin (1990)
106. Stephan, K.: Wärmeübertragung. In: Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau, 17. Aufl., S. D 25–D 29. Springer, Berlin (1990)
107. VDI-Wärmeatlas, 5. Aufl. VDI-Vlg., Düsseldorf (1988)

Zusammenfassung

Elektrohydraulische Antriebe und Steuerungen sind mechatronische Systeme; sie verbinden die klassischen Ingenieurdisziplinen Maschinenbau und Elektrotechnik mit der Informationstechnik. Durch die systemische Denkweise in der mechatronischen Entwicklungsmethodik sind die konventionellen Antriebssysteme, aufgebaut aus Einzelkomponenten, zu kompakten, anwenderfreundlichen Systemen mit integrierter Signalverarbeitung weiterentwickelt worden. Es entstanden „intelligente Aktoren“; allerdings ist deren Intelligenz noch recht begrenzt.

Ventilgesteuerte und verdrängergesteuerte elektrohydraulische Antriebe haben unterschiedliche physikalisch begründete Vor- und Nachteile. Beiden gemeinsam sind die geringe natürliche Dämpfung und dominante nichtlineare Einflüsse. Dies unterscheidet sie von elektromechanischen Antrieben. Beim Aufbau von Regelkreisen führen die Unterschiede daher oftmals zu anderen regelungstechnischen Strukturen.

Dezentrale elektronische Steuerungen mit Datentransfer über einen Feldbus bieten exzellente technische Rahmenbedingungen, um leistungsfähige elektrohydraulische Antriebssysteme mit moderner regelungstechnischer Struktur anwenderfreundlich in Maschinensteuerungen zu integrieren

6.1 Entwicklung mechatronischer Systeme

Elektrohydraulische Antriebe steuern Bewegungen nach vorgegebenen Bahnen und übertragen Kräfte oder Momente auf mechanische Baugruppen. Im Wettbewerb der Antriebssysteme unterschiedlicher Technologien zeichnen sich elektrohydraulische Antriebe durch sehr gute statische und dynamische Eigenschaften aus. Außerdem sind sie einfach im Aufbau und

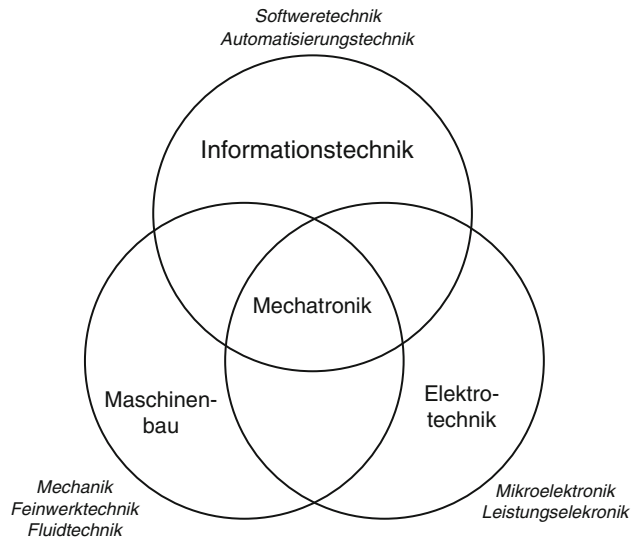
daher kostengünstig. Die Höhe des Entwicklungsstands und die Zuverlässigkeit elektrohydraulischer Antriebe haben die Fertigungs- und Prozessautomation stationärer Maschinen und Anlagen wesentlich gefördert und teilweise erst ermöglicht. Auch bei mobilen Arbeitsmaschinen hat die Integration elektrohydraulischer Antriebe die Leistungsfähigkeit, Wirtschaftlichkeit und Sicherheit beim Fahrtrieb und bei den Arbeitsfunktionen erheblich verbessert. Dies gilt auch für Bedienkomfort und Schwingungsdämpfung [6, 12, 41, 42, 73, 103].

Der Einsatz von Elektronik und Software in vormals oft rein mechanischen oder elektrisch-mechanischen Produkten (Komponenten, Baugruppen oder Maschinen) ist kein Selbstzweck – es geht vielmehr um die Nutzung einer Schlüsseltechnologie, um die Funktionalität und Anwenderfreundlichkeit zu verbessern, bisherige Leistungsgrenzen zu überwinden oder das Preis-Leistungsverhältnis aus Kundensicht attraktiver zu gestalten [17]. Wegbereiter war die integrierte elektronische Schaltung. Ihr Siegeszug begann, nachdem man gelernt hatte, auf einem Siliziumkristall zahlreiche elektronische Bauelemente unterzubringen. Der Anteil von Elektronik und Software am Gesamtwert einer Maschine lag Ende der 1990er Jahre durchschnittlich bereits bei etwa 60 % – mit weiter ansteigender Tendenz [9]. Durch die Einbeziehung von Elektronik und Software in fluidtechnische Antriebe und Steuerungen sind viele Innovationen und Leistungsverbesserungen erst möglich geworden, und ihre Bedeutung wird in fluidtechnischen Systemen zukünftig noch zunehmen [27, 43, 74].

Die hydraulischen, mechanischen und elektrotechnischen Komponenten wirken in den elektrohydraulischen Antrieben und Steuerungen eng zusammen und bilden eine funktionelle Einheit; daher hat sich zunehmend die Bezeichnung „Antriebssystem“ durchgesetzt. Das Zusammenwirken der einzelnen Geräte und Baugruppen erfordert bei Entwurf und Entwicklung eine ganzheitliche Betrachtung der unterschiedlichen physikalischen Teilsysteme, um für eine Aufgabenstellung ein Antriebssystem mit gutem statischem und dynamischem Verhalten entwerfen zu können. Dagegen führt die separate Optimierung nur einzelner Geräte oder Baugruppen i. d. R. nicht zu einem Gesamtsystem, das die geforderten Funktionen bestmöglich erfüllt. Elektrohydraulische Antriebssysteme haben (ebenso wie elektromechanische) einen interdisziplinären Charakter; sie sind mechatronische Systeme, und sie erfordern systemisches Denken.

Mechatronik ist ein aus Mechanik und Elektronik gebildetes Kunstwort, das zuerst in Japan publiziert wurde (Ko Kikuchi, Yaskawa Electric Corporation, 1969) und ursprünglich die elektronische Funktionserweiterung mechanischer Komponenten charakterisierte. Mit dem Aufkommen der Mikroelektronik ist die Informationstechnik als weiteres Fachgebiet hinzugekommen. Die Mechatronik verbindet heute die klassischen Ingenieursdisziplinen Maschinenbau, Elektrotechnik und Informationstechnik miteinander, Abb. 6.1. Sie soll durch ihr synergetisches Zusammenwirken leistungsfähige und innovative Produkte schaffen, bei denen vor allem Funktionalität und Integration weit über eine reine Addition der Einzeldisziplinen hinausreicht. Neben eine funktionale Integration tritt zunehmend auch eine räumliche, gerätetechnische Integration der früher getrennt betrachteten und angeordneten Komponenten [44, 49, 96].

Abb. 6.1 Mechatronik – synergetisches Zusammenwirken der Fachdisziplinen zur Schaffung innovativer, überlegener Produkte [VDI-Richtlinie 2206]



Die japanischen Wissenschaftler *Harashima, Tomizuka und Fukuda* [39] und in Deutschland *Eversheim* [20] beziehen außer der Funktions- und Bauteilintegration auch den integrierten Entwurf und die Fertigung mechanischer Erzeugnisse in den Begriff Mechatronik mit ein. An diese weiter gefasste Definition lehnt sich das Regelwerk des VDI zur Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme an (VDI-Richtlinie 2206).

Wegen ihres interdisziplinären Charakters kennzeichnet Mechatronik das Systemdenken in der Technik. Wichtige Merkmale mechatronischer Systeme sind: Die Komponenten oder Teilsysteme kommen aus unterschiedlichen Disziplinen von Wissenschaft und Technik (wie Mechanik, Elektrotechnik, Fluidtechnik und Sensorik); sie sind durch Informationsaustausch und -verarbeitung (Informatik) in ihrer Wirkungsweise miteinander verknüpft, und sie bilden funktional und zunehmend auch räumlich ein integriertes Gesamtsystem. Hinzu kommt, dass sie im Sinne einer Technologieintegration von Beginn an als mechatronisches Produkt entwickelt und produziert werden, um Synergiepotentiale nutzen zu können [20, 26, 49, 56].

6.1.1 Grundstruktur

Das Zusammenwirken der Funktionseinheiten eines mechatronischen Systems veranschaulicht Abb. 6.2. Im Maschinen- und Anlagenbau sowie in der Fahrzeugtechnik besteht ein mechatronisches System üblicherweise aus vier Funktionseinheiten oder Teilsystemen:

- einem meist mechanischen Grundsystem,
- Sensoren zur Erfassung von physikalischen Größen des Grundsystems (z. B. Wege, Geschwindigkeiten, Kräfte, Momente oder Drücke) oder der Umgebung (z. B. Temperatur),

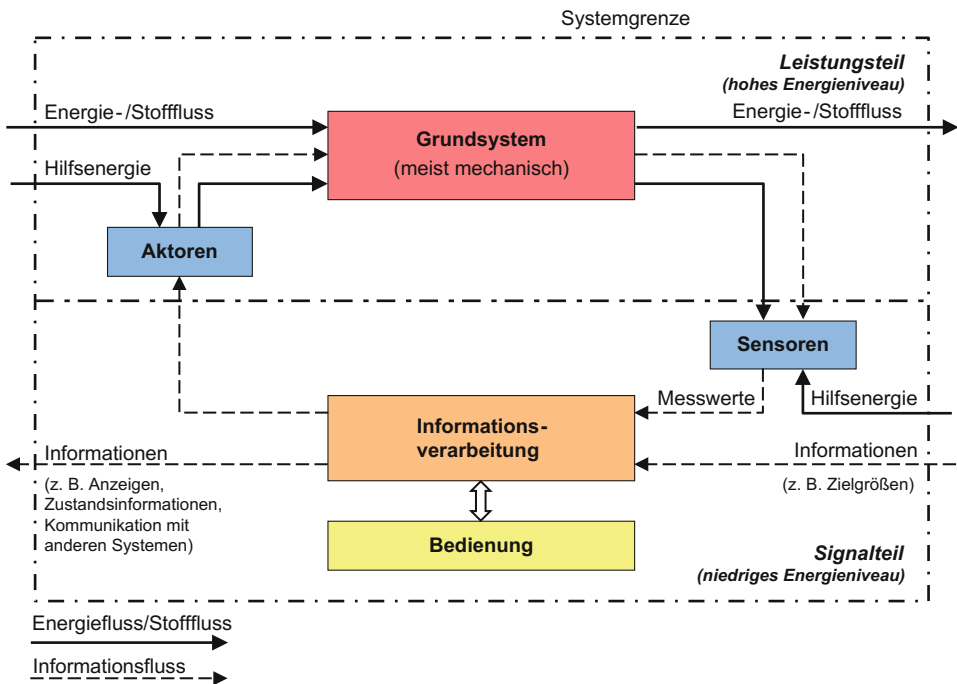


Abb. 6.2 Grundstruktur mechatronischer Systeme nach J. Wallaschek und VDI-Richtlinie 2206 [33, 219]

- Aktoren, die auf das Grundsystem einwirken und Bewegungen und Kräfte erzeugen,
- einer elektronischen, weitgehend digitalen Informationsverarbeitung.

Die Funktionseinheiten, einschließlich der Umgebung des zu betreibenden Systems, sind durch drei Arten von Flüssen miteinander verknüpft: Stoff-, Energie- und Informationsfluss. Aus den Einheiten und deren Verknüpfungen folgt die im Bild dargestellte Grundstruktur.

Das **Grundsystem** ist meist eine mechanische Konstruktion (bzw. eine Kombination aus mechanischer, elektromechanischer oder fluidtechnischer Struktur) und dient dazu, den Energie- und Stofffluss zu beeinflussen. Es ermöglicht, durch Aktoren die Arbeits- oder Verarbeitungsprozesse zu steuern oder zu regeln, Schwingungen aktiv zu dämpfen oder Transportvorgänge zu realisieren. Im mechatronischen Gesamtsystem ist die konstruktive Gestaltung wesentlich durch die Aufteilung von Funktionen zwischen dem mechanischen und dem elektronischen Teil mitbestimmt [49]. Sensoren und Aktoren sind die verbindenden Teilsysteme zwischen der Informationsverarbeitung und dem Grundsystem.

Sensoren übermitteln Informationen aus dem Grundsystem an das informationsverarbeitende Teilsystem. Sie können im Grundsystem als gerätetechnische Messwertaufnehmer installiert oder als Softwaresensoren (Teil der zur Informationsverarbeitung gehörenden digitalen Regelelektronik) ausgeführt sein. Softwaresensoren nutzen ein Systemmodell, um

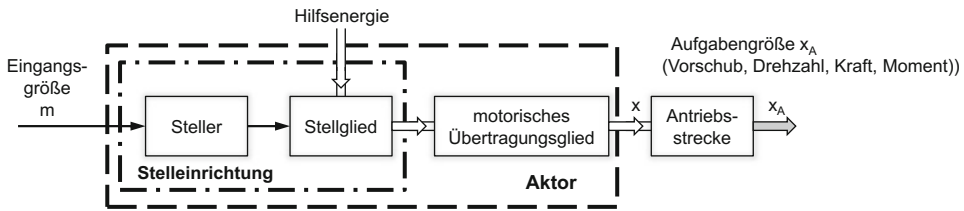


Abb. 6.3 Prinzipieller Aufbau und Wirkzusammenhang eines Aktors

unbekannte Systemgrößen zu berechnen. In der Regelungstechnik sind Softwaresensoren unter der Bezeichnung Beobachter (Luenberger¹-Beobachter oder Zustandsbeobachter) bekannt. Ein Beobachter ist ein System zur vollständigen Rekonstruktion des Zustands einer Regelstrecke aus Messungen der Eingangs- und Ausgangsgrößen mithilfe eines Echtzeit-Simulationsmodells der beobachteten Strecke [4, 14, 48, 67]. Zustandsbeobachter werden eingesetzt, wenn Größen eines Systems nicht messbar oder Messungen wirtschaftlich nicht realisierbar sind. In Systemen mit dominanten Nichtlinearitäten, wie dies bei elektrohydraulischen Antriebssystemen meist der Fall ist, kann ein erfolgreicher Einsatz eines Beobachters allerdings aufwändig und komplex sein.

Aktoren sind das Teilsystem, das die Signale der Informationsverarbeitung in Stellbewegungen im Grundsystem umformt. Den prinzipiellen Wirkzusammenhang eines Aktors veranschaulicht Abb. 6.3. Er besteht aus einem Steller, einem Stellglied und einem motorischen Übertragungsglied (Energieumformer). Das informationsverarbeitende Teilsystem erzeugt ein elektrisches Signal m niedrigen Leistungsniveaus, welches Eingangssignal des Aktors ist. Der Steller bildet daraus die zur Betätigung des Stellglieds erforderliche Stellgröße, die den Energiefluss zum nachfolgenden Motor steuert oder regelt. Ausgangsgröße x des Aktors ist im Maschinenbau meist eine Bewegung oder Kraft (Moment), die über die Antriebsstrecke gezielt auf den Energie- oder Stofffluss im Grundsystem einwirkt. Daher erfordert sie i. d. R. ein wesentlich höheres Leistungsniveau als das Eingangssignal aus der Steuerung. Die zusätzliche Hilfsenergie (elektrisch, hydraulisch oder pneumatisch) wird von einer Hilfsenergieversorgung bereitgestellt. Grundsystem und Aktoren bilden den **Leistungsteil** des mechatronischen Systems.

Im Falle eines elektrohydraulischen Aktors entspricht die Stelleinrichtung dem Stegventil (Stellglied) mit seiner Ansteuerlektronik (Steller), das den Hydrozylinder oder -motor ansteuert. Die Hilfsenergie wird durch den generatorischen Teil des Hydrauliksystems (vgl. Abb. 1.3) bereitgestellt und über das Ventil dem Aktor zugeführt. Bei einem elektromechanischen Aktor mit Gleichstrommotor, dessen Drehzahl durch einen gesteuerten Gleichrichter eingestellt wird, übernimmt die Steuerelektronik für die Phasenanschnittsteuerung der Leistungselektronik die Funktion des Stellers. Stellglied ist die Leistungselektronik (IGBT- oder Thyristorsatz), die als Ausgangsgröße eine variable Gleichspannung liefert. Steuersatz und Leistungselektronik des Gleichrichters bilden zusammen die Stelleinrichtung (DIN IEC 60050-351).

¹ D. G. Luenberger, amerikanischer Wissenschaftler (geb. 1937).

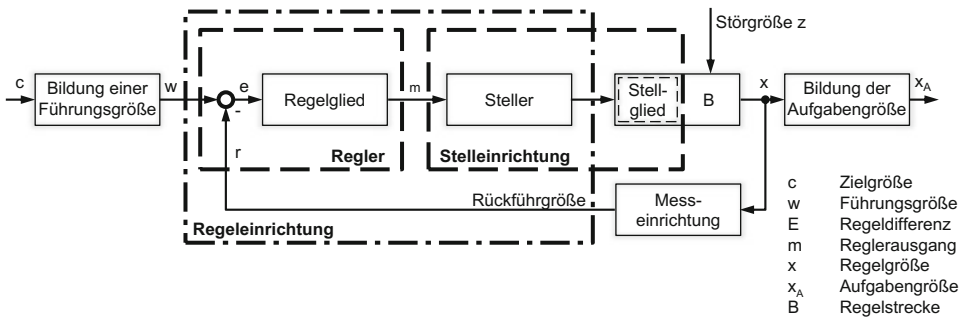


Abb. 6.4 Typischer Wirkungsplan eines elementaren Regelungssystems [DIN IEC 60050-351]

Die Ausgangsgröße x des motorischen Übertragungsglieds ist in manchen Fällen noch in einen für die Prozesssteuerung im Grundsystem geeigneten Bereich zu wandeln (lineare statt drehende Bewegung, Anpassung von Drehmoment und Drehzahl) oder an eine bestimmte Wirkstelle zu bringen. Dieses Teilsystem (die Antriebsstrecke oder der Antriebsstrang) ist nicht Teil des Aktors.

Falls die drei Funktionseinheiten eines Aktors in offener Wirkungskette verbunden sind, so kennzeichnet diese Grundstruktur den *gesteuerten Aktor*. Die Zuordnung zwischen Eingangs- und Ausgangsgröße x kann sich allerdings durch Einwirken von Störgrößen ändern oder infolge nichtidealer Eigenschaften (z. B. Hysterese, Reibung, Nichtlinearität) nicht eindeutig sein. Mit steigenden Anforderungen an das Übertragungsverhalten geht man daher dazu über, die Ausgangsgröße x des Aktors zu regeln. Die hieraus folgende Grundstruktur eines geschlossenen Wirkungsablaufs ist charakteristisch für den *geregelten Aktor*, Abb. 6.4. Ein aktorinterner Sensor erfasst die Ausgangsgröße x (Weg, Geschwindigkeit oder Kraft) und wirkt über einen Regler korrigierend darauf ein. Die Regelung der Ausgangsgröße verbessert das statische und dynamische Verhalten erheblich.

Die Stelleinrichtung, das motorische Übertragungsglied und der Sensor sind hierbei durch vorwärts gerichteten Energiefluss und rückführenden Informationsfluss gekennzeichnet, sodass der geregelte Aktor selbst ein mechatronisches System bildet. Diesem regelungstechnischen Aufbau entsprechen im Prinzip besonders leistungsfähige elektrohydraulische Antriebssysteme, die Servoantriebe, mit denen sich präzises Stellen realisieren lässt (vgl. Abschn. 6.4 und 6.5).

Die Begriffe „Aktor“ und „Antrieb“ lassen sich nicht immer scharf voneinander abgrenzen. In der VDI-Richtlinie 2206 „Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme“ ist der Aktor allgemein als Ausgabeelement für Bewegungen und Kräfte zur Beeinflussung von Zustandsgrößen in mechatronischen Systemen definiert. In anderen Fachbeiträgen wird in die Begriffsbestimmung zusätzlich einbezogen, dass die Eingangsgröße stets ein elektrisches Signal auf niedrigem Leistungsniveau ist; und zwar mit Spannungen und Strömen, die möglichst mikroelektronik-kompatibel sind [51, 52]. Antriebe sind ebenfalls Funktionseinheiten zur Energieumformung; sie haben allerdings ein Eingangssignal beliebiger

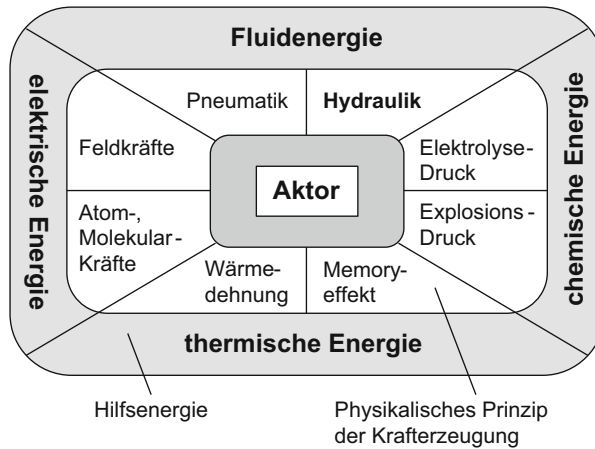
physikalischer Natur und beliebigen Energieniveaus, und sie können ein Teilsystem zur Energiespeicherung (Hybridantrieb) sowie Baugruppen zur Energiewandlung (z. B. Getriebe) und -übertragung (Antriebsstrecke) beinhalten [93, 94]. In diesem Sinne ist der Aktor ein Teilsystem, eine Funktionseinheit, zur Kraft- und Bewegungserzeugung in einem Antriebssystem.

Die **elektronische Informationsverarbeitung** bestimmt aus den von außen kommenden Signalen und den systeminternen Sensorsignalen im Sinne einer Steuerung oder Regelung die notwendigen Einwirkungen auf das Grundsystem, um die Zustandsgrößen in der durch die Zielgrößen vorgegebenen Weise zu beeinflussen. Dazu werden entsprechende Steuersignale an die Aktoren gesendet. Das informationsverarbeitende Teilsystem übernimmt auch die Kommunikation (beispielsweise Austausch von Sollwerten, Istwerten und Zustandsinformationen) mit anderen, parallelen Systemen und einer übergeordneten Steuerungsebene, beispielweise der Maschinensteuerung. Es arbeitet auf sehr niedrigem Leistungsniveau, da masse- und leistungslose Informationen zu verarbeiten sind. Die physikalische Darstellung und Weiterleitung von Informationen geschieht mit Hilfe von Signalen (**Signalteil**). Heute erfolgt die Informationsverarbeitung meist durchgehend in Digitaltechnik auf der Basis von Mikrorechnern, während man noch bis in die 1990er Jahre oftmals analoge und digitale Baugruppen in einer Steuerung kombinierte. Ein digitales Signal ist ein zeit- und wertdiskretes (quantisiert) Signal. Digitale Steuerungen nehmen innerhalb der Signalverarbeitung für die Regelung elektrohydraulischer Antriebe eine Vorrangstellung ein. Wesentliche Gründe sind:

- Genauigkeitsforderungen an die Positionierung im Bereich $1 \dots 10 \mu\text{m}$ lassen sich am besten mit inkrementellen oder digitalen Wegmesssystemen realisieren;
- die Anfälligkeit gegen Umwelteinflüsse (u. a. Temperaturdrift, Feuchte, Vibration, Bauteilalterung) der digitalen Signalverarbeitung ist geringer als bei analoger;
- die freie Programmierung ermöglicht die Realisierung angepasster komplexer Steuerungs-, Regelungs- und Filterstrategien;
- einzelne mechatronische Systeme können über eine serielle Datenbus-Schnittstelle untereinander und mit der Maschinensteuerung Informationen austauschen.

Durch eine Erweiterung der Informationsgewinnung und-verarbeitung können mechatronische Systeme entstehen, die auf der Grundlage eines Antriebs- und Prozessmodells einen Funktionsablauf zielorientiert durch die Adaption von Steuer- und Regelparametern beeinflussen, die Fehlfunktionen funktionswichtiger Bauteile erkennen und vorgeplante Maßnahmen einleiten. Solche Systeme werden nach Isermann gelegentlich als „**intelligente Systeme**“ oder „**intelligente Aktoren**“ bezeichnet, auch wenn es sich hier um eine „Intelligenz niedrigen Grads“ im Vergleich zu einem menschlichen Bediener handelt [40, 49].

Die Entwicklung intelligenter Aktoren ist für die elektrohydraulische Antriebstechnik von großer Bedeutung. Dies erscheint derzeit als die technisch erfolgversprechendste Methode, um elektrohydraulische Antriebssysteme anwenderfreundlich und wirtschaftlich in die zunehmend dezentrale Struktur von Maschinensteuerungen zu integrieren (vgl. Abschn. 6.6).



a

Elektrische Energie	Fluidenergie	Chemische Energie	Thermische Energie
Feldkräfte: Elektromotor Elektromagnet Schrittmotor Linearmotor Molekularkräfte: Piezoelekt. Aktor ¹⁾ Magnetostriktiver Akt. ¹⁾ Elektrorheologischer Aktor ¹⁾	Hydraulischer Aktor (Druckkraft) Pneumatischer Aktor (Druck- und Expansionskraft, Unterdruck)	Elektrochemischer Aktor ¹⁾ (Elektrolysedruck) Pyrotechnischer Aktor ¹⁾ (Explosionsdruck)	Thermo-Bimetall Aktor ¹⁾ (Wärmedehnung) Memorymetall Aktor ¹⁾ (Memory Effekt)

¹⁾ Sogenannte „Neue Aktoren“

b

Abb. 6.5 Übersicht Aktoren und Aktorprinzipien nach Isermann [49]. **a** physikalische Prinzipien und Art der Hilfsenergie; **b** Klassifikation der Aktoren nach der Hilfsenergie

6.1.2 Aktorprinzipien

Grundlagen für eine häufig benutzte Klassifizierung von Aktoren sind die unterschiedlichen physikalischen Prinzipien, auf denen die Krafterzeugung beruht, und die Hilfsenergien, die zur Verstärkung der Aktorausgangsleistung zugeführt werden. Abbildung 6.5 gibt eine zusammenfassende Übersicht gebräuchlicher Aktorprinzipien.

Bei elektromagnetischen Aktoren mit elektrischer Hilfsenergie beruht die Krafterzeugung auf Wechselwirkungen zwischen magnetischen Feldern. Eine Gruppe von Aktoren nutzt als Antrieb die Lorentzkraft. Dies ist die Kraft, die ein Magnetfeld auf bewegte elektrische Ladungsträger, z. B. Elektronen in einem stromdurchflossenen Leiter, ausübt. Das magnetische Feld kann durch Elektromagnete erzeugt werden (wie bei einigen Bauarten von Elektromotoren) oder durch Permanentmagnete (wie bei Tauchspule, Tor-



Abb. 6.6 Räumlich vollständig integrierter elektrisch-hydrostatischer Aktor mit Lebensdauer-Ölfüllung, Leistungsbereich 0,5 bis 6 kW, Vorschubgeschwindigkeit und -richtung werden durch einen elektrischen Servomotor vorgegeben [11]. (Quelle: Böhner-EH GmbH)

quemotor, EC-Gleichstrommotor, DC- und AC-Servomotor). Die erzeugte Kraft oder das Drehmoment ist abhängig vom Strom im Leiter sowie von der Stärke und Richtung des Magnetfeldes. Demgegenüber beruht die Kraftwirkung in Elektromagneten auf der Maxwell'schen Kraft (Reluktanzkraft): Auf ein ferromagnetisches Bauteil wird im permanent- oder elektromagnetischen Feld eine Kraft ausgeübt, die immer in Richtung einer Verringerung des magnetischen Widerstands wirkt. Elektromechanische Aktoren haben heute eine Vorrangstellung für regelungstechnische Aufgaben im Bereich kleiner Leistungen (bis ca. 10 kW); sie bieten gute Steuer- und Regelbarkeit mit hoher Dynamik und Positioniergenauigkeit. Für steuerungstechnische Aufgabenstellungen in diesem Leistungsbereich haben aber auch pneumatische Aktoren ein sehr großes Anwendungsgebiet, vor allem bei linearen Bewegungen ohne besondere Genauigkeitsforderungen (beispielsweise beim Material-Handling: Transport- oder Pick-and-Place-Anwendungen). Der Grund: Die Investitionskosten sind meist deutlich niedriger als bei elektromechanischen Aktoren. Auch bei elektrohydraulischen Antrieben gibt es neuere, beachtenswerte Entwicklungen auf der Basis drehzahlveränderbarer Konstantpumpen, um kompakte, funktional und räumlich integrierte Antriebe für diesen Leistungsbereich bereitzustellen, insbesondere für Linearbewegungen [70, 77]. Ein anschauliches Beispiel ist der elektrisch-hydrostatische Aktuator (EHA) in Abb. 6.6 [11]. Weitere Beispiele und eine eingehendere Funktionsbeschreibung solcher Systeme finden sich in Abschn. 6.3.3.

Die elektromagnetischen, elektropneumatischen und elektrohydraulischen Aktoren werden gemeinsam oftmals als „**Konventionelle Aktoren**“ bezeichnet. Daneben haben insbesondere durch die Mikroelektronik und die Mikrosystemtechnik „**Neue Aktoren**“ im Maschinenbau zunehmend an Bedeutung gewonnen. „Neu“ steht dabei vorwiegend als Abgrenzung zu den Konventionellen Aktoren, bei denen die Kraftwirkungen auf elektromagnetischen Wechselwirkungen oder Druckenergie beruht und weniger als Charakteristikum für die zeitliche Entwicklung. Die Kraftwirkungen bei den Neuen Aktoren sind zurückzuführen auf spezielle, multifunktionale Besonderheiten von Werkstoffen, die auf molekularen Eigenschaften beruhen und vornehmlich in den letzten zwei Jahrzehnten gezielt weiterentwickelt wurden.

Dies trifft besonders auf *Festkörperaktoren* zu. Sie bestehen aus Materialien wie Piezokeramik (z. B. PZT), Piezopolymeren oder magnetostriktiven Legierungen, bei denen die elektrische Energie unmittelbar über Molekularkräfte in mechanische Energie umgeformt wird. Auch bei *elektro- und magnetorheologischen Flüssigkeiten* (ERF und MFR) ist dies der Fall [7, 21, 105]. *Elektrochemische Aktoren* (ECA) sind in ihrer Wirkungsweise im Prinzip mit pneumatischen zu vergleichen: Der Arbeitsdruck wird allerdings mittels elektrischer Energie über chemische Reaktionen unmittelbar im Aktor erzeugt und nicht von außen über Rohr- oder Schlauchleitungen zugeführt, wie es in der Pneumatik notwendig ist [51, 53, 54]. *Thermomechanische Aktoren* (Shape Memory Alloy actuators, SMA) aus Werkstoffen mit Formgedächtnis reagieren auf thermische Energie, z. B. NiTi-Legierungen (insbesondere Nitinol, eine Nickel, Titanium Legierung – entwickelt vom amerikanischen Naval Ordnance Laboratory). Sie wandeln thermische Energie in mechanische Arbeit durch kristalline Gefügewandlungen. Im „kalten“ Ausgangszustand hat der Aktor ein martensitisches Gefüge. Er ist gut plastisch verformbar und kann leicht in eine Form gebracht werden, die er nach Erwärmung annehmen soll. Durch eine spezifische Wärmebehandlung wird diese gewünschte Form dem Bauteil aufgeprägt. Nach dem Abkühlen hat der Aktor wieder martensitisches Gefüge und kann durch eine äußere Kraft auf einen gewünschten Arbeitspunkt vorgespannt werden. Wenn er dann über seine Umwandlungstemperatur erwärmt wird, wandelt sich das duktile martensitische Gefüge in ein hartes, festes austenitisches Gefüge, und der Aktor nimmt seine ursprünglich durch die Wärmebehandlung aufgeprägte Form an. Dabei kann er mechanische Arbeit verrichten. Beim Abkühlen sorgt die äußere Vorspannung dafür, dass der Aktor in die Ausgangsform zurückkehrt und der Zyklus erneut ablaufen kann. Die Vorteile der SMA-Aktoren sind ihr vergleichsweise großer Stellweg und die große Stellkraft. Die Reaktionszeiten sind aber erheblich langsamer als bei den Piezoaktoren – auch, wenn das Abkühlen durch eine Lüftung unterstützt wird [51, 54, 78].

Von den neuen Aktoren haben bis heute in der hydraulischen Antriebs- und Steuerungstechnik nur Piezoaktoren in geringem Umfang technische Bedeutung erlangt. Um bei einem piezoelektrischen Material eine mechanische Dehnung hervorzurufen, muss man es einer hohen elektrischen Feldstärke (einige kV/mm) aussetzen. Dazu werden die Materialien als Dielektrikum (schwach oder nicht leitende nichtmetallische Substanz) eines Plattenkondensators mit Elektroden kontaktiert. Die resultierende elektrische Kapazität muss je nach Aktorkonstruktion auf Spannungen von 60–120 V (Niedervoltaktoren) oder bis zu 1000 V (Hochvoltaktoren) aufgeladen werden. Zum Halten der Position ist dann allerdings nahezu keine elektrische Leistung erforderlich – im Gegensatz zu den elektromagnetischen Aktoren.

Niedervoltaktoren sind i. d. R. Multilayer-Aktoren. Sie bestehen aus einer Vielzahl dünner Grünkeraamik-Folien (20–40 μm), die mit dünnem Elektrodenmaterial (einige μm) beschichtet sind. Die Folien werden aufeinander gestapelt und dann in einem Sinterprozess fest miteinander verbunden. Die Anzahl der Einzelschichten und die Schichtdicke bestimmen die erforderliche Ansteuerspannung und den erreichbaren Hub. Der Fertigungsprozess erlaubt eine recht freizügige Gestaltung des Aktors, sodass man eine Vielzahl

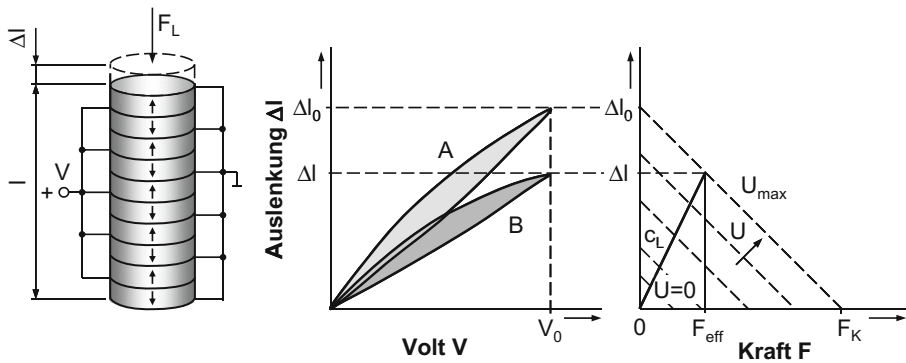


Abb. 6.7 Aufbau, Kontaktierung und Kennlinien eines gestapelten Piezoaktors ohne Regelung: **a** ohne äußerer Last, $F_L = 0$; **b** mit Federlast, $F_L = c_L \cdot \Delta l$; die Hysterese lässt sich durch eine Regelung weitgehend vermeiden [85]

miniaturisierter Bauformen herstellen kann (z. B. Piezostapel, -bieger und -membran). *Piezostapelaktoren* weisen aufgrund ihrer Bauform eine hohe Steifigkeit auf. Wegen der daraus resultierenden hohen Eigenfrequenz sind sie besonders für den Einsatz in hochdynamischen Anwendungen geeignet. Allerdings ist ihr maximaler Hub mit ca. 1–1,5% der Aktorlänge vergleichsweise sehr klein. *Piezobiegeaktoren* erreichen zwar wegen der prinzipbedingten Übersetzung deutlich größere Stellwege, sie sind aber weniger steif und haben damit niedrigere Eigenfrequenzen.

Abbildung 6.7 zeigt den prinzipiellen Aufbau, die Kontaktierung und das statische Übertragungsverhalten eines gestapelten Piezoaktors [85]. Der Aktorhub Δl ist von der Ansteuerungsspannung U und von der äußeren Last F_L abhängig. Ein Aktor, der auf die maximale Spannung ($U = U_{\max}$) aufgeladen ist, schafft den maximalen Stellweg Δl_0 nur ohne äußere Last F_L . Seine maximale Kraft (Blockierkraft F_K) erreicht er hingegen bei blockierter Ausdehnung ($\Delta l = 0$) und maximaler Spannung ($U = U_{\max}$). Beide Werte, Δl_0 und F_K , sind charakteristische Kenngrößen und qualitätsbestimmende Merkmale eines Piezoaktors. Sie definieren die Federsteifigkeit $c_0 = F_K / \Delta l_0$ des Aktors. Sein statisches Verhalten entspricht bei konstanter Steuerspannung mit guter Näherung dem einer weitgehend linearen Druckfeder. Unterschiedliche Kennlinien, parallel zur Grenzlinie $\Delta l = f(F_K, U_{\max})$, werden über die Steuerspannung U eingestellt. Die tatsächliche Stellkraft F_{eff} des Aktors ist nicht zu verwechseln mit der Blockierkraft F_K . Die Stellkraft F_{eff} und der resultierende Aktorhub Δl ergeben sich im Schnittpunkt der Kennlinien von Aktor und Last, dem Arbeitspunkt. Abbildung 6.7 zeigt dies beispielsweise für eine Feder als Last.

Die Anwendung eines Piezoaktors zur Direktsteuerung einstufiger Ventile erfordert i. d. R. eine Mechanik zur Vervielfachung des Hubs, damit die Ventilsteuerkanten genügend weit öffnen. Diese Bauweise reduziert die prinzipbedingten Vorzüge von Piezoaktoren weitgehend. Beim Einsatz in der Vorsteuerung von Ventilen kann ein Stellwegvergrößerer zwar entfallen, aber trotz zahlreicher Konstruktionsvorschläge und Patentanmeldungen hat sich bisher der Piezoaktor nicht gegenüber den konventionellen Umformern wie Propor-

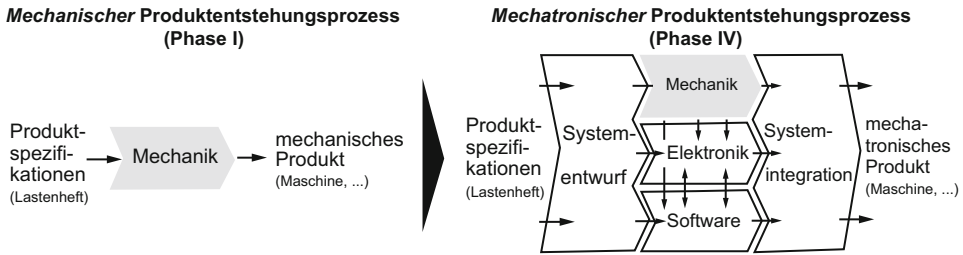


Abb. 6.8 Wandel des Produktentstehungsprozesses von der Mechanik zur Mechatronik nach Eversheim [20]

tionalmagnet oder Torquemotor behaupten können [18, 57, 64, 78, 91, 95, 98]. Dies dürfte sehr wesentlich damit begründet sein, dass das sehr gute Zeitverhalten von Piezoaktoren (Eigenfrequenzen über 1000 Hz) in hydrostatischen Systemen kaum erforderlich ist und den Mehraufwand (z. B. Materialkosten, Ansteuerung mit Maßnahmen zur Kompensation von Hysterese und Temperaturdrift) bis heute nicht rechtfertigt.

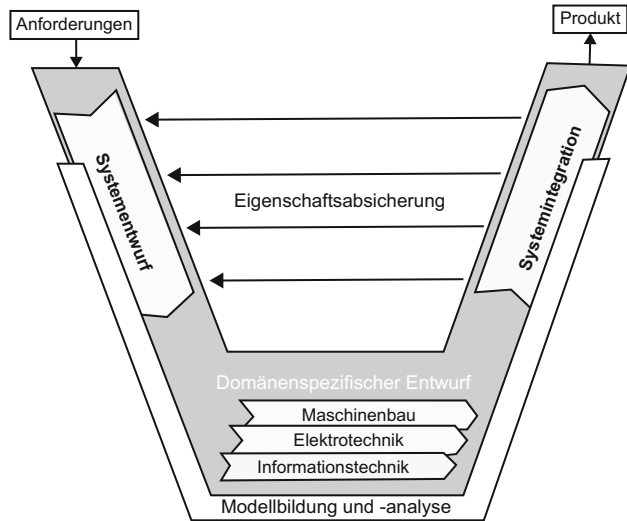
Die für Piezoaktoren eingesetzten multifunktionellen Keramikwerkstoffe können nicht nur als Aktor genutzt werden, sondern auch als Sensor. Die Verformung des piezoelektrischen Materials unter Belastung erzeugt ein elektrisches Feld, dessen Stärke ein Maß für die Belastung ist. Ein Piezoaktor kann daher gleichzeitig eine antreibende Funktion und eine sensorische Funktion ausführen. Man bezeichnet solche Geräte als **smarte Aktoren**, die im Maschinen- und Fahrzeugbau sowie in der Luft- und Raumfahrt Anwendung finden – in der Hydraulik aber bisher noch nicht verbreitet sind [52, 54].

6.1.3 Mechatronische Entwicklungsmethodik

Das Denken in Systemen, wie es für die Mechatronik typisch ist, bietet die Möglichkeit, innovative und überlegene Produkte zu entwickeln und die Stückkosten zu senken. Dies setzt jedoch einen systematischen und zwischen den Fachdisziplinen koordinierten Lösungsweg voraus. Traditionell beginnt die Neuentwicklung eines Produkts mit dem Entwurf des mechanischen Grundsystems. Darauf aufbauend ist ein Lastenheft für die elektrische und elektronische Steuerung sowie die Software auszuarbeiten. Dabei werden Elektronik- und Softwareentwicklung oftmals eher als Zulieferer betrachtet und nicht von Beginn an in den Entwurf eines System-Designs eingebunden. Abbildung 6.8 veranschaulicht den für mechatronische Produkte notwendigen Wandel in der Gestaltung des Produktentstehungsprozesses: Erst eine enge, integrierte und synchronisierte Zusammenarbeit aller beteiligten Fachbereiche bereits in der Konzeptphase ermöglicht, Synergieeffekte zu erkennen und schließlich zu nutzen [20].

Während die traditionellen und bewährten Methoden der allgemeinen Konstruktionslehre [81, 90, 100] und die Entwicklungsmethoden für Geräte mit Steuerung durch Mikroelektronik [VDI/VDE-Richtlinie 2422] eher fachspezifisch ausgerichtet sind, erfor-

Abb. 6.9 Entwicklung mechatronischer Systeme vom Systementwurf zur Systemintegration anhand des V-Modells als Makrozyklus. (VDI-Richtlinie 2206)



dem mechatronische Produkte ein breiteres Lösungsfeld, das Maschinenbau, Elektronik und Informationsverarbeitung zusammenführt. Dies ist in der VDI-Richtlinie 2206: „Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme“ berücksichtigt, die als domänenübergreifender, praxisorientierter Leitfaden ausgelegt ist. Sie beschreibt ein dreiteiliges, flexibles Vorgehensmodell, das sich im Wesentlichen auf einen *Mikrozyklus*, einen *Makrozyklus (V-Modell)* und auf vordefinierte *Prozessbausteine* zur Bearbeitung wiederkehrender Arbeitsschritte stützt. Zusätzlich ergänzen Methoden des modellbasierten Systementwurfs (s. Abschn. 7.1) sowie organisatorische Aspekte diesen Leitfaden [33, 34].

- **Problemlösungszyklus als Mikrozyklus.** Die methodische Vorgehensweise beruht auf Erfahrungen aus dem Fachgebiet Systems Engineering [13]. Die Erarbeitung von Lösungen für eine Teilaufgabe oder ein unvorhersehbares Teilproblem ist in der VDI-Richtlinie als „permanentes Wechselspiel von Synthese- und Analyseschritten“ charakterisiert. Die erarbeiteten, alternativen Lösungsvarianten werden vorwiegend durch Berechnungen, Simulationen oder experimentelle Erprobung analysiert und vergleichend bewertet. Falls die Ergebnisse nicht zufriedenstellend sind, erfolgt eine Rückkehr zur Ausgangssituation, was auch eine Überprüfung der Vorgaben beinhalten kann.
- **V-Modell als Makrozyklus.** Die prinzipielle Vorgehensweise bei der Entwicklung mechatronischer Systeme – den Makrozyklus von den *Anforderungen* zum fertigen *Produkt* – veranschaulicht Abb. 6.9 anhand des V-Modells, das auf Methoden des Software-Engineering beruht. Die wesentlichen Teilschritte oder Prozessbausteine sind: *Systementwurf*, *Modellbildung und -analyse*, *domänenspezifischer Entwurf*, *Systemintegration* und *Eigenschaftensicherung*.

Den Ausgangspunkt des Vorgehens bilden die *Anforderungen* an das zu entwickelnde Produkt, die zugleich auch Bewertungsmaßstab für die Eigenschaften späterer Lösungsvarianten sind. Im *Systementwurf* werden domänenübergreifende Funktions-

strukturen untersucht und Lösungskonzepte für die Aufgabenstellung erarbeitet. Hierzu gliedert man die Gesamtfunktion des mechatronischen Systems in Teilfunktionen (Modularisierung der Produktfunktionen), ordnet diesen geeignete Wirkprinzipien und Lösungselemente zu und definiert die Schnittstellen. Es wird festgelegt, welche Funktionen mechanisch, elektrisch, fluidtechnisch oder elektronisch realisiert werden sollen und welche Aufgaben die Software übernimmt. Um einen möglichst hohen Integrationsgrad des Produktes erreichen zu können, müssen bereits jetzt die möglichen Wirkprinzipien und Lösungsansätze auf ihre Eignung zur Integration hin überprüft und Synergiepotentiale berücksichtigt werden. Dann folgen meist *domänenspezifische Entwürfe* für die verschiedenen Teilsysteme, in denen die einzelnen Fachgebiete das Lösungskonzept für ihr Teilsystem weiter ausarbeiten und konkretisieren. Bei der *Systemintegration* fasst man die Ergebnisse aus den Fachgebieten zum Gesamtsystem zusammen und überprüft, ob tatsächliche und gewünschte Systemeigenschaften übereinstimmen (*Eigenschaftsabsicherung*).

Die einzelnen Entwicklungsphasen werden von *Modellbildung und-analyse* begleitet, um mithilfe numerischer Simulationen weitgehend zuverlässige Annahmen über statische und dynamische Systemeigenschaften bei der Bewertung der konzipierten Teilsysteme und des Gesamtsystems zu haben. Das Ergebnis eines durchlaufenen Makrozyklus ist das mechatronische *Produkt*, konkretisiert bis zum jeweils angestrebten Reifegrad (Labormuster, Prototyp, Vorserienmodell). Bei komplexen mechatronischen Produkten, die in Serie hergestellt werden, ist es immer erforderlich, den Makrozyklus mehrfach zu durchlaufen, um vom Labormuster zum wettbewerbsfähigen Endprodukt zu gelangen.

- **Prozessbausteine für wiederkehrende Arbeitsschritte.** Für einige Teilschritte, die bei der Bearbeitung nach dem V-Modell wiederholt auftreten, kann man Prozessbausteine vordefinieren. So lassen sich ähnliche Aufgabenstellungen konkreter beschreiben, etwa indem geeignete Methoden und Werkzeuge angegeben werden, welche eine Lösung unterstützen.

Stufen der Systemintegration. Die Systemintegration ist die Endphase im Entwicklungsprozess. Durch den systematischen Zusammenschluss von Teilen zum Gesamtsystem sollen optimale funktionelle Eigenschaften und räumliche Strukturen für ein innovatives Produkt erzielt werden. Die Integration der Teile zum Gesamtsystem kann je nach Aufgabenstellung und angestrebtem Reifegrad in Stufen:

Bei der **funktionalen Integration** arbeiten mechanische, fluidtechnische und elektrische/elektronische Komponenten oder Baugruppen über die Verknüpfung durch Stoff-, Energie- und Informationsflüsse als Funktionseinheit zusammen. Die Integration der Teile beruht dabei im Wesentlichen auf einer gemeinsamen Informationsverarbeitung im Signalteil. Die Komponenten selbst sind räumlich getrennt angeordnet. Man spricht daher auch von einer Integration durch Funktionen über das Steuerprogramm (softwareseitige Integration) [49].

Die Informationsübertragung erfolgt über ein Kommunikationssystem (z. B. Bussystem), die Leistungsübertragung durch elektrische Kabel und Steckverbindungen oder flui-

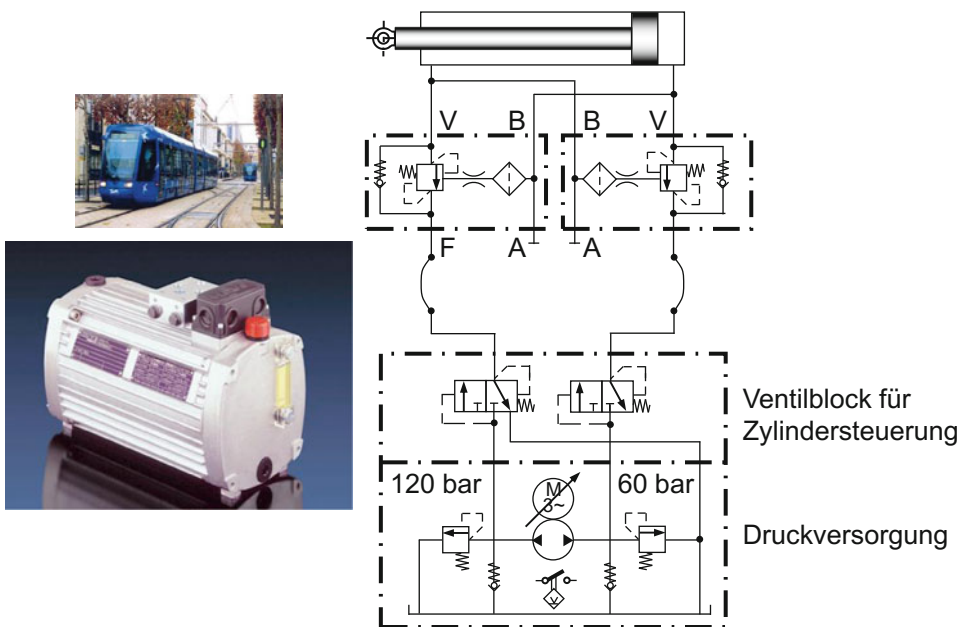
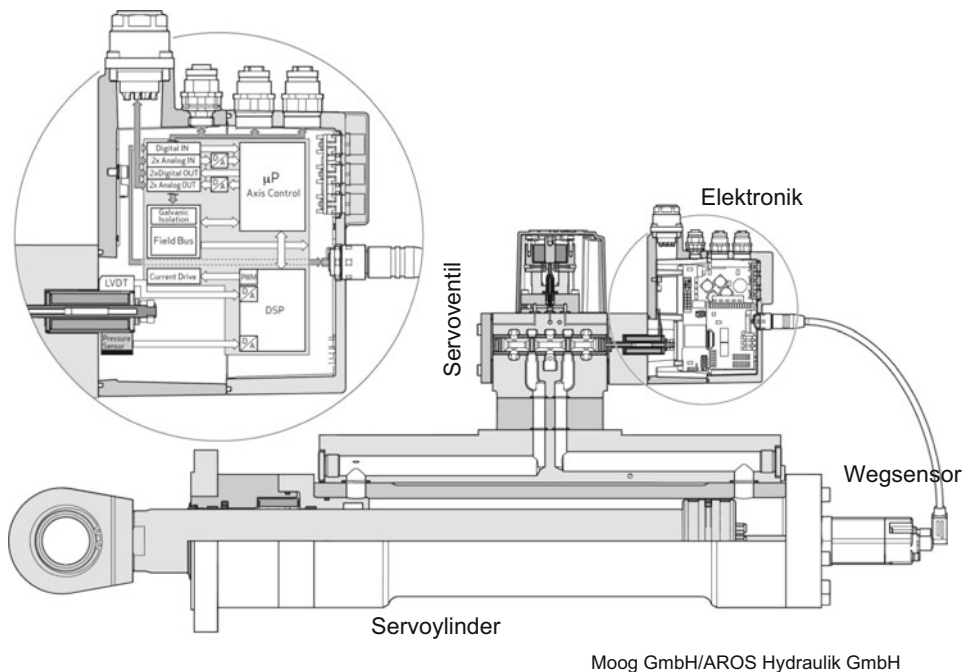


Abb. 6.10 Elektrohydraulisches Antriebssystem, aufgebaut aus modularen Teilsystemen und einer räumlich integrierten Druckversorgung (bis ca. 4 kW Leistung), Anwendungsbeispiele: Weichensteuerung, Spannutterklemmung bei Drehmaschinen, räumlich integrierte Spannsysteme bei Bearbeitungszentren. (Quelle: Hawe Hydraulik)

dische Leitungen und Leitungsverbindungen. Standardisierte Schnittstellen (wie genormte Steckeranschlüsse, Leitungsverbindungen und Kommunikationsprotokolle) ermöglichen eine flexible Kombination der Teile und große Funktionalität. Die funktionale Integration kann je nach Aufgabenstellung oder Entwicklungsstand als **Integration verteilter Komponenten** oder als **Integration von Modulen** ausgeführt sein. Die modulare Integration verbindet Module definierter Funktionalität und standardisierter Größenstufung zu einem Gesamtsystem. Die räumliche Anordnung der Teile (Serienkomponenten, spezielle Baugruppen oder Module) ist ungebunden.

Bei der **räumlichen Integration** sind die mechanischen, fluidtechnischen und elektrisch/elektronischen Komponenten in einer Baueinheit, oftmals in einem Gehäuse zusammengeschlossen. Durch die räumliche Integration ist der bislang übliche Installationsaufwand nicht mehr notwendig. Es entsteht eine kompakte Struktur mit minimalem Bauraum, die eine größere Funktionalität und eine höhere Zuverlässigkeit erreichen kann. Schnittstellen zwischen den Baugruppen, die oftmals Ursache von Störungen sind, entfallen weitgehend. Man spricht auch von einer Integration durch Komponenten (hardwareseitige Integration) [49].

Abbildung 6.10 zeigt als Beispiel ein modular aufgebautes, elektrohydraulisches Antriebssystem für steuerungstechnische Aufgaben mit einer räumlich integrierten Druck-



Moog GmbH/AROS Hydraulik GmbH

Abb. 6.11 Lage geregelter Zylinderantrieb mit integrierter Sensorik und Regelelektronik sowie einer Feldbusschnittstelle zur Kommunikation mit einer Maschinensteuerung

versorgung bis ca. 4 kW Antriebsleistung. Das Teilsystem Druckversorgung besteht aus Unterölmotor, Hydraulikpumpe, Tank und Ventilsteuerung. Geschwindigkeit und Fahrrichtung des Hydrozylinders lassen sich über die Drehzahl des Elektromotors steuern. Die gerippte Ausführung des Gehäuses ist für die Kühlung ausreichend. Solche Konstruktionen erfüllen Kundenforderungen nach einfacher Handhabung und Umweltschutz; sie verbinden minimalen Raumbedarf und geringen Montageaufwand (kein Kühlwasser) mit Leckagefreiheit (keine Bewegungsdichtung am Aggregat) und übersichtlicher Funktionalität.

Ein Beispiel für einen lagegeregelten Zylinderantrieb mit Ventilsteuerung und räumlicher Integration der zum Regelkreis gehörenden Sensorik und informationsverarbeitenden Elektronik zeigt Abb. 6.11. Das System kann seine Sollwerte aus der Maschinensteuerung über eine Feldbusschnittstelle erhalten und den Bewegungsablauf autark durchführen (vgl. Abschn. 6.6). Durch eine funktionsgerecht erweiterte Informationsverarbeitung können aus solchen integrierten, kompakten Antriebssystemen **intelligente Aktoren** entstehen, die selbsttätig beispielsweise modellbasiert Steuer- und Regelparameter arbeitspunktabhängig adaptieren sowie Sicherheits- und Condition-Monitoring-Funktionen übernehmen.

6.2 Systemtechnische Grundlagen elektrohydraulischer Antriebe

Ein hydraulisches Antriebssystem besteht üblicherweise aus drei Baugruppen, wie sie in Abb. 1.3 vorgestellt wurden:

- dem generatorischen Teil, in dem die mechanische Eingangsleistung (Drehmoment und Drehzahl) durch eine Hydropumpe in hydraulische Leistung (Volumenstrom und Druck) umgeformt wird,
- dem konduktiven Teil, in dem die hydraulische Leistung durch Leitungen auf die einzelnen Antriebe verteilt und durch Steuerelemente entsprechend den Anforderungen (Geschwindigkeit, Kraft) des Arbeitsprozesses dosiert wird,
- dem motorischen Teil, in dem die hydraulische Leistung durch einen Hydromotor oder Hydrozylinder in mechanische Leistung (translatorische oder rotatorische Bewegung gegen eine äußere Last) umgeformt wird.

Beim Entwurf eines hydraulischen Antriebs (Aktors) unterscheidet man zwei prinzipiell unterschiedliche Grundkreisläufe, die in Abb. 6.12 dargestellt sind: den **offenen Grundkreislauf** und den **geschlossenen Grundkreislauf** [6]. Beim offenen Grundkreislauf saugt die Pumpe das Druckmedium aus dem Tank an, und vom Verbraucher (Motor oder Zylinder)

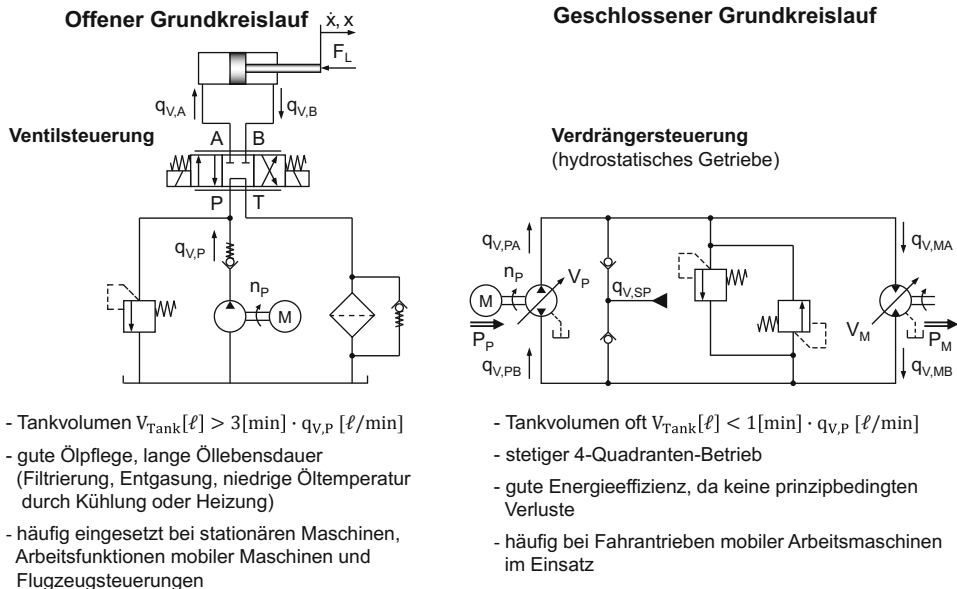


Abb. 6.12 Aufbau hydraulischer Systeme und Methoden der Steuerung hydraulischer Leistung nach Backé [6]

der) fließt es zurück in den Tank. Der Kreislauf wird praktisch über das Druckmedium im Tank geschlossen. Diese Bauart wird normalerweise bei Ventilsteuerungen eingesetzt. Sie bietet den Vorteil, dass der Tank i. d. R. günstige Voraussetzungen und Möglichkeiten für die Pflege des Druckmediums bietet: niedrige Betriebstemperatur von ca. 40–50 °C, gute Entgasung des Druckmediums und gründliche Filterung. Antriebssysteme im offenen Kreislauf können ohne Ölwechsel Standzeiten von mehr als 10.000 h erreichen, beispielsweise bei Werkzeugmaschinen, Kunststoffverarbeitungsanlagen und in Walzwerken. Zum Teil gelingen bereits Lebensdauerfüllungen, sodass während der gesamten Einsatzzeit einer Maschine kein Ölwechsel mehr notwendig ist.

Der geschlossene Grundkreislauf, oftmals als hydrostatisches Getriebe bezeichnet, ist dadurch gekennzeichnet, dass die Druckflüssigkeit von der Pumpe zum Motor oder Zylinder und von dort sofort zur Pumpe zurück fließt. Allerdings ist ein ständiger Austausch einer geringen Menge des Druckmediums notwendig, um das Hydrauliksystem zu reinigen, zu filtern, für Kühlung zu sorgen und um Lecköl zu ergänzen. Dies ist hier prinzipiell durch die Einspeisung von Druckmedium (Speisestrom $q_{v,sp}$) über die Rückschlagventile dargestellt. In ausgeführten Systemen kommen spezielle Speise- und Spüleinheiten zu Einsatz (s. Abschn. 6.3.3). Der geschlossene Kreislauf ermöglicht üblicherweise einen 4-Quadranten Betrieb. Ein bevorzugtes Anwendungsgebiet ist der Fahrtrieb bei mobilen Arbeitsmaschinen, insbesondere wenn er neben der Fahrbewegung auch Arbeitsfunktionen übernehmen muss, wie z. B. bei Gabelstaplern und Radladern.

Abbildung 6.12 veranschaulicht neben den beiden Bauarten auch die beiden grundsätzlich unterschiedlichen Methoden zur Steuerung der hydraulischen Leistung im konduktiven Teil. Die erste Methode besteht darin, den Volumenstrom zu einem Verbraucher mit Hilfe von Strömungswiderständen in Ventilen nach Größe und Richtung zu steuern. **Ventilsteuerungen** beruhen auf dem Prinzip bewusst herbeigeführter Drosselverluste an den Ventilsteuerkanten. Daher weisen diese Systeme im Teillastbereich eine vergleichsweise ungünstige Energieeffizienz auf. Sie haben aber sehr gute steuerungstechnische Eigenschaften, da in den Ventilen nur kleine Massen (im Bereich bis 10^{-1} kg) über kurze Wege (im Bereich 10^{-2} bis 10^1 mm) zu bewegen sind. Dies kann mit hoher Genauigkeit und gutem Zeitverhalten, d. h. sehr schnell geschehen. Außerdem können die Ventile häufig unmittelbar an den Hydromotor oder -zylinder angeflanscht werden (modulare Integration); man erhält eine kompakte, meist vergleichsweise kostengünstige Antriebseinheit mit geringem eingeschlossenem Ölvolumen.

Die zweite Methode der hydraulischen Leistungssteuerung ist die **Verdrängersteuerung**. Die Bewegungen des Abtriebs werden durch Verändern des Hubvolumens V_P der Pumpe (Primärsteuerung) oder bei ausgeschwenkter Pumpe durch Verstellen des Motorschluckvolumens V_M (Sekundärsteuerung) gesteuert. Die von der Pumpe aufgenommene mechanische Leistung P_P entspricht der vom Motor aktuell benötigten Leistung P_M und ist genau dem Bedarf des Arbeitsprozesses angepasst. Es treten keine prinzipbedingten Verluste bei der Leistungsdosierung auf. Die Energieeffizienz verdrängergesteuerter Systeme ist somit deutlich besser als bei ventilgesteuerten. Sie hängt im Wesentlichen von den Wirkungsgraden der beiden Verdrängereinheiten ab und von der Leistungsaufnahme

der hydraulisch betätigten Verstellrichtungen für das Verdrängungsvolumen von Pumpe und Motor sowie der Spül- und Speiseeinheit. Allerdings ist das Zeitverhalten meist ungünstiger als bei Ventilsteuerungen. Dazu tragen vor allem die längeren Verstellzeiten der Pumpen- und Motorverstellrichtung und ein meist deutlich größeres eingeschlossenes Ölvolumen zwischen Pumpe und Motor bzw. Zylinder bei.

Verdrängersteuerungen können auch im offenen Kreislauf betrieben werden, wenn die Last gegen die Bewegungsrichtung wirkt. Falls Lasten in Bewegungsrichtung (ziehende Lasten) auftreten, erweist sich meist der geschlossene Kreislauf als vorteilhafter. Neuere Entwicklungen bei drehzahlveränderbaren Elektromotoren ermöglichen es, den Förderstrom $q_{V,P}$ der Pumpe auch durch Variation der Antriebsdrehzahl n_P genau und mit gutem Zeitverhalten zu dosieren. Drehzahlvariable Antriebe können vor allem im Teillastbereich noch bessere Wirkungsgrade erzielen als Antriebe mit Primär- und Sekundärverstellung (s. Abschn. 6.3). Wegen der guten Energieeffizienz finden Verdrängersteuerungen immer breitere Anwendungen, vor allem im Leistungsbereich über 15–20 kW [27, 38, 41].

Neben den beiden Merkmalen, Aufbau des Hydraulikkreislaufs und hydraulische Leistungssteuerung, unterscheiden sich die elektrohydraulischen Antriebsstrukturen auch in der Art, wie die hydraulische Energie bereitgestellt wird: Es gibt Systeme mit aufgeprägtem Druck (Konstantdrucksysteme) und Systeme mit aufgeprägtem Volumenstrom (Konstantstromsysteme). Wenn man die Prinzipien der hydraulischen Leistungssteuerung mit denen der Bereitstellung hydraulischer Energie kombiniert, erhält man vier grundlegende Schaltungen für elektrohydraulische Antriebssysteme. Sie sind in Abb. 6.13 dargestellt [5, 6]. In diese Systematik gliedern sich alle elektrohydraulischen Antriebssysteme ein.

Der linke Bildteil zeigt den Aufbau ventilgesteuerter Antriebe. Sie können mit aufgeprägtem Versorgungsdruck p_0 oder aufgeprägtem Pumpenförderstrom $q_{V,P}$ betrieben werden, wobei in beiden Fällen verstellbare Strömungswiderstände im Leistungsteil des Ventils den Volumenstrom zum Verbraucher nach Größe und Richtung steuern. Man spricht daher auch von Widerstandssteuerungen.

Widerstandssteuerung mit aufgeprägtem Versorgungsdruck (I). Hierbei wird die hydraulische Energie auf einem weitgehend konstanten Druckniveau p_0 unabhängig von den Volumenströmen $q_{V,Li}$ zu den Verbrauchern bereitgestellt. Der Druck p_0 schwankt im Wesentlichen nur im Bereich der Genauigkeit der Druckregelung der Pumpe oder der p/q -Kennlinie des Druckbegrenzungsventils. Daher spricht man auch vereinfachend von einem Konstantdrucksystem. Der Volumenstrom q_L zum Hydromotor oder -zylinder ergibt sich aus der Druckdifferenz Δp am Ventil ($\Delta p = p_0 - p_A$ oder $\Delta p = p_0 - p_B$) und der Steuerkantenöffnung im Ventil (Gl. 4.12). Dies ist das am weitesten verbreitete Schaltungskonzept für geregelte hydraulische Antriebe im stationären Maschinenbau. Es ermöglicht den Parallelbetrieb mehrerer Antriebe an einer Druckversorgung. Die statischen und dynamischen Übertragungseigenschaften sind in den Abschn. 6.4 und 6.5 beschrieben.

Widerstandssteuerung mit aufgeprägtem Volumenstrom (II). Die hydraulische Leistung wird bei diesem Steuerungskonzept durch einen konstanten, lastunabhängigen

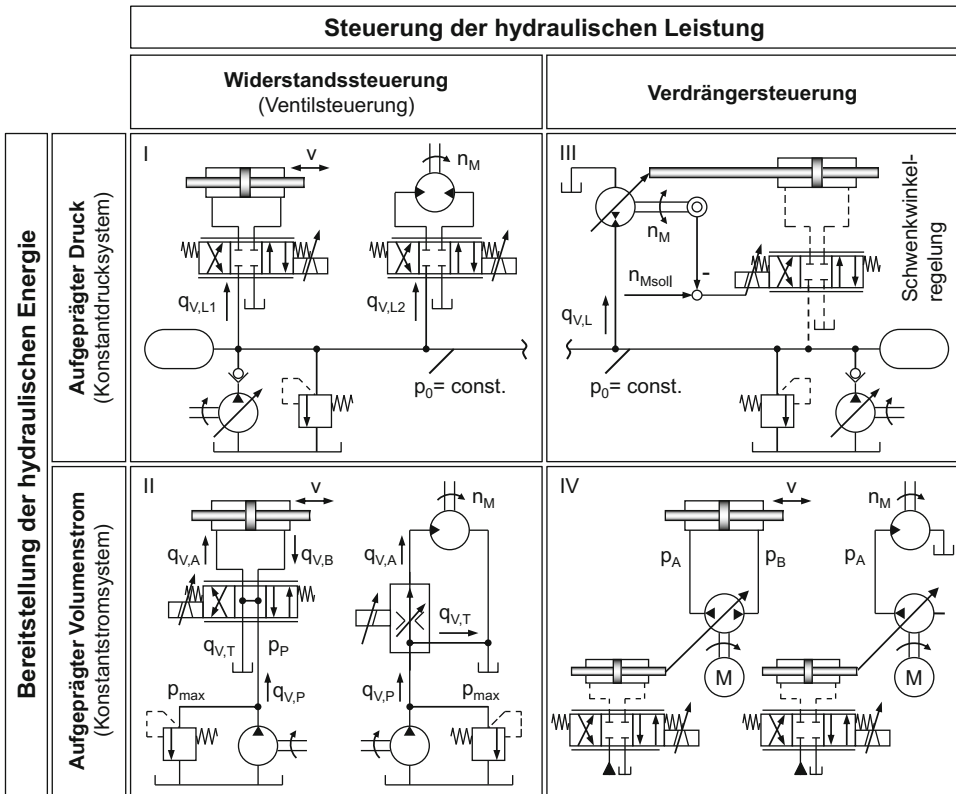


Abb. 6.13 Grundsaltungen elektrohydraulischer Antriebe nach Backé [5, 6]

Volumenstrom $q_{V,P}$ (z. B. Hydropumpe mit konstantem Förderstrom) bereitgestellt, wobei sich der Systemdruck p_P in Abhängigkeit der Last am Verbraucher einstellt. Die Steuerkanten im Ventil teilen den aufgeprägten Volumenstrom $q_{V,P}$ in einen Volumenstrom $q_{V,A}$ oder $q_{V,B}$ zum Verbraucher und einen Reststrom zum Tank $q_{V,T}$. Wegen des permanenten Volumenstroms zum Tank müssen die Steuerkanten des Stetigventils ständig geöffnet sein (negative Überdeckung), oder es muss ein Bypass vorhanden sein, z. B. bei einer 3-Wege-Stromregelung. Eine Parallelschaltung mehrerer Antriebe an einer Pumpe ist wegen der Abhängigkeit des Systemdrucks von der Last nicht ohne besondere schaltungs- und steuerungstechnische Vorkehrungen möglich (s. Abschn. 6.3.2). Solche Schaltungskonzepte findet man häufig bei Steuerungen in der Arbeitshydraulik mobiler Arbeitsmaschinen und bei Fahrzeuglenkungen.

Der rechte Teil von Abb. 6.13 zeigt die zwei grundlegenden Schaltungskonzepte für verdrängergesteuerte Antriebe. Beide erfordern den Einsatz von verstellbaren Verdrängereinheiten.

Verdrängersteuerung mit aufgeprägtem Druck (III). Ein verstellbarer Hydromotor ist unmittelbar mit einer hydraulischen Energieversorgung verbunden, die einen aufgeprägten Systemdruck p_0 gewährleistet. Ein Drehzahlregelkreis am Hydromotor, welcher der eigentlichen Bewegungssteuerung unterlagert ist, sorgt dafür, dass nur so viel Leistung aus dem Drucknetz entnommen wird, wie der Verbraucher aktuell benötigt. Dazu wird das Schluckvolumen V_M des Motors entsprechend verstellt. Ohne Drehzahlregelkreis könnte der Hydromotor bei drehzahlunabhängiger Last unkontrolliert hohe Drehzahlen erreichen, denn theoretisch kann er unbegrenzt Energie aus dem Drucknetz entnehmen. Es bestünde die Gefahr, dass er zerstört wird. Um diese Schaltungsart von den traditionellen Verdrängersteuerungen abzugrenzen, bezeichnet man sie üblicherweise als **Sekundärregelung** (vgl. Abschn. 3.3.10, Abb. 3.77). Ein besonderer Vorteil ist die einfache Möglichkeit, potentielle oder kinetische Energie einer Last zurück zu gewinnen (Energierückgewinnung), da mit einer über Null verschwenkbaren Verdrängereinheit ein 4-Quadrantenbetrieb möglich ist. Der Hydromotor geht bei der Energierückgewinnung in einen Pumpbetrieb über und fördert Druckmedium aus dem Tank in das Konstantdrucknetz [36, 62, 72, 76].

Verdrängersteuerung mit aufgeprägtem Volumenstrom (IV). Das Schaltungsprinzip entspricht der bereits in Abb. 6.12 vorgestellten Grundschtaltung mit Verdrängersteuerung. Verdrängersteuerungen können im offenen und im geschlossenen Kreislauf arbeiten, wie Abb. 6.13 veranschaulicht. Eine detaillierte Beschreibung findet sich in Abschn. 6.3.3.

Bei der industriellen Anwendung dieser Grundschtaltungen verfolgt man häufig das Ziel, die prinzipbedingten Nachteile des jeweiligen Konzepts durch besondere Maßnahmen zu mindern: So lassen sich die Drosselverluste bei Widerstandssteuerungen durch Schaltungsvarianten mit veränderlichem Versorgungsdruck deutlich senken [104]. Dies ist auch eine Zielstellung bei Load-Sensing Steuerungen [16, 29]. Bei Verdrängersteuerungen mit Pumpenverstellung, die keine prinzipbedingten Drosselverluste haben, lässt sich das dynamische Verhalten durch besondere Stellsysteme und angepasste Schaltungen günstig beeinflussen [63, 104]. Außerdem ermöglichen leistungsverzweigte hydrostatische Getriebe [50, 101] und drehzahlvariable Antriebe [41, 75] eine weitere deutliche Verbesserung des Gesamtwirkungsgrads im Teillastbetrieb.

6.3 Stationäre Übertragungseigenschaften gesteuerter Antriebe

6.3.1 Ventilsteuerungen mit aufgeprägtem Systemdruck

Den prinzipiellen Aufbau eines elektrohydraulischen Linearantriebs mit Ventilsteuerung und aufgeprägtem Versorgungsdruck p_0 zeigt Abb. 6.14. An diesem Beispiel werden die charakteristischen Eigenschaften und Kenngrößen für das stationäre Verhalten ei-

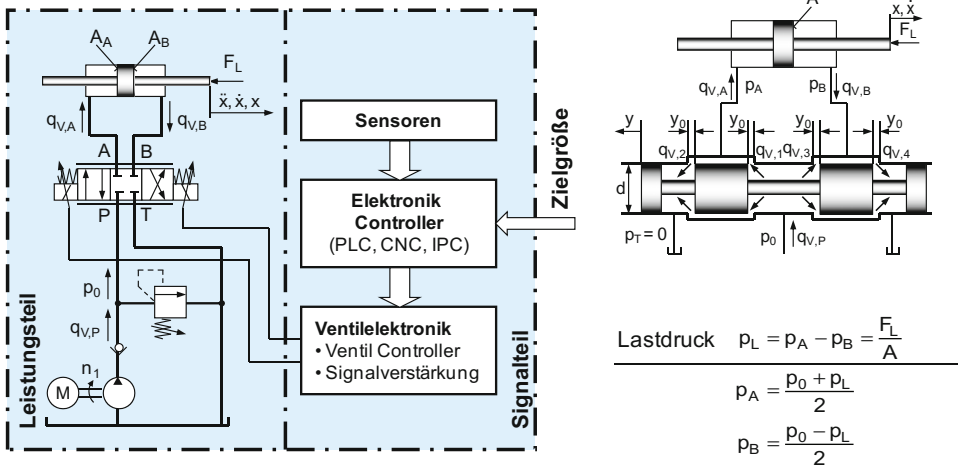


Abb. 6.14 Prinzipieller Aufbau eines elektrohydraulischen Linearantriebs mit Ventilsteuerung

ner Geschwindigkeitssteuerung mit Stetigventil abgeleitet. Im rechten Bildteil sind die steuerungstechnisch relevanten Details des Leistungsteils gezeigt. Beim Ventilschieber ist der allgemeine Fall einer negativen Überdeckung y_0 berücksichtigt. Sie kann durch das Radialspiel des Schiebers in der Hülse oder im Gehäuse auftreten, gelegentlich ist sie aus regelungstechnischen Gründen vorgesehen. Der Hydrozylinder wird als symmetrisch ($A_A = A_B = A$) angenommen; dies vereinfacht die mathematische Beschreibung erheblich, ohne die charakteristischen Zusammenhänge zu beeinflussen.

Mithilfe des Durchflussgesetzes für blendenförmige Querschnitte, Gl. (2.113), erhält man beim Ausfahren des Zylinders im Bereich der **negativen Überdeckung** $|y| \leq y_0$:

$$q_{V,1} = B_V \cdot (y_0 + y) \cdot \operatorname{sgn}(p_0 - p_A) \cdot \sqrt{|p_0 - p_A|} \tag{6.1a}$$

$$q_{V,2} = B_V \cdot (y_0 - y) \cdot \sqrt{p_B} \tag{6.1b}$$

mit dem Durchflussbeiwert $B_V = \alpha_D \cdot d \cdot \pi \cdot \sqrt{2/\rho}$.

Die Kontinuitätsgleichung liefert für den Volumenstrom $q_{V,A}$ zum Verbraucher:

$$q_{V,A} = q_{V,1} - q_{V,2}. \tag{6.2}$$

In gleicher Weise kann man den Volumenstrom $q_{V,B}$ für das rechte Brückenhälfte berechnen. Aufgrund der symmetrischen Überdeckungsverhältnisse und des gleichflächigen Zylinders gilt außerdem: $q_{V,B} = q_{V,A} = q_{V,L} = A \cdot \dot{x}$. Man bezeichnet $q_{V,L}$ als *Lastvolumenstrom*. Mit dem *Lastdruck* $p_L = p_A - p_B$ (vgl. Gl. 4.6), ergibt sich der Lastvolumenstrom $q_{V,L}$ für das Ein- und Ausfahren des Zylinders im Bereich der **negativen Überdeckung**

$|y| \leq y_0$ zu:

$$q_{V,L} = B_V \cdot y_0 \cdot \sqrt{p_0/2} \cdot \left[\left(1 + \frac{y}{y_0}\right) \cdot \sqrt{1 - \frac{p_L}{p_0}} - \left(1 - \frac{y}{y_0}\right) \sqrt{1 + \frac{p_L}{p_0}} \right]. \quad (6.3)$$

Für die weitere Diskussion wird nun zunächst vereinfachend ein Antrieb mit Nullüberdeckung ($y_0 = 0$) betrachtet und anschließend der Einfluss einer negativen Überdeckung y_0 diskutiert.

Bei **Nullüberdeckung** und positiver Schieberauslenkung y gilt: $q_{V,2} = q_{V,3} = 0$. Die konstruktiven Ventildaten (α_D, d, y) sind gerätespezifisch und dem Anwender nicht bekannt. Daher normiert man Gl. (6.3) auf den *Nennvolumenstrom* $q_{V,Nenn}$ des Ventils, den der Hersteller in seinen Produktunterlagen für den *Nenndruck* p_{Nenn} angibt (vgl. Abschn. 4.1.5). Daraus folgt die *Volumenstrom-Last-Funktion*, die das stationäre Verhalten des Antriebs bei Nullüberdeckung beschreibt:

$$q_{V,L} = q_{V,Nenn} \cdot \frac{y}{y_{max}} \cdot \sqrt{\frac{p_0}{p_{Nenn}}} \cdot \sqrt{1 - \operatorname{sgn}(y) \frac{p_L}{p_0}}. \quad (6.4)$$

Der *maximale Volumenstrom* $q_{V,0 \max}$ fließt bei Lastdruck $p_L = 0$ und voll geöffnetem Ventil ($y = y_{max}$)

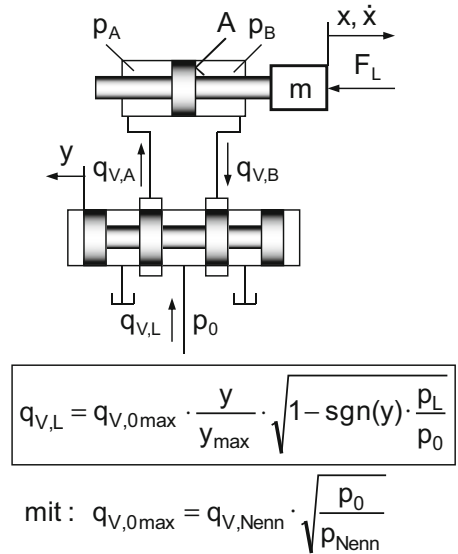
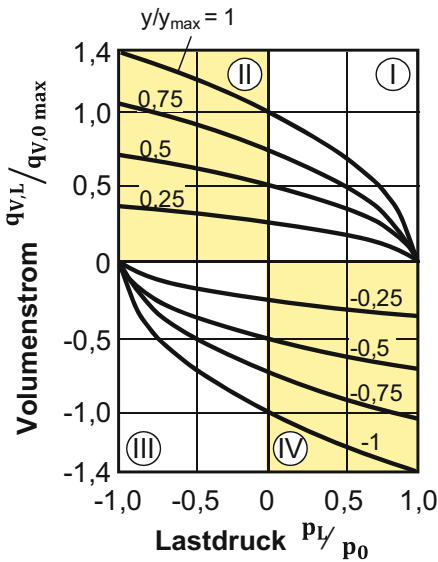
$$q_{V,0 \max} = q_{V,Nenn} \cdot \sqrt{\frac{p_0}{p_{Nenn}}}. \quad (6.5)$$

Damit erhält man die **Volumenstrom-Last-Funktion für Nullüberdeckung** in der allgemeinen Form:

$$q_{V,L} = q_{V,0 \max} \cdot \frac{y}{y_{max}} \cdot \sqrt{1 - \operatorname{sgn}(y) \frac{p_L}{p_0}}. \quad (6.6)$$

Eine graphische Darstellung der Volumenstrom-Last-Funktion mit der Schieberauslenkung y als Parameter zeigt Abb. 6.15. Der Antrieb ist für einen 4-Quadrantenbetrieb geeignet, da die Ventilsteuerkanten den Zylinder auch bei ziehenden Lasten einspannen. Man muss jedoch darauf achten, dass kein Unterdruck in den Verdrängerräumen auftritt und gegebenenfalls Nachsaugventile einbauen. Die Geschwindigkeit \dot{x} ist allerdings bei konstanter Ventilöffnung y stark lastabhängig, da mit zunehmender Last F_L (Anstieg von p_L) der Volumenstrom $q_{V,L}$ abfällt, insbesondere bei Belastungen $p_L/p_0 > 0,5$ ist dies ausgeprägt. Ventilgesteuerte Antriebe haben kein Nebenschlussverhalten. Daher werden sie entweder in Regelkreisen betrieben, falls anspruchsvolle Aufgaben zu erfüllen sind, oder mit einer Druckwaage zu einem Stromregelventil kombiniert, wenn es um einfachere steuerungstechnische Aufgaben geht, z. B. in der Mobilhydraulik.

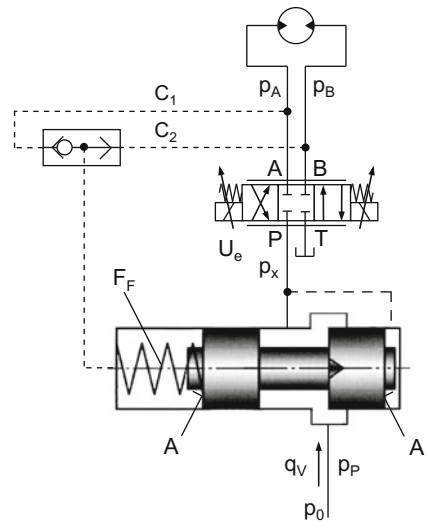
In Abb. 6.16 ist die prinzipielle gerätetechnische Kombination Proportional-Wegeventil und 2-Wege-Druckwaage dargestellt, die eine weitgehend lastunabhängige Geschwindigkeitssteuerung ermöglicht. Die Steuerkante am Schieber der Hauptstufe übernimmt die Funktion der Messblende. Über ein Wechselventil wird der höhere Druck am Verbraucher ermittelt und in den Federraum der Druckwaage geleitet. Bei einigen Proportionalventilen kann man auf das Wechselventil verzichten, da die Anschlüsse C1 und C2 bereits im Ventil integriert sind (vgl. Abb. 4.20). Die Genauigkeit einer solchen Geschwindigkeitssteuerung liegt bei wenigen Prozent Abweichung vom Sollwert.



I. + III. : Last gegen Bewegungsrichtung (F_L drückend)
 II. + IV.: Last in Bewegungsrichtung (F_L ziehend)

Abb. 6.15 Volumenstrom-Last-Funktion eines Stetigventils mit Nullüberdeckung

Abb. 6.16 Stetige elektrohydraulische Volumenstromregelung mit Proportional-Wegeventil und hydraulisch-mechanischer Druckwaage (2-Wege-Stromregelung)



Kenngrößen der Steuerkette Stetigventil – Hydrozylinder. Die nichtlineare Durchflusscharakteristik des Stetigventils, $q_{V,L} = f(y, p_L)$, und die Überdeckungsverhältnisse am Steuerschieber haben großen Einfluss auf das statische und dynamische Verhalten eines

Antriebs. Dies wird durch drei Kenngrößen beschrieben, die sich für negativ überdeckte Ventilschieber aus Gl. (6.3) und für Schieber mit Nullüberdeckung aus Gl. (6.6) errechnen:

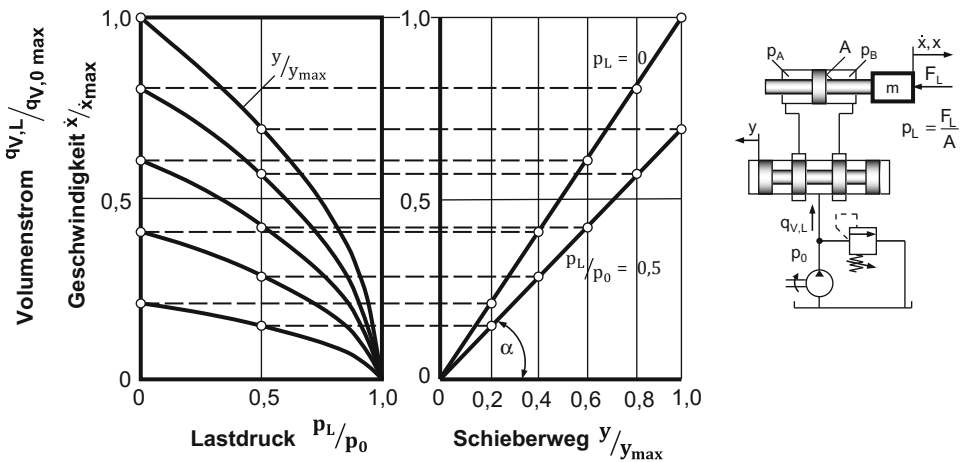
$$\text{Geschwindigkeitsverstärkung } K_{Vy} = \frac{\partial \dot{x}}{\partial y} \tag{6.7}$$

$$\text{Volumenstrom-Druckverstärkung } K_{Qp} = \frac{\partial q_{v,L}}{\partial p_L} \tag{6.8}$$

$$\text{Kraftverstärkung } K_{Fy} = \frac{\partial F_L}{\partial y} . \tag{6.9}$$

Die **Geschwindigkeitsverstärkung** K_{Vy} gibt an, in welchem Maße sich die Geschwindigkeit \dot{x} des Antriebs bei einer Auslenkung y des Ventilschiebers verändert; sie ist vom Arbeitspunkt des Antriebs abhängig. Abbildung 6.17 veranschaulicht dies für das Beispiel eines linearen Zusammenhangs zwischen Schieberauslenkung y und Öffnungsquerschnitt der Steuerkanten. Als charakteristischer Wert für K_{Vy} wird häufig der Wert ohne äußere Last ($p_L = 0$) angegeben, da er für regelungstechnische Aufgaben von besonderer Bedeutung ist (s. Abschn. 6.4.2). Der Wert hängt unmittelbar mit der Volumenstrom-Verstärkung des Stetigventils (vgl. Gl. 4.9a) zusammen: $K_{Vy}(p_L = 0) = K_V/A$.

Den Einfluss einer symmetrischen negativen Überdeckung y_0 auf die Geschwindigkeitsverstärkung K_{Vy} in der Steuerkette zeigt Abb. 6.18. Im Bereich der negativen Überdeckung ($|y| \leq y_0$) ist die Verstärkung doppelt so hoch wie in den anderen Arbeitsbereichen, sodass der Antrieb empfindlicher auf eine Steuerschieberauslenkung y reagiert.



$$\begin{aligned} \text{Geschwindigkeitsverstärkung: } K_{vy} &= \left. \frac{\partial \dot{x}}{\partial y} \right|_{AP} = \tan \alpha \\ &= \frac{1}{A} \cdot \frac{q_{v,0max}}{y_{max}} \cdot \sqrt{1 - \text{sgn}(y_{AP}) \cdot \frac{p_{L,AP}}{p_0}} \end{aligned} \tag{6.10}$$

Abb. 6.17 Geschwindigkeitsverstärkung K_{Vy} der Steuerkette Stetigventil-Hydrozylinder bei einem Steuerschieber mit Nullüberdeckung

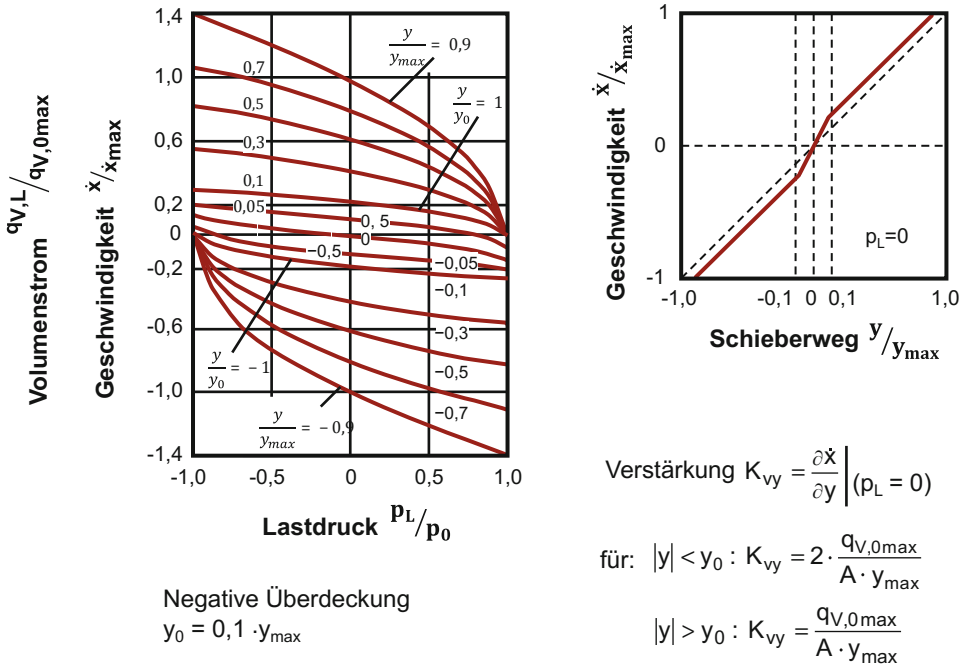
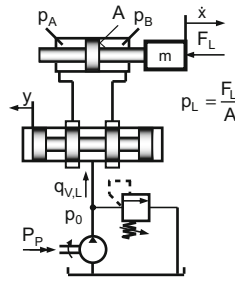
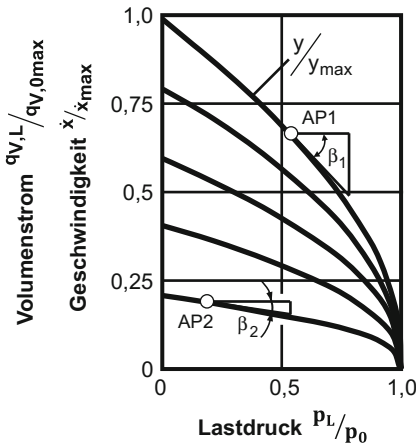


Abb. 6.18 Geschwindigkeitsverstärkung K_{vy} der Steuerkette Stetigventil-Hydrozylinder bei negativer Überdeckung ($y_0/y_{max} = 0,1$) am Steuerschieber

Die **Volumenstrom-Druckverstärkung K_{Qp}** beschreibt die Abhängigkeit des Volumenstroms bzw. der Geschwindigkeit von der Last und ist charakterisiert durch die Steigung der Tangente an die Volumenstrom-Lastfunktion des Stetigventils im Arbeitspunkt (AP). Die Zusammenhänge veranschaulicht Abb. 6.19. Der Kennwert hat wesentlichen Einfluss auf die natürliche Dämpfung des Antriebs (s. Abschn. 6.4.2).

Die **Kraftverstärkung K_{Fy}** ist ein Maß für die Änderung der Kraft F_L , welche der Antrieb im Stillstand ($\dot{x} = 0$) bei einer Auslenkung y des Steuerschiebers aufbringt. Sie beeinflusst die statische Positioniergenauigkeit von Lageregelkreisen bei äußeren Lasten F_L (s. Abschn. 6.4.3). Die Kraftverstärkung des Antriebs und die Druckverstärkung $K_P = \partial p_L / \partial U_e$ des Ventils (vgl. Gl. 4.9b) sind unmittelbar miteinander verknüpft: $K_{Fy} = A \cdot K_{py}$. Bei ideal nullüberdeckten Ventilschiebern ist die Kraftverstärkung im Arbeitspunkt $\dot{x} = 0$ beliebig hoch ($K_{Fy} \rightarrow \infty$), denn bei jeder kleinsten Schieberöffnung y würde der Lastdruck sofort auf den Systemdruck ansteigen, ($|p_L| \rightarrow p_0$). Das System wäre hinsichtlich des Kraftverlaufs $F_L/F_{L,max} = f(y)$ unstetig, da nur zwei Zustände eintreten könnten: $F_L = \pm F_{L,max}$. In Abb. 6.20 sind die charakteristische Kraftverläufe und die zugehörigen Leckagevolumenströme dargestellt. In praktisch ausgeführten Ventilen wirkt das prinzipbedingte Radialspiel von wenigen μm zwischen Ventilschieber und -gehäuse oder Buchse wie eine kleine negative Überdeckung. Die Kraftverstärkung im Bereich einer



Volumenstrom-Druckverstärkung

$$K_{Qp} = \frac{\partial q_{V,L}}{\partial p_L} = \tan \beta$$

$$= \frac{q_{V,0max}}{2 \cdot p_0} \cdot \frac{|y_{AP}|}{y_{max}} \cdot \frac{1}{1 - \text{sgn}(y_{AP}) \cdot \frac{P_{L,AP}}{p_0}} \quad (6.11)$$

Abb. 6.19 Volumenstrom-Druckverstärkung K_{Qp} bei einem Steuerschieber mit Nullüberdeckung

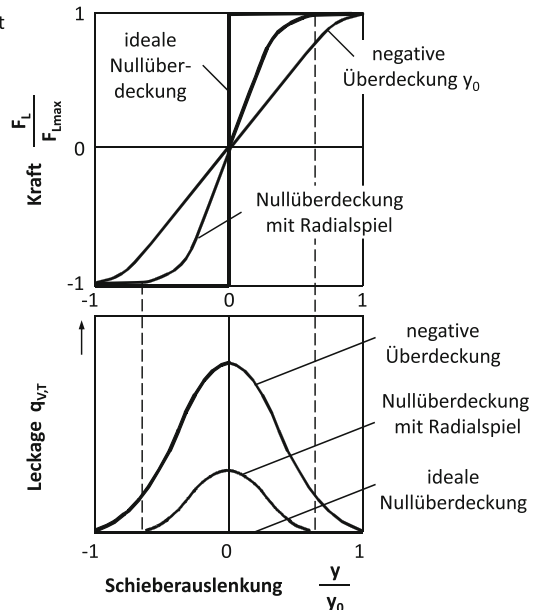
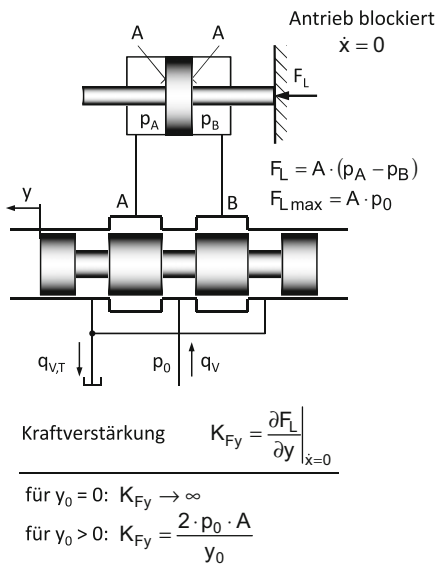


Abb. 6.20 Kraftverstärkung K_{Fy} eines ventilgesteuerten Antriebs bei unterschiedlichen Überdeckungsverhältnissen am Ventilschieber

negativen Überdeckung ergibt sich aus Gl. (6.3) zu $K_{Fy} = 2 \cdot A \cdot p_0/y_0$. Je höher die Kraftverstärkung, desto kleiner ist in einem Lageregelkreis der statische Positionsfehler durch eine äußere Last F_L (vgl. Gl. 6.59).

Bei gesteuerten Antrieben kommen i. d. R. Stetigventile mit positiver Überdeckung zum Einsatz und bei geregelten Antrieben meist Ventile mit Nullüberdeckung. Eine positive Überdeckung hat nur insoweit Einfluss auf die mathematische Beschreibung, als dass im Bereich der positiven Überdeckung eine Totzone entsteht, in welcher der Antrieb nicht auf Schieberauslenkungen y reagiert. Eine positive Überdeckung bei gesteuerten Antrieben gewährleistet, dass der Antrieb ohne Schieberauslenkung ($y = 0$) anhält und nicht aus seiner Position wegdriftet. Um allerdings einen belasteten Antrieb mit einem Schieberventil über längere Zeit ohne Regelung sicher in seiner Position halten zu können, sind zusätzlich entspernbare Rückschlagventile zwischen Ventil und Hydrozylinder oder-motor notwendig; denn wegen des Radialspiels haben Schieberventile immer eine geringe Leckage.

Wirkungsgrad/Energieeffizienz In einem elektrohydraulischen Antriebssystem ohne Hydrospeicher muss die installierte hydraulische Leistung zwei Forderungen erfüllen: Der Pumpenförderstrom $q_{V,P}$ hat für die maximale Geschwindigkeit auszureichen, und der Systemdruck p_0 muss hoch genug sein, um die zum Überwinden der maximalen äußeren Last erforderliche Kraft F_L oder bei drehenden Antrieben das erforderliche Drehmoment T_L aufbringen zu können. Bei einem Antriebssystem mit nullüberdecktem Ventil und einer Hydropumpe mit konstantem Förderstrom beträgt daher bei Vernachlässigung aller Komponentenwirkungsgrade die theoretisch zu installierende Antriebsleistung (Eckleistung)

$$P_E = p_0 \cdot q_{V,0max} \quad (6.12)$$

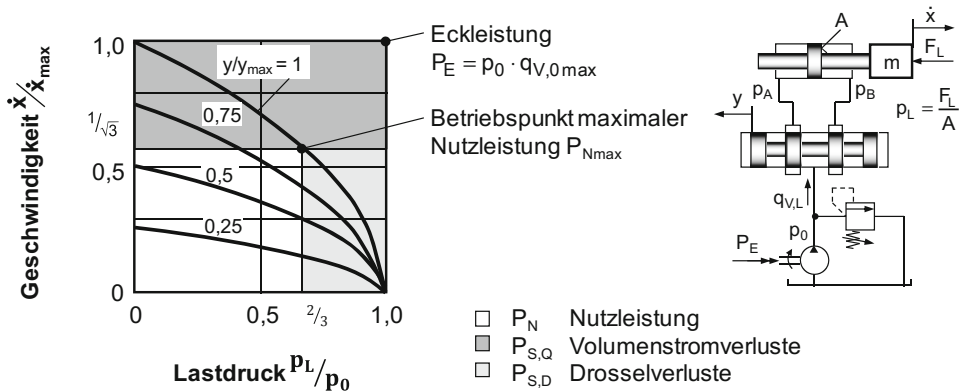
und die am Hydrozylinder oder -motor verfügbare Leistung

$$P_N = F_L \cdot \dot{x} = p_L \cdot q_{V,L} \quad (6.13)$$

Für den idealisierten ventilgesteuerten Antrieb mit aufgeprägtem Versorgungsdruck p_0 ergibt sich unter Berücksichtigung von Gl. (6.6) der **Wirkungsgrad mit Konstantpumpe** zu

$$\eta_{i,K} = \frac{P_N}{P_E} = \frac{p_L}{p_0} \cdot \frac{y}{y_{max}} \cdot \sqrt{1 - |p_L|/p_0} \quad (6.14)$$

Abbildung 6.21 zeigt für den I. Quadranten der Volumenstrom-Last-Funktion den Betriebspunkt maximaler Nutzleistung P_N und die Anteile der Verlustleistung P_S . Im günstigsten Fall sind am Abtrieb ca. 39 % der installierten Antriebsleistung P_E verfügbar, wenn die Pumpe als Konstantpumpe ausgeführt ist; es treten sowohl Drosselverluste $P_{S,D}$ als auch Volumenstromverluste $P_{S,V}$ auf. Die **Drosselverluste** $P_{S,D}$ entstehen bei Ventilsteuerungen prinzipbedingt an den Steuerkanten des Ventils und betragen



$$P_N = \dot{x}_{max} \cdot \frac{y}{y_{max}} \cdot A \cdot p_L \cdot \sqrt{1 - \frac{|p_L|}{p_0}} \quad (6.15)$$

$$\frac{P_{Nmax}}{P_E} = \frac{2}{9} \cdot \sqrt{3} \approx 0,39$$

Abb. 6.21 Nutzleistung P_N und Verlustleistung P_S bei ventilgesteuerten Antrieben mit aufgeprägtem Versorgungsdruck p_0

$$P_{S,D} = q_{V,L} \cdot (p_0 - p_L). \quad (6.16)$$

Volumenstromverluste entstehen am Druckbegrenzungsventil, weil der Volumenstrom, den die Pumpe fördert, für die maximale Geschwindigkeit ausgelegt ist ($q_{V,P} = q_{V,0max}$). Daher muss bei niedrigerer Geschwindigkeit ein Teilvolumenstrom ($q_{V,P} - q_{V,L}$) über das Druckbegrenzungsventil zum Tank fließen. Die **Volumenstromverluste** $P_{S,V}$ sind abhängig von der Ventilöffnung y/y_{max} und betragen

$$P_{S,Q} = p_0 \cdot (q_{V,0max} - q_{V,L}). \quad (6.17)$$

Durch den Einsatz einer Hydropumpe mit Regelung auf konstanten Druck (vgl. Abschn. 3.2) lassen sich Volumenstromverluste vollständig vermeiden. Der geförderte Volumenstrom entspricht hierbei genau dem Volumenstrom $q_{V,L}$, der durch das Stetigventil zum Zylinder oder Motor fließt. Der **Wirkungsgrad mit druck geregelter Pumpe** verbessert sich dadurch zu

$$\eta_{i,R} = \frac{P_N}{P_E} = \frac{p_L}{p_0}. \quad (6.18)$$

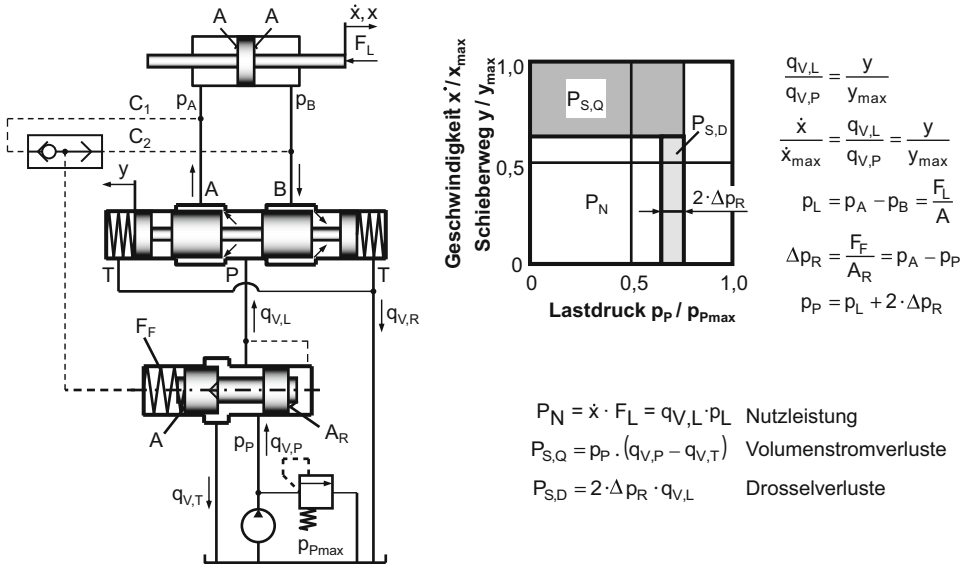


Abb. 6.22 Drosselsteuerung mit aufgeprägtem Volumenstrom bei einem symmetrischen Antriebssystem

Das Verhältnis von Abtriebs- und Verlustleistung ist nicht mehr von der Ventilauslenkung y abhängig, sondern nur vom Lastdruck p_L und dem Systemdruck p_0 . Im Betriebspunkt $AP = (q_{V,L}/q_{V,0 \max} = 1/\sqrt{3}, y/y_{\max} = 1)$ verbessert sich der Wirkungsgrad auf ca. 67 %.

Die Gln. (6.16) und (6.17) geben einen Hinweis darauf, wie sich die Energieeffizienz solcher Antriebe weiter verbessern lässt. Neben dem Volumenstrom $q_{V,P}$ sollte ebenfalls der Systemdruck p_0 den Lastbedingungen angepasst werden, um auch die Drosselverluste $P_{S,D}$ möglichst gering zu halten, z. B. durch eine druckgeregelt e Pumpe, deren Druck-Sollwert elektronisch den Betriebsbedingungen angepasst wird.

6.3.2 Ventilsteuerungen mit aufgeprägtem Volumenstrom

Steuerungssysteme mit aufgeprägtem Volumenstrom können eine energetisch günstige Alternative zu Steuerungen mit aufgeprägtem Systemdruck sein (vgl. Abschn. 4.4.2 – Aufbau und Funktion von Steuerungen mit 3-Wege-Stromregelventilen). Die wesentlichen stationären Eigenschaften solcher Steuerungen in Kombination mit einem Proportional-Wegeventil sind in Abb. 6.22 zusammengefasst. Wenn zum Aufprägen des Volumenstroms eine Pumpe mit konstantem Förderstrom kombiniert mit einer 3-Wege-Druckwaage zum Einsatz kommt, treten im Wesentlichen nur noch Volumenstromverluste $P_{S,Q}$ auf. Die Druckverluste sind gering. Der Systemdruck p_P passt sich unabhängig vom Lastvolumenstrom $q_{V,L}$ dem Lastdruck p_L an; er liegt um den Druckabfall an den beiden Steuerkanten

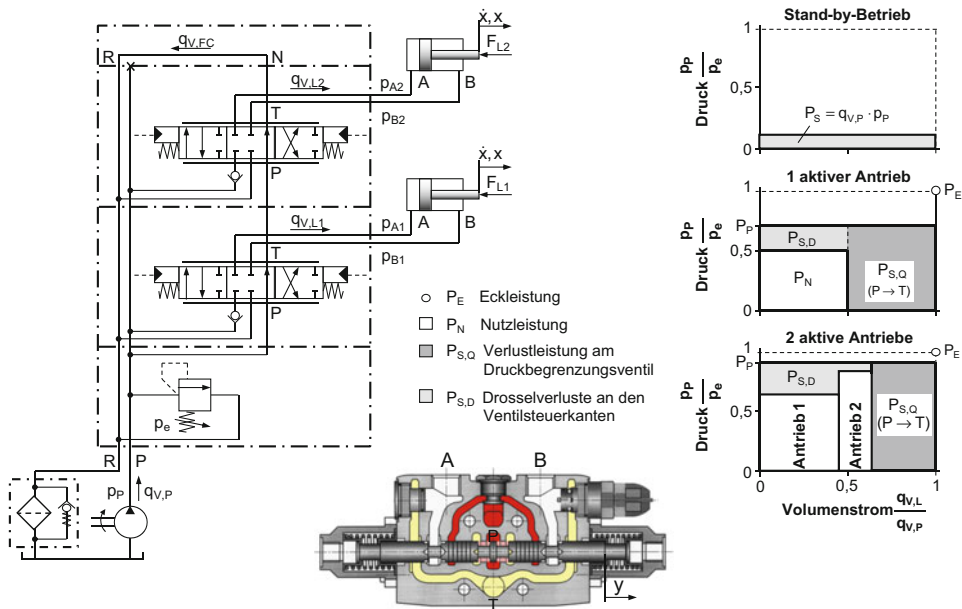


Abb. 6.23 Widerstandssteuerung mit aufgeprägtem Volumenstrom, Open-Center-Ventile für die Parallelschaltung mehrerer Verbraucher. (Quelle: Bosch Rexroth)

($P \rightarrow A$ und $B \rightarrow T$) höher als der Lastdruck p_L . Bei symmetrischen Systemen ist der Druckabfall an beiden Steuerkanten gleich groß und durch das Verhältnis Federkraft F_F zu Fläche A_R des Schiebers in der Druckwaage vorgegeben. Die Geschwindigkeit \dot{x} ist proportional zur Schieberauslenkung y/y_{max} und kaum lastabhängig. Nachteilig im Vergleich mit den Ventilsteuerungen mit aufgeprägtem Versorgungsdruck ist, dass Verbraucher nicht ohne weiteres parallel geschaltet werden können, da sich der Pumpendruck p_p dem niedrigsten Lastdruck p_L anpasst.

Steuerungen mit aufgeprägtem Volumenstrom haben ein großes Anwendungsgebiet in der Arbeitsausrüstung kleiner mobiler Arbeitsmaschinen, beispielsweise in Hebebühnen und Baggern bis ca. 5 t Einsatzgewicht. Dort kommen einfache, robuste **Drosselsteuerungen** mit Stetigventilen zum Einsatz. Eine besondere Anordnung der Steuerkanten im Ventil macht eine parallele Versorgung mehrerer Verbraucher durch eine Pumpe möglich. Ein Beispiel mit handelsüblichen Ventilen zeigt Abb. 6.23.

In Mittelstellung des Steuerschiebers (Stand-by-Betrieb) fördert die Pumpe den gesamten Pumpenvolumenstrom $q_{V,P}$ mit geringen Strömungsverlusten durch einen Bypass in den Ventilen zum Tank – daher die Bezeichnung Open-Center-Ventile. Das Druckbegrenzungsventil dient nur der Sicherheit. Bei Betätigung des Steuerschiebers für einen Verbraucher in y -Richtung fließt ein Teilvolumenstrom $q_{V,L}$ über die Steuerkante ($P \rightarrow A$) zum Verbraucher, denn die Verkleinerung des Öffnungsquerschnitts an der Steuerkante ($P \rightarrow T$) im Bypass bewirkt ein Ansteigen des Systemdrucks p_p . Der Volumenstromüber-

schuss $q_{V,FC} = q_{V,P} - q_{V,L}$ fließt weiterhin durch den Bypass direkt zurück zum Tank. Diese Betriebssituation ist im mittleren Diagramm von Abb. 6.23 dargestellt. Die Aufteilung der Volumenströme ist abhängig von den Öffnungsquerschnitten der Steuerkanten (Schieberstellung y) sowie der Last F_L . Der Systemdruck p_P ergibt sich aus dem Lastdruck und dem Druckabfall an den Steuerkanten ($P \rightarrow A$ und $B \rightarrow T$). Der Volumenstromüberschuss $q_{V,FC}$ führt zu Volumenstromverlusten $P_{S,Q}$ und der Druckabfall an den Steuerkanten zu Druckverlusten $P_{S,D}$. Bei mehreren aktiven Verbrauchern würde der Volumenstrom bevorzugt zu den lastniedrigeren Verbrauchern fließen. Durch entsprechendes Nachjustieren der Schieberstellungen y muss dafür gesorgt werden, dass der Systemdruck p_P ausreicht, um auch den lasthöchsten Verbraucher anforderungsgerecht zu versorgen. Ein Beispiel für zwei Verbraucher zeigt das untere Diagramm von Abb. 6.23. Da der Systemdruck p_P immer dem am höchsten belasteten Verbraucher angepasst werden muss, haben auch die niedriger belasteten bei derselben Schieberstellung y ihres Ventils unterschiedliche Geschwindigkeiten. Der Bediener muss Geschwindigkeitsabweichungen korrigieren, falls die Arbeitsbewegung, beispielsweise eines Baggerarms, einer vorgegebenen Bahnkurve folgen soll.

Die beiden charakteristischen Kenngrößen, Geschwindigkeits- und Kraftverstärkung, ergeben sich in gleicher Weise wie bei den Systemen mit aufgeprägtem Systemdruck – sie sind aber unterschiedlich.

Da immer ein konstanter Volumenstrom $q_{V,P}$ in die Steuerung eingespeist wird, besteht insbesondere im Feinsteuerbereich – bei niedrigen Geschwindigkeiten und hohen Lasten – eine ungünstige Energieeffizienz. Andererseits haben diese Systeme ein hervorragendes Ansprechverhalten, da ständig ein Volumenstrom durch die Ventile fließt, der bei Bedarf schnell zum Verbraucher umgeleitet werden kann. Der Volumenstromüberschuss und die Drosselstellen bewirken eine gute Schwingungsdämpfung. Dies erleichtert die Bedienbarkeit einer Maschine zusätzlich. Der Einsatz solcher Drosselsteuerungen bietet sich dort an, wo geringe Investitionskosten im Vordergrund stehen und der Energiebedarf der hydraulischen Antriebe gering ist im Vergleich zum Gesamtenergiebedarf der Maschine [29].

Um die Energieeffizienz dieser Steuerungen zu verbessern, muss der aufgeprägte Pumpenvolumenstrom $q_{V,P}$ dem Bedarf der Verbraucher angepasst werden. Dazu ist der Einsatz einer Verstellpumpe erforderlich. Eine weit verbreitete Lösung ist das **Negative-Flow-Control-System** (NFC), das in Japan entwickelt wurde und insbesondere in großen Baggern asiatischer und amerikanischer Hersteller zum Einsatz kommt. Abbildung 6.24 zeigt als Beispiel den prinzipiellen Aufbau des „Negacon“ Systems der Firma Kawasaki [58]. Grundlage sind wie bei den Drosselsteuerungen die Open-Center-Ventile. Im Gegensatz zu einem Konstantstromsystem ist im Rücklaufkanal ein fester Drosselwiderstand eingebaut; er erzeugt eine Druckdifferenz, die vom Volumenstrom $q_{V,FC}$ durch den Bypasskanal der Ventile abhängt. Der Druck p_{FC} vor der Drossel ist eine Information über den Volumenstromüberschuss $q_{V,FC}$. Das Signal wird hydraulisch zum Pumpenregler (NFC-Regler) zurückgeführt, und der Pumpenförderstrom ist so geregelt, dass der Druck p_{FC} einen konstanten Wert hat, unabhängig von den Volumenströmen zu den Verbrauchern. Das

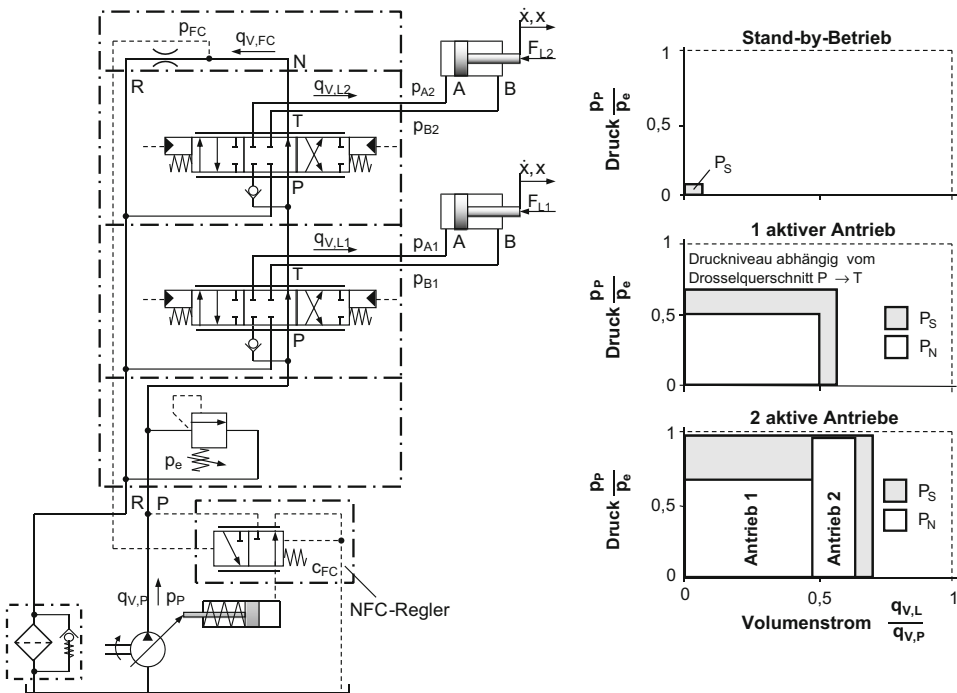


Abb. 6.24 Negative-Flow-Control-System: „Negacon“-System der Firma Kawasaki [58]

NFC-System ist ein druckgeregeltes System. Ein Anstieg des Druckes p_{FC} bewirkt ein Zurückschwenken der Pumpe. Dieser „negative“ Zusammenhang hat dem System seinen Namen gegeben.

Der Pumpenförderstrom $q_{V,P}$ entspricht der Summe der Volumenströme, welche die Verbraucher anfordern, und dem Bypassvolumenstrom $q_{V,FC}$ zur Aufrechterhaltung des Druckes p_{FC} . Der Bypassvolumenstrom $q_{V,FC}$ kann je nach Systemgröße 10–40 l/min betragen, der Druckabfall p_{FC} am Drosselwiderstand liegt meist bei 20–30 bar, abhängig vom erforderlichen Verstelldruck für die Pumpe [29].

NFC-Systeme sind i. d. R. sehr zuverlässig und robust. Der ständig umlaufende Bypassvolumenstrom gibt ihnen ein gutes Zeitverhalten und dämpft Schwingungen. Die Lastabhängigkeit der Verbrauchergeschwindigkeit und die Interaktion der einzelnen Verbraucher untereinander sind wie bei den Drosselsteuerungen auch hier vorhanden. Die Energieeffizienz ist aber erheblich günstiger als bei Drosselsteuerungen mit Konstantpumpe, da die Volumenstromverluste, vor allem im Teillastbereich, wesentlich kleiner sind [16, 29].

Eine weitere Verbesserung der Energieeffizienz lässt sich im Prinzip mit dem **Positiv-Flow-Control-System** (PFC) erreichen, bei dem der umlaufende Bypassvolumenstrom $q_{V,FC}$ weiter reduziert wird [83]. Der steuerungstechnische Aufbau ist vergleichbar mit den Drosselsteuerungen. Allerdings werden die Steuersignale für die Stetigventile zu-

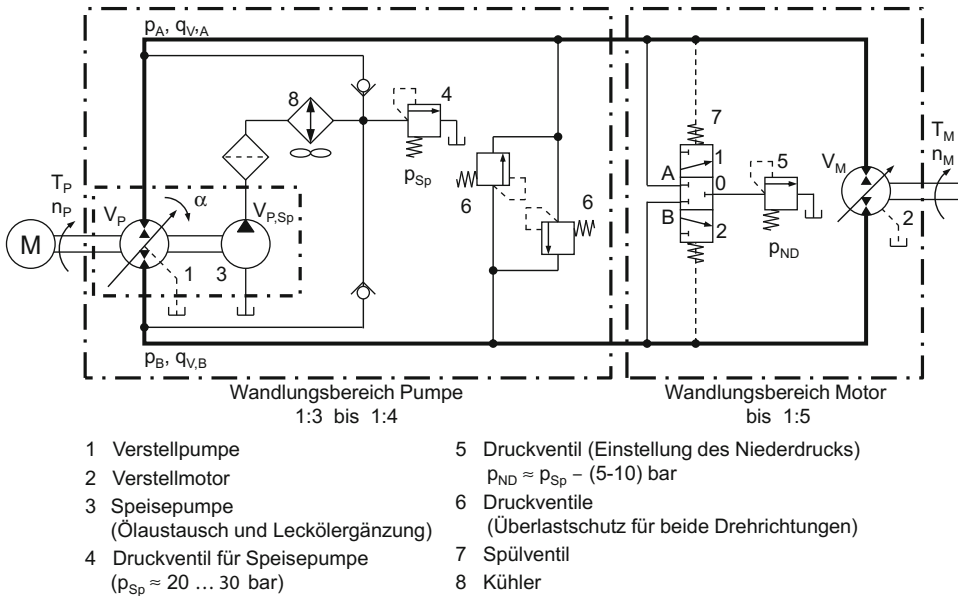
sätzlich auch an den Regler der Verstellpumpe gegeben und elektronisch summiert. Bei einer zweckmäßigen und sorgfältigen Abstimmung der Ventilsteuerkanten und der Pumpenverstellung fördert die Pumpe genau so viel Volumenstrom, wie für die einzelnen Verbraucher durch die Ansteuersignale angefordert ist. Durch die geöffneten Drosselwiderstände in den Ventilen verteilt sich der Volumenstrom mit genügender Genauigkeit bedarfsgerecht auf die einzelnen Verbraucher. Es gibt keinen Volumenstromüberschuss. Die Abstimmung der Strömungswiderstände und des Pumpenreglers ist jedoch aufwendig und schwierig. Das PFC-System verbindet die guten steuerungstechnischen Eigenschaften von Drosselsteuerungen hinsichtlich Feinfühligkeit und Ansprechverhalten mit noch besserer Energieeffizienz als das NFC-System. Außerdem verzichtet das PFC-System auf einen geschlossenen Regelkreis und ist daher schwingungsunanfälliger. Es bleibt jedoch der hohe Aufwand für die Systemabstimmung [29].

Eine vergleichbar gute Energieeffizienz wie PFC-Steuerungen bieten Load-Sensing-Regelungen. Hier treten zwar ebenfalls Drosselverluste auf, aber durch die Lastdruckrückmeldung an die Pumpe werden prinzipbedingt Volumenstromverluste vollständig vermieden. Die Pumpe fördert genau so viel Volumenstrom, wie für die Bewegungen der Zylinder und Motoren erforderlich ist (vgl. Abschn. 9.2.2).

6.3.3 Verdrängersteuerungen

Durch das Zusammenwirken einer Hydropumpe und eines Hydromotors zur Wandlung der beiden Leistungsfaktoren Drehmoment und Drehzahl bei rotierendem Antrieb (Motor) oder von Kraft und Geschwindigkeit bei linearem Antrieb (Zylinder) entsteht ein verdrängergesteuertes hydrostatisches Antriebssystem. Dabei können mehrere Hydropumpen parallel zusammengeschaltet sein, um einen genügend großen Volumenstrom zu fördern. Die Hydromotoren können aber nur dann parallel geschaltet werden, wenn sie gemeinsam auf dieselbe Last wirken. Ansonsten ist eine Parallelschaltung nicht ohne weiteres möglich, da der Volumenstrom immer zu dem Motor mit dem niedrigsten Lastdruck fließen würde. Jeder Antrieb erfordert eine eigene Pumpe. Eine Reihenschaltung von Motoren oder Zylindern lässt sich dagegen unter bestimmten Randbedingungen gut realisieren. Verdrängergesteuerte Antriebe können sowohl im offenen als auch im geschlossenen Kreislauf eingesetzt werden.

Hydrostatisches Getriebe Der Begriff hydrostatisches Getriebe wird heute überwiegend auf solche Antriebssysteme angewendet, die im geschlossenen Kreislauf arbeiten, einen rotierenden Abtrieb haben und bei denen die Wandlung der Leistungsfaktoren, Drehmoment und Drehzahl, durch Veränderung des Verdrängungsvolumens der Hydropumpe oder von Hydropumpe und -motor geschieht. Es sind verdrängergesteuerte Antriebssysteme mit aufprägtem Volumenstrom; sie haben keine Volumenstrom beeinflussenden Ventile im Energiefluss zwischen Pumpe und Motor und daher keine prinzipbedingten Volumenstrom- oder Druckverluste.



a

Grundgleichungen hydrostatischer Getriebe (Wandlereigenschaften)

ideal (verlustfrei)	verlustbehaftet
$q_{V,Pth} = q_{V,Mth}$ (6.19a)	$q_{V,Peff} = q_{V,Meff}$ (6.19b)
$\frac{n_M}{n_P} = \frac{q_{V,Mth}}{V_M} \cdot \frac{V_P}{q_{Pth}} = \frac{V_P}{V_M}$ (6.20a)	$\frac{n_M}{n_P} = \frac{q_{V,Meff} \cdot \eta_{Mvol}}{V_M} \cdot \frac{V_M \cdot \eta_{Pvol}}{q_{V,Peff}} = \frac{V_P}{V_M} \cdot \eta_{P=vol} \cdot \eta_{Mvol}$ (6.20b)
$\frac{T_M}{T_P} = \frac{V_M}{2\pi} \cdot \frac{2\pi}{V_P} \cdot \frac{p_L}{p_L} = \frac{V_M}{V_P}$ (6.21a)	$\frac{T_M}{T_P} = \frac{T_{Meff}}{T_{Peff}} = \frac{T_{Mth} \cdot \eta_{Mhm} \cdot \eta_{Phm}}{T_{Pth}} = \frac{V_M}{V_P} \cdot \eta_{Phm} \cdot \eta_{Mhm}$ (6.21b)
$\frac{P_M}{P_P} = 1$ (6.19a)	$\frac{P_M}{P_P} = \eta_{Pvol} \cdot \eta_{Mvol} \cdot \eta_{Phm} \cdot \eta_{Mhm} = \eta_{Pges} \cdot \eta_{Mges}$ (6.22b)

b

Abb. 6.25 Prinzipieller Aufbau eines hydrostatischen Getriebes und Wandlereigenschaften

Abbildung 6.25 zeigt den prinzipiellen Schaltplan eines hydrostatischen Getriebes. Die Grundstruktur ist bei den heute gebräuchlichen Systemen immer sehr ähnlich. Die Verstellpumpe (1) fördert einen Volumenstrom zum Hydromotor (2), und von dort fließt der Volumenstrom wieder zurück zur Pumpe. Die Motordrehzahl n_M lässt sich stufenlos von $n_M = 0$ bis $n_M = n_{Mmax}$ durch Verändern des Hubvolumens V_P der Pumpe einstellen. Zusätzlich kann die Abtriebsdrehzahl n_M durch Verkleinern des Motor-Schluckvolumens V_M erhöht werden. Beide Leitungsverbindungen und beide Anschlüsse an Pumpe und Motor müssen für einen Vier-Quadrantenbetrieb hochdruckfest ausgelegt sein. Die Speisepumpe (3) dient im Zusammenwirken mit dem Spülventil (7) zum Austausch einer vergleichsweise geringen Ölmenge (Größenordnung: $V_{Sp} \approx 0,1 \cdot V_P$). Das Spülventil verbindet die

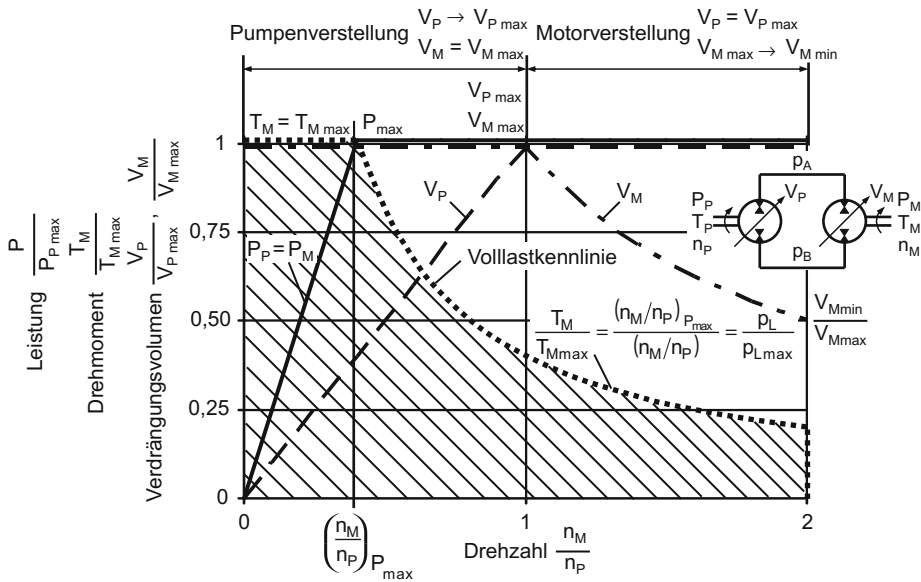
Niederdruckleitung des Getriebes über das Druckbegrenzungsventil (5) mit dem Tank; dabei steuert der Lastdruck $p_L = p_A - p_B$ die Schaltstellung des Spülventils entsprechend. Die Speisepumpe fördert ihr Öl immer in die Niederdruckleitung. So werden Leckölergänzung, Filterung und Kühlung im System sichergestellt. Zusätzlich erzeugt die Speisepumpe meist auch den Steuerdruck für die Verstellrichtungen für das Verdrängungsvolumen von Pumpe und Motor. Die Druckbegrenzungsventile (6) dienen dem Überlastschutz des Systems. Wesentliche Vorteile des stufenlosen hydrostatischen Getriebes sind:

- keine prinzipbedingten Drossel- oder Volumenstromverluste im Leistungsteil, was eine energieeffiziente, verlustarme Steuerung oder Regelung der Abtriebsbewegung ermöglicht,
- ein sehr großer Wandlungsbereich durch Pumpen- und Motorverstellung (üblich bis $i = 15$),
- ein 4-Quadrantenbetrieb und Reversieren ohne Schalten,
- ein kontinuierlicher Kraftschluss,
- eine freizügige Anordnung der Getriebekomponenten in der Maschine (z. B. Pumpe am Dieselmotor, Motore direkt an den Rädern),
- Rückgewinnung von Bremsenergie durch zusätzliche Hydrospeicher möglich,
- kleines Tankvolumen (geringe Leistungsverluste, kein Pendelvolumen),
- sehr geringes (günstiges) Leistungsgewicht [kg/kW].

Hydrostatische Getriebe werden sowohl in stationären als auch in mobilen Maschinen eingesetzt. Ein besonders großes Anwendungsgebiet sind Fahrtriebe in mobilen Arbeitsmaschinen, wie Radlader, Raupenlader oder Flurförderer. Die Getriebe solcher Maschinen müssen hohe Anforderungen erfüllen. Dazu gehören: ein guter Gesamtwirkungsgrad (niedriger Kraftstoffverbrauch), stufenloses Verstellen der Fahrgeschwindigkeit ohne Zugkraftunterbrechung sowie Wandlung von Drehmoment und Drehzahl bei den ständig wechselnden Betriebszuständen in der Weise, dass der Verbrennungsmotor möglichst weitgehend in seinem optimalen Betriebsbereich (niedrigster Kraftstoffverbrauch, geringste Emissionen) arbeitet. Der hydrostatische Fahrtrieb, insbesondere Antriebssysteme mit Leistungsverzweigung, erfüllen diese Anforderungen hervorragend [50].

Für ein ideales Getriebe (verlustfrei) und für ein reales hydrostatisches Getriebe sind im unteren Teil von Abb. 6.25 die **Wandlereigenschaften** (Drehzahl- und Drehmomentwandlung) zusammengestellt. Die volumetrischen Wirkungsgrade der Verdrängereinheiten bewirken eine Verringerung der Abtriebsdrehzahl n_M , die hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrade (Reibung) verringern das Abtriebsdrehmoment T_M . Die einzelnen Verdrängereinheiten müssen möglichst gute Wirkungsgrade über einen großen Betriebsbereich haben, um hinreichend gute Gesamtwirkungsgrade in einem Getriebe realisieren zu können.

Abbildung 6.26 zeigt die Kennlinien eines idealisierten hydrostatischen Getriebes mit stufenloser Pumpen- und Motorverstellung, bei dem die installierte Antriebsleistung, z. B. des Verbrennungsmotors, kleiner ist als die Eckleistung ($P_E = q_{v,P} \cdot p_{L,max}$) der Hydropumpe. Dies findet man häufig bei Fahrtrieben für mobile Arbeitsmaschinen; denn



Voraussetzungen für die eingezeichneten Kennlinien

- $V_{P \max} = V_{M \max}, P_P = P_M$ (Getriebe verlustfrei)
- $P_{\max} = \max.$ installierte Antriebsleistung (z. B. Eckleistung eines antreibenden Elektromotors)
- Eckleistung der Pumpe $P_E = q_{V,P \max} \cdot p_{L \max} > \text{installierte Antriebsleistung } P_{\max}$

Abb. 6.26 Kennlinien eines idealisierten hydrostatischen Getriebes mit stufenloser Pumpen- und Motorverstellung [75]

einerseits werden hohe Transportgeschwindigkeiten (großer Volumenstrom $q_{V,P}$, niedriger Lastdruck p_L) und andererseits hohe Zugkräfte (niedriger Volumenstrom $q_{V,P}$, hoher Lastdruck p_L) benötigt. Beide Anforderungen (großer Volumenstrom, hoher Lastdruck) treten in der Mobilhydraulik kaum gleichzeitig auf. Für hydrostatische Getriebe in stationären Anwendungen ist dies dagegen oft anders.

Im Bereich der Pumpenverstellung (Primärverstellung) ist das Schluckvolumen des Motors V_M durchweg auf den maximalen Wert ausgeschwenkt. Bei Motorverstellung (Sekundärverstellung) ist die Pumpe voll ausgeschwenkt, $V_P = V_{P \max}$. Das Rückschwenken des Motors von V_M auf $V_{M \min}$ ist beispielsweise dann zweckmäßig, wenn eine mobile Arbeitsmaschine bei Transportfahrten auf glatter Straße möglichst schnell fahren soll. Ein sehr großer Vorteil des hydrostatischen Getriebes gegenüber dem hydrodynamischen Wandler ist, dass Drehmoment und Drehzahl frei einstellbar sind, während beim hydrodynamischen Wandler das max. Drehmoment von der Drehzahl abhängt ($T_{\max} \sim n^2$).

Drehzahlvariabler Pumpenantrieb Es war bis vor wenigen Jahren üblich, den Volumenstrom $q_{V,P}$ der Hydropumpe nur durch Verändern des Hubvolumens V_P zu steuern. Vor allem bei Anwendungen im stationären Maschinenbau sowie in der Luftfahrt gewinnen seit

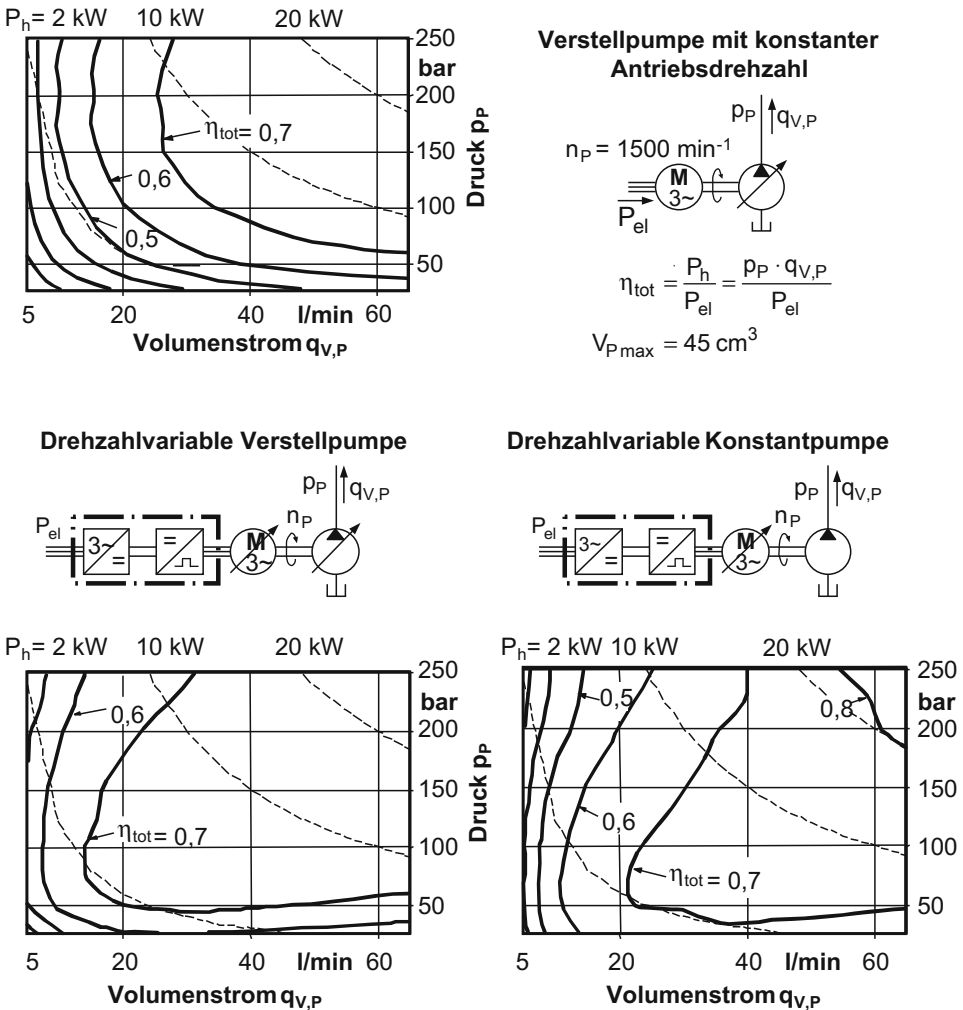


Abb. 6.27 Gesamtwirkungsgrade elektrohydraulischer Motor-Pumpe-Einheiten [75]

einigen Jahren jedoch Antriebssysteme mit drehzahlvariablem Pumpenantrieb zunehmend an Bedeutung. Zur Steuerung des Volumenstroms $q_{V,P}$ verändert man hierbei nicht (oder nicht nur) das Hubvolumen V_P der Pumpe, sondern mit Hilfe eines drehzahlvariablen Elektromotors die Antriebsdrehzahl n_P ($q_{V,P} = V_P \cdot n_P$). Solche Antriebe zeichnen sich durch eine wesentlich verbesserte Energieeffizienz vor allem im Teillastbereich und im Leerlauf aus – insbesondere im Vergleich mit Antrieben, die nur eine Hubvolumenverstellung haben. Sie können sowohl im geschlossenen als auch im offenen Kreislauf eingesetzt werden.

Abbildung 6.27 zeigt den Vergleich der Gesamtwirkungsgrade von drei elektrohydraulischen Antriebssystemen für eine Antriebsleistung von 22 kW. Bei den hier dargestellten

experimentellen Wirkungsgrad-Untersuchungen sind die hydraulische Leistung P_h am Pumpenausgang und die aus dem elektrischen Netz aufgenommene Leistung P_{el} ins Verhältnis gesetzt. Damit sind sowohl die Verluste der Schwenkwinkelregelung bei einer Verstellpumpe als auch die Verluste des Elektromotors und seiner elektronischen Ansteuerung (Frequenzumrichter) berücksichtigt:

- Die Verstellpumpe, angetrieben von einem Asynchronmotor mit konstanter Antriebsdrehzahl, weist im Vergleich zu den anderen Antriebssystemen im Teillastbereich einen niedrigen Wirkungsgrad auf. Er fällt schnell auf unter 70 % ab. Daher ist dieses Antriebssystem besonders gut für Anwendungen geeignet, die nur selten im Teillastbetrieb arbeiten. Verluste im Stand-by-Betrieb lassen sich allein über Anhalten des Elektromotors vermeiden. Allerdings ist dies nur zweckmäßig, wenn die Stand-by-Zeit genügend lang ist.
- Die drehzahlvariable Konstantpumpe, bestehend aus einem drehzahlvariablen Elektromotor (meist AC- oder DC-Servomotor) und einer Hydropumpe mit konstantem Hubvolumen, besitzt demgegenüber im Teillastbetrieb deutlich bessere Wirkungsgrade. Dieses Antriebssystem eignet sich vor allem für Antriebsaufgaben, bei denen häufiger Teillastbetrieb mit vergleichsweise kurzzeitigen Maximalbelastungen auftritt. Aufgrund der sehr hohen Verstelldynamik im Teillastbereich ist dieses Antriebssystem auch für geregelte elektrohydraulische Achsen gut geeignet. Stand-by-Verluste lassen sich vollständig vermeiden.
- Die drehzahlvariable Verstellpumpe (drehzahlvariablen Asynchronmotor und Verstellpumpe) besitzt von allen Antriebssystemen die höchsten Wirkungsgrade im untersuchten Druck- und Volumenstrombereich. Dieses Antriebssystem eignet sich wegen seiner sehr hohen Energieeffizienz für den gesamten Druck- und Volumenstrombereich sowie auch für einen Lasthaltebetrieb. Der Lasthaltebetrieb ist üblicherweise gekennzeichnet durch vergleichsweise hohen Druck und sehr niedrigen Volumenstrom, Abb. 6.28. Hohen dynamischen Anforderungen kann das Antriebssystem allerdings i. d. R. nur mit zusätzlichen, teilweise aufwendigen regelungstechnischen Maßnahmen gerecht werden [75].

Vergleichsmessungen an einer handelsüblichen Spritzgießmaschine haben gezeigt, dass sich mit drehzahlvariablen Pumpen-Direktantrieben im offenen Kreislauf erhebliche Energieeinsparungen erzielen lassen – abhängig vom Arbeitszyklus einer Maschine. Abbildung 6.29 zeigt Vergleichsmessungen zwischen dem Standardantrieb (Verstellpumpe mit Asynchronmotor konstanter Antriebsdrehzahl) und einem drehzahlvariablen Antrieb mit Verstellpumpe an einer Spritzgießmaschine (550 kN Schließkraft). Es werden Energieeinsparungen zwischen 10 und 45 % durch die Drehzahlanpassung erzielt. Neben den energetischen Vorteilen verringert der drehzahlvariable Betrieb auch die Geräuschemissionen ganz erheblich [60, 61].

Ein Anwendungsbeispiel für drehzahlvariable Antriebssysteme im geschlossenen Kreislauf ist der elektrisch-hydrostatische Aktor (EHA) in Abb. 6.30, der für die Querrudersteuerung des Airbus A380 entwickelt wurde. Messungen des Lastprofils am Querruder

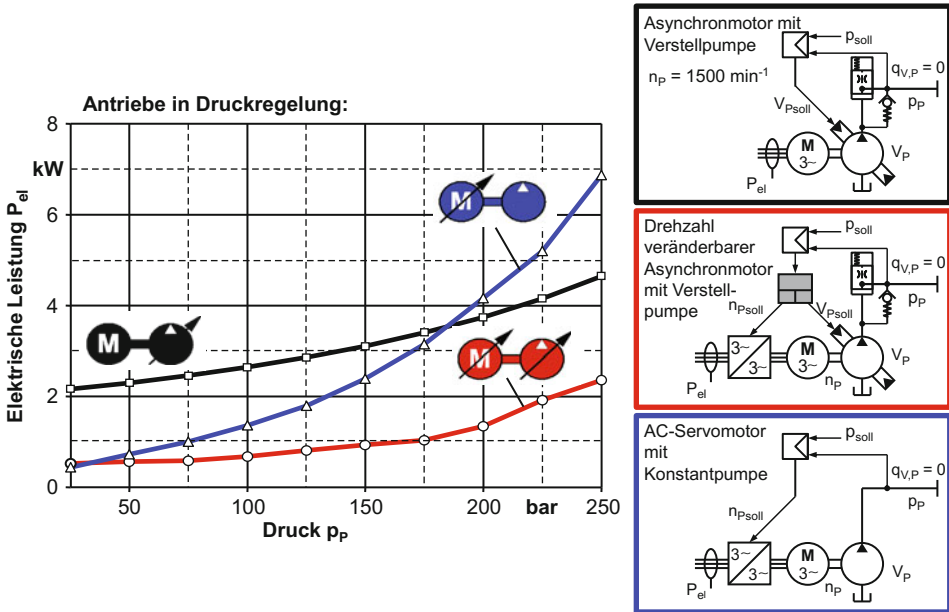
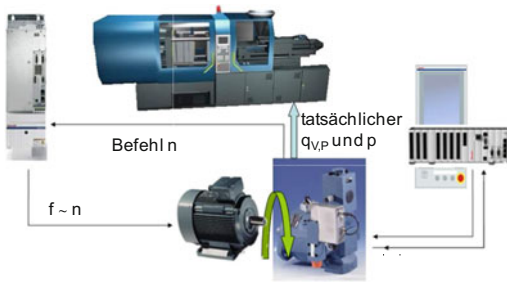


Abb. 6.28 Leistungsaufnahme hydrostatischer Antriebssysteme bei Druckhaltebetrieb ($p = \text{konstant}$, $q_{V,P} \approx 0$) nach Neubert [75]

von zivilen Verkehrsflugzeugen haben gezeigt, dass die Ruderauslenkungen im Reiseflug fast immer sehr gering sind und die Lasten weitgehend konstant weniger als die Hälfte der Maximallast betragen. Die Primäre Flugzeugsteuerung (Lage des Flugzeugs)



Ergebnisse

- Energieeinsparungen während Teilbelastung
 → 10 % Energieeinsparung bei 8 s Zykluszeit
 → 20 % Energieeinsparung bei 25 s Zykluszeit
 → 45 % Energieeinsparung bei 60 s Zykluszeit
- Gesamtzykluszeit unverändert
- Absenkung der Pumpendrehzahl während Teilbelastung bringt deutlich verringerte Geräuschemissionen

Vergleich der Antriebssysteme

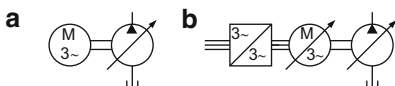


Abb. 6.29 Vergleich der Energieeffizienz zweier Antriebe, Verstellpumpe mit konstanter Antriebsdrehzahl und Verstellpumpe mit drehzahlvariablem Asynchronmotor, in einer Kunststoff-Spritzgießmaschine [60, 61]. (Quelle: Bosch Rexroth AG, Dr. Boy GmbH)

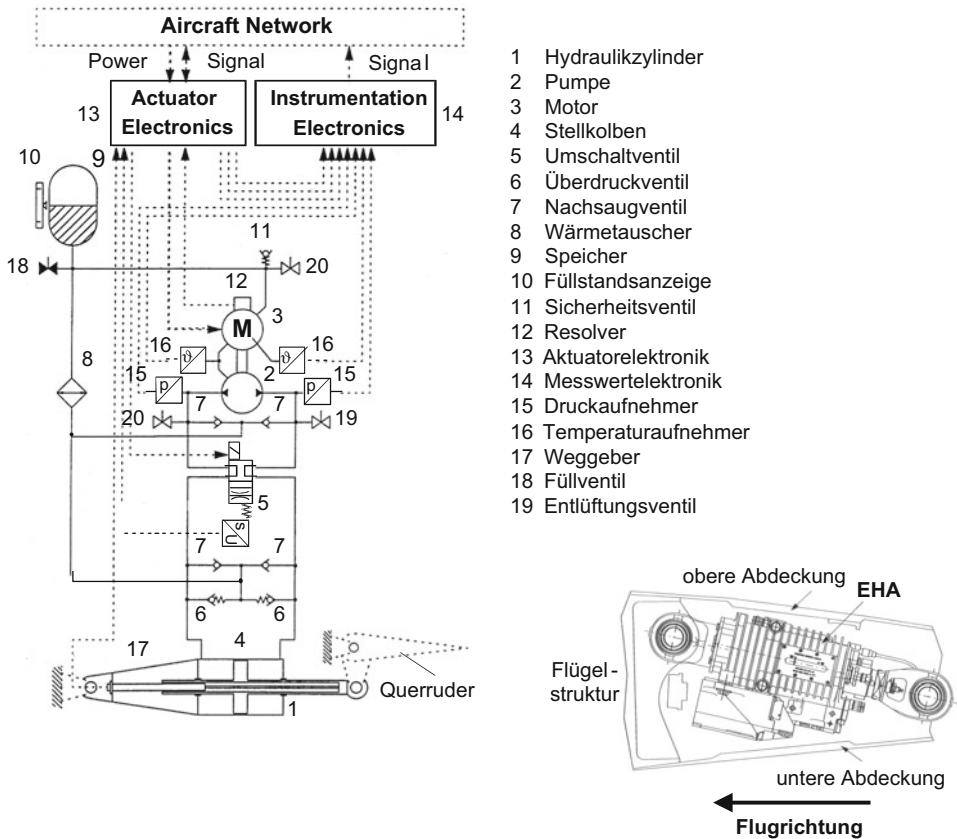


Abb. 6.30 Elektrisch hydrostatischer Aktor (EHA) für die Rudersteuerung von Passagierflugzeugen. (Quelle: Liebherr-Aerospace Lindenberg GmbH)

erfordert im Reiseflug überwiegend nur geringe Stellbewegungen unter quasistatischen Lasten, aber sie muss auch in der Lage sein, kurzfristig bei Luftstörungen hohe Stellkräfte und -geschwindigkeiten aufzubringen. Diese Aufgabenstellung kann der im Bild gezeigte EHA mit wesentlich besserer Energieeffizienz übernehmen als die bisher eingesetzten servohydraulischen Ventilsteuerungen. Die Energieversorgung des EHA erfolgt durch das elektrische Leistungsbordnetz (power-by-wire) und die Steuerung durch die elektrischen Signale der Flugzeugsteuerung (fly-by-wire). Die mechanische Verrohrung und die Befestigungen im Flugzeug, die bisher für die servohydraulischen Antriebe notwendig waren, entfallen vollständig. Dies reduziert das Gesamtgewicht der Steuerung und den Montageaufwand.

Die Vorteile wie kompakte Bauweise, geringer Montageaufwand und anwenderfreundliche Inbetriebsetzung haben dem EHA ein breites und vielfältiges Anwendungsspektrum erobert. Ein Beispiel wurde bereits in Abb. 6.6 vorgestellt. Weitere Beispiele aus dem Flugzeugbau, der Verkehrstechnik und der Energietechnik zeigt Abb. 6.31.

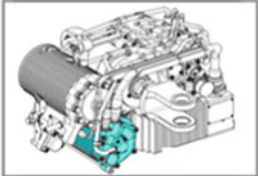
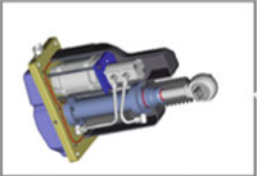

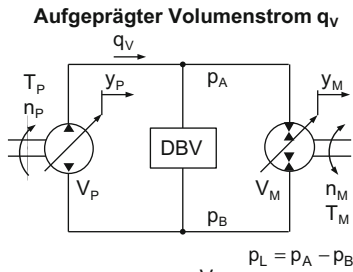
	Flugzeugbau	Verkehrstechnik	Energietechnik
			
Geräte	<ul style="list-style-type: none"> ▪ A 380: Spoiler Backup EHA 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ High Speed Zug: EHA für aktive seitl. Fahrgestellämpfung 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Windenergieanlagen: Modularer EHA für Bremsystem
Daten			
Leistung, max	▪ 11 kW	▪ 5 kW	▪ 0.5 kW
Kraft, max	▪ ±35 kN	▪ ±20 kN	▪ ±23 kN
Hub, max	▪ ±115 mm	▪ ±75 mm	▪ n/a
Geschw., max	▪ 30 mm/s	▪ 50 mm/s	▪ 85 mm/s

Abb. 6.31 Anwendungsbeispiele für elektrisch-hydrostatische Aktoren (EHA). (Quelle: Liebherr-Aerpace Lindenberg GmbH (Flugzeugbau, Verkehrstechnik); Moog GmbH (Energietechnik))

Sekundärregelung. Aufbau und Funktion sind in Abschn. 3.3.10 beschrieben. Einen Vergleich der wichtigsten stationären Eigenschaften der beiden verdrängergesteuerten Antriebssysteme zeigt Abb. 6.32 [72]. Das stationäre Verhalten ist bei sekundärgeregelten Antrieben am Konstantdrucknetz völlig unabhängig von der Pumpe, solange der Systemdruck p_0 unverändert bleibt. Es gibt auch keinen steuerungstechnischen Zusammenhang zwischen dem Schluckvolumen des Motors und der Motordrehzahl. Die Drehzahl n_M wird durch einen Drehzahlregelkreis vorgegeben, die äußere Last bestimmt das Motorschluckvolumen ($V_M = 2\pi \cdot M_L/p_0$). Aus beiden Werten ergibt sich der Volumenstrom ($q_V = V_M \cdot n_M$). Wichtige Vorteile der Sekundärregelung sind die Möglichkeiten, Energie zurückzugewinnen und mehrere Verbraucher parallel an einer Druckversorgung zu betreiben.

Allerdings lässt sich diese Schaltungskonzeption nicht unmittelbar auf Zylinderantriebe übertragen, da es keine Hydrozylinder mit stetig verstellbarer Wirkfläche gibt. In diesem Fall muss ein **Hydrotransformator** zwischen Druckversorgung und Hydrozylinder eingebaut werden. Abbildung 6.33 zeigt schematisch den prinzipiellen Aufbau eines konventionellen Hydrotransformators: Zwei Verdrängereinheiten sind mechanisch miteinander gekoppelt, mindestens eine muss verstellbar sein [62, 65]. Der drehzahlgeregelte, motorische Verdränger A treibt einen mechanisch gekoppelten generatorischen Verdränger B an, der den Hydrozylinder beaufschlagt. So kann das Druckniveau p_0 des Drucknetzes verlustarm auf das Druckniveau p_B an der Last gewandelt werden. Der Druck p_B wird durch die äußere Last F_L und die Geschwindigkeit \dot{x} durch die Drehzahl n bestimmt. Allerdings hat ein solcher Hydrotransformator ein großes Bauvolumen und ist keines-

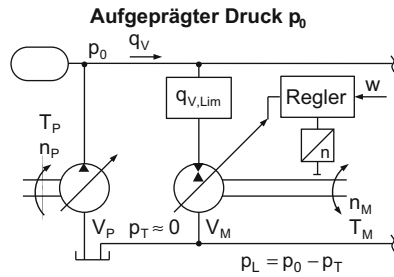


Abtriebsdrehzahl: $n_M = \frac{V_P}{V_M} \cdot n_P$

Abtriebsmoment: $T_M = \frac{V_M}{V_P} \cdot T_P$

Lastdruck: $p_L = T_M \cdot \frac{2\pi}{V_M}$

Volumenstrom: $q_V = V_P \cdot n_P$



$n_M =$ Sollwert w der Drehzahlregelung

$T_M = V_M \cdot p_0$

$p_L = p_0$

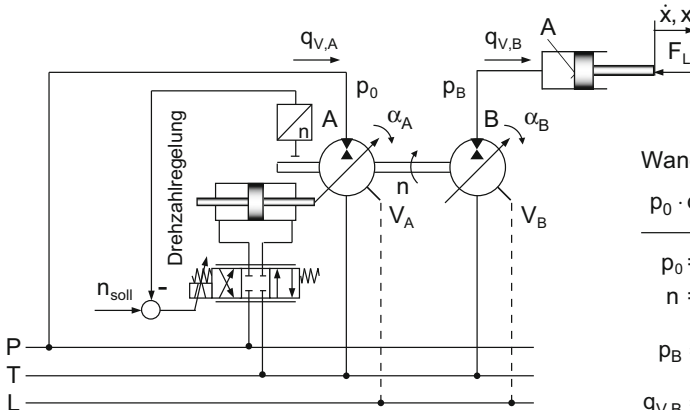
$q_V = V_M \cdot n_M$

Merkmale von Verdrängersteuerungen

- Einzelantrieb
- Geschlossener Kreislauf
- Vierquadranten-Betrieb im geschlossenen Kreislauf
- Dynamik durch hydraulische und mechanische Zeitkonstanten bestimmt
- Überlastsicherung durch Druckbegrenzung (DBV)
- Energierückführung in Gyrospeicher oder Elektrisches Netzwerk

- Mehrfachantrieb
- Offener Kreislauf
- Vierquadranten-Betrieb im offenen Kreislauf
- Dynamik durch mechanische Zeitkonstanten bestimmt
- Überlastsicherung durch Volumenstrom- oder Drehzahlregelung
- Energierückführung in Hydrospeicher

Abb. 6.32 Vergleich hydraulischer Antriebe mit Verdrängersteuerung [72]



Wandlereigenschaft

$$p_0 \cdot q_{V,A} = p_B \cdot q_{V,B}$$

$p_0 =$ konstanter Systemdruck

$n =$ Regelgröße

$$p_B = p_0 \cdot \frac{V_A}{V_B} = \frac{F_L}{A}$$

$$q_{V,B} = n \cdot V_B$$

Abb. 6.33 Prinzipieller Aufbau eines Hydrotransformators

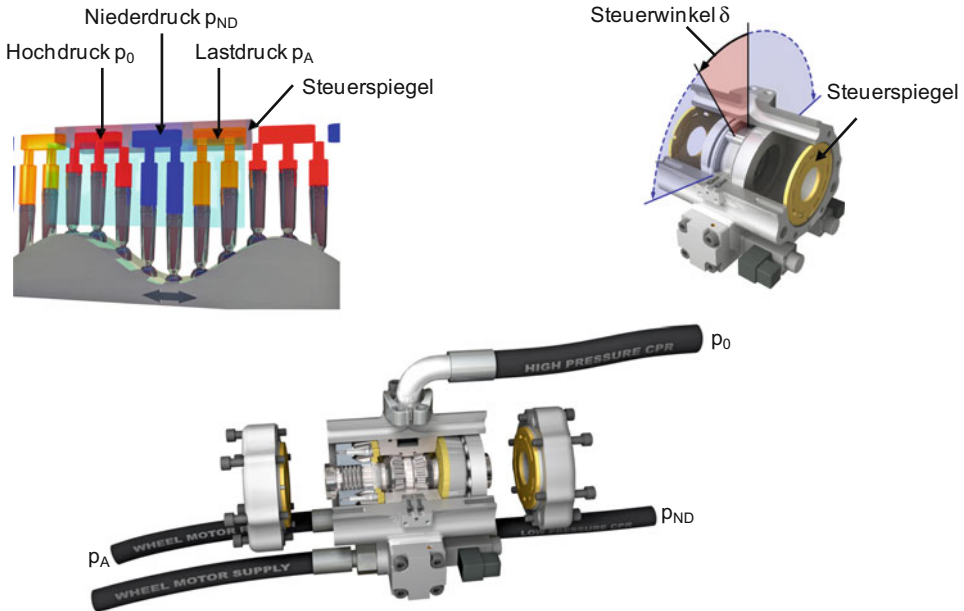


Abb. 6.34 4-Quadranten Hydrotransformator auf der Basis einer Floating-Cup® Verdrängereinheit nach P. Achten [3]. (Quelle: Innas B. V., Breda NL)

wegs preiswert. Eine neuere Bauform, Abb. 6.34, vereinigt die Funktionen von Pumpe und Motor des Hydrotransformators in einer modifizierten Verdrängereinheit [1–3]. Beide Steuerspiegel haben jeweils drei Steuernieren: Eine ist mit dem Hochdruck (Anschluss p_0) verbunden, eine mit der Last (Anschluss p_A) und eine mit dem Niederdruck (Anschluss p_{ND}). Die hydraulische Leistung zum Verbraucher kann entweder durch Verdrehen des Steuerspiegels um die Längsachse (ältere Konstruktion) gesteuert werden oder durch Verdrehen (Winkel δ) des Bauelements, das den Kolbenhub erzeugt, wie in der gezeigten Ausführung. Das Verdrehen ändert die Lage des Oberen Totpunkts der Kolben in Bezug zu den Steuernieren und bewirkt durch Phasenanschnittsteuerung eine Veränderung des Volumenstroms zum Verbraucher.

6.4 Elektrohydraulische Lageregelkreise

6.4.1 Einführung in die mathematische Beschreibung

Bei der Lösung industrieller Automatisierungsaufgaben, beispielsweise Lage-, Geschwindigkeits- oder Kraftregelungen, werden bevorzugt Ventilsteuerungen mit aufgeprägtem Systemdruck oder Verdrängersteuerungen mit aufgeprägtem Volumenstrom

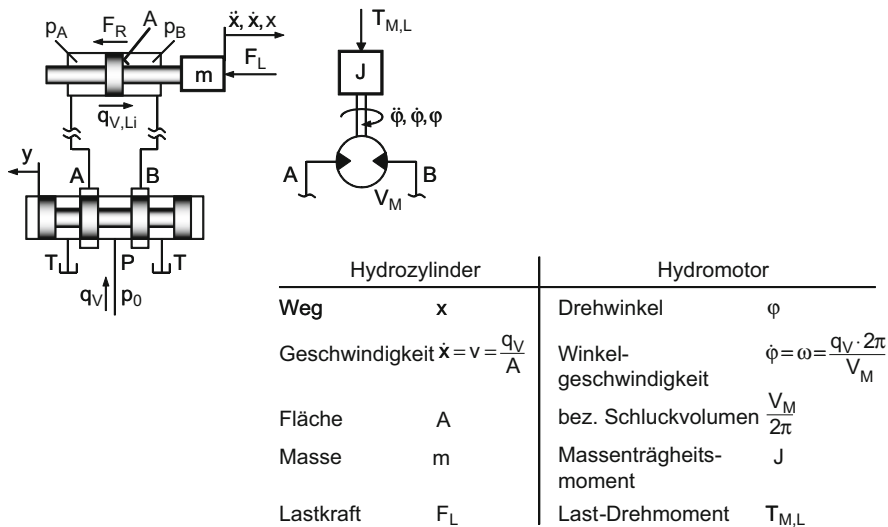


Abb. 6.35 Analogien in der mathematischen Beschreibung von Linear- und Rotationsantrieben

eingesetzt (Grundkonzepte I und IV in Abb. 6.13). Beide Antriebssysteme sind aus regelungstechnischer Sicht sehr gut miteinander zu vergleichen. In beiden Systemen bestimmt die äußere Last die Druckdifferenz am Motor oder Zylinder und der Volumenstrom die Drehzahl oder Geschwindigkeit. Nach einer Linearisierung der Volumenstrom-Last-Funktion (Gl. 6.6) bei Ventilsteuerungen sind die Wirkungspläne beider Systeme nach DIN IEC 60050-351 strukturell gleich und unterscheiden sich nur in den Parametern und Zeitkonstanten der Regelstrecke. Es besteht auch kein prinzipieller Unterschied in der rechnerischen Beschreibung von Linear- und Rotationsantrieben; mit Hilfe der Analogien in Abb. 6.35 lassen sich die mathematischen Zusammenhänge ineinander überführen.

Das vorrangige Ziel einer mathematischen Behandlung technischer Regelvorgänge besteht darin, die komplexen Zusammenhänge in allgemeingültiger Form zu erfassen und besser verständlich zu machen. Die theoretische Beschreibung gibt den Rahmen, um statische und vor allem dynamische Eigenschaften eines Systems sinnvoll zu deuten und gezielt zu verbessern. Sie kann auch praxisrelevante Hinweise für eine günstige zahlenmäßige Vorauslegung von Regelungssystemen liefern, was den Aufwand für die Inbetriebnahme deutlich reduziert [31, 35, 80].

Die wirkungsvollsten und im Ingenieurwesen bekanntesten regelungstechnischen Behandlungsmethoden beruhen auf linearen Übertragungsgliedern. In vielen Fällen ist eine analytische Untersuchung nichtlinearer Übertragungsglieder sogar nur mit Hilfe einer Annäherung durch linearisierte Glieder möglich. Dies gilt auch für elektrohydraulische Antriebssysteme. Daher wird in Abschn. 6.4.2 ein linearisiertes Modell eines ventilgesteuerten Zylinderantriebs vorgestellt und analysiert. Die charakteristischen Zusammenhänge und

Kenngrößen, die das System beschreiben, gelten in gleicher Weise für verdrängergesteuerte Antriebe mit aufgeprägtem Volumenstrom. Lineare Systeme haben einige charakteristische Merkmale. Dazu gehören:

- Es gilt das Überlagerungsgesetz. Mehrere Signale, die den Regelkreis durchlaufen, addieren sich am Ausgang, d. h. beispielsweise Führungsgrößen und Störgrößen addieren sich in ihrer Wirkung.
- Eine Erhöhung des Eingangssignals hat eine gleiche Erhöhung des Ausgangssignals zur Folge, d. h. der typische Ablauf eines Regelvorganges ist nicht von der Größe des Eingangssignals abhängig.
- Die Kennwerte des Regelkreises, wie Eigenfrequenz, Dämpfung und Stabilität sind nicht von den Eingangsgrößen abhängig, sondern charakteristisch für das System.

Die Auswirkungen nichtlinearer Zusammenhänge, die bei elektrohydraulischen Antriebssystemen vorhanden sind, müssen gesondert betrachtet werden, denn sie beeinflussen die charakteristischen Kenngrößen. Daher hat sich in den letzten Jahren die numerische Simulation (Kap. 7), die diesen Beschränkungen nicht unterliegt, als ergänzende Methode für Analyse und Synthese elektrohydraulischer Systeme etabliert.

Der zeitveränderliche Zusammenhang zwischen den Ausgangsgrößen $x_a(t)$ und den Eingangsgrößen $x_e(t)$ der einzelnen Übertragungsglieder des elektrohydraulischen Regelungssystems lässt sich aus den physikalischen Grundgleichungen entwickeln: bei mechanischen Teilsystemen vor allem die Newtonsche Bewegungsgleichung und bei hydraulischen Teilsystemen vor allem die Kontinuitätsgleichung der Strömungsmechanik. Es entsteht ein Modell als System von linearen algebraischen Gleichungen und linearen Differenzialgleichungen mit konstanten Koeffizienten. Ein solches Gesamtgleichungssystem kann man durch Einsetzungsprozesse in eine einzige Differenzialgleichung zwischen dem Ausgangssignal $x_a(t)$ und den auftretenden Eingangssignalen $x_e(t)$ umformen:

$$x_a^{(n)} + x_a^{(n-1)} + \dots + a_1 \dot{x}_a + a_0 x_a = b_0 x_e + b_1 \dot{x}_e + \dots + b_m x_e^m \quad (6.23)$$

mit $m < n$.

Will man auf dieser Basis die Reaktion des Systems auf eine bestimmte Eingangsfunktion berechnen, beispielsweise Sprungfunktion oder Sinusschwingung, dann bieten sich zunächst die bekannten konventionellen Lösungsmethoden der Mathematik an: Die Lösung der inhomogenen linearen Differenzialgleichung besteht aus einem homogenen und einem partikulären Anteil. Zur Bestimmung des homogenen Anteils wird die rechte Seite der Differenzialgleichung (Eingangsfunktion) gleich Null gesetzt. Der *homogene Anteil* beschreibt die Systemreaktionen ohne Einwirkung von Eingangssignalen auf irgendwelche Anfangsbedingungen hin. Bei der nachfolgenden freien Eigenbewegung unterliegt das System keiner zeitabhängigen äußeren Kraft. In seiner Eigendynamik bilden sich Energieausgleichsvorgänge ab, die entstehen, wenn ein System nach einer Anregung ohne fremde Einwirkung sich selbst überlassen bleibt. Die *partikuläre Lösung* erfasst die durch ein Eingangssignal $x_e(t)$ erzwungenen Bewegungen des Systems. Falls beispielsweise eine

periodische äußere Anregung $x_e(t) = x_{e0} \sin \omega t$ erfolgt, so wird das System zu einer harmonischen Schwingung mit der Kreisfrequenz ω gezwungen. Nach einer Einschwingphase sind die Einflüsse aller anderen überlagerten Bewegungen nahezu abgeklungen, und es schwingt jetzt mit der Kreisfrequenz ω des Eingangssignals.

Die Analyse des dynamischen Verhaltens geregelter Systeme mit Hilfe linearer Differenzialgleichungen ist allerdings oft mit vergleichsweise hohem Rechenaufwand verbunden. Wesentlich leichter handhabbare Verhältnisse liegen vor, wenn man die mathematische Darstellung in Form des Frequenzgangs (Fourier-Transformation) oder der Übertragungsfunktion (Laplace-Transformation) nutzt. Dazu muss die lineare Differenzialgleichung mit konstanten Koeffizienten, die das Systemverhalten im Zeitbereich beschreibt, in den Frequenz- oder Bildbereich umgeformt werden. Diese Umformung erfolgt mit der Laplace-Transformation. Sie ist eine der mathematischen Grundbeziehungen in der Regelungstechnik.

Laplace-Transformation Sehr viele lineare Differenzialgleichungen mit konstanten Koeffizienten, die im Zusammenhang mit regelungstechnischen Fragestellungen zu lösen sind, erfüllen die Voraussetzungen für eine Lösung mit der Laplace-Transformation [82]. Sie ordnet einer Funktion $f(t)$ im Zeitbereich eine andere Funktion $G(s)$ in einem Bild- oder Frequenzbereich umkehrbar eindeutig zu

$$L[f(t)] = F(s) = \int_0^{\infty} f(t) \cdot e^{-st} dt \quad (6.24)$$

mit

$f(t)$: Originalfunktion, Differenzialgleichung im Zeitbereich

$F(s)$: Bildfunktion

$s = \sigma + j\omega$ unabhängige Variable (Parameter).

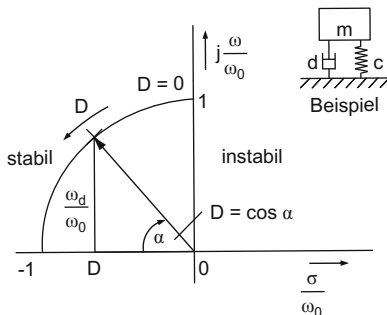
Die besondere Form der Transformation erreicht, dass die Rechenoperationen Differentiation und Integration von Zeitfunktionen in algebraische Operationen mit den zugehörigen Frequenzfunktionen übergehen. Die Differenzialgleichung der Originalfunktion $f(t)$ geht in eine gewöhnliche algebraische Gleichung für die Bildfunktion $G(s)$ über, die einfacher als die Originalgleichung umgeformt und mit anderen Gleichungen verknüpft werden kann.

Das Verhältnis der Laplace-transformierten Ausgangsgröße $X_a(s)$ zur Laplace-transformierten Eingangsgröße $X_e(s)$ bezeichnet man als **Übertragungsfunktion $G(s)$** . Sie beschreibt, wie ein Signal vom Eingang eines Übertragungsglieds oder Regelkreises zum Ausgang übertragen wird. Die graphische Auswertung der Eigenschaften erfolgt mit Hilfe der **Wurzelortskurve (WOK)**. Dort sind die Lage von Pol- und Nullstellen (Wurzeln) der Übertragungsfunktion in der komplexen Zahlenebene aufgetragen. Aus der Lage von Pol- und Nullstellen sowie deren Veränderungen bei Parametervariationen lassen sich charakteristische Eigenschaften erkennen und Kenngrößen berechnen. Die WOK ermög-

$$\text{Differentialgleichung: } \ddot{x}_a(t) + 2D\omega_0 \cdot \dot{x}_a(t) + \omega_0^2 \cdot x_a(t) = \omega_0^2 \cdot x_e(t) \quad (6.25)$$

$$\text{Bildfunktion: } X_a(s) \cdot s^2 + 2D\omega_0 \cdot X_a(s) \cdot s + \omega_0^2 \cdot X_a(s) = \omega_0^2 \cdot X_e(s) \quad (6.26)$$

$$\text{Übertragungsfunktion: } G(s) = \frac{X_a(s)}{X_e(s)} = \frac{1}{\left(\frac{s}{\omega_0}\right)^2 + 2D \cdot \left(\frac{s}{\omega_0}\right) + 1} \quad (6.27)$$



$s = \sigma + j\omega$ (veränderlicher komplexer Parameter)

\times - Nullstellen des Nennerpolynoms

ω_0 - Kennkreisfrequenz
(Eigenkreisfrequenz des dämpfungslos gedachten Systems)

ω_d - Eigenkreisfrequenz

D - Dämpfungsgrad

$$\left(\frac{\omega_d}{\omega_0}\right) + D^2 = 1 \Rightarrow \omega_d = \omega_0 \cdot \sqrt{1 - D^2} \quad (6.28)$$

Abb. 6.36 Wurzelortskurve eines Verzögerungsglieds zweiter Ordnung (P-T₂-Glied)

licht eine übersichtliche Einschätzung des dynamischen Verhaltens im Zeitbereich für das betrachtete System.

Ein anwendungsorientiertes Beispiel zeigt Abb. 6.36 anhand eines Verzögerungsglieds zweiter Ordnung (P-T₂-Glied) mit dem Dämpfungsgrad D als Parameter. WOK sind immer symmetrisch zur reellen Achse. Außerdem ist das Übertragungsverhalten instabil, wenn reelle Pol- oder Nullstellen auftreten. Man kann sich daher auf die Darstellung des Teils der WOK beschränken, der im 3. Quadranten der komplexen Zahlenebene liegt. Für das gewählte Beispiel gibt es keine Nullstellen (Nullstellen des Zählerpolynoms) in der WOK. Die Polstellen (Nullstellen des Nennerpolynoms) liegen auf einem Halbkreis mit dem Radius

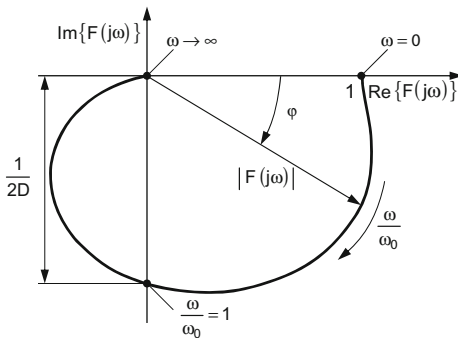
$$\frac{s}{\omega_0} = -D + j\sqrt{1 - D^2} \quad \text{für } D \leq 1. \quad (6.29)$$

Der Realteil σ/ω_0 der komplexen normierten Polstelle entspricht dem Dämpfungsgrad D und der imaginäre Teil $j\omega/\omega_0$ dem Verhältnis Eigenkreisfrequenz ω_d /Kennkreisfrequenz ω_0 des P-T₂-Glieds.

Hinweis für die Praxis Sehr viele Aufgaben in der Regelungstechnik lassen sich ohne allzu tief gehende Kenntnisse der Theorie der Laplace-Transformation lösen. Bei der Anwendung kann man auf umfangreiche Tabellenwerke zurückgreifen, in denen zugehörige Paare von Zeitfunktionen und ihre Laplace-Transformierten zusammengestellt sind. Eine rechnerische Auswertung des Laplace-Integrals ist deshalb i. Allg. nicht notwendig. Eine eingehende Darstellung der Laplace-Transformation findet sich in der einschlägigen Spezialliteratur, beispielsweise [30, 80, 82].

$$F(j\omega) = \frac{x_a(j\omega)}{x_e(j\omega)} = \frac{1}{\left(j\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 + 2D \cdot \omega_0 \cdot \left(j\frac{\omega}{\omega_0}\right) + 1} \quad (6.30)$$

$$\text{mit } x_e = x_{e0} \cdot e^{j\omega t} \quad (6.31)$$



$$\text{Amplitudengang } \frac{x_a(j\omega)}{x_e(j\omega)}$$

$$|F(j\omega)| = \sqrt{\{\text{Re}\{F(j\omega)\}\}^2 + \{\text{Im}\{F(j\omega)\}\}^2} \quad (6.32)$$

$$\text{Phasengang } \varphi = \text{arc } F(j\omega) :$$

$$\varphi = \text{sgn}\{\text{Im}\{F(j\omega)\}\} \cdot \arccos\left(\frac{\text{Re}\{F(j\omega)\}}{|F(j\omega)|}\right) \quad (6.33)$$

Abb. 6.37 Darstellung des Frequenzgangs für ein P-T₂-Glied als Ortskurve, der frequenzabhängige Wert von $F(j\omega)$ wird in der komplexen $j\omega$ -Ebene dargestellt

Fourier-Transformation Bei der Behandlung regelungstechnischer Zusammenhänge und der Lösung von Differenzialgleichungen nutzt man außer der Übertragungsfunktion und deren Darstellung als WOK auch häufig die **Frequenzgang-Methode**. Der Frequenzgang ist für Ingenieure meist anschaulicher; zudem lässt er sich auch experimentell bestimmen. Dies ist bei der Übertragungsfunktion kaum möglich, da sie eine komplexe Funktion einer komplexen Frequenz ist, während der Frequenzgang eine komplexwertige Funktion einer reellen Variablen ist.

Die Übertragungsfunktion beschreibt die dynamischen Eigenschaften eines Elements oder Systems für beliebige Eingangsfunktionen vollständig. In technischen Anwendungen kann man allerdings wichtige Aussagen über dynamische Eigenschaften oft bereits mit Hilfe einfacher, periodischer Schwingungen als Eingangssignal gewinnen. Man betrachtet die Übertragungseigenschaften dann zu einem Zeitpunkt, nachdem die Einschwingvorgänge abgeklungen sind, sodass nur die partikuläre Lösung der Differenzialgleichung interessiert. Für das Beispiel, lineare Differenzialgleichung mit konstanten Koeffizienten eines P-T₂-Glieds (vgl. Gl. 6.25), erhält man mit dem Eingangssignal $x_e = x_{e0} \cdot e^{j\omega t}$ durch Einsetzen der Ableitungen und Umformen den Frequenzgang $F(j\omega)$, Abb. 6.37.

Der **Frequenzgang $F(j\omega)$** eines Übertragungsglieds ist eine komplexwertige Funktion, die das Amplitudenverhältnis von Ausganggröße $x_a(j\omega)$ und Eingangsgröße $x_e(j\omega)$ und die Phasenverschiebung $\varphi(j\omega)$ in Abhängigkeit von der Kreisfrequenz ω im eingeschwungenen Zustand beschreibt. Seine graphische Auswertung erfolgt in der komplexen Zahlenebene als **Ortskurve** oder in einem logarithmischen rechtwinkligen Koordinatensystem als **Frequenzkennlinien (Bode-Diagramm)**. Die Variable ist in beiden Fällen die Kreisfrequenz von $\omega = 0$ bis $\omega \rightarrow \infty$.

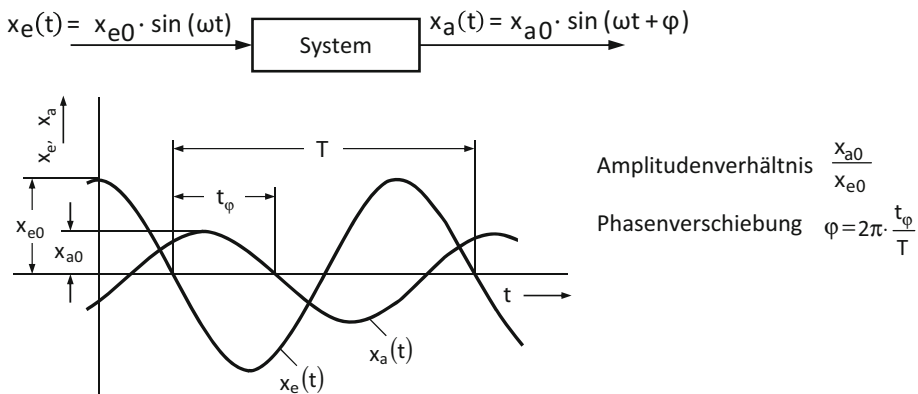


Abb. 6.38 Experimentelle Bestimmung des Frequenzgangs eines linearen Übertragungsglieds

Experimentelle Ermittlung des Frequenzgangs Im Gegensatz zur Übertragungsfunktion kann man den Frequenzgang eines Übertragungsglieds messtechnisch erfassen. Dazu wird das zu untersuchende Übertragungsglied mit einem sinusförmigen Eingangssignal $x_e(t) = x_{e0} \cdot \sin(\omega t)$ erregt und das resultierende Ausgangssignal $x_a(t)$ nach Abklingen von Einschwingvorgängen mit dem Eingangssignal verglichen, Abb. 6.38. Ein lineares Übertragungssystem antwortet immer auf eine Erregung durch ein harmonisches Eingangssignal mit einem harmonischen Ausgangssignal der gleichen Frequenz. Amplitude und Phasenlage sind jedoch i. Allg. von denen des Eingangssignals verschieden, $x_a(t) = \hat{x}_a \cdot \sin(\omega t + \varphi)$.

Hinweis für die Praxis Für die praktische Anwendung können Frequenzgang und Übertragungsfunktion formal immer gegenseitig ineinander überführt werden. Aus der Übertragungsfunktion $G(s)$ kann der Frequenzgang $F(j\omega)$ entnommen werden, wenn man in dem komplexen Parameter $s = \sigma + j\omega$ die reelle Größe $\sigma = 0$ setzt. Auch das Umgekehrte gilt: Wenn der Frequenzgang bekannt ist, kann man ihn durch Einsetzen von $s = \sigma + j\omega$ anstelle von $j\omega$ zur Übertragungsfunktion erweitern. Die Integraltransformation (Gl. 6.24) ordnet der Originalfunktion im Zeitbereich $f(t)$ eine komplexe Funktion im Gültigkeitsbereich eindeutig zu: entweder Übertragungsfunktion $G(s)$ oder Frequenzgang $F(j\omega)$. Und zwar abhängig davon, ob als Parameter $s = \sigma + j\omega$ (Laplace-Transformation) oder $j\omega$ (Fourier-Transformation) eingesetzt wird [30, 80].

6.4.2 Modell der Regelstrecke, Kenngrößen

In Abb. 6.39 ist schematisch der Aufbau eines ventilgesteuerten Antriebs dargestellt. Für diese Anordnung wird beispielhaft die Entwicklung eines linearen mathematischen Modells durchgeführt. Es hat folgende wichtige Vereinfachungen:

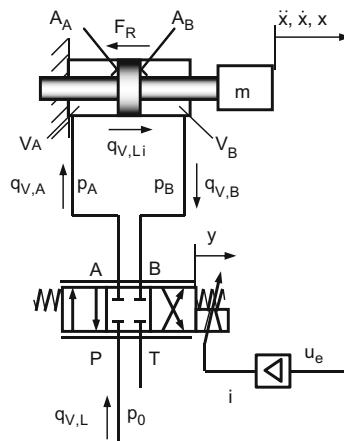
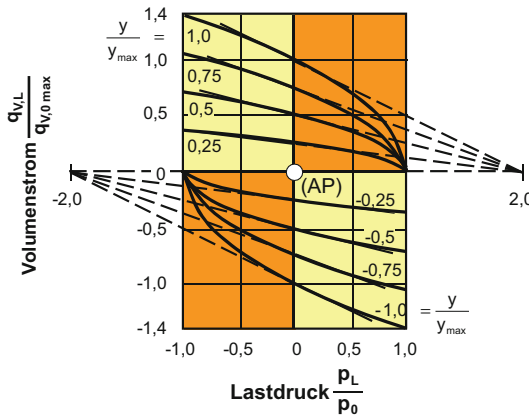


Abb. 6.39 Steuerkette Regelventil mit Nullüberdeckung und Hydrozylinder

- Das Regelventil hat ideale Nullüberdeckung und ein wesentlich besseres Zeitverhalten als der massebelastete Hydrozylinder, d. h. das Zeitverhalten des Regelventils kann in den analytischen Betrachtungen zunächst unberücksichtigt bleiben.
- Die Volumenstrom-Last-Funktion (Gl. 6.6) wird um den Nullpunkt linearisiert.
- Der Antrieb ist symmetrisch aufgebaut: Die Zylindervolumina V_A , V_B und die in den Leitungen eingeschlossenen Ölvolumina sind in der Kolbenmittelstellung ($x = 0$) gleich groß. Die Volumenströme $q_{V,A}$ und $q_{V,B}$ sind gleich, $q_{V,A} = q_{V,B} = q_{V,L}$.
- Es werden nur kleine Auslenkungen um die Kolbenmittelstellung betrachtet, sodass man die Zylindervolumina und die hydraulischen Kapazitäten auf beiden Seiten als konstant annehmen kann, $V_A = V_B = V_0$.
- Der Kompressionsmodul $K'_{öl}$ des Öls wird als konstant und druckunabhängig angenommen.
- Die Reibkraft F_R im Zylinder ist im Wesentlichen durch den linearen Newtonschen Reibanteil bestimmt – der Coulombsche Reibanteil ist i . Allg. vernachlässigbar. Dies ist gleichbedeutend mit der Annahme, dass der Kolben in einem großen Geschwindigkeitsbereich ein gleichmäßiges Bewegungsverhalten aufweist und auch bei niedrigen Geschwindigkeiten keine nennenswerten Haftreibungseffekte (stick-slip) auftreten.

Der Einfluss nichtlinearer Effekte wird gesondert diskutiert.

Modell des Regelventils Eine wesentliche Nichtlinearität des ventilgesteuerten Antriebs ist die quadratische Durchflusscharakteristik (Gl. 6.6) des Regel- oder Servoventils. Sie wird durch eine lineare Funktion $q_{V,L} = f(y, p_L)$ angenähert, die man mit Hilfe einer Taylorschen Reihenentwicklung um einen gewählten Arbeitspunkt AP erhält. Wenn nur die beiden ersten Glieder der Reihenentwicklung berücksichtigt werden, ergibt sich für



Volumenstrom-Last-Funktion

$$q_{V,L} = q_{V,0max} \cdot \frac{y}{y_{max}} \cdot \sqrt{1 - \operatorname{sgn}(y) \cdot \frac{p_L}{p_0}}$$

Linearisiert im AP ($p_{L,AP} = 0$; $y_{AP} = 0$):

$$q_{V,L} = K_{Qy} \cdot y - K_{Qp} \cdot p_L$$

$$\text{mit } K_{Qy} = \frac{q_{V,0max}}{y_{max}}$$

$$K_{Qp} = -\frac{q_{V,0max}}{2 \cdot p_0} \cdot \frac{y}{y_{max}}$$

Linearisierungsfehler im Arbeitspunkt

$$\frac{p_L}{p_0} = 0,5 \rightarrow \text{ca. } 8 \%$$

$$\frac{p_L}{p_0} = \frac{2}{3} \rightarrow \text{ca. } 15 \%$$

Abb. 6.40 Linearisiertes Kennlinienfeld der Vierkantensteuerung mit Nullüberdeckung

den Volumenstrom durch das Ventil die Beziehung

$$q_{V,L(Lin)} - q_{V,L(AP)} = \left. \frac{\partial q_{V,L}}{\partial y} \right|_{AP} \cdot (y - y_{AP}) + \left. \frac{\partial q_{V,L}}{\partial p_L} \right|_{AP} \cdot (p_L - p_{L,AP}) \quad (6.34)$$

mit den Verstärkungsfaktoren

Volumenstromverstärkung K_{Qy} :

$$\left. \frac{\partial q_{V,L}}{\partial y} \right|_{AP} = \frac{q_{V,0max}}{y_{max}} \sqrt{1 - \operatorname{sgn}(y_{AP}) \cdot \frac{p_{L,AP}}{p_0}} \quad (6.35)$$

Volumenstrom-Druckverstärkung K_{Qp} :

$$\left. \frac{\partial q_{V,L}}{\partial p_L} \right|_{AP} = \frac{q_{V,0max}}{2 \cdot p_0} \cdot \frac{y}{y_{max}} \frac{1}{\sqrt{1 - \operatorname{sgn}(y_{AP}) \cdot \frac{p_{L,AP}}{p_0}}} \quad (6.36)$$

Die Verstärkungsfaktoren korrespondieren mit den Gl. (6.10) und (6.11). Als Entwicklungszentrum (Arbeitspunkt) für die Reihenentwicklung wird hier der Nullpunkt des Kennlinienfeldes gewählt: $AP = (p_{L,AP} = 0; y_{AP} = 0)$. Man erhält die linearisierte Volumenstrom-Lastfunktion

$$q_{V,L(Lin)} = K_{Qy} \cdot y - K_{Qp} \cdot p_L \quad (6.37)$$

Einen Vergleich des nicht linearisierten und des linearisierten Ventil-Kennlinienfeldes zeigt Abb. 6.40. Gleichung (6.37) beschreibt das linearisierte Kennlinienfeld durch zwei Strahlenbündel, die von den Punkten $P1 = (p_L/p_0 = 2, q_{V,L}/q_{V,0max} = 0)$ und $P2 = (p_L/p_0 = -2, q_{V,L}/q_{V,0max} = 0)$ ausgehen. Sie tangieren das quadratische Durchflusskennlinienfeld im Schnittpunkt mit der Ordinate ($p_L/p_0 = 0$). Im Bereich $p_L/p_0 = 0,5$ ist der

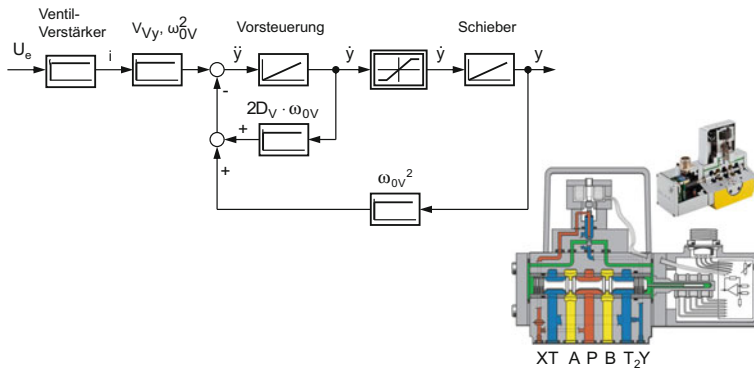


Abb. 6.41 Vereinfachter Wirkungsplan für ein vorgesteuertes Regelventil mit interner Schieberrückführung, integrierter Verstärker- und Regelelektronik sowie einer Geschwindigkeitsbegrenzung der Hauptstufe, Beispiel: Moog GmbH

Fehler durch die Linearisierung kleiner als 8 % und bei $p_L/p_0 = 2/3$ ungefähr 15 %. Dies ist für die Erfordernisse der Praxis oft ausreichend genau, denn viele Antriebe werden so ausgelegt, dass $p_L/p_0 < 2/3$ ist, um die Nachteile zu vermeiden, die mit einer Verringerung der Durchflussverstärkung K_{Qy} verbunden sind [35].

Man bezeichnet den Arbeitspunkt AP = ($p_{L,AP} = 0$; $y_{AP} = 0$), um den linearisiert wurde, als „hydraulischen Nullpunkt“. Er hat besondere Bedeutung für das dynamische Verhalten, da Lageregelungen bei niedrigen Geschwindigkeiten vielfach um diesen Betriebspunkt arbeiten, und dieser Bereich für die Stabilität von Lageregelkreisen am ungünstigsten ist. Wenn eine Lageregelung in diesem Betriebsbereich stabil arbeitet, ist sie i. d. R. auch in allen anderen Betriebspunkten stabil. Dies ist ein weiterer Gesichtspunkt, warum es zweckmäßig ist, um diesen Arbeitspunkt zu linearisieren.

Die trägheitsbedingten Verzögerungen im Regel- oder Servoventil zwischen elektrischem Eingangssignal U_e des Ansteuerverstärkers und mechanischem Ausgangssignal y werden häufig durch ein Verzögerungsglied 1. Ordnung (P-T₁-Glied) oder gelegentlich durch ein Verzögerungsglied 2. Ordnung (P-T₂-Glied) beschrieben:

$$\ddot{y} + 2D_V \omega_{0V} \dot{y} + \omega_{0V}^2 y = V_{Vy} \cdot \omega_{0V}^2 \cdot U_e(t). \quad (6.38a)$$

Bei vorgesteuerten Stetigventilen muss zusätzlich für große Amplituden eine Begrenzung der Schiebengeschwindigkeit \dot{y} berücksichtigt werden, die auf der Volumstrombegrenzung der hydraulischen Verstärkerstufe im Ventil beruht. Abbildung 6.41 zeigt den Wirkungsplan eines solchen Ventils und ein gerätetechnisches Beispiel, bei dem ein Strahlrohr als Vorsteuerung (Verstärkerstufe) eingesetzt ist. Bei einem linearisierten Antriebsmodell kann vereinfachend das Zeiterhalten des Ventils vernachlässigt und ein proportionaler Zusammenhang zwischen dem Schieberweg y und dem elektrischem Eingangssignal i angenommen werden. Das Signal i ist das Ausgangssignal des elektronischen

Anstärker und Eingangssignal des elektromechanischen Umformers im Ventil ist. Es gilt: $U_e/U_{e \max} = i/i_{\max}$.

$$y(t) = V_{Vy} \cdot i(t). \quad (6.38b)$$

Die Vereinfachung, das Zeitverhalten zu vernachlässigen, ist insbesondere im Rahmen einer ersten analytischen Untersuchung zulässig, wenn die Kennkreisfrequenz ω_{0V} des Ventils mehr als 2mal so hoch ist wie die Kennkreisfrequenz ω_{0h} des Antriebs (Gl. 6.44). Dies ist in der Mehrzahl industrieller Anwendungen zu realisieren und zu empfehlen (vgl. Abschn. 6.5). Das hier betrachtete linearisierte Ventilmodell besteht aus Gln. (6.37) und (6.38b).

Modell des masebelasteten Hydrozylinders Das Übertragungsverhalten eines Hydraulikzylinders wird durch die Kontinuitätsgleichung und die Newtonsche Bewegungsgleichung beschrieben. Der *interne Leckölstrom* $q_{V,Li}$ setzt sich zusammen aus der Leckage an der Kolbendichtung und dem Volumenstrom durch eine evtl. parallel geschaltete Dämpfungsdrossel. Eine vergleichbare dämpfende Wirkung wie eine parallel geschaltete Drossel hat eine Leckölströmung an den Steuerkanten des Regelventils, die durch eine negative Überdeckung am Schieber entsteht. Der interne Leckölstrom kann näherungsweise als laminar angenommen und durch folgende Beziehung beschrieben werden:

$$q_{V,Li} = G_{Li} \cdot p_L. \quad (6.39)$$

Während bei der mathematischen Beschreibung von hydrostatisch gelagerten Servozyllindern die volumetrischen Verluste an der Kolbenstange nicht immer vernachlässigbar sind, braucht man sie bei Servozyllindern mit Berührungsdichtungen nicht zu berücksichtigen. Nennenswerte Leckölströme nach außen sind unerwünscht und lassen sich mit den heute üblichen Dichtungen bei verhältnismäßig geringen Reibungsverlusten vermeiden.

Aus der *Kontinuitätsgleichung* erhält man für den Druckaufbau in den beiden Zylinderräumen V_A und V_B unter Berücksichtigung der Ölkompressibilität (vgl. Abschn. 2.1.2) und Vernachlässigung von externen volumetrischen Verlusten (vgl. Abb. 6.39):

$$\dot{p}_A = \frac{K'_{\text{öl}}}{V_A + A \cdot x} [q_{V,A} - A \cdot \dot{x} - q_{V,Li}] \quad (6.40a)$$

$$\dot{p}_B = \frac{K'_{\text{öl}}}{V_B - A \cdot x} [A \cdot \dot{x} - q_{V,B} + q_{V,Li}] \quad (6.40b)$$

Die Ausdrücke $V_A/K'_{\text{öl}}$ und $V_B/K'_{\text{öl}}$ werden analog zur Elektrotechnik als hydraulische Kapazität C_h bezeichnet. Der Ersatzkompressionsmodul $K'_{\text{öl}}$ berücksichtigt neben der Kompressibilität des Hydrauliköls auch die Elastizität der umgebenden Zylinderwandung, der Verbindungsleitungen zum Regelventil sowie der Dichtungen am Kolben und an der

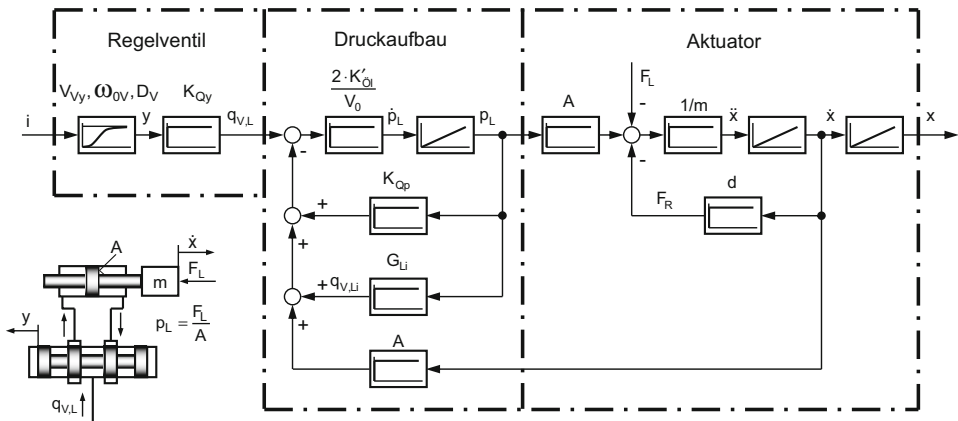


Abb. 6.42 Wirkungsplan der Regelstrecke (Regelventil-Zylinder mit Massenlast)

Kolbenstange. Unter Berücksichtigung der Symmetriebedingungen und für kleine Auslenkungen $A \cdot x \ll V_0$ um die Zylindermittelstellung erhält man aus Gl. (6.39) und (6.40) den zeitlichen Verlauf des Lastdrucks $p_L = p_A - p_B$:

$$\dot{p}_L = 2 \frac{K'_{\text{öl}}}{V_0} [q_{V,L} - A \cdot \dot{x} - G_{Li} \cdot p_L]. \tag{6.41}$$

Die *Newtonsche Bewegungsgleichung* beschreibt das Bewegungsverhalten der Masse m . Mit $F_R = d \cdot \dot{x}$ erhält man

$$m \cdot \ddot{x} + d \cdot \dot{x} = A \cdot p_L - F_L. \tag{6.42}$$

Das vereinfachte mathematische Modell des Hydrozylinders besteht aus den Gln. (6.41) und (6.42).

Eine übersichtliche regelungstechnische Darstellung des Gesamtmodells zeigt der Wirkungsplan in Abb. 6.42. Anhand des Wirkungsplans kann die **Übertragungsfunktion der Regelstrecke** $G(s) = X(s)/I(s)$ (Kolbenstellung $X(s)$ /Ventileingangssignal $I(s)$) berechnet werden. Bei Vernachlässigung der Ventildynamik erhält man:

$$\begin{aligned} s \cdot (s^2 + 2D_h \omega_{0h} \cdot s + \omega_{0h}^2) \cdot X(s) &= \\ &= K_S \cdot \omega_{0h}^2 \cdot I(s) - \left[\frac{1}{m} s - \frac{2 \cdot K'_{\text{öl}}}{V_0 \cdot m} (K_{Qp} + G_{Li}) \right] \cdot F_L(s) \end{aligned} \tag{6.43}$$

mit der

$$\text{Kennkreisfrequenz } \omega_{0h} = \sqrt{\frac{2 \cdot A^2 \cdot K'_{\text{öl}}}{m \cdot V_0}} \cdot \sqrt{1 + \frac{d}{A^2} (K_{Qp} + G_{Li})}. \tag{6.44a}$$

Der Einfluss der Verlustanteile auf ω_{0h} ist i. Allg. gering und kann mit hinreichender Genauigkeit vernachlässigt werden, d. h. $\sqrt{1 + \frac{d}{A^2} (K_{Qp} + G_{Li})} \approx 1$. Damit erhält man die drei **charakteristischen Kennwerte der Regelstrecke**:

$$\text{Streckenverstärkung} \quad K_S = \frac{\dot{x}(t)}{i(t)} = V_{Vy} \cdot K_{Vy} = V_{Vy} \cdot \frac{K_{Qy}}{A} \quad (6.45)$$

$$\text{Kennkreisfrequenz} \quad \omega_{0h} = \sqrt{\frac{2 \cdot A^2 \cdot K'_{\delta l}}{m \cdot V_0}} \quad (6.44b)$$

$$\text{Dämpfungsgrad} \quad D_h = \frac{(K_{Qp} + G_{Li})}{A} \sqrt{\frac{m \cdot K'_{\delta l}}{2 \cdot V_0}} + \frac{d}{2A} \sqrt{\frac{V_0}{2 \cdot m \cdot K'_{\delta l}}} \quad (6.46)$$

Die Funktion $X(s) = f[I(s), F_L(s)]$ (Gl. 6.43) beschreibt ein P-T₂-Glied mit integrallem Verhalten, dessen Übertragungseigenschaften drei Kenngrößen charakterisieren: die Verstärkung der Regelstrecke K_S , die hydraulische Kennkreisfrequenz ω_{0h} (oder Kennfrequenz $f_{0h} = \omega_{0h}/2\pi$) und der Dämpfungsgrad D_h . Die Kennfrequenz begrenzt das dynamische Verhalten eines Antriebssystems und sollte deshalb immer möglichst hoch sein. Der Dämpfungsgrad ist ein Maß für das Abklingen eines Einschwingvorgangs.

Die Verstärkung der Regelstrecke K_S und die Kennkreisfrequenz ω_{0h} lassen sich aus Konstruktionsgrößen des Antriebs berechnen, die in der Entwurfsphase hinreichend genau bekannt sind. Erhebliche Ungenauigkeiten treten bei der Bestimmung des Dämpfungsgrads D_h auf; er wird beeinflusst von druck- und geschwindigkeitsabhängigen Verlusten im Ventil und im Zylinder. Dies sind:

- die Abhängigkeit der Volumenströme $q_{V,A}$, $q_{V,B}$ durch das Ventil vom Lastdruck p_L (ausgedrückt durch den Koeffizienten K_{Qp}),
- das druckabhängige interne Lecköl in Ventil und Zylinder, (ausgedrückt durch den Koeffizienten G_{Li})
- der geschwindigkeitsabhängige Anteil der Reibkraft an den Zylinderdichtungen und den Schlittenführungen, (ausgedrückt durch den Koeffizienten d).

Kenntnisse über diese Größen lassen sich bis heute mit hinreichender Genauigkeit nur experimentell bestimmen. Hinzu kommt: Um hohe Positioniergenauigkeit und gute Energieeffizienz zu erzielen, werden bei der Konstruktion von Antriebskomponenten (Ventile, Zylinder, Führungen) besondere Anstrengungen unternommen, um Reibung und Leckage zu vermeiden. Die natürliche Dämpfung in hydraulischen Systemen ist daher prinzipbedingt gering. Sie ist außerdem vom Eingangssignal und von der Masse der äußeren Last abhängig, wie Abb. 6.43 veranschaulicht (Amplitudenverhältnis bei $\varphi = -90^\circ$, vgl. Abb. 6.37). Die Dämpfung ist im Bereich „hydraulisch Null“ noch geringer als bei größeren Schieberauslenkungen y und höherem Lastdruck p_L – eine Auswirkung der nichtlinearen Volumenstrom-Last-Funktion (vgl. Gl. 6.6).

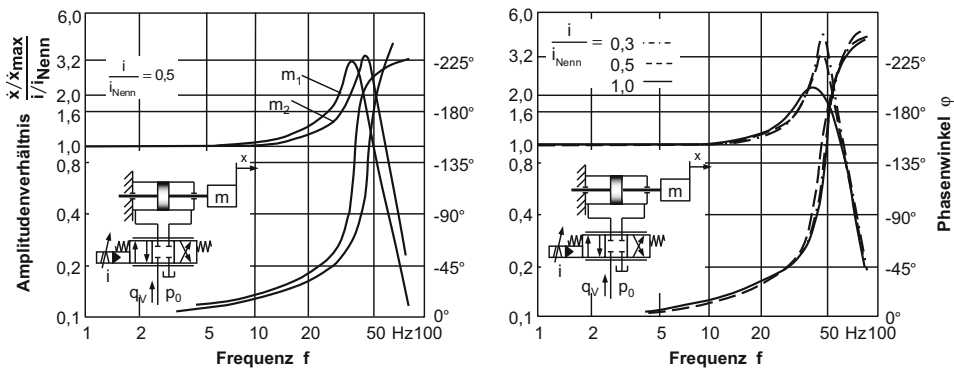


Abb. 6.43 Frequenzkennlinien der Regelstrecke (Regelventil-Zylinder mit Massenlast), Eigenfrequenz f_{0V} des Regelventils ca. 2,5 mal höher als die Eigenfrequenz f_{0h} des massebelasteten Zylinders

Ein weiterer **nichtlinearer Einfluss** auf das dynamische Verhalten resultiert aus der Kolbenstellung x und dem Flächenverhältnis $\varphi = A_A/A_B$ des Zylinders. Die Kennkreisfrequenz ω_{0h} des Antriebs ist abhängig vom eingeschlossenen Ölvolumen in den beiden Verdrängerräumen: $V_A = V_{A0} + A_A \cdot x$ und $V_B = V_{B0} - A_B \cdot x$. Unter Berücksichtigung der Gln. (6.30b) und (3.108a) erhält man für die positionsabhängige hydraulische Kennkreisfrequenz von Differenzialzylindern

$$\omega_{0h} = \sqrt{\frac{A_A^2 \cdot K'_{\delta l}}{m} \left[\frac{(1/\varphi)^2}{V_{B0} - A_B \cdot x} + \frac{1}{V_{A0} + A_A \cdot x} \right]}. \quad (6.47)$$

Den Zusammenhang veranschaulicht Abb. 6.44. Die Kennkreisfrequenz erreicht einen minimalen Wert, wenn für beide Seiten die Zylindervolumina V_{A0} und V_{B0} gleich groß sind. Dies ist der dynamisch ungünstigste Fall. Der Wert ändert sich in einem vergleichsweise großen Bereich um die Kolbenmittelstellung nur sehr wenig, solange die Unterschiede zwischen Kolbenfläche und Kolbenringfläche nicht zu groß werden, d. h. $\varphi < 2$.

Hinweise für die Praxis Eine analytische Abschätzung der dynamischen Eigenschaften eines ventilgesteuerten elektrohydraulischen Antriebssystems erfolgt zweckmäßigerweise um den „hydraulischen Nullpunkt“ $AP = (p_{L,AP} = 0; y_{AP} = 0)$. Wenn der Antrieb in diesem Bereich zufriedenstellend arbeitet, sollten auch in anderen Betriebspunkten keine Stabilitätsprobleme aufkommen. Streckenverstärkung K_S und Kennfrequenz f_{0h} lassen sich aus den Konstruktionsdaten hinreichend genau abschätzen. Auslegungskriterien für beide Kennwerte erhält man aus der Analyse des geschlossenen Regelkreises in Abschn. 6.4.3. Hinsichtlich des Dämpfungsgrad ist man in den meisten Fällen auf Erfahrungswerte angewiesen. Die natürliche Dämpfung gut ausgelegter Antriebe (reibung- und leckagearm) ist prinzipbedingt immer sehr niedrig. In einigen Anwendungsfällen haben sich Werte für D_h

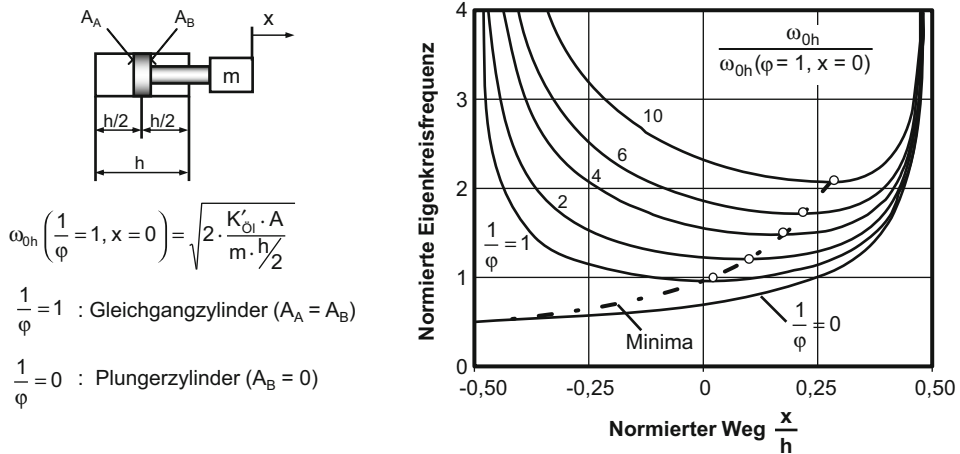


Abb. 6.44 Abhängigkeit der hydraulischen Kennkreisfrequenz von der Kolbenstellung x und dem Flächenverhältnis φ

von 0,1 bis 0,3 gezeigt. Hier stößt die Genauigkeit des analytischen Entwurfs elektrohydraulischer Regelungssysteme an eine praktische Grenze. Einen begrenzten Ausweg bietet die numerische Simulation (s. Kap. 7).

Die vorgestellten Zusammenhänge gelten auch für **verdrängergesteuerte Antriebe**; allerdings mit zwei Besonderheiten:

- Der Zusammenhang zwischen dem Pumpenförderstrom $q_{V,P}$ und dem Eingangssignal y (Schwenkwinkel) ist linear, sodass K_{Qy} für diese Antriebe betriebspunktunabhängig und konstant ist. Die volumetrischen Verluste der Pumpe gehen in einen der Beiwerte, G_{Li} oder K_{Qp} , ein.
- Während beim ventilgesteuerten Antrieb beide Verdrängerräume, A und B, durch die Drosselung an den Ventilsteuerkanten als hydraulische Feder wirken (vgl. Gl. 3.98a), wird beim hydrostatischen Getriebe die Rücklaufseite durch das Spülventil i. d. R. auf Niederdruck geschaltet. Die Rücklaufseite trägt daher kaum zur hydraulischen Einspannung des Motors bei und wirkt praktisch nicht als hydraulische Feder. Somit entfällt in Gl. (6.44b) der Faktor 2; die Kennkreisfrequenz ω_{0h} eines ansonsten vergleichbaren Antriebs ist daher um den Faktor $\sqrt{2}$ niedriger.

6.4.3 Statisches und dynamisches Verhalten von Lageregelungen

Das Anfahren einer vorgewählten Zylinderposition kann sowohl durch eine Steuerung des Lageistwerts und schnelles Abschalten bei Erreichen der Position als auch durch eine kontinuierliche, selbsttätige Regelung erfolgen. Das Kennzeichen einer Regelung ist

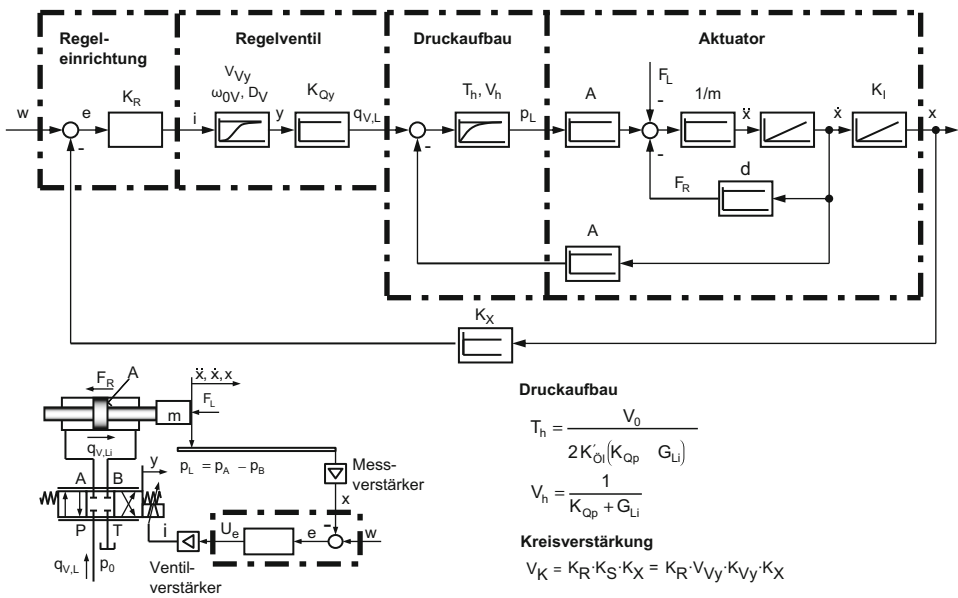


Abb. 6.45 Wirkungsplan eines elektrohydraulischen Lageregelkreises

der kontinuierliche, geschlossene Wirkungsablauf. Abbildung 6.45 zeigt den Wirkungsplan eines ventilgesteuerten Zylinderantriebs mit Lageregelung. Der Lageistwert $x(t)$ wird von einer Messeinrichtung erfasst und kontinuierlich mit einem Lagesollwert $w(t)$ verglichen. Die Regeldifferenz e – Differenz zwischen Lagesollwert $w(t)$ und Lageistwert $x(t)$ – steuert den Antrieb über ein Regelglied im Sinne einer Angleichung von Führungsgröße w und Regelgröße x . Als Regelglied werden in einschleifigen Lageregelkreisen vorwiegend Proportionalregler (P-Regler) verwendet. Ein I- oder D-Anteil im Regler führt wegen der geringen Eigendämpfung elektrohydraulischer Antriebe und ihrer integrierenden Regelstrecke i . Allg. zu einem ungünstigeren dynamischen Verhalten (vgl. Abschn. 6.5). Anhand des Wirkungsplans ergeben sich die Übertragungsfunktionen des Regelkreises für das Führungs- und Störverhalten bei Einsatz eines P-Reglers:

Führungsverhalten :
$$G_F(s) = \frac{X(s)}{W(s)} = \frac{V_K \cdot \omega_{0h}^2}{s^3 + 2D_h \omega_{0h} \cdot s^2 + \omega_{0h}^2 \cdot s + V_K \cdot \omega_{0h}^2} \quad (6.48)$$

Störverhalten :
$$G_S(s) = \frac{X(s)}{F_L(s)} = \frac{(T_h \cdot s + 1) \cdot \frac{\omega_{0h}^2}{V_h \cdot A^2}}{s^3 + 2D_h \omega_{0h} \cdot s^2 + \omega_{0h}^2 \cdot s + V_K \cdot \omega_{0h}^2} \quad (6.49)$$

Die Zeitkonstante T_h des Druckaufbaus und die hydraulische Verstärkung V_h ergeben sich aus dem Wirkungsplan der Steuerkette in Abb. 6.42 zu

$$T_h = \frac{V_0}{2K'_{öl} \cdot (K_{Qp} + G_{Li})} \quad (6.50)$$

$$V_h = \frac{1}{K_{Qp} + G_{Li}}. \quad (6.51)$$

Das Nennerpolynom von Führungs- und Störübertragungsfunktion (Gln. 6.48, 6.49) ist gleich; es charakterisiert die grundlegenden Eigenschaften des Regelkreises. Zu den bereits definierten Kenngrößen, Kennkreisfrequenz ω_{0h} und Dämpfungsgrad D_h , kommt die **Kreisverstärkung** V_K des Regelkreises hinzu. Sie ist die Gesamtverstärkung (Produkt der Proportionalbeiwerte) des Regelkreises und beträgt, falls der Integrierbeiwert K_I den Wert 1 hat,

$$V_K = K_R \cdot K_S \cdot K_X = K_R \cdot V_{Vy} \cdot K_{Vy} \cdot K_X \quad (6.52)$$

mit K_R = Proportionalbeiwert des Reglers, K_S = Verstärkung der Regelstrecke und K_X = Proportionalbeiwert der Wegmesseinrichtung. Im Folgenden wird der Einfachheit halber $K_X = 1$ angenommen.

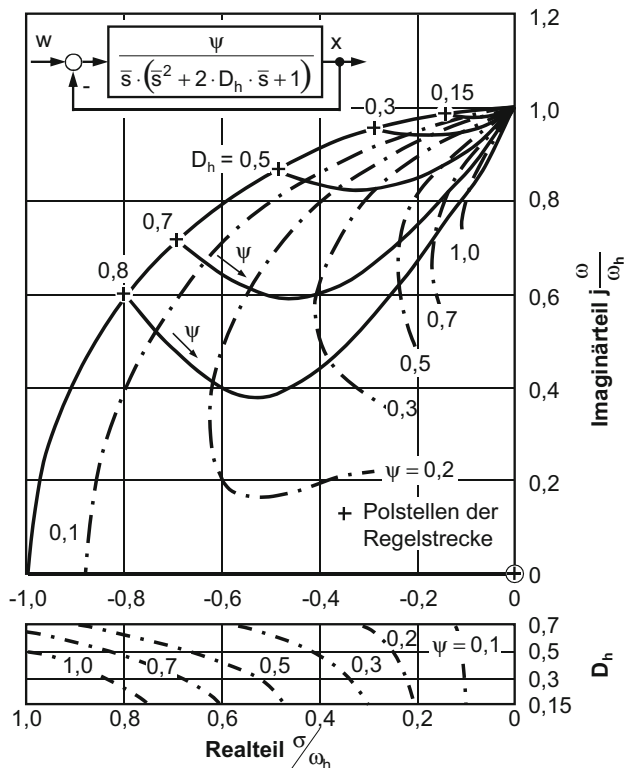
Zunächst soll das Führungsverhalten des Lageregelkreises genauer betrachtet werden. Dazu ist es zweckmäßig, die Übertragungsfunktion (Gl. 6.48) auf die Kennkreisfrequenz ω_{0h} zu normieren

$$G_F(s) = \frac{\psi}{\bar{s}^3 + 2D_h \cdot \bar{s}^2 + \bar{s} + \psi} \quad (6.53)$$

mit $\psi = \frac{V_K}{\omega_{0h}}$ und $\bar{s} = \frac{s}{\omega_{0h}}$. Die charakteristischen Übertragungseigenschaften des Regelkreises lassen sich mit Hilfe der Wurzelortskurve (WOK) in Abb. 6.46 aufzeigen.

Die WOK ist in der komplexen Zahlenebene der geometrische Ort für die Wurzeln (Nullstellen) des Nennerpolynoms der Regelkreisgleichung. Man erhält aus Gl. (6.48) oder (6.49) drei Wurzeln: Sie sind entweder alle drei reell oder eine ist reell und zwei sind konjugiert komplex. Die WOK des elektrohydraulischen Lageregelkreises besteht somit aus der reellen Achse und zwei symmetrisch zur reellen Achse gelegenen Kurvenästen, auf denen die komplexen Lösungen liegen. Die Anzahl der Äste, aus denen eine WOK besteht, ist immer durch die Ordnung des Nennerpolynoms bestimmt. Falls nur reelle Lösungen auftreten, fallen die drei Äste auf der reellen Achse zusammen. WOK sind immer symmetrisch zur reellen Achse, und der Regelkreis für Parameterkombinationen, bei denen Wurzeln mit positivem Realteil auftreten, wird instabil. Deshalb kann man sich auf die Darstellung des Teils der WOK beschränken, der im 3. Quadranten der komplexen s -Ebene liegt. Diesen Teil zeigt Abb. 6.46. Um die Wurzeln, die auf der reellen Achse liegen, übersichtlich darstellen zu können, ist im unteren Bildteil die reelle Achse für einige Dämpfungsgrade wiederholt dargestellt. Parameter sind der Dämpfungsgrad D_h und die normierte Kreisverstärkung ψ . Die strichpunktierten Linien verbinden Punkte konstanter normierter Kreisverstärkung ψ . Die Äste beginnen in den Polstellen des offenen Kreises (vgl. Gl. 6.29). Da die Regelstrecke integrales Verhalten hat, liegt eine Nullstelle im Nullpunkt der komplexen Zahlenebene. Alle drei Äste enden für $\psi \rightarrow \infty$ im Unendlichen.

Abb. 6.46 Wurzelortskurven des elektrohydraulischen Lageregelkreises (vereinfacht als P-T₃-Glied)



Stabilität des Regelkreises Voraussetzung für die Funktionsfähigkeit eines jeden Regelkreises ist Stabilität. Aus den WOK in Abb. 6.46 oder mit Hilfe des Hurwitz-Kriteriums [80] erhält man als notwendige Voraussetzung für Stabilität

$$V_K < 2D_h \cdot \omega_{0h}. \tag{6.54}$$

Dieses Kriterium muss immer erfüllt sein. Es liefert aber keine Aussage über die Güte des statischen und dynamischen Verhaltens der Regelung.

Güte des Übertragungsverhaltens. Ein Zusammenhang zwischen der Lage der Wurzeln und der Sprungantwort für ein P-T₃-Glied ohne Zählerpolynom wurde von Wyschnegradski² im Zusammenhang mit der Stabilität von Regulatoren für Dampfmaschinen analytisch beschrieben [86]. Abbildung 6.47 zeigt ein Ergebnis der Analyse. Die dort benutzten Wyschnegradski-Parameter A_W und B_W sind definiert zu

$$A_W = \frac{2D_h}{\sqrt[3]{\psi}}, \quad B_W = \frac{1}{\sqrt[3]{\psi^2}}. \tag{6.55}$$

² I. A. Wyschnegradski, russischer Wissenschaftler (1831–1895).

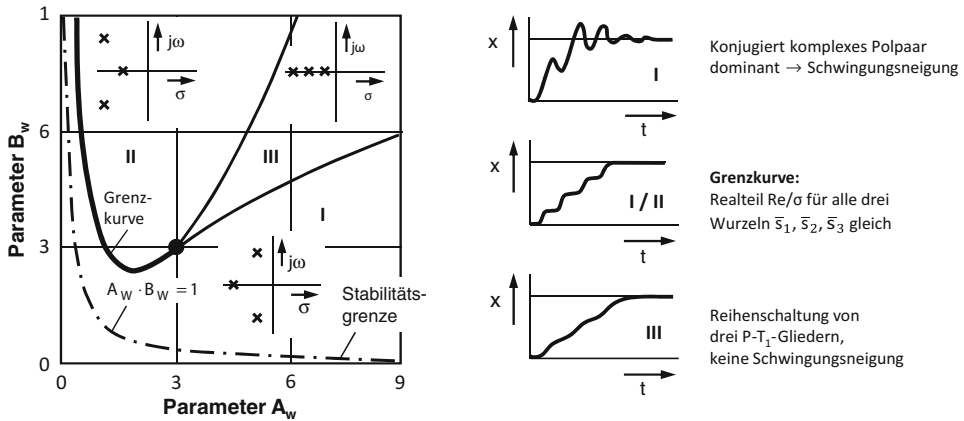


Abb. 6.47 Lösungsgebiet der Wurzeln eines P-T₃-Glieds und zugehörige Übergangsfunktionen nach Wyschnegradski [86]

In diesem Diagramm von Wyschnegradski sind die Übertragungseigenschaften des Regelkreises in 3 Gebiete (I, II und III) unterteilt, in denen für verschiedene Parameterkombinationen immer eine typische Konfiguration der drei Wurzeln in der komplexen s-Ebene auftritt. Wyschnegradski zeigt, dass diesen drei Wurzelkonfigurationen jeweils eine bestimmte charakteristische Form der Übergangsfunktion der Regelgröße entspricht und die Stabilitätsgrenze festlegt.

Wenn alle drei Wurzeln reell sind (Gebiet III) oder die reelle Wurzel kleiner ist als der Realteil des komplexen Wurzelpaars (Gebiet II), verläuft die Regelgröße monoton gegen den Endwert, d. h. die Steigung ändert ihr Vorzeichen nicht. Ein Überschwingen der Regelgröße tritt nur auf, wenn das komplexe Wurzelpaar dominant ist, also dem Nullpunkt der s-Ebene am nächsten liegt (Gebiet I).

Bei den Lösungen der Übertragungsfunktion des Regelkreises (Gl. 6.53), die im Gebiet II oder III liegen, erreicht die Regelgröße den stationären Endwert der Übergangsfunktion nicht so schnell, wie bei Lösungen, die in Gebiet I fallen. Je näher die Lösungen von Gebiet II an die Grenzkurve zwischen Gebiet I und II heranrücken (im Bild der dick ausgezogene Teil, Grenzkurve), desto schneller wird der stationäre Endwert erreicht. Besonders vorteilhaft für die Reglereinstellung sind daher Parameterkombinationen, deren Lösungen auf der Grenzkurve liegen. Hier sind die auf die Kennkreisfrequenz ω_{0h} bezogene Kreisverstärkung ψ und der Dämpfungsgrad D_h so aufeinander abgestimmt, dass die Realteile aller drei Wurzeln gleich sind ($\text{Re}(s_1) = \text{Re}(s_2) = \text{Re}(s_3)$). Die Übergangsfunktion verläuft dann monoton und erreicht den stationären Endwert in kürzester Zeit. In diesem Fall muss nach Wyschnegradski der Zusammenhang

$$\psi = D_h \left(\frac{2}{3} - \frac{16}{27} D_h^2 \right) \quad (6.56)$$

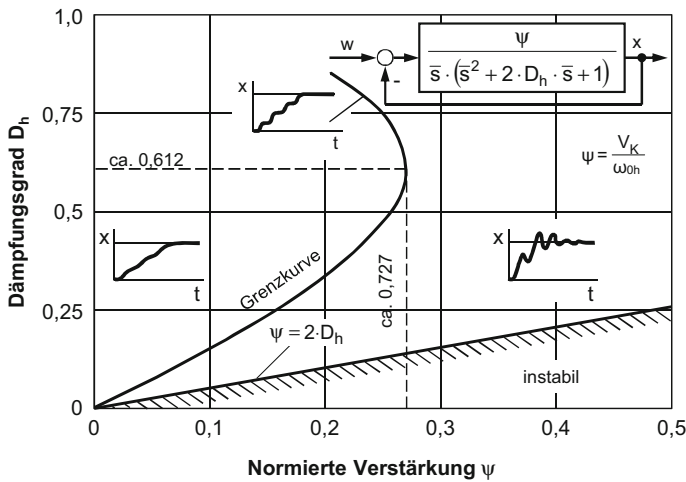


Abb. 6.48 Reglerentwurf (P-Regler): Stabilitätsgrenze und normierte Kreisverstärkung ψ für überschwingfreie Sprungantwort bei einem P-T₃-Glied nach Wischnegradski

erfüllt sein [86]. In Abb. 6.48 sind die Stabilitätsgrenze und die maximale Kreisverstärkung ψ für eine überschwingfreie Sprungantwort bei einem P-T₃-Glied in Abhängigkeit vom Dämpfungsgrad D_h dargestellt. Aus dem Bild geht hervor: Die Kreisverstärkung ψ , bei der kein Überschwingen auftritt, kann umso größer sein, je größer die hydraulische Kennkreisfrequenz ω_{0h} ist; eine Erhöhung des Dämpfungsgrades ermöglicht hingegen nur bis D_h ca. 0,6 eine Erhöhung der Kreisverstärkung. Das Bild veranschaulicht aber auch, dass auf die Eigenkreisfrequenz bezogene Kreisverstärkungen $\psi > 0,2$ in der Praxis – ohne besondere Maßnahmen – eher selten zu erzielen sein werden, bedingt durch die geringe natürliche Dämpfung elektrohydraulischer Antriebe. Der optimale Wert bei D_h ca. 0,6 ist kaum erreichbar.

Ein lineares Verzögerungsglied 3. Ordnung beschreibt den realen, technischen Antrieb nur unvollkommen. Es ermöglicht aber, bereits im Planungsstadium die Eigenschaften eines Antriebs abzuschätzen. Genauere Ergebnisse lassen sich insbesondere durch nichtlineare numerische Simulationen erreichen (vgl. Kap. 8).

Gelegentlich ist es für praktische Anwendungen hilfreich, wenn man die theoretisch *bestmöglichen Übertragungseigenschaften einer Antriebskonfiguration* verhältnismäßig einfach abschätzen kann. Dies ist machbar, wenn man vereinfachend davon ausgeht, dass die Kompressibilität des Öls praktisch vernachlässigbar wäre. In diesem Falle würde ω_{0h} sehr groß und die Übertragungsfunktion (Gl. 6.48) ginge näherungsweise in ein Verzögerungsglied 1. Ordnung über

$$G_F(s) = \frac{1}{T \cdot s + 1} \quad (6.57)$$

mit $T = 1/V_K$.

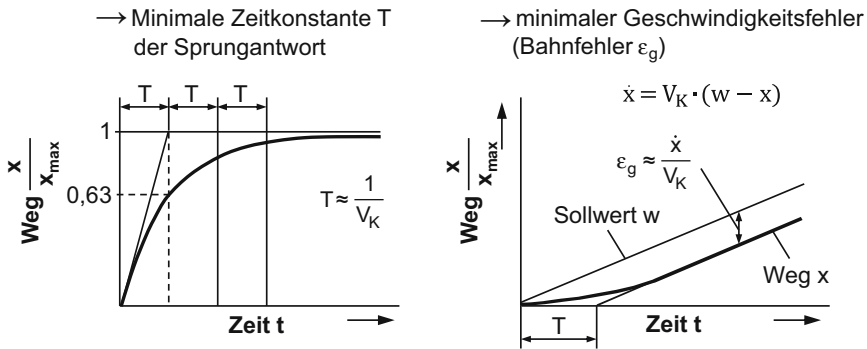


Abb. 6.49 Zeitverhalten eines P-T₁-Glieds, Grenzwerte für das Zeitverhalten eines elektrohydraulischen Antriebs mit der Kreisverstärkung V_K

Die analytischen Lösungen dieses Falles veranschaulicht Abb. 6.49. Die Zeitkonstante T charakterisiert die Sprungantwort des Systems. Die Lösung der Gl. (6.57) bei einem sprunghörmigen Eingangssignal zum Zeitpunkt $t=0$ ist bekanntlich eine e-Funktion der Form

$$\frac{x}{x_{max}} = (1 - e^{-\frac{t}{T}}) \frac{w}{w_{max}}. \quad (6.58)$$

Nach $t=3 \cdot T$ hat die Übergangsfunktion ca. 95% ihres Endwerts erreicht. Dies ist die schnellstmögliche Reaktionszeit eines elektrohydraulischen Antriebs. In der Praxis wird der Antrieb den Wert nicht vollständig erzielen können.

Statische Positioniergenauigkeit Aus der Störübertragungsfunktion, Gl. (6.49), kann man den Positionierfehler abschätzen, den eine äußeren Last F_L auf den Antrieb hervorruft. Im Stillstand werden alle mit dem Parameter s multiplizierten Glieder der Übertragungsfunktion zu Null, und man erhält

$$x = \left(\frac{K_{Qy}}{K_{py}} + G_{Li} \right) \frac{1}{V_K \cdot A^2} \cdot F_L, \quad (6.59)$$

wenn im AP = ($p_{L,AP} = 0$; $y_{AP} = 0$) für $K_{Qp} = K_{Qy}/K_{py}$ (s. Gleichungen 6.7 bis 6.9) berücksichtigt wird. Eine hohe Kreisverstärkung V_K und eine große Zylinderfläche A verkleinern statische Positionierfehler, während volumetrische Verluste (Beiwert G_{Li}) eine Ursache für solche Fehler sind.

Besonders beachtenswert ist der Zusammenhang zwischen der Positioniergenauigkeit und den Ventilkenngrößen K_{Qy} und K_{py} ; denn hier zeigt sich, wie die Fertigungsqualität der Ventilsteuerkanten das Übertragungsverhalten beeinflusst. Eine hohe *Druckverstärkung* K_{py} verkleinert Positionierfehler. Allerdings gelingt eine hohe Druckverstärkung nur durch eine präzise Fertigung der Nullüberdeckung mit geringem Radialspiel des Schiebers. Im günstigen Fall ist in der Praxis i. Allg. nach einer Schieberauslenkung y/y_{max} von ca. 0,01

bis 0,03 der maximale Lastdruck p_L in den verschlossenen Ventilanschlüssen A, B oder den Verdrängerräumen eines blockierten Antriebs erreicht (vgl. Abb. 6.20). Der Einfluss der *Volumenstromverstärkung* K_{Qy} ist völlig anders. Eine hohe Volumenstromverstärkung verschlechtert die Positioniergenauigkeit. Zum Positionieren sollte man ein möglichst „kleines“ Ventil einsetzen; damit arbeitet man genauer als mit einem „großen“ Ventil, wenn die Kreisverstärkung V_K des Regelkreises konstant bleibt (s. Abschn. 6.5.5). Allerdings bestimmen i. d. R. der maximal erforderliche Volumenstrom und die Druckdifferenz an den Steuerkanten die Ventilgröße und damit die Volumenstromverstärkung. Um beides zu vereinbaren, eine niedrige Volumenstromverstärkung beim Positionieren und große Volumenströme ohne hohe Druckdifferenzen (Energieverlust) im Eilgang, werden Regel- oder Servoventile für Antriebe mit hohen Genauigkeitsanforderungen beim Positionieren i. d. R. mit einer progressiven Öffnungscharakteristik ausgeführt: $Q \sim f(y^2)$.

Weitere Gütekriterien Neben den hier vorgestellten praxisorientierten Methoden zur Bewertung des Regelverhaltens, gibt es eine Vielzahl weiterer Kriterien und Einstellregeln, die einen objektiven Vergleich von Regelungssystemen ermöglichen. Für die Praxis bedeutungsvoll sind vor allem Gütekriterien aus dem Zeitbereich. Dazu gehören Anschlagzeit, Einschwingzeit und Überschwingweite, die sich aufgrund einer sprungförmigen Erregung einstellen, oder die Verzugszeit bei rampenförmiger Erregung (DIN IEC 60050 351). Sie sind mit Simulationen vergleichsweise einfach zu bestimmen. Die Werte sollten für die Bewertung der Regelgüte jedoch gemeinsam vorliegen, denn eine Verbesserung eines Kennwerts kann eine Verschlechterung eines anderen zur Folge haben.

Für eine rechnerunterstützte Optimierung, wie in Abschn. 7.4 beschrieben, benötigt man dagegen ein Gütefunktional, das die Qualität einer Regelung in einem Kennwert erfasst. Zu dieser Gruppe gehören die Integralkriterien. Speziell für die Untersuchung des Folgeverhaltens von Antrieben für NC-gesteuerte Werkzeugmaschinen nutzt man ein harmonisches, dreieckförmiges Sollwertsignal und beurteilt das Bahnverhalten anhand des Geschwindigkeitsfehlers und der Eckenabweichung [80, 89, 97].

Hinweise für die Praxis Der einschleifige, elektrohydraulische Lageregelkreis mit P-Regler erreicht meist nicht die gleichen guten statischen und dynamischen Übertragungseigenschaften wie die heute üblichen elektromechanischen Lageregelungen (z. B. Servomotor und Kugelrollspindel) mit unterlagerter Geschwindigkeits- und Motorstromregelung. Daher hat es wiederholt Bemühungen gegeben, elektrohydraulische Lageregelungen mit der gleichen Regelkreisstruktur wie elektromechanische Systeme aufzubauen. Dies konnte allerdings nicht zu überzeugenden Ergebnissen führen, da beide Antriebsarten zwar eine vergleichbare regelungstechnische Struktur haben, ihre Eigenschaften aber sehr unterschiedlich sind.

Kern der Problematik bei elektrohydraulischen Antrieben sind die Lastabhängigkeit der Eigenfrequenz und die geringe natürliche Dämpfung: Das Ölvolumen, das in den Verdrängerräumen und den Leitungen eingeschlossen ist, bildet aufgrund seiner Kompressibilität mit der angekoppelten Massenlast näherungsweise ein Schwingungsglied zweiter Ordnung.

Da man Verluste durch Lecköl oder Reibung aus praktischen und energetischen Gründen klein zu halten versucht, ist die Regelstrecke von Natur aus recht schwach gedämpft. Außerdem ist das Eigenträgheitsmoment eines hydraulischen Antriebs üblicherweise klein im Verhältnis zum Lastträgheitsmoment, sodass die mit dem Antrieb verbundene Last sein dynamisches Verhalten ganz entscheidend bestimmt. Für die regelungstechnische Auslegung sind daher immer gute Kenntnisse über die Maschine und den Arbeitsprozess notwendig. Außerdem beeinflussen dominante Nichtlinearitäten das Übertragungsverhalten: die Durchflusscharakteristik von Strömungswiderständen, Begrenzungen mancher Systemgrößen (u. a. Volumenstrom, Druck), Reibung an Dichtungen und Führungen sowie die Druck- und Temperaturabhängigkeit physikalischer Eigenschaften, z. B. des Kompressibilitätsmoduls von Hydrauliköl. Viele dieser Gesetzmäßigkeiten sind für den konkreten Fall hinsichtlich Form und Parameter kaum bestimmbar. Die Ergebnisse einer am Schreibtisch erfolgten Reglerparametrierung dürfen folglich nicht unkritisch auf die ausgeführte Anlage übertragen werden. Praktische Erfahrungen sind neben dem regelungstheoretischen Wissen notwendige Voraussetzung für eine Abschätzung der statischen und dynamischen Übertragungseigenschaften im Entwurfsstadium.

Bei elektrischen Antrieben ist dies deutlich einfacher: Das hohe Eigenträgheitsmoment von Elektromotoren bestimmt das dynamische Verhalten maßgeblich. Ihr Übertragungsverhalten ist von Natur aus besser gedämpft und nicht so stark durch Nichtlinearitäten geprägt. Die relativ große Unabhängigkeit der dynamischen Kennwerte von der Last bei elektrischen Antrieben ermöglicht manchmal sogar eine Voreinstellung des Regelkreises ohne detaillierte Kenntnisse über die spezielle Anwendung. Hinzu kommt: Bei schnellen Änderungen äußerer Lasten (Kraft F_L , Masse m) kann sich der elektromechanische Antrieb zunächst auf der Kugelrollspindel abstützen, bis das entsprechende Motordrehmoment auf- oder abgebaut ist. Der elektrohydraulische Antrieb kann Laständerungen dagegen nur durch entsprechende Änderungen des Lastdrucks p_L ausgleichen. Er reagiert daher bei schnellen Laständerungen i. Allg. mit größeren dynamischen Regel Fehlern als elektromechanische Systeme.

Bei elektromechanischen Lageregelungen in Werkzeugmaschinen ist der Begriff Geschwindigkeitsverstärkung (K_V) anders definiert als bei elektrohydraulischen Antrieben (K_{V_y}). Er entspricht dem Produkt der Proportionalbeiwerte von Regler und Regelstrecke ($K_V = \Delta \dot{x}/e$) [97] und damit der Gesamtverstärkung des Regelkreises, wenn der Integrierbeiwert K_I und der Proportionalbeiwert der Wegmesseinrichtung K_x zu 1 angenommen werden. Dies ist vergleichbar mit dem hier benutzten Begriff Kreisverstärkung V_K (vgl. Gl. 6.52).

Trotz der komplexen Regelstrecke – vielleicht aber auch gerade deshalb – kommen auch heute noch in vielen geregelten elektrohydraulischen Antriebssystemen vorwiegend einfache Regelungskonzepte mit klassischen P- oder PID-Reglern zum Einsatz. Insbesondere der I-Anteil im Lageregler ist für elektrohydraulische Linearantriebe ungünstig, da er die Schwingungsneigung verstärkt. Zur Verbesserung vor allem des Störverhaltens wird gelegentlich eine Kaskadenregelung mit Rückführung der Geschwindigkeit über einen PI-Geschwindigkeitsregler verwirklicht, wie es bei elektromechanischen Antrieben üblich ist.

Allerdings nicht selten ohne großen Erfolg. Um gutes statisches und dynamisches Verhalten bei elektrohydraulischen Antrieben zu erzielen und die Vorteile der hohen Energiedichte sowie der sehr guten Eigendynamik nutzen zu können, bedarf es regelungstechnischer Methoden, welche die besonderen Eigenschaften der elektrohydraulischen Regelstrecke berücksichtigen. Die moderne Regelungstechnik stellt entsprechende, bewährte Verfahren bereit.

6.5 Strategien zur Verbesserung des Übertragungsverhaltens

6.5.1 Einteilung der Maßnahmen

Die Regelstrecke elektrohydraulischer Lageregelkreise ist näherungsweise ein Verzögerungsglied 2. Ordnung mit integralem Verhalten, wie der Wirkungsplan in Abb. 6.42 deutlich macht, und sie hat üblicherweise nur eine geringe natürliche Dämpfung. Bis in die 1980er Jahre nutzte man vorwiegend spezielle hydraulisch-mechanische Netzwerke, um die Systemdämpfung zu erhöhen und das statische und dynamische Verhalten zu verbessern [35, 68, 69]. Mit dem zunehmenden industriellen Einsatz der Mikroelektronik sind dann elektronische Methoden der Regelungstechnik in den Vordergrund gerückt, wie komplexe Regler oder die Rückführung von Hilfsregelgrößen, um Übertragungseigenschaften zu verbessern.

Moderne Regelungskonzepte für elektrohydraulische Antriebe bestehen heute i. d. R. aus einem linearen Grundkonzept, das gegebenenfalls durch zusätzliche nichtlineare Reglerfunktionen ergänzt wird. Einen Überblick hierüber gibt Abb. 6.50. Während das lineare Grundkonzept die Aufgabe hat, die charakteristischen Übertragungseigenschaften und die Stabilität sicherzustellen, versucht man mit den nichtlinearen Anteilen verbleibende unliebsame Eigenschaften der Regelstrecke gezielt zu beeinflussen.

Von den linearen Regelungskonzepten für hydraulische Lageregelkreise im Sinne des erwähnten linearen Grundkonzeptes haben sich für die praktische Anwendung drei besonders bewährt:

- einschleifige Lageregelung mit verzögertem P-Regler (P-T₁- oder PP-T₁-Regler),
- zweischleifige Lageregelung mit unterlagerter Hilfsregelgröße,
- dreischleifige Zustandsregelung mit Geschwindigkeits- und Beschleunigungsrückführung.

6.5.2 Regler mit Zeitverhalten bei einschleifigen Lageregelkreisen

Die Wirkung eines verzögerten P-Reglers bei der Lageregelung eines schwach gedämpften hydrostatischen Getriebes mit Servopumpe ist in Abb. 6.51 dargestellt. Führungs- und Störverhalten sind wesentlich besser gedämpft als bei einem Antrieb mit P-Regler, obwohl die Kreisverstärkung erhöht wurde. An- und Ausregelzeit sind verkürzt, und die höhere

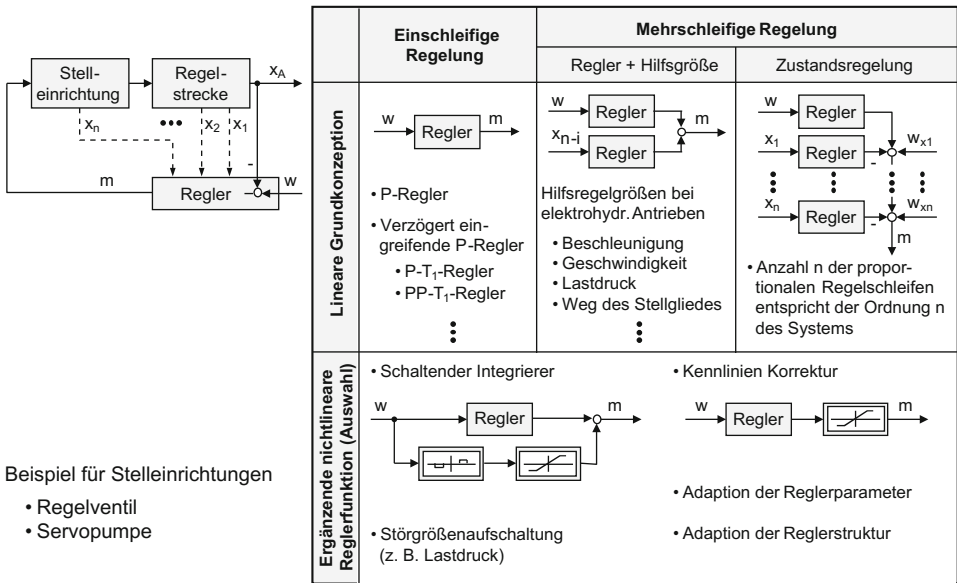


Abb. 6.50 Gehobene Regelungskonzepte für elektrohydraulische Antriebssysteme

Kreisverstärkung bewirkt auch eine Reduzierung des statischen Lagefehlers durch eine äußere Last. Worin liegt aus regelungstechnischer Sicht die Wirksamkeit des verzögerten P-Reglers begründet? Ein P-T₁-Regler kann aus der Parallelschaltung eines konstanten Gliedes und eines Verzögerungsgliedes entstehen. Anhand von Abb. 6.52 lassen sich zwei Einflüsse zeigen, wenn man den Wirkungsplan im oberen Bildteil unter Anwendung der regelungstechnischen Rechenregeln in den linken unteren Wirkungsplan überführt:

- Durch das Verzögerungsglied $(1/(1 + T \cdot s))$ im Sollwertkanal werden Änderungen des Sollwertes w mit geringerer Anregungsintensität in das System eingeleitet. Der Regelkreis wird durch Sollwertänderungen weniger zu Schwingungen angeregt.
- Das Lagesignal x wird über ein verzögert differenzierendes Übertragungsglied $(T \cdot s/(1 + T \cdot s))$ geführt. Bei kleinen Zeitkonstanten T wirkt der P-T₁-Regler in gleicher Weise wie eine Mitkoppelung des Geschwindigkeitssignals \dot{x} als Hilfsregelgröße. Dies erhöht de facto den Dämpfungsgrad D_h des zu regelnden Antriebes, wie bei der Analyse der Wirkung von Hilfsregelgrößen weiter unten in Abschn. 6.5.3 gezeigt wird.

In vielen Fällen lässt sich eine weitere Verbesserung des Übertragungsverhaltens schwach gedämpfter Antriebe durch eine PP-T₁-Reglung erzielen [89]. Ein PP-T₁-Regler entsteht aus der Parallelschaltung eines P-T₁-Reglers und eines Signalzweigs mit P-Verhalten. Seine Wirkung ist prinzipiell gleich wie die des P-T₁-Reglers, allerdings bietet der zusätzliche Freiheitsgrad in der Reglereinstellung den Vorteil, die Gewichtung der Geschwindigkeits- und der Wegrückführung in gewissen Grenzen unabhängig zu gestalten.

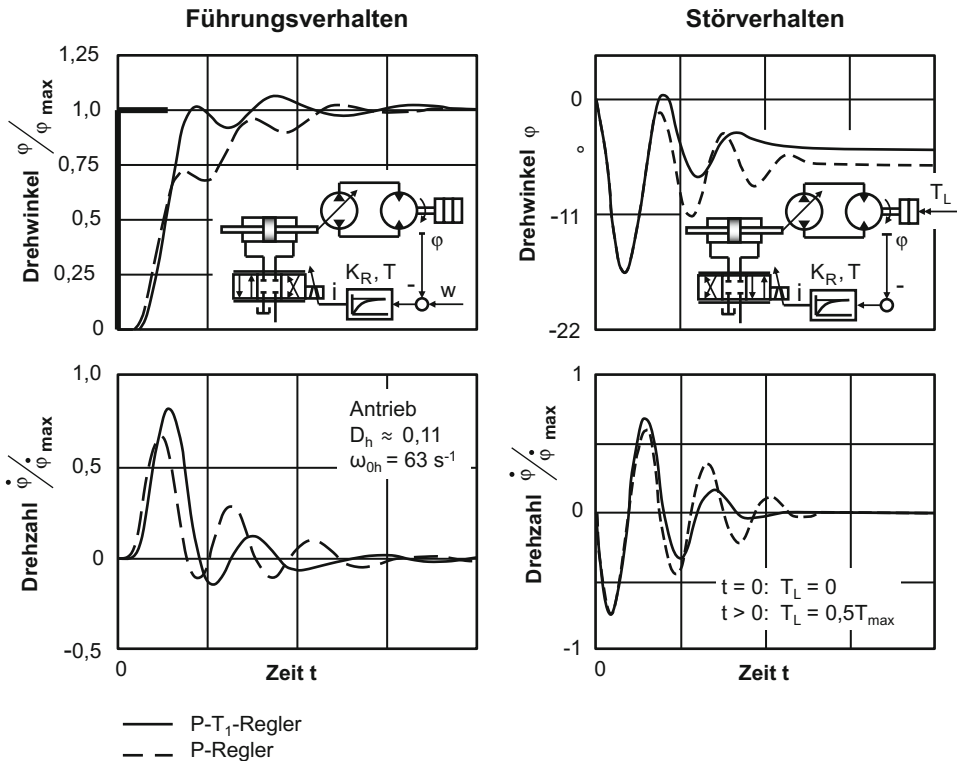


Abb. 6.51 Führungs- und Störverhalten eines lagegeregelten Antriebs mit P- und P-T₁-Regler [89]

Bei elektromechanischen, lagegeregelten Antrieben gehört der PD-T₁-Regler zum Industriestandard, während sein Einsatz in elektrohydraulischen Antrieben bisher eher selten ist. Seine regelungstechnische Wirkung geht aus dem rechten Teil von Abb. 6.52 hervor. Der differenzierende Anteil des Reglers wirkt bei kleiner Zeitkonstanten ($T_D - T$) wie eine Gegenkopplung der Geschwindigkeit und vermindert damit den Dämpfungsgrad D_h (wie in Abschn. 6.5.3 gezeigt wird). Bei Systemen mit geringer natürlicher Dämpfung ist dies wenig sinnvoll, während sich bei gut gedämpften Antrieben, beispielsweise einigen elektromechanischen Servoantrieben, ein besseres Übertragungsverhalten als mit einem P-Regler erzielen lässt. Dies erklärt die bisher übliche Praxis.

6.5.3 Unterlagerung von Hilfsregelgrößen

Weit mehr Möglichkeiten zur Verbesserung des statischen und dynamischen Übertragungsverhaltens als die Modifikation des Reglers bei einschleifigen Regelungen bieten mehrschleifige Regelungskonzepte. Die Unterlagerung einzelner ausgewählter Hilfsregelgrößen – wie Geschwindigkeit, Beschleunigung oder Lastdruck – erfordert allerdings auch

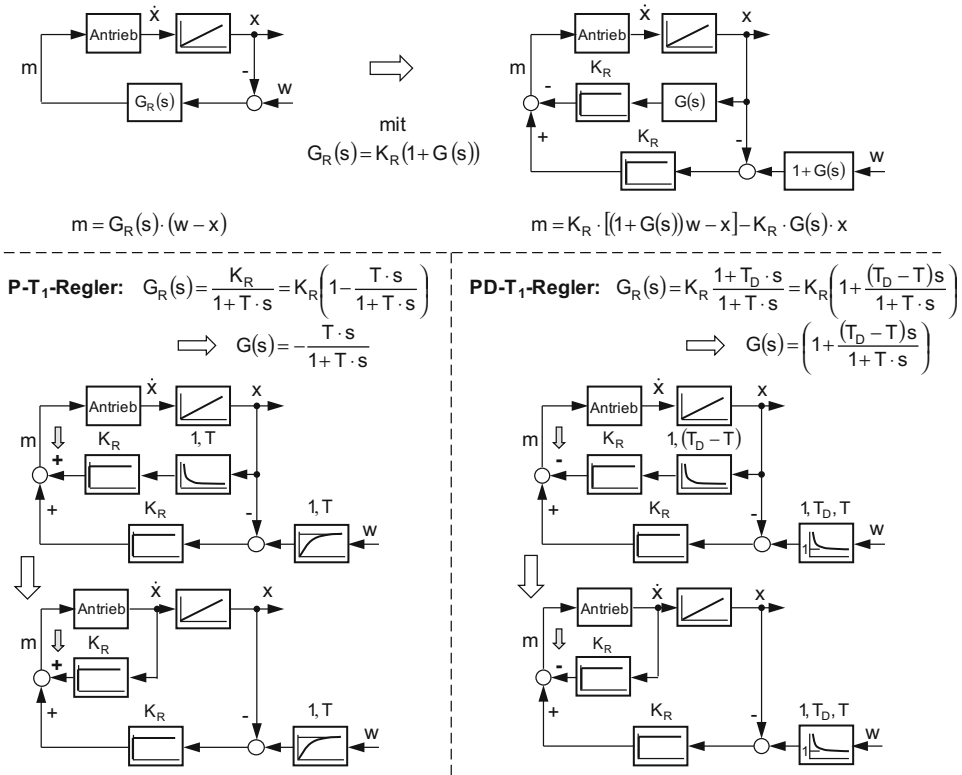
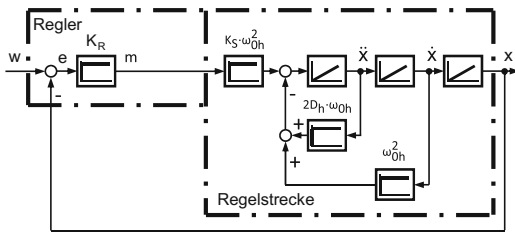


Abb. 6.52 Wirkung von P-T₁- und PD-T₁-Regler in Lageregelkreisen

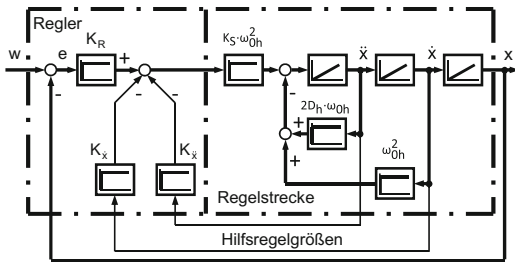
einen etwas höheren Auslegungs- und Realisierungsaufwand. Den Einfluss der einzelnen Hilfsregelgrößen kann man anschaulich durch regelungstechnische Umformung des Wirkungsplans in Abb. 6.45 zeigen.

Ein lineares Regelungssystem lässt sich i. d. R. immer durch einen Wirkungsplan darstellen, der nur aus proportionalen Übertragungsgliedern und Integratoren besteht. Wenn man den Wirkungsplan des lagegeregelten Antriebs mit verzögerungsfreier Stelleinrichtung aus Abb. 6.45 entsprechend umrechnet, erhält man den Wirkungsplan im oberen Teil von Abb. 6.53. Er beschreibt die identische Regelkreisstruktur und das identische Übertragungsverhalten nur in anderer formaler Darstellung (vgl. Gl. 6.48). Man bezeichnet diese Art der Darstellung als Zustandsraumdarstellung. Im unteren Teil des Bildes sind die beiden Hilfsregelgrößen, Geschwindigkeit und Beschleunigung, in den Wirkungsplan eingezeichnet und in die Führungsübertragungsfunktion eingerechnet (Gl. 6.60). Ihren Einfluss auf die Übertragungseigenschaften kann man an den Änderungen der Kenngrößen Eigenfrequenz ω_{0h} und Dämpfungsgrad D_h veranschaulichen. Das Übertragungsverhalten ist durch



a) Führungsverhalten ohne Hilfsregelgrößen

$$\ddot{x} + 2D_h \omega_{0h} \dot{x} + \omega_{0h}^2 \cdot x + K_R \cdot K_S \cdot \omega_{0h}^2 \cdot x = K_R \cdot K_S \cdot \omega_{0h}^2 \cdot w(t) \tag{6.48}$$



b) Führungsverhalten mit Hilfsregelgrößen

$$\ddot{x} + (2D_h \omega_{0h} + K_S \cdot \omega_{0h}^2 \cdot K_{\dot{x}}) \dot{x} + (\omega_{0h}^2 + K_S \cdot \omega_{0h}^2 \cdot K_x) x + K_S \cdot K_R \cdot \omega_{0h}^2 = K_S \cdot K_R \cdot \omega_{0h}^2 \cdot w(t) \tag{6.60}$$

$$\omega_{0h}^* = \omega_{0h} \cdot \sqrt{1 + K_S \cdot K_x} \quad \text{Eigenkreisfrequenz}$$

$$D_h^* = \frac{D_h + \frac{1}{2} K_S \cdot K_{\dot{x}} \cdot \omega_{0h}}{\sqrt{1 + K_S \cdot K_x}} \quad \text{Dämpfungsgrad}$$

Abb. 6.53 Einfluss der Hilfsregelgrößen auf die Kenngrößen eines elektrohydraulischen Lageregelkreises bei verzögerungsfreiem Regelventil

die neuen Kenngrößen

$$\omega_{0h}^* = \omega_{0h} \cdot \sqrt{1 + K_S \cdot K_x} \tag{6.61}$$

$$D_h^* = \frac{2 \cdot D_h + K_S \cdot \omega_{0h} \cdot K_{\dot{x}}}{2 \cdot \sqrt{1 + K_S \cdot K_x}} \tag{6.62}$$

eindeutig charakterisiert. Das rückgeführte Beschleunigungssignal \ddot{x} erhöht die Dämpfung des Systems; es hat keinen Einfluss auf die Kennkreisfrequenz ω_{0h} . Das rückgeführte Geschwindigkeitssignal \dot{x} bewirkt bei der gezeigten Gegenkopplung eine Anhebung der hydraulischen Kennkreisfrequenz ω_{0h} und verringert gleichzeitig die Dämpfung D_h . Dies erklärt umgekehrt die leichte Verbesserung der Dämpfung bei einer Geschwindigkeitsmitkopplung beim Einsatz eines P-T₁-Reglers (vgl. Abschn. 6.5.2). Die Rückführung des Beschleunigungssignals erscheint für die schwach gedämpften elektrohydraulischen Antriebssysteme besonders geeignet.

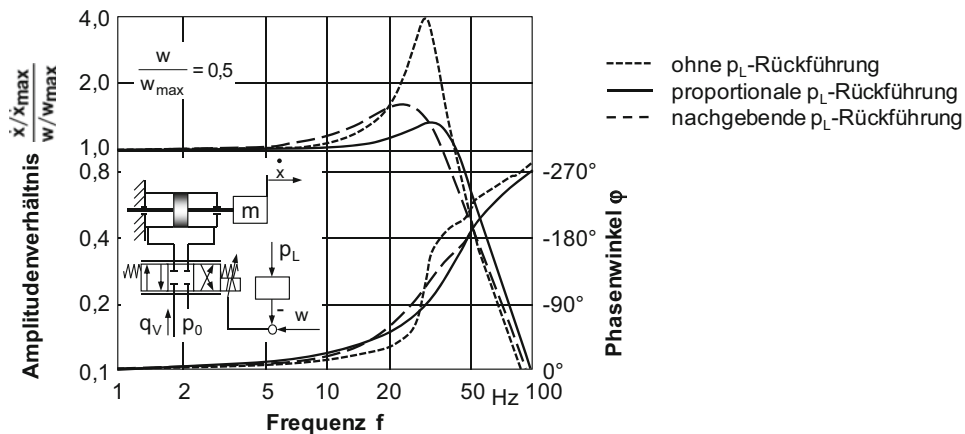


Abb. 6.54 Frequenzkennlinien eines elektrohydraulischen Antriebs (Steuerkette Servoverteil – Zylinder) mit und ohne Lastdruckrückführung

Bei der Herleitung der Gln. 6.61 und 6.62 wurden die dynamischen Eigenschaften des Stellglieds, eines Regelventils oder einer Servopumpe, vernachlässigt. Damit die Verbesserungen in der beschriebenen Weise wirksam werden können, muss das Stellglied ein wesentlich besseres dynamisches Verhalten aufweisen als der massebelastete Hydrozylinder oder -motor ($\omega_{0V} > \text{ca. } 3 \text{ bis } 5 \text{ mal } \omega_{0h}$). Falls ein solches Stellglied nicht zur Verfügung steht, sollte auf eine Geschwindigkeitsrückführung verzichtet werden, denn sie kann dann sogar das dynamische Verhalten des Regelkreises verschlechtern.

Beschleunigung \ddot{x} und Lastdruck p_L sind Zwischengrößen des hydraulischen Systems, die gleichen Verlauf haben, sofern die Reibung vernachlässigbar klein ist und keine aktiven äußeren Kräfte F_L wirken. Im Hinblick auf das Führungsverhalten kann daher anstelle des Beschleunigungssignals der meist einfacher zu messende Lastdruck p_L zurückgeführt werden. Allerdings verringert eine Lastdruckrückführung vor allem die statische Laststeifigkeit, sodass das Störverhalten ungünstiger ist als mit Beschleunigungsrückführung. In regelungstechnischer Hinsicht simuliert eine Lastdruckrückführung eine interne Leckage, die scheinbar die druckabhängigen volumetrischen Verluste vergrößert und so die Druckverstärkung K_{py} verringert.

Zur Behebung dieses Nachteils wird verschiedentlich eine nachgebende Druckwirkung vorgeschlagen. Der Lastdruck wird in diesem Fall über ein Hochpassglied (PD- T_1 -Glied) zurückgeführt. Dies ermöglicht eine gleiche statische Laststeifigkeit wie eine Beschleunigungsrückführung. Aber die gegenseitige Beeinflussung der Zeitkonstanten im nachgebenden und im verzögernden Teil des Hochpassfilters führt auch bei optimaler Abstimmung i. d. R. zu einem etwas schlechter gedämpften Übertragungsverhalten. Dies veranschaulichen die Frequenzkennlinien für das Führungsverhalten der Regelstrecke in Abb. 6.54. Aus regelungstechnischer Sicht ist die Beschleunigungsrückführung stets einer Lastdruckrückführung vorzuziehen.

6.5.4 Zustandsregelung

Die bisher vorgestellten zweischleifigen Regelungskonzepte nutzen eine ausgewählte Hilfsregelgröße (Geschwindigkeit, Beschleunigung oder Lastdruck) zur Verbesserung der Übertragungseigenschaften der Regelstrecke. Besondere Beachtung findet in der elektrohydraulischen Antriebstechnik seit einigen Jahren die Methode der Zustandsregelung. Eine ideale lineare Regelstrecke lässt sich immer durch eine Übertragungsfunktion $G(s)$ beschreiben, die im Zähler $Z(s)$ und Nenner $N(s)$ aus Polynomen besteht

$$G(s) = \frac{b_m \cdot s^m + b_{m-1} \cdot s^{m-1} + \dots + b_1 + b_0}{s^n + a_{n-1} \cdot s^{n-1} + \dots + a_0}. \quad (6.63)$$

$G(s)$ kann durch Einführung von n Zwischengrößen $x_1 \dots x_n$ in ein System von Differenzialgleichungen 1. Ordnung zerlegt werden, wie dies am Beispiel eines Systems 3. Ordnung in Abb. 6.53 bereits gezeigt wurde. Die Zwischengrößen $x_1 \dots x_n$ charakterisieren interne Zustände und werden als Zustandsgrößen bezeichnet. Charakteristisches Merkmal einer Zustandsregelung ist, dass alle Zustandsgrößen des Systems in die Regelung einbezogen werden. Es entsteht ein lineares Regelsystem mit n proportionalen Rückführungen, wobei n der Systemordnung (Ordnung des Nennerpolynoms) entspricht. Die regelungstechnische Theorie zeigt, dass für ein solches lineares System n -ter Ordnung durch eine Regeleinrichtung mit n unabhängigen Freiheitsgraden im Idealfall die Eigenbewegungen des geregelten Systems frei vorgegeben werden können – das Übertragungsverhalten lässt sich theoretisch beliebig einstellen [4, 24, 31, 80].

Das Konzept der Zustandsregelung bietet im Vergleich mit der Unterlagerung von Hilfsregelgrößen den Vorteil, dass die Rückführkoeffizienten des Reglers geschlossen berechnet werden können. Dies soll für den einfachen Fall eines Regelungs systems 3. Ordnung anhand der in Abb. 6.53 dargestellten Zusammenhänge mit Hilfe des Verfahrens der Polvorgabe gezeigt werden [10, 25, 89, 97].

Das Verfahren der Polvorgabe besteht darin, die Verstärkungsfaktoren $K_1 \dots K_n$ der n proportionalen Rückführungen so zu wählen, dass die Polstellen $s_1 \dots s_n$ (Nullstellen des Nennerpolynoms) des geschlossenen Regelkreises vorgegebene Lagen in der Wurzelortskurve einnehmen. Der Lageregelkreis in Abb. 6.53 hat drei Polstellen s_1 , s_2 und s_3 . Gibt man diese Werte vor, so erhält man für das charakteristische Polynom

$$\begin{aligned} (s - s_1) \cdot (s - s_2) \cdot (s - s_3) = \\ = s^3 + (2D_h \cdot \omega_{0h} + K_S \cdot \omega_{0h}^2 \cdot K_{\dot{x}}) \cdot s^2 + (1 + K_S \cdot K_{\dot{x}}) \cdot \omega_{0h}^2 \cdot s + K_S \cdot K_R \cdot \omega_{0h}^2. \end{aligned} \quad (6.64)$$

Durch äquivalente Umformungen und Koeffizientenvergleich ergeben sich die gesuchten Verstärkungsfaktoren mit denen sich die Pole in der Wurzelortskurve platzieren lassen:

$$K_R = -\frac{s_1 \cdot s_2 \cdot s_3}{K_S \cdot \omega_{0h}^2} \quad (6.65)$$

$$K_{\dot{x}} = \frac{s_1 \cdot s_2 + s_1 \cdot s_3 + s_2 \cdot s_3 - \omega_{0h}^2}{K_S \cdot \omega_{0h}^2} \quad (6.66)$$

$$K_{\ddot{x}} = -\frac{2D_h \cdot \omega_{0h} + s_1 + s_2 + s_3}{K_S \cdot \omega_{0h}^2}. \quad (6.67)$$

Das Verfahren sagt jedoch nichts darüber aus, wie die Lage der Pole zu wählen ist und ob der Antrieb über hinreichende Stellenergie (z. B. Volumenstrom, Druck) verfügt, um das gewählte Verhalten praktisch zu realisieren. Außerdem ist der elektrohydraulische Antrieb als Regelstrecke wie erwähnt ausgeprägt nichtlinear und damit keineswegs ideal im Hinblick auf eine Zustandsregelung. Dennoch hat sich die Zustandsregelung als ein Konzept erwiesen, mit dem zielstrebig günstigste Eigenschaften hinsichtlich dynamischem Verhalten, Positioniergenauigkeit und hoher Steifigkeit des Antriebs gegenüber äußeren Lasten erzielt werden können. Beim Reglerentwurf ist allerdings darauf zu achten, dass man nur Vorgaben macht, die auch unter Berücksichtigung praktischer Gegebenheiten, wie Begrenzungen und betriebsabhängigen Parameteränderungen, noch sinnvoll sind.

Durch passende Vorgabe der Rückführbeiwerte K_R , $K_{\dot{x}}$ und $K_{\ddot{x}}$ lassen sich Dämpfung und Eigenfrequenz i. Allg. so einstellen, dass mit einem P-Regler in der äußeren Lage-regelschleife ein gutes Übertragungsverhalten erreicht werden kann. Ein Beispiel dafür ist ein drehwinkelgeregelter Antrieb mit Servopumpe, s. Abb. 6.55. Die Verbesserungen gegenüber der einschleifigen Drehwinkelregelung dokumentieren sich in einem nahezu aperiodischen Einschwingverhalten mit kürzerer An- und Ausregelzeit sowie in einer deutlich höheren Laststeifigkeit. Auffallend ist die große und schnelle Auslenkung y des Stellglieds zu Beginn des Regelvorgangs im Vergleich zum einschleifigen Lageregelkreis. Dies zeigt sehr anschaulich, dass für derartige Regelungen ein Stellglied mit guter Dynamik im Vergleich zur Regelstrecke ($\omega_{0V} \gg \omega_{0h}$) erforderlich ist [89].

In der Praxis findet man bei Lageregelungen mit Zustandsregelung in sehr vielen Fällen nur dreischleifige Regler mit Geschwindigkeit und Beschleunigung als Hilfsregelgröße. Im Allgemeinen kann auf weiter innen liegende Rückführungen verzichtet werden, da sie nur das Übertragungsverhalten der Stelleinrichtung zu verbessern suchen. Regel- und Servoventile sowie Servopumpen sind aber meist durch geräteinterne Regelkreise optimiert. Sie lassen sich durch weitere Hilfsregelkreise kaum verbessern, sodass ein vollständiger Zustandsregler, bei dem auch der Stellweg (System 4. Ordnung) und vielleicht sogar die Stellgeschwindigkeit (System 5. Ordnung) zurückgeführt werden, i. d. R. nicht erforderlich ist. Beim Entwurf eines Antriebs ist es wichtig, eine Stelleinrichtung mit tauglichen Leistungsdaten hinsichtlich Eigendynamik und Dämpfung auszuwählen. Aus regelungs-technischer Sicht sollte die Kennfrequenz f_{0V} des Stellglieds mindestens doppelt so hoch sein, wie die Kennfrequenz der Regelstrecke ($f_{0V} > 2f_{0h}$). Andernfalls macht das Stellglied die Regelung elektrohydraulischer Antriebe noch komplexer.

Eine weitere Problematik bei mehrschleifigen Regelungen besteht darin, die in den Hilfsregelkreisen benötigten Signale dem Regler verfügbar zu machen. Dazu gibt es für elektrohydraulische Antriebe i. d. R. drei Möglichkeiten:

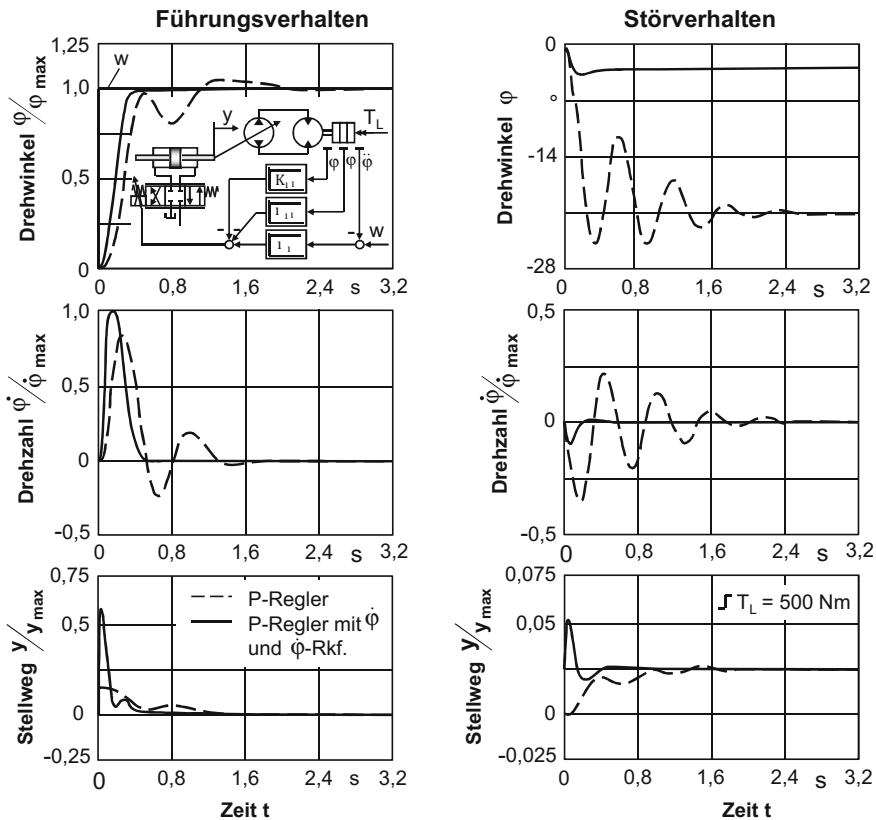


Abb. 6.55 Führungs- und Störverhalten eines pumpengesteuerten Antriebs mit Drehwinkelregelung sowie unterlagerter Geschwindigkeits- und Beschleunigungsrückführung [89]

- Messen von Geschwindigkeit \dot{x} und Beschleunigung \ddot{x} (oder Lastdruck p_L) am Antrieb,
- Berechnen der Signale durch Differenzieren des Wegsignals,
- Berechnen geschätzter Signale für Geschwindigkeit \dot{x} und Beschleunigung \ddot{x} mit Hilfe eines Zustandsbeobachters (parallel mitlaufendes, nachgeführtes Echtzeit-Modell der Regelstrecke).

Bei bisher ausgeführten elektrohydraulischen Anlagen werden Zustandsgrößen meistens gemessen oder in besonderen Fällen durch einen Zustandsbeobachter geschätzt. Die Messung mit zusätzlichen Sensoren verursacht zusätzliche Kosten. Für einen Beobachter ist ein in allen Betriebspunkten hinreichend genaues mathematisches Echtzeitmodell als Abbild der Regelstrecke erforderlich. Auslegung und hardwaremäßige Realisierung sind mit einem Aufwand und regelungstechnischem Know-how verbunden. Die Signaldifferenzierung (einfach oder zweifach) mit analogen Elektronikkomponenten hat sich in der Praxis meist nicht bewährt, da der Pegelunterschied zwischen Nutzsignal und überlagerten Störsigna-

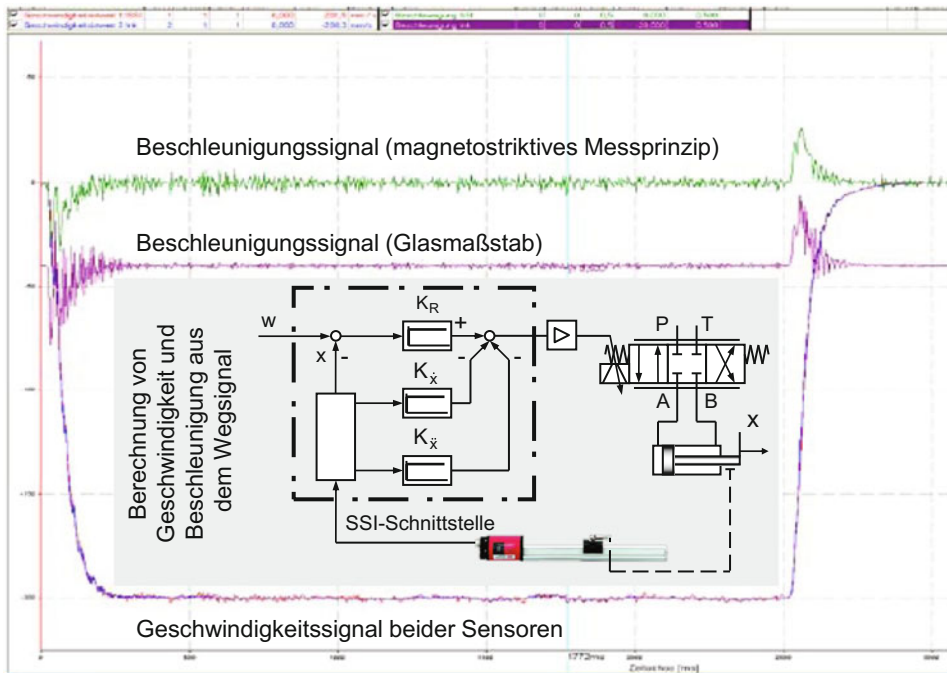


Abb. 6.56 Digitale Berechnung von Geschwindigkeit und Beschleunigung aus dem Wegsignal. (Quelle: MTS Sensor Technologie)

len zu klein wird, um das Signal für regelungstechnische Zwecke nutzen zu können. Erst durch die digitale Signalverarbeitung mit Mikrorechnern ist eine flexible und preisgünstige Hardware verfügbar, die für inkrementale optoelektronische Dreh- und Linearmessgeber sowie für magnetostriktive Sensoren sowohl ein genaues Positions- als auch ein gutes Geschwindigkeits- und Beschleunigungssignal verhältnismäßig preiswert zur Verfügung stellen kann. Ein gerätetechnisches Beispiel zeigt Abb. 6.56.

6.5.5 Nichtlineare Reglungsstrategien

Während man die Lösungsansätze des linearen Grundkonzeptes von Antriebsregelungen vergleichsweise geschlossen regelungstechnisch darstellen und diskutieren kann, ist dies für die in Abb. 6.50 angesprochenen nichtlinearen Regleranteile nicht in ähnlich systematischer Form möglich. Mit nichtlinearen Regleranteilen versucht man gezielt, unliebsame Effekte im Übertragungsverhalten zu bekämpfen. Insofern erfolgt deren Auslegung zwangsläufig eher anwendungsbezogen, als auf der Basis allgemeingültiger, abstrahierender Betrachtungen. Eine der wichtigsten Forderungen bei vielen Anwendungen besteht darin, eine hohe

Positioniergenauigkeit auch unter Belastung bei kurzer Ausregelzeit zu erreichen. Zwei Maßnahmen, die häufig zum Einsatz kommen, sollen kurz vorgestellt werden.

Korrektur der Reglerkennlinie Zur Verbesserung der statischen Positioniergenauigkeit ventilgesteuerter Antriebe wird häufig ein Ventil mit progressiver Öffnungscharakteristik $Q = f(y^2)$ eingesetzt (vgl. Abschn. 6.4.3). Die Volumenstrom-Signalfunktion hat dann einen abgeflachten Verlauf im Bereich des hydraulischen Nullpunkts und steigt mit zunehmender Schieberauslenkung y progressiv an. Die Vorteile einer verringerten Volumenstromverstärkung K_{Qy} um den Nullpunkt können aber nur zum Tragen kommen, wenn die Kreisverstärkung V_K des Regelkreises konstant bleibt (vgl. Gl. 6.59). Daher muss durch eine inverse Korrekturkennlinie im Lageregler die Reglerverstärkung K_R entsprechend angehoben werden.

Diese Maßnahme bietet weitere Vorteile: Kennlinien von Regelventilen weisen häufig noch eine kleine Hysterese auf, die als Umkehrspanne die Ansprechempfindlichkeit einer Lageregelung herabsetzt. Dies äußert sich beispielsweise durch ein leicht unstetiges Fahrverhalten bei Richtungswechseln mit niedriger Geschwindigkeit. Außerdem tritt bei Ventilen eine geringe Verschiebung des Nullpunkts (Temperaturdrift) mit steigender Öltemperatur auf, was die Reproduzierbarkeit der Positioniergenauigkeit beeinflusst. Durch die elektronische Anhebung der Reglerverstärkung bei mechanisch progressiver Ventilkennlinie werden die Auswirkungen der Ventilhysterese und der Temperaturdrift im entscheidenden Kleinsignalbereich entsprechend reduziert. Mit geeigneten Ventilen sind sehr große Geschwindigkeitsbereiche beherrschbar [4].

Eine der regelungstechnisch unangenehmsten Nichtlinearitäten für eine Lageregelung ist eine positive Überdeckung an den Ventilsteuerkanten; sie verursacht eine Totzone. Eine positive Überdeckung kann erforderlich sein, wenn bei Not-Aus eine Sperrung des Volumenstroms durch das Stetigventil erfolgen muss. Sie tritt auch oftmals bei preiswerten Stetigventilen in Erscheinung: Wenn Schieber- und Gehäuselängsmaße nicht sehr eng toleriert sind, schwanken sowohl die Gesamtüberdeckung als auch der hydraulische Nullpunkt von Ventil zu Ventil. Durch eine sehr starke Erhöhung der elektrischen Verstärkung K_R des Lagereglers im Bereich der positiven Überdeckung kann dies kompensiert werden.

Schaltender Integrator Zur Vermeidung eines stationären Lagefehlers wird in der Regelungstechnik im Allgemeinen ein integraler Anteil im Regler (PI-Regler) vorgeschlagen [24]. Da die Regelstrecke elektrohydraulischer Antriebe jedoch bereits integrales Verhalten hat, (vgl. Abb. 6.42) führt ein I-Anteil im Lageregler schnell zur Verschlechterung des dynamischen Verhaltens und fördert die Schwingungsanfälligkeit des Antriebs. Einen Ausweg eröffnet der schaltende Integrator. Seine prinzipielle Wirkungsweise veranschaulicht Abb. 6.57. Erst nach Erreichen eines engen Bereichs kleiner Geschwindigkeit \dot{x} um den Lagesollwert $x = w$ wird der integrale Anteil K_I des Lagereglers zugeschaltet, um Positionsfehler auszugleichen. Dadurch wird vermieden, dass der Integrator bereits bei größeren

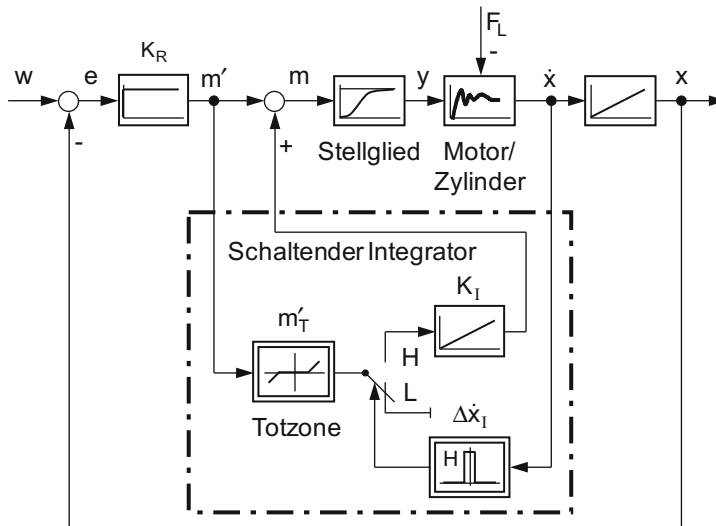


Abb. 6.57 Lageregelung mit nichtlinearem Integrator zur Verbesserung der statischen Positioniergenauigkeit. (Quelle: A. Feuser)

Lageabweichungen, die noch ohne Integrator ausgeregelt werden können, die Regelabweichung aufintegriert und bei Erreichen des Sollwerts Überschwingen verursacht. Zusätzlich ist eine kleine Totzone m_T für die Regelabweichung erforderlich, um stationäre bleibende Regelbewegungen des Antriebs (limit cycling) zu vermeiden. Solche kleinen Schwingungen können häufig im Zusammenspiel von mechanischer Reibung, Auflösung des Wegmesssystems und integralem Regleranteil entstehen: Infolge hoher Auflösung vor allem digitaler Regel- und Messeinrichtungen werden auch noch sehr kleine Regelabweichungen berechnet und – obwohl der Antrieb aufgrund von Reibung bereits zum Stillstand gekommen ist – im Integrator aufintegriert bis die Reglerausgangsgröße m genügend groß ist, um den Antrieb loszureißen und erneut einen Positioniervorgang auszulösen. Dies wird durch die Totzone m_T vermieden.

Es gibt eine große Zahl weiterer wirkungsvoller regelungstechnischer Maßnahmen. Die wichtigsten sind

- die Adaption der Regelparameter an sich ändernde Parameter der Regelstrecke beim Aus- und Einfahren eines Differenzialzylinders,
- die Unterlagerung eines modifizierten Geschwindigkeitsregelkreises mit Kaskadenstruktur, um bei Bahnsteuerungen die Kreisverstärkung V_K konstant zu halten,
- ein Bahnsteuerungsintegrator, um bei unterschiedlichen Lasten F_L gleiche stationäre Schleppfehler zu haben.

Aus technischer Sicht sind regelungstechnische Methoden bekannt und erprobt, durch die elektrohydraulische Antriebe ihre volle Leistungsfähigkeit erreichen.

Hinweise für die Praxis. Die Unterlagerung von Hilfsregelgrößen und ihr zum Teil sehr günstiger Einfluss auf das statische und dynamische Verhalten elektrohydraulischer Antriebe, die Zustandsregelung sowie nichtlineare Korrekturmaßnahmen sind in zahlreichen wissenschaftlichen Veröffentlichungen und anwendungsorientierten Berichten dargestellt worden. Dennoch wäre es falsch, dies heute als Stand der Technik bei elektrohydraulischen Antrieben in der Praxis zu bezeichnen. Anders bei elektromechanischen Servoantrieben: Dort gehören die Geschwindigkeits- und die Stromrückführung in Form einer Kaskadenregelung zum Industriestandard.

Die zögernde Akzeptanz spezifischer Maßnahmen bei elektrohydraulischen Antrieben dürfte auf Schwierigkeiten zurückzuführen sein, bei Linearantrieben das Beschleunigungssignal kostengünstig und betriebssicher zu ermitteln und regelungstechnisch richtig abgestimmt in den Regelkreis einzuführen. Die messtechnische Erfassung des Lastdrucks ist zwar einfacher, die regelungstechnisch optimale Abstimmung einer nachgebenden Druckrückführung jedoch komplex. Außerdem war in vielen handelsüblichen Steuerungen für zusätzliche Rückführsignale und nichtlineare Korrekturmaßnahmen keine anwenderfreundlich handhabbare steuerungstechnische Hardware vorgesehen.

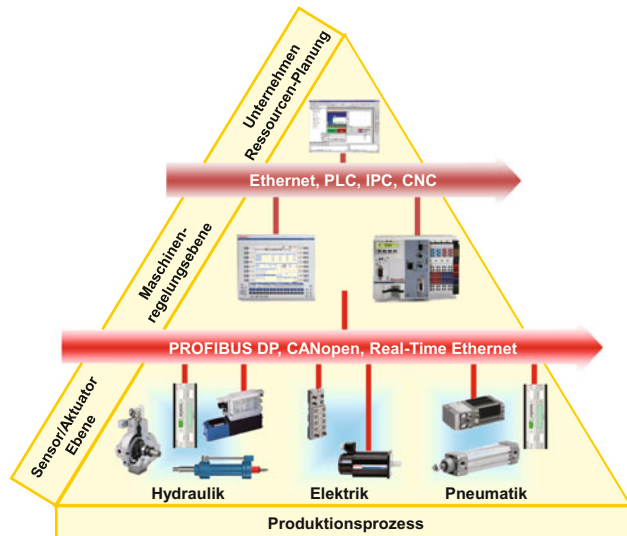
Erst in den letzten Jahren hat die Weiterentwicklung der Steuerungstechnik zu dezentralen Steuerungen mit „intelligenten“ Komponenten und Feldbustechnik die Voraussetzungen geschaffen, um hydraulikangepasste Regelalgorithmen in handelsübliche Steuerungsumgebungen anwendungsfreundlich zu integrieren.

6.6 Dezentrale Steuerungssysteme mit digitalem Feldbus

Die Weiterentwicklung von Fertigungs- und Produktionssystemen ist besonders geprägt durch Kundenforderungen nach höherer Flexibilität und Wirtschaftlichkeit. Wesentliche Aspekte hierbei sind: Die Maschinen und Anlagen müssen eine wirtschaftliche Fertigung von immer mehr Varianten eines Produkts bei gleichzeitig großer Gesamtstückzahl ermöglichen; sie sollen selbsttätig und frühzeitig Störungen erkennen, damit durch geplante Wartung die Nutzungsdauer maximiert werden kann; vorhandene Kapazitäten müssen sich flexibel nutzen lassen und den Ausgleich von Kapazitätsschwankungen ermöglichen; außerdem soll die Wiederverwendung von Anlagen oder Anlagenteilen bei Produktumstellungen dazu beitragen, Herstellkosten zu senken und so die Wirtschaftlichkeit zu erhöhen. Die Realisierung dieser Ziele wird durch eine Modularisierung von Maschinen und Anlagen wirkungsvoll unterstützt [32, 59, 84].

Eine modulare Bauweise ermöglicht den kostengünstigen, flexiblen Aufbau von Maschinen und Anlagen sowie eine nachträgliche Erweiterung oder einen Umbau zur Anpassung an veränderte Kapazitätsanforderungen oder Produktänderungen, ohne den Kern des bestehenden Systems ändern zu müssen. Modularität im mechanischen Aufbau erfordert aber auch eine Steuerungsarchitektur, die eine unkomplizierte, flexible Anbindung von Sen-

Abb. 6.58 Dezentrale Steuerungsarchitektur, durch die Feldbustechnik auf der Sensor/Aktor Ebene lassen sich hydraulische, pneumatische und elektrische Antriebssysteme von derselben Maschinensteuerung bedienerfreundlich ansteuern [27, 102]



soren und Aktoren unterschiedlicher Bauart ermöglicht, damit Funktionen ergänzt oder abgeschaltet werden können. Außerdem sollte die Steuerungsstruktur idealerweise unabhängig von firmen- und informationstechnischen Spezialisierungen sein. Konventionelle NC-Steuerungen bieten i. d. R. solche Flexibilität nicht. Daher begann in den 1990er Jahren die Entwicklung offener, dezentraler Steuerungssysteme. Bei Großanlagen (Hütten- und Walzwerke, Kunststoffanlagen, Kraftwerke) haben die Modularisierung und flexible Anpassung bereits zum Einsatz von dezentralen Steuerungssystemen geführt. Die gleiche Entwicklung vollzieht sich nun in weiteren Bereichen des Maschinen- und Anlagenbaus.

Den prinzipiellen Aufbau einer offenen, dezentralen Steuerungsarchitektur zeigt Abb. 6.58 [27, 102]. Für die Antriebs- und Steuerungstechnik ist besonders die unterste Ebene, die Sensor/Aktor-Ebene, von großer Bedeutung; denn hier geht es um die Ankopplung der Aktoren und Sensoren an die Maschinensteuerung. Jeder einzelne Aktor ist über ein Feldbus-Interface an den Feldbus angekoppelt, über den er Daten mit der Maschinensteuerung (meist eine SPS, ein Industrie-PC oder eine CNC) austauschen kann. Die Sensoren sind entweder ebenfalls über den Bus mit der Maschinensteuerung verbunden oder in konventioneller Technik mit der Regelelektronik eines Aktors verdrahtet (vgl. Abb. 6.11). Das Buskabel (geschirmtes, mehradriges Kabel) verbindet Aktoren, Sensoren und Maschinensteuerung seriell miteinander und reduziert den Verkabelungsaufwand.

Bei konventionellen Steuerungen sind die Geräte durch eine aufwendige Einzelsignalverdrahtung entsprechend dem „analogen Standard“ (0...20 mA, 4...20 mA oder ± 10 V) mit der Maschinensteuerung verbunden. Der Ersatz dieser konventionellen Verkabelungstechnik durch ein serielles Bus-Netzwerk macht das System hardwaremäßig wesentlich einfacher sowie in Bezug auf Änderungen und Erweiterungen flexibler. Kosten für Aufbau, Installation und Inbetriebnahme lassen sich meist reduzieren.

Der **Feldbus** ist ein bi-direktionales, serielles Echtzeit-Kommunikationsnetzwerk für den Datenaustausch zwischen Einzelgeräten und der Maschinensteuerung. Die Datenübertragung erfolgt durch digitale, serielle Signale in Echtzeit nach einem festgelegten Übertragungsprotokoll. Unter **Echtzeit** versteht man den Betrieb eines Rechnersystems, bei dem die Programme zur Verarbeitung anfallender Daten ständig betriebsbereit sind und die Verarbeitungsergebnisse innerhalb einer fest vorgegebenen Zeitspanne zur Verfügung stehen. Unabhängig von irgendwelchen Ereignissen werden Daten des Systems immer innerhalb eines genau definierten Zeitrahmens bearbeitet.

Jeder Aktor kann von der Maschinensteuerung über das Feldbus-Netzwerk angesprochen und für eine antriebstechnische Steuerungs- oder Regelungsaufgabe aktiviert werden. Dabei macht es in einer dezentralen Steuerungsarchitektur keinen Unterschied, ob es sich um ein hydraulisches, pneumatisches oder elektrisches Antriebssystem handelt. Besonders einfach zu handhaben ist die dezentrale Steuerungsstruktur bei nicht interpolierenden geregelten Achsantrieben sowie Punkt-zu-Punkt-Steuerungen, wenn der Antrieb über eine integrierte Sensorik und eine eigene lokale Regelelektronik verfügt (integrierter Aktor, vgl. Abschn. 6.1). Die Maschinensteuerung sendet der Antriebselektronik über den Feldbus im Wesentlichen die Bewegungsparameter, wie Zielposition, Geschwindigkeit, Beschleunigung, maximal zulässige Kraft sowie Start/Stop-Signale. Nach einem Startsignal führt der Antrieb die Bewegung eigenständig aus. Wenn sie beendet ist, gibt es eine Rückmeldung an die Maschinensteuerung. Typische Zeitforderungen für die Zykluszeit eines Feldbusses für derartige Anwendungen liegen unter 10 ms. Über den Feldbus können auch Diagnose- und Condition-Monitoring-Signale für das Antriebssystem ausgetauscht werden. Wesentlich anspruchsvoller sind die Anforderungen an die Zykluszeiten eines Feldbusses, wenn er regelungstechnisch eingebunden ist. Falls ein geregelter Antrieb keine lokale Regelelektronik hat, werden Soll- und Istwerte in Echtzeit über den Feldbus ausgetauscht (der Regelkreis wird über den Feldbus geschlossen) und der regelungstechnische Abgleich erfolgt in der Maschinensteuerung. Dann sind meist Zykluszeiten von weit weniger als 1 ms gefordert [39, 40]. Beim derzeitigen Entwicklungsstand erscheint es schwieriger, einen Regelkreis über den Feldbus zu schließen.

Ein Beispiel für ein elektrohydraulisches Regelventil, bei dem die komplette Regel- und Kommunikationselektronik integriert ist, zeigt Abb. 6.59 [71]. Für den Datenaustausch über den Feldbus wird ein spezielles Fluidtechnik-Protokoll genutzt. Entstanden ist es in enger Zusammenarbeit der weltweit führenden Fluidtechnik-Hersteller im Rahmen der Gemeinschaftsforschung des Forschungsfonds Fluidtechnik im VDMA (Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau). Es definiert das Kommunikationsprotokoll für Hydraulik- und Pneumatik-Komponenten über einen Feldbus sowie einheitliche Funktionen und Parameter, sodass Geräte mit identischer Funktionalität theoretisch austauschbar sind.

Die Entwicklung dezentraler Steuerungen im Maschinen- und Anlagenbau ist für die elektrohydraulische Antriebstechnik besonders vorteilhaft. Die Integration von Regelelektronik in die hydraulischen Komponenten, z. B. das Regelventil, bietet den Hydraulikherstellern die hardwaretechnische Plattform für eine bedienerfreundliche Integration

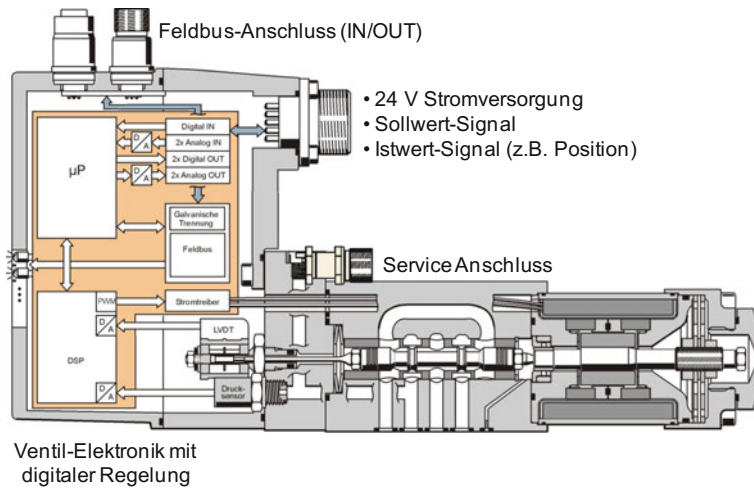


Abb. 6.59 Regelventil mit integrierter Elektronik für die digitale Datenübertragung mit Hilfe eines Feldbuses und die Regelung eines Zylinders oder Hydromotors. (Quelle: Moog GmbH)

hydraulik-spezifischer regelungstechnischer Algorithmen und Regelkreisstrukturen. Aus Sicht der Maschinenbauern und ihrer Kunden unterscheiden sich elektromechanische und elektrohydraulische Antriebssysteme nicht mehr in der Handhabung. Den Aufbau eines offenen Steuerungssystems mit integrierten, elektrohydraulischen Aktoren und Feldbussteuerung veranschaulicht Abb. 6.60.

Ein anschauliches Beispiel für ein modular aufgebautes elektrohydraulisches Antriebssystem, bei dem eine funktionale Integration oder alternativ eine räumliche Integration der Steuer- und Regelungselektronik möglich ist, zeigt Abb. 6.61. Die räumliche Integration bietet eine kompakte Bauweise ohne nennenswerte Verkabelung. Die Aktorhersteller können geprüfte und voreingestellte Geräte ausliefern. Allerdings können ungünstige Betriebs- oder Umgebungsbedingungen (wie hohe Beschleunigungen, Vibrationen oder Temperaturen) die Zuverlässigkeit elektronischer Baugruppen erheblich beeinträchtigen. Deshalb ist im Beispiel eine räumlich getrennte Anordnung der elektronischen Baugruppe im Steuer-schrank optional vorgesehen (modulare Integration), ohne dass die Funktion geändert wird. Die prinzipielle dezentrale Steuerungsstruktur mit Datenaustausch zwischen Maschinensteuerung und Aktor über einen Feldbus bleibt bestehen, und der Regelkreis wird in beiden Fällen zwischen der Regelelektronik und dem Antrieb geschlossen – nicht über den Feldbus [60, 61].

Bei derartigen Steuerungssystemen muss sich der Maschinenbauer nicht mit den spezifischen regelungstechnischen Belangen der unterschiedlichen Antriebsstrukturen auseinandersetzen. Der Strukturwandel bei den elektronischen Steuerungen hat der elektrohydraulischen Antriebstechnik günstige strategische Voraussetzungen geschaffen, um die hydraulik-spezifischen regelungstechnischen Besonderheiten anwenderfreundlich in handelsübliche Steuerungen zu integrieren. Man kann von Anwendern und Endkunden kein komplexes

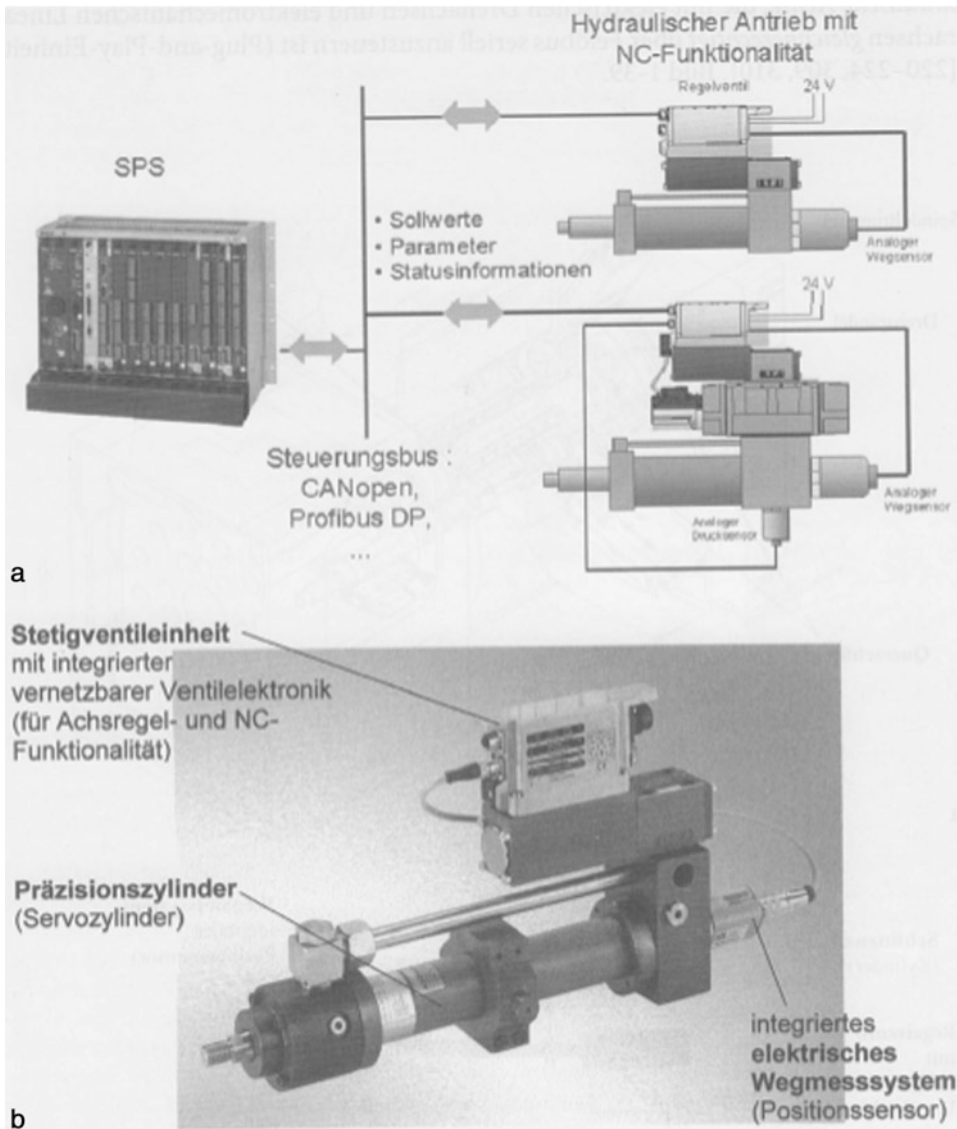


Abb. 6.60 Offenes Steuerungssystem mit integriertem elektrohydraulischem Antrieb; **a** Dezentrale Steuerung über Feldbus für Mehrachssysteme; **b** Vernetzbarer hydraulischer Achsantrieb. (Quelle: Bosch Rexroth AG)

hydraulik-spezifisches regelungstechnisches Know-how erwarten. Die Regelungsparameter müssen heute noch bei der Inbetriebnahme eingestellt werden. Die Entwicklung geht hin zu intelligenten Komponenten. Ein nächster Schritt im Entwicklungsprozess ist die

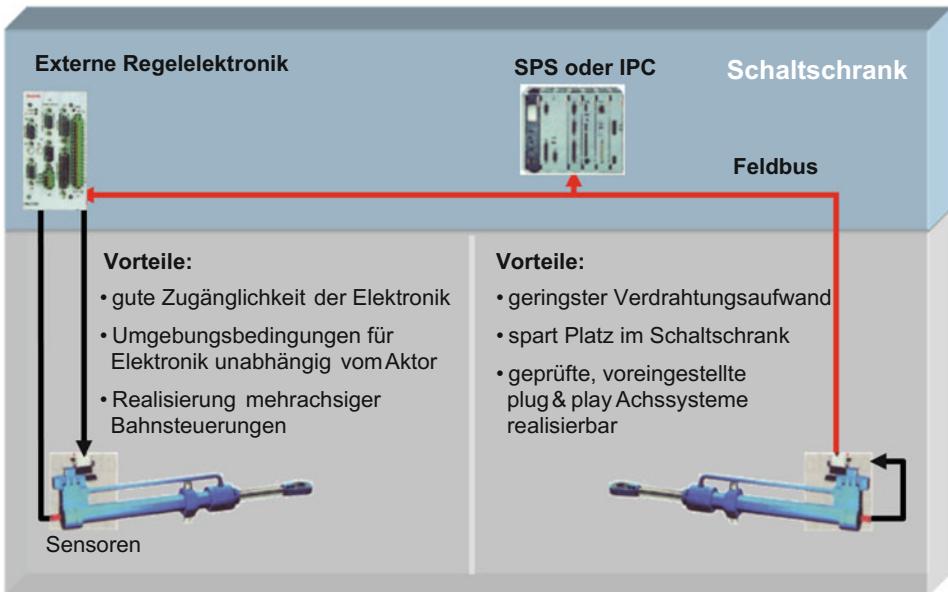


Abb. 6.61 Gerätetechnischer Aufbau eines elektrohydraulischen Antriebssystems mit räumlich oder funktional integrierter Regelelektronik und Feldbusschnittstelle für dezentrale Steuerungssysteme nach Köckemann [60, 61]

automatisierte Inbetriebnahme und bedienerunabhängige Optimierung der statischen und dynamischen Eigenschaften der Steuerung und Regelung von Antriebsachsen.

Für die Wettbewerbsfähigkeit der hydraulischen Antriebe ist es außerdem wichtig, dass sie über leicht zu bedienende, integrierte Sicherheitsfunktionen entsprechend DIN ISO 13849 verfügen, ähnlich denen, wie sie einige elektromechanische Antriebe bereits bieten [vgl. Kap. [8]].

Feldbustechnik Die Entwicklung der Feldbustechnik begann in den 1980er Jahren. Das Ziel war, die parallele Verkabelung von Sensoren und Aktoren mit einer Steuerung zur Übertragung analoger oder binärer Signale durch digitale Übertragungstechnik mit einem einzelnen Buskabel zu ersetzen. Die schnell ansteigende Zahl von Sensoren und Aktoren bei der Automatisierung von Maschinen, Anlagen und Fahrzeugen hatte bei Parallelverkabelung zu immensen Kabelbäumen geführt. Die serielle Verkabelung durch einen Feldbus beseitigt derartige Kabelbäume und reduziert den Verkabelungsaufwand auf ein Minimum. Der Feldbus wird heute zunehmend zum industriellen Standard in stationären und mobilen Anwendungen und ist ein elementarer Bestandteil offener Steuerungssysteme.

Eine erste Normierung der Feldbustechnik erfolgte im Jahr 1999 in der IEC 61158 (Digital Data Communication for Measurement and Control – Fieldbus for use in Industrial Control Systems), die im Jahr 2002 durch die IEC 61784 ergänzt wurde. Allerdings konnte man sich nicht auf einen einheitlichen Feldbus-Standard einigen, sondern normierte zahl-

reiche bestehende Varianten [22, 23]. Im Maschinenbau sind Profibus DP (DIN EN 61158) und CANopen (DIN EN 50325-4) heute zwei gängige Feldbus-Netzwerke. Hinzu kommt das AS-Interface. Es wurde als kostengünstiger Sensor-Aktor-Bus für die Vernetzung ausschließlich binärer Sensoren und Aktoren entwickelt. Das Datenkabel kann gleichzeitig zur Spannungsversorgung der Geräte dienen. Das AS-Interface ist in der Pneumatik verbreitet. Besondere Aufmerksamkeit verdienen Netzwerke auf Ethernet-Basis. Sie haben bereits heute einen beachtlichen Marktanteil, der zukünftig noch erheblich wachsen könnte. Es gilt im Maschinenbau als sehr sicher, dass dem Industrial Ethernet zukünftig eine immer dominantere Rolle zukommen wird.

Ethernet wurde als firmenunabhängige, kabelgebundene Datennetztechnik für die Bürokommunikation entwickelt. Was in Büros problemlos funktioniert, ist für die Bedingungen einer Fertigungseinrichtung allerdings nicht immer geeignet; denn Ethernet ermöglicht keine zeitdeterministische Kommunikation, keine zeitsynchronen Abläufe zwischen Feldgeräten und keinen effizienten Datenaustausch. Dabei wäre es durchaus zweckmäßig, wenn eine Maschine einen Fehler nicht nur an das Personal vor Ort meldete, sondern auch an Produktionsplanungssysteme, die Materialwirtschaft und eventuell sogar den Maschinenhersteller.

Für die Bürokommunikation und das Internet haben sich Ethernet und das Netzwerkprotokoll TCP/IP (Transmission Control Protocol/Internet Protocol) als firmenunabhängiger Standard weltweit durchgesetzt. Sie bieten eine einheitliche Infrastruktur und ermöglichen den Datenaustausch zwischen den unterschiedlichsten Rechnern innerhalb eines Büros, aber auch weltweit über das Internet. Sie verbinden beliebige Sender und Empfänger und schaffen im Prinzip „Kommunikation ohne Grenzen“.

Die Fabrikautomation stellt jedoch viel höhere Anforderungen. Besonders wichtig ist die Echtzeit-Kommunikation. Eine Sekunde ungeplante Verzögerung beim Datenaustausch ist im Büro kein Problem, bei einer Maschinensteuerung könnte dies aber eine Zerstörung des Werkstücks oder eine Beschädigung der Maschine verursachen.

Das Problem: Ethernet ist in seiner Grundausführung nicht echtzeitfähig. Der Zugriff der Teilnehmer auf den Bus erfolgt nach dem Prinzip CSMA/CD (Carrier Sense Multiple Access/Collision Detection): Ein sendebereiter Teilnehmer beginnt mit dem Senden einer Nachricht, sobald eine Leitung frei ist. Falls zwei oder mehr Teilnehmer gleichzeitig zu senden beginnen, kommt es zu einer Datenkollision. Dies wird festgestellt und die Kommunikation sofort abgebrochen. Der Sendevorgang wird dann zu einem späteren Zeitpunkt erneut gestartet. Auch bei geringer Netzauslastung kann man so einen Datenaustausch innerhalb eines definierten Zeitrahmens nicht immer sicher gewährleisten. Dies ist aber bei Sensor/Aktor-Anwendungen zwingend erforderlich.

Die Lösung: Im letzten Jahrzehnt sind Entwicklungen vorangetrieben worden, die den Einsatz von Ethernet auch in der industriellen Automatisierung auf der Sensor/Aktor-Ebene ermöglichen. Unter dem Begriff „Industrial Ethernet“ werden heute auf Ethernet basierende Kommunikationsnetzwerke für industrielle Anwendungen angeboten. Sie bieten eine durchgängige Kommunikation von der Feldebene bis zur Firmenleitebene – und sogar über das Internet. Es gibt jedoch fast ein Dutzend verschiedene Industrial Ethernet Lösungen.

Vielleicht die Hälfte davon erscheint aufgrund der technischen Leistungsfähigkeit und der internationalen Unterstützung für Anwendung im Maschinenbau relevant. Dazu gehören u. a. PROFINET (vor allem von Siemens unterstützt), EtherCAT (vorrangig unterstützt von der Firma Beckhoff), Powerlink (vorrangig unterstützt von der Firma Bernecker & Rainer) und SERCOS III (vorrangig unterstützt von der Firma Bosch Rexroth).

Echtzeit-Ethernet hat das Potenzial, die bisher genutzten spezifischen Feldbusse zu ersetzen. Allerdings sind gegenwärtig mehr als zehn verschiedene Lösungen genormt, zwischen denen eine Kompatibilität nicht immer gewährleistet ist. Daher dürften die breite industrielle Anwendung und die vollständige Ablösung der spezifischen Feldbusse wie CANopen oder Profibus DP durch Ethernet-Feldbus-Netzwerke noch einige Zeit in Anspruch nehmen [23, 24].

Für die elektrohydraulische Antriebs- und Steuerungstechnik ist die prinzipielle Entwicklung hin zu dezentralen Steuerungen mit intelligenten Komponenten von großer Bedeutung, denn so entsteht eine bedienerfreundliche, einheitliche Struktur für elektrohydraulische und elektromechanische Antriebe. Die technik-spezifischen Besonderheiten können in der zum Antrieb gehörenden Elektronik implementiert sein, ohne spezielles regelungstechnisches Know-how vom Bediener zu fordern. Welche Feldbus-Netzwerke zum Einsatz kommen erscheint dabei aus Sicht der Hydraulikhersteller weniger wichtig. Allerdings erfordert bisher jedes Feldbus-Netzwerk ein eigenes Interface.

Literatur

1. Achten, P., et al.: Transforming future hydraulics: a new design of a hydraulic transformer. The 5th Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP'97), Linköping University, Sweden (1997)
2. Achten, P., et al.: Design and testing of an axial piston pump based on the floating cup principle. The 8th Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP'03), Tampere University, Finland (2003)
3. Achten, P., et al.: A 4-quadrant hydraulic transformer for hybrid vehicles. The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP'09), Linköping University, Sweden (2009)
4. Anders, P.: Auswirkungen der Mikroelektronik auf die Regelungskonzepte fluidtechnischer Systeme und der Einsatz von Personal Computern als Auslegungswerkzeug. Dissertation, RWTH Aachen (1986)
5. Backé, W.: Systematik der hydraulischen Widerstandsschaltungen in Ventilen und Regelkreisen. Krausskopf, Mainz (1974)
6. Backé, W.: Die Rolle der Fluidtechnik bei der Entwicklung neuartiger Maschinenkonzepte, Sonderdruck der Rheinisch-Westfälischen Akademie der Wissenschaften, Vortrag 299, Westdeutscher Verlag (1981)
7. Backé, W., Fees, G., Murrenhoff, H.: Innovative Fluidtechnik – Hochdynamischer Servoantrieb mit elektrorheologischen Flüssigkeiten. O+P Ölhydraul. Pneum. **41**, 441–443 (1997)
8. Bauer, F., Reichert, M.: Hochdynamische Piezoventile. O+P Ölhydraul. Pneum. **49**, 404–408 (2005)

9. Bender, K.: Software – Technologietreiber für den Maschinenbau, *Maschinenbau-Nachrichten*, Nr. 09/1998, VDMA, Frankfurt a. M., S. 16–17
10. Boes, C.: *Hydraulische Achsantriebe im digitalen Regelkreis*. Dissertation, RWTH Aachen (1995)
11. Böhner-EH GmbH, Burghaslach; Homepage: eh-d.de
12. Burrows, C. R.: Fluid Power – some research issues, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 214 Part C, S. 203–220
13. Daenzer, W.F., Huber, F.: *Systems Engineering – Methoden und Praxis*, 11. Aufl. Verlag Industrielle Organisation, Zürich (2002)
14. DIN IEC 60050-351, *Internationales Elektrotechnisches Wörterbuch – Teil 351: Leittechnik*, 2009-06
15. Djurovic, M.; Helduser, S.: Elektrohydraulisches Load-Sensing. *Neue Lösungen für mobile Arbeitsmaschinen. O+P Ölhydraulik und Pneumatik* 48 (2004), S. 635–640 und 712–716
16. Djurovic, M.: *Energiesparende Antriebssysteme für die Arbeitshydraulik mobiler Arbeitsmaschinen – „Elektrohydraulisches Flow Matching“*. Dissertation, TU Dresden (2007)
17. Dörner, D.: *Gedächtnis und Konstruieren*. In: Pahl, G. (Hrsg.) *Psychologische und Pädagogische Fragen beim methodischen Konstruieren. Ergebnisse des Ladenburger Diskurses*, Mai 1992 bis Oktober 1993. TÜV Rheinland, Köln (1994)
18. Dreher, T., et al.: *Miniaturized control electronics for piezoelectric minivalve*. 8th International Fluid Power Conference (IFK), Dresden, Bd. 1, S. 435–447 (2012)
19. El-Ebiary, D.Y.: *Increasing Static Stiffness in Digital Hydraulic Servos*. 8. Aachener Fluidtechnisches Kolloquium (AFK), Bd. 1, S. 275–283, RWTH Aachen (1988)
20. Eversheim, W., Schernikau, J., Niemeier, R.: *Mechatronik – Konsequenzen einer Technologieintegration*. VDI-Z. **140**, 24–26 (1998)
21. Fees, G.: *Hochdynamischer elektrorheologischer Servoantrieb für hydraulische Anlagen*. Dissertation, RWTH Aachen (2003)
22. Felser, M.: *Real-time ethernet – industry prospective*. *Proceedings of the IEEE*. **93**(6), 1118 ff. (June 2005)
23. Felser, M., Sauter, T.: *The fieldbus war: history or short break between battles?* *Proceedings of the IEEE Int. Workshop Factory Communication Systems (WFCS)*, S. 70–73, (2002)
24. Feuser, A.: *Ein Beitrag zur Auslegung ventilgesteuerter hydraulischer Vorschubantriebe im Lageregelkreis*. Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg (1983)
25. Feuser, A.: *Entwurf von Zustandsreglern im Zeit- und Frequenzbereich für die Lageregelung eines ventilgesteuerten servohydraulischen Linearantriebs*, *Regelungstechnik*, Heft 9 (1984)
26. Feuser, A.: *Elektrohydraulische Antriebstechnik – Hohe Leistungsfähigkeit dank mechatronischer Systemansätze*. VDMA Verlag, Frankfurt a. M., S. 10–13 (2001)
27. Feuser, A.: *New Developments in the field of electrohydraulic drive technology*, the 10th Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP’08), Tampere University, Finland (2007)
28. Findeisen, D.: *System dynamics and mechanical vibrations. An introduction*. Springer, Berlin (2000)
29. Finzel, R.: *Elektrohydraulische Steuerungssysteme für mobile Arbeitsmaschinen*. Dissertation, TU Dresden (2010)
30. Föllinger, et al.: *Laplace-, Fourier- und z-Transformation*, 10. Aufl. VDE-Verlag, Berlin (2011)
31. Föllinger, et al.: *Regelungstechnik – Einführung in die Methoden und ihre Anwendung*, 11. Aufl. VDE-Verlag, Berlin (2013)
32. Frey, K.: *Offene Steuerungssysteme – eine Zwischenbilanz*, in *FTK’97 Stuttgarter Impulse – Innovation durch Technik und Organisation*. Springer-Verlag, Berlin (1997)

33. Gausemeier, J., et al.: Entwurf mechatronischer Systeme, HNI-Verlagsschriftenreihe, Paderborn. (2007). ISBN-10: 3-939350-29-X
34. Gausemeier, J., Michels, J.S., Redenius, A.: Modellierung und Planung von Produktentstehungsprozessen, S. 69–83. VDI-Verlag, Düsseldorf (VDI-Bericht 1842)
35. Guillon, M.: Hydraulische Regelkreise und Servosteuerungen. Hanser, München (1968)
36. Haas, H.J.: Sekundärgeregelte hydrostatische Antriebe im Drehzahl- und Drehwinkelkreis. Dissertation, RWTH Aachen (1989)
37. Harashima, F., Tomizuka, M., Fukuda, T.: Mechatronik – „What is it, Why, and How?“ An Editorial. IEEE/ASME Trans. Mechatron. **1**, 1–4 (1996)
38. Helbig, A.: Energieeffizientes elektrisch-hydrostatisches Antriebssystem am Beispiel der Kunststoff-Spritzgießmaschine. Dissertation, TU Dresden (2007)
39. Helduser, S.: Elektrohydraulische Antriebe in Maschinen mit Rechnersteuerung, 8. Aachener Fluidtechnisches Kolloquium (AFK), Aachen, Bd. 1, S. 205–252 (1988)
40. Helduser, S.: Intelligente Aktuatorssysteme mit serieller Bus-Kommunikation, 10. Aachener Fluidtechnisches Kolloquium (AFK), Aachen, Bd. 2, S. 275–297 (1992)
41. Helduser, S.: Elektrisch-hydraulische Systemtechnik, 4th International Fluid Power Conference (IFK), Dresden, Bd. 1, S. 217–242 (2004)
42. Helduser, S., Djurovic, M.: Control strategies for load-sensing in mobile machinery, 6th International Conference on Fluid Power Transmission and Control (ICFP 2005), S. 32–42, Hangzhou, China (2005)
43. Helduser, S.: Kompakt und dynamisch – Entwicklungstendenzen bei elektrohydraulischen Antrieben und Steuerungen. O+P Ölhydraul. Pneum. **4**, 536–541 (2009)
44. Helduser, S., Schönfeld, R.: Systemdenken in der Technik. Antriebstechnik **41**(9), 51–57 (2002)
45. Herkarovic, N.: Die Untersuchung der Nutzung des Piezoeffekts zur Ansteuerung fluidtechnischer Ventile. Dissertation, RWTH Aachen (1996)
46. Hesse, H.: 25 Jahre elektronische Hubwerksregelung EHR für Traktoren. O+P Ölhydraul. Pneum. **49**, 394–401 (2005)
47. Hiroki, S., Shigeru, I., Eitaro, K.: Study on hybrid vehicle using constant pressure hydraulic system with flywheel for energy storage, SAE Paper 2004-01-3064 (2004)
48. Isermann, R.: Digitale Regelsysteme, Band 1: Grundlagen, deterministische Regelungen, 2. Aufl. Springer, Berlin (1987)
49. Isermann, R.: Mechatronische Systeme – Grundlagen, 2. Aufl. Springer, Berlin (2008)
50. Jähne, H.: Struktursystematik und Effizienzpotentiale hydraulischer Fahrtriebe unter Einbeziehung der Applikation. Dissertation, TU Dresden (2012)
51. Janocha, H.: Aktoren – Grundlagen und Anwendungen. Springer, Berlin (1992)
52. Janocha, H.: Adaptronics and smart structures. Springer, Berlin (2007)
53. Jendritza, D.: Einsatzvoraussetzungen und – potenziale neuer Aktoren in fluidtechnischen Anlagen. O+P Ölhydraul. Pneum. **40**, 482–486 (1996)
54. Jendritza, D.: Technischer Einsatz neuer Aktoren – Grundlagen, Werkstoffe, Designregeln und Anwendungsbeispiele, 3. Aufl. expert-Verlag, Deutschland (2012)
55. Kallenbach, E. et al.: Zur Gestaltung integrierter mechatronischer Produkte. (VDI-Berichte 1315), Düsseldorf, VDI-Verlag 1997, S. 1–14
56. Kallenbach, E., et al.: Integration mechatronischer Systeme. (VDI-Bericht 1631), S. 57–72. VDI-Verlag, Düsseldorf (2001)
57. Kasper, R., et al.: Schnellschaltendes Hydraulikventil mit piezoelektrischem Stellantrieb. Ölhydraul. Pneum. **41**, 694–698 (1997)
58. Kawasaki Precision Machinery Lt., UK: Informationsmaterial „Negacon System“ (2004)
59. Klocke, F., Pritschow, G.: Autonome Produktion. Springer, Berlin (2003)

60. Köckemann, A.: Systemlösungen für die Automation elektrohydraulischer Antriebe. O+P Ölhydraul. Pneum. **9**, 547–549 (2005)
61. Köckemann, A.: Improvements of drive performance using digital control electronics in the field of plastic injection molding machines, 6th International Fluid Power Conference (IFK), Dresden, Bd. 2, S. 83–92 (2008)
62. Kordak, R.: Novel propulsion concept with secondary regulated hydrostatic machines. O+P Ölhydraul. Pneum. **25**(5), 387–392 (1981)
63. Lechner, E., Berbuer, J.: Schnelle Pumpenverstellung und neuartige Schaltungskonzepte für verlustarme, hochdynamische Regelantriebe. O+P Ölhydraul. Pneum. **33**, 185–194 (1989)
64. Linden, D.: Hydraulisches Piezoservoventil NG 10. O+P Ölhydraul. Pneum. **43**, 538–543 (1999)
65. Lodewyks, J.: Der Differentialzylinder im geschlossenen hydrostatischen Getriebe. Dissertation, RWTH Aachen (1994)
66. Lückel, J.; Koch, Th.; Schmitz, J.: Mechatronik als integrative Basis für innovative Produkte (VDI-Bericht 1533), Düsseldorf, VDI-Verlag 2000, S. 1–26
67. Luenberger, D.G.: Observing the state of a linear system. IEEE Trans. Mil. Electron. **8**, 74–80 (1964)
68. Luhmer, H.: Aufbau hydraulischer Netzwerke mit differenzierendem Verhalten und ihr Einsatz zur Dämpfung hydrostatischer Antriebe. Dissertation, RWTH Aachen (1981)
69. Merritt, H.R.: Hydraulic control systems. Wiley, New York (1967)
70. Michel, S., Weber, J.: Energy-efficient electrohydraulic compact drives for low power applications, Fluid Power and Motion Control Symposium, FPMC (2012), Bath University, Bath, UK, S. 93–106
71. Moog GmbH, Böblingen: Firmenschrift: Direktbetätigte Servoventile mit integrierter digitaler Elektronik und CAN-Bus-Schnittstelle, Homepage auf: <http://www.moog.de>. Zugegriffen: 15. Nov. 2013
72. Murrenhoff, H.: Regelung von verstellbaren Verdrängereinheiten am Konstant-Drucknetz, Dissertation, RWTH Aachen (1983)
73. Murrenhoff, H.: Innovationen in der Fluidtechnik. O+P Ölhydraul. Pneum. **42**, 738–748 (1998)
74. Murrenhoff, H.: Hydraulic drives in stationary applications, 5th International Fluid Power Conference (IFK), Dresden, Bd. 2, S. 11–36 (2006)
75. Neubert, T.: Untersuchungen von drehzahlveränderbaren Pumpen. Dissertation, TU Dresden (2002)
76. Nikolaus, H.W.: Propulsion system with hydrostatic power transmission, Patent Application, P 2739968.4, vom 6.9.1977
77. NN: Elektro-hydrostatischer Aktuator (EHA). O+P Ölhydraul. Pneum. 1–2, 42 (2012)
78. O + P-Gespräch.: Aktoren für Ventile und ihre Peripherie. O+P Ölhydraul. Pneum. **46**, 670–689 (2002)
79. O + P-Gespräch.: Mechatronik-Chance für die Fluidtechnik. O+P Ölhydraul. Pneum. **49**, 674–683 (2005)
80. Oppelt, W.: Kleines Handbuch technischer Regelvorgänge, 5. Aufl. Chemie-Verlag, Weinheim (1972)
81. Pahl, G., Beitz, W.: Konstruktionslehre – Methoden und Anwendung, 5. Aufl. Springer, Berlin (2003)
82. Papula, L.: Mathematik für Ingenieure und Naturwissenschaftler, 10. Aufl. Vieweg Verlagsgesellschaft, Braunschweig (2001)
83. Patent.: US 5873244, Positive flow control system, Caterpillar Inc., 23. Feb. (1999)
84. Pfeifer, T., Schmidt, R.: Autonome Produktionszellen – komplexe Produktionsprozesse flexibel automatisieren. Springer, Berlin (2006)

85. PI Ceramic GmbH, Lederhose; Firmenschriften: Homepage auf: <http://www.piceramic.de>, Zugegriffen: 15. Nov. 2013
86. Popow, E.P.: Dynamik automatischer Regelungssysteme. Akademie-Verlag, Berlin (1958)
87. Putra, D.: Control of Limit Cycling in Frictional Mechanical Systems, PhD Thesis, Technische Universität Eindhoven 2004, ISBN 90-386-2636-3
88. Racklebel, S.: Electric-hydrostatic drives for energy efficient injection moulding machines, Internationaler ETG-Kongress 2007, S. 237–242
89. Roth, J.: Regelungskonzepte für lagegeregelte elektrohydraulische Antriebe. Dissertation, RWTH Aachen (1983)
90. Roth, K.: Konstruieren mit Konstruktionskatalogen, Bd. 1., 3. Aufl. Springer-Verlag, Berlin (2001)
91. Sangiah, D., Plummer, A., Bowen, C.: Performance optimization of a two-stage piezohydraulic servovalve, 8th International Fluid Power Conference (IFK), Dresden, Bd. 3, S. 487–497 (2012)
92. Schafer, K. D.: Stetighydraulik – Grundlagen Ventiltechnik, Regelkreise, Verlag Moderne Industrie, Landsberg/Lech, Die Bibliothek der Technik, Bd. 215 (2001)
93. Schlecht, B.: Maschinenelemente 1 – Festigkeit, Wellen, Verbindungen, Federn, Kupplungen. Pearson Studium, München (2007)
94. Schlecht, B.: Maschinenelemente 2 – Getriebe, Verzahnungen, Lagerungen. Pearson Studium, München (2010)
95. Schröder, J., Heimann, W.: Hydraulisches Stetigventil mit integriertem Piezo-Stellglied. O+P Ölhydraul. Pneum. **45**, 501–506 (2001)
96. Schweitzer, G.: Mechatronik – Aufgaben und Lösungen (VDI-Bericht 787), S. 1–15. VDI-Verlag, Düsseldorf (1989)
97. Stute, G., et al.: Regelung an Werkzeugmaschinen. Hanser, München (1981)
98. Tautenhahn, R., et al.: Novel piezoelectric drive mechanism for small valves, 8th International Fluid Power Conference (IFK), Dresden, Bd. 3, S. 473–486 (2012)
99. VDI-Richtlinie 2206.: 2004–06: Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme
100. VDI-Richtlinie 2221.: 1993–05: Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte
101. Williamson, C., Ivantysynova, M.: Power optimisation for multi-actuator pump-controlled systems, 7th International Fluid Power Conference (IFK), Vol. 1, S. 91–102, Aachen (2010)
102. Wollert, J.: Industrielle Feldbusse. In: Gevatter, H.-J., Grünhaupt, U. (Hrsg.) Handbuch der Mess- und Automatisierungstechnik in der Produktion, S. 515–596. Springer, Berlin (2006)
103. Yongxiang, L.: New challenges, new chances, new contributions-a look forward to the future of fluid power technology, Proc. of the 7th Conference on Fluid Power Transmission and Control (ICFP), S. 1–3, Zhejiang University (2009)
104. Zähe, B.: Energiesparende Schaltungen hydraulischer Antriebe mit veränderlichem Versorgungsdruck und ihre Regelung. Dissertation, RWTH Aachen (1993)
105. Zaun, M.: Antriebe mit kurzen Reaktionszeiten. O+P Ölhydraul. Pneum. **49**, 351–355 (2005)

Zusammenfassung

Die Entwicklung leistungsfähiger, benutzerfreundlicher Berechnungs- und Simulationssoftware auf Arbeitsplatzrechnern hat CAE-Systeme zu einem unverzichtbaren Arbeitsmittel für Ingenieure gemacht. Rechnergestützte ganzheitliche Simulation, die Entwicklung virtueller Prototypen und die numerische Optimierung unterstützen eine Vielzahl von Aufgaben im Entwurfs- und Entwicklungsprozess und tragen dazu bei, Entwicklungsrisiken zu reduzieren, Produktentwicklungszeiten zu verkürzen und Kosten zu senken.

Die wichtigsten Simulationsmethoden für elektrohydraulische Antriebe, Steuerungen und Regelungen werden vorgestellt und ihre physikalischen und mathematischen Grundlagen kurz erläutert. Im Vordergrund stehen die nichtlineare Simulation mit konzentrierten Parametern (Systemsimulation), die numerische Strömungsberechnung CFD (Feldsimulation) sowie die numerische Optimierung. Beispiele erläutern die Offline- und Online-Kopplung von Simulatoren und die Fluid-Struktur-Interaktion. Zahlreiche Simulationsbeispiele aus der Elektrohydraulik zeigen die Anwendungsbreite, Leistungsfähigkeit und Benutzerfreundlichkeit moderner, kommerziell verfügbarer Simulationswerkzeuge.

7.1 Simulation im Entwicklungsprozess mechatronischer Systeme

Entwicklung und Optimierung elektrohydraulischer Komponenten und Systeme sind komplexe Aufgabenstellungen, deren Lösung auch heute noch einen vergleichsweise großen zeitlichen und experimentellen Aufwand erfordert. Einige Gründe für die Komplexität sind

die kompakte Bauweise und die damit verbundenen kleinen bewegten Massen mit geringer Eigendämpfung sowie die hohe Zahl von Konstruktions- und Betriebsparametern, deren Zusammenspiel vernetzt ist und die sich wechselseitig beeinflussen. Hinzu kommen dominante nichtlineare Einflüsse, z. B. von veränderlichen Steuerkanten, sowie eine oftmals diffizile Abstimmung geräteinterner Düsen und die Abhängigkeit einiger Kraftwirkungen in Ventilen von den Strömungsverhältnissen.

Der heterogene Charakter elektrohydraulischer Antriebe und Steuerungen ist ein weiterer Grund für die hohen Anforderungen, die der Entwurfs- und Entwicklungsprozess solcher Systeme an einen Entwickler stellt. Es sind mechatronische Systeme, bei denen mehrere physikalische Fachgebiete zusammenwirken, welche die statischen und dynamischen Eigenschaften bestimmen (vgl. Kap. 6). So sind beispielsweise bei der Entwicklung eines Proportionalventils zahlreiche Wechselwirkungen zu berücksichtigen: aus der Strömungsmechanik (Strömungskräfte am Steuerschieber), der Elektromechanik (Kraft des Proportionalmagneten) und der Regelungstechnik (elektronische Magnetsteuerung). Vergleichbares gilt auch für elektrohydraulische Antriebssysteme. Sie sind immer Teil eines größeren mechatronischen Gesamtsystems, einer Maschine oder Anlage, in dem das hydraulische Teilsystem mit mechanischen, elektrotechnischen und informationsverarbeitenden Teilsystemen zusammenarbeitet. Die Interaktion der Teilsysteme untereinander muss berücksichtigt werden, wenn das Gesamtsystem optimal arbeiten soll.

In der Vergangenheit ist man bei der Auslegung elektrohydraulischer Systeme üblicherweise von einer Linearisierung um wichtige Arbeitspunkte ausgegangen und hat Methoden der linearen Regelungstechnik genutzt, um das statische und dynamische Verhalten zu beschreiben und Regelungsstrukturen auszulegen. Dazu gehören sowohl Analysemethoden wie Frequenzkennlinien, Wurzelortskurven oder Stabilitätskriterien als auch die Definition allgemeingültiger und aussagekräftiger Kenngrößen, wie Eigenfrequenz und Dämpfung. Diese Verfahren sind auch heute noch wertvoll und hilfreich. Aber die große Zahl verkoppelter Einflussgrößen aus mehreren physikalischen Fachdisziplinen und die dominanten Nichtlinearitäten machen die numerische Simulation zu einem neuen, wichtigen Hilfsmittel im Entwicklungsprozess elektrohydraulischer Komponenten und Systeme. Die nichtlineare Simulation des dynamischen Verhaltens auf beliebige Anregungen und die einfache strukturelle Variation eines Systems bei Simulationen hat die Analyse- und Optimierungsmethoden erheblich erweitert. Außerdem ermöglichen moderne Simulationswerkzeuge an beliebigen Betriebspunkten aus den nichtlinearen Simulationsmodellen lineare Modelle abzuleiten. Daher haben Berechnungs- und Simulationsprogramme in den letzten Jahren verstärkt Eingang in den Entwurfs- und Entwicklungsprozess gefunden; sie sollen ihn rationalisieren und beschleunigen [28, 52, 65].

Simulation dient dazu, das im Modell nachgebildete System zu analysieren, sein Übertragungsverhalten vorherzusagen und den technisch-wirtschaftlichen Erfordernissen anzupassen. Sie unterstützt eine Vielzahl von Aufgaben im Entwurfs- und Entwicklungsprozess und trägt dazu bei, Entwicklungsrisiken zu reduzieren und Produktentwicklungszeiten zu verkürzen. Eine Simulation liefert bereits in einem frühen Entwicklungsstadium gesicherte Vorhersagen über funktionell relevante Eigenschaften eines Produkts, wie Genauigkeiten,

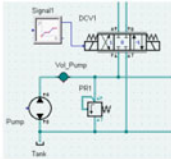
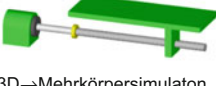


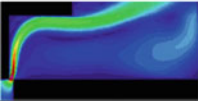
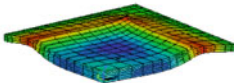

Physikalische Domäne Modellebene	Hydraulik	Mechanik	Elektrotechnik/ Elektronik
Systemsimulatoren • Gerät • System	Hydraulik-Simulatoren  Drücke und Volumenströme im Hydraulikkreis	Mechanik-Simulatoren 1D → linear/rotat. Antriebe  3D → Mehrkörpersimulaton (Kinematik, Kinetik) 	Schaltungs-Simulatoren  Elektr. Ströme und Spannungen, magnetischer Fluss und magn. Potential
Feldsimulatoren • Bauteil • Komponente	CFD-Programme  Analyse des 3D-Strömungsfeldes	FEM-Programme  Analyse des elastischen Verhaltens der Bauteile	FEM-Programme  Analyse des elektromagnetischen Feldes

Abb. 7.1 Simulationsdisziplinen im Maschinenbau, gegliedert nach physikalischen Fachgebieten (Domänen) und funktioneller Auflösung des Modells [36]

Schwingformen, Zykluszeiten oder Belastungen. Zudem ermöglicht sie im Verlauf des Entwicklungsprozess eine Verringerung des Aufwands für Variantenuntersuchungen und Parameterstudien mit realen Prototypen.

Während in den 1980er Jahren Simulation im Maschinenbau überwiegend von Spezialisten auf Großrechnern zur Analyse von Teilproblemen genutzt wurde, haben Innovationen in Rechnertechnik und kommerzieller Software der letzten beiden Jahrzehnte die Einsatzmöglichkeiten der Simulationstechnik beträchtlich erweitert. Dabei laufen die Innovationszyklen der Hardware i. d. R. sehr viel schneller ab, als dies bei Softwareprodukten der Fall sein kann. Dennoch hat die Verfügbarmachung leistungsfähiger, benutzerfreundlicher Berechnungs- und Simulationssoftware auf Arbeitsplatzrechnern heute CAE-Systeme zu einem unverzichtbaren Entwicklungswerkzeug für Ingenieure gemacht. Mittlerweile werden auch in kleinen Unternehmen wie selbstverständlich hoch belastete Bauteile einer Maschine mit Hilfe der Finite Elemente Methode (FEM) ausgelegt oder das Bewegungsverhalten komplexer, hochdynamischer Antriebssysteme mit Hilfe der Mehrkörpersimulation (MKS) im Projektierungsstadium auf seine korrekte Funktion überprüft. Die erforderliche FEM- und MKS-Software ist zunehmend unmittelbar in den CAD-Konstruktionsarbeitsplätzen verfügbar.

Abbildung 7.1 zeigt eine Gliederung häufig eingesetzter, kommerzieller Simulationssoftware und ihre Anwendungsgebiete, wie sie sich aus den traditionellen Anfängen heraus entwickelt haben. Die **Systemsimulatoren** berechnen das quasi kontinuierliche Zeitverhalten diskreter Zustandsgrößen in Modellen mit örtlich konzentrierten Parametern. Aus mathematischer Sicht geht es um die Lösung nichtlinearer differential-algebraischer

Gleichungen, deren Zustandsgrößen nur von der Zeit abhängen und nicht vom Ort. Systemsimulatoren waren zunächst eigenständige und weitgehend auf ein Fachgebiet (z. B. Hydraulik, Mechanik, Elektrotechnik, Regelungstechnik) spezialisierte Entwicklungswerkzeuge. Diese Begrenzung ist in modernen Simulationsprogrammen weitgehend überwunden; denn nicht nur die Hydraulik erfordert die Einbindung mehrerer physikalischer Domänen in eine Simulation, um Wechselwirkungen zwischen Teilsystemen berücksichtigen zu können, sondern alle elektronisch gesteuerten Geräte und Systeme im Maschinenbau und in der Elektrotechnik. Beispiele sind das Bewegungsverhalten eines elektrohydraulischen Antriebs für die Schließeinheit einer Spritzgießmaschine (s. Abschn. 7.2.3.3) oder die dreidimensionalen Bewegungen der mechanischen Strukturen eines Baggerarms mit hydraulischen Antrieben [28]. Vielfach sind sogar die Wechselwirkungen zwischen Antrieb, Maschine und Arbeitsprozess in einer simulationsgestützten Verhaltensaussage für ein Gesamtsystem zu berücksichtigen, z. B. beim Tiefziehen von Blechteilen [43]. Hier stoßen traditionelle, weitgehend auf ein Teilgebiet spezialisierte Systemsimulatoren an praktische Grenzen oder erfordern erheblichen Zusatzaufwand für eine Simulatorenkopplung. Bei modernen, fachübergreifenden Systemsimulatoren lassen sich Modelle aus unterschiedlichen Fachbereichen anwenderfreundlich zu einem mechatronischen Gesamtmodell miteinander verbinden und simulieren [1, 35, 36].

Bei den **Feldsimulatoren** wird der zu untersuchende Lösungsbereich in eine große Anzahl endlich kleiner Zellen (finite Elemente) aufgelöst. Es entsteht ein Modell mit örtlich verteilten Parametern, bei dem sich die Zellen an ihren Schnittstellen unter Belastung jedoch nur sehr geringfügig ändern. Unter dieser Voraussetzung lassen sich die komplexen partiellen Differentialgleichungen, die das Feld beschreiben, für eine Zelle vereinfachen und für das gesamte Untersuchungsgebiet mit Hilfe eines numerischen Verfahrens lösen (z. B. Finite-Elemente-Methode (FEM), Finite-Volumen-Methode (FVM)). Ein verteilt parametrisches Modell ist die allgemeinste Form der Beschreibung, bei welcher die Zustandsgrößen von der Zeit und vom Ort abhängen. Dies ermöglicht die Berechnung von Problemstellungen aus den unterschiedlichsten physikalischen Disziplinen: Gas- und Flüssigkeitsströmungen, elektrische und magnetische Felder, Verformung mechanischer Bauteile und elastomerer Komponenten wie Dichtungen oder Temperaturverteilungen in Festkörpern, Flüssigkeiten und Gasen. Ein vergleichsweise neues und für die Hydraulik wichtiges Gebiet der Feldsimulation ist die Numerische Strömungsrechnung CFD (Computational Fluid Dynamics), die erstmals eine genauere numerische Beschreibung der Innenströmung hydraulischer Geräte ermöglicht.

Die außerordentliche Vielfalt von Berechnungs- und Simulationsaufgaben im Maschinen- und Anlagenbau, im Fahrzeugbau, in der Elektrotechnik sowie in der Luft- und Raumfahrt hat einen Markt für leistungsfähige Simulationstechnik entstehen lassen mit eigenständigen Marktsegmenten für die Simulatorenentwicklung und -anwendung, Abb. 7.2. Für die verschiedensten Aufgabenstellungen werden heute kommerzielle Simulationssoftwarepakete entwickelt und angeboten. Die Spanne reicht von Systemsimulatoren mit signalfuss-orientierter Modellbildung (wie Matlab-Simulink [44]) über Simulatoren mit physikalisch-objektorientierter Modellbildung (wie AMESim [42], DSHplus [15]) oder

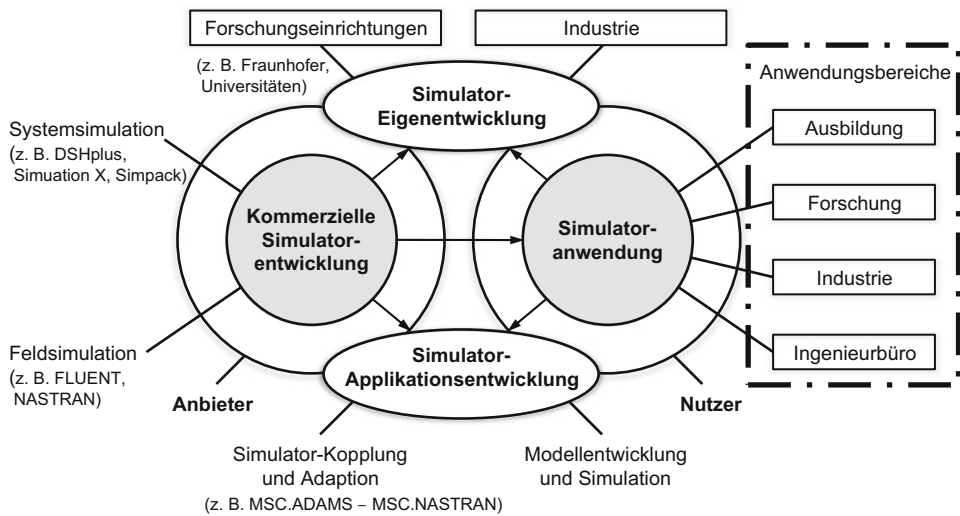


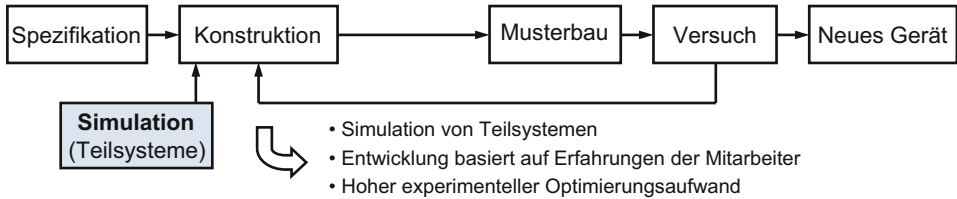
Abb. 7.2 Marktsegmente für Simulationswerkzeuge nach Großmann [26]

Simulation X [62] bis hin zu den Feldsimulatoren (wie Abaqus, Fluent oder Maxwell), bei denen die Modellerstellung geometrie-orientiert ist und üblicherweise einschließlich der Netzerstellung mit Hilfe eines spezifischen Softwaretools (Preprozessor) erfolgt. Daneben gibt es nach wie vor anwendungsspezifische Simulatoren-Eigenentwicklungen, vor allem an Universitäten und Forschungseinrichtungen, aber auch in der Industrie. Beispiele aus der Hydraulik sind das Programm HYVOS [7] für die Auslegung und Optimierung geregelter elektrohydraulischer Antriebe, das Programm ASP (Accumulator Simulation Program) zur Berechnung und Simulation von Hydrospeichern [31] und ein Programm, mit dem man die tribologischen Eigenschaften von Reibpaarungen in Axialkolbenpumpen (z. B. Kolben-Buchse, Kolbentrommel-Steuer Spiegel) simulieren kann [23].

Neben den Entwicklern und Anbietern von Simulatoren etablieren sich zunehmend Dienstleister, welche die Standardprogramme anwenden und teilweise mit aufgabenspezifischen Hard- oder Softwaremodulen durch Eigenentwicklung ergänzen. Dies vergrößert die Vielfalt der Simulationswerkzeuge und ihre Nutzungsmöglichkeiten. Die digitale Simulation hat sich vom eigenentwickelten Werkzeug zur Analyse von Teilproblemen – von Spezialisten für Spezialisten – zum kommerziell angebotenen Werkzeug für Entwicklungsingenieure gewandelt.

Aber nicht nur für Entwicklungs- und Projektierungsaufgaben im Ingenieurwesen spielen Simulatoren eine zunehmend wichtige Rolle. Sie kommen auch in anderen Wissenschaftsgebieten zum Einsatz. Beispiele für numerische Simulationen finden sich in der Analyse von Unternehmensstrategien, bei Risikobeurteilungen im Finanzwesen und in der Wettervorhersage. Bei großen oder technologisch neuen Maschinen ist der Bau von Prototypen finanziell nicht immer möglich. Simulation hilft Fehlentwicklungen zu vermeiden und Inbetriebnahmezeiten zu verkürzen. Ein faszinierendes, recht neues An-

Klassische Entwicklungsmethode



Modelbasierte Entwicklungsmethode

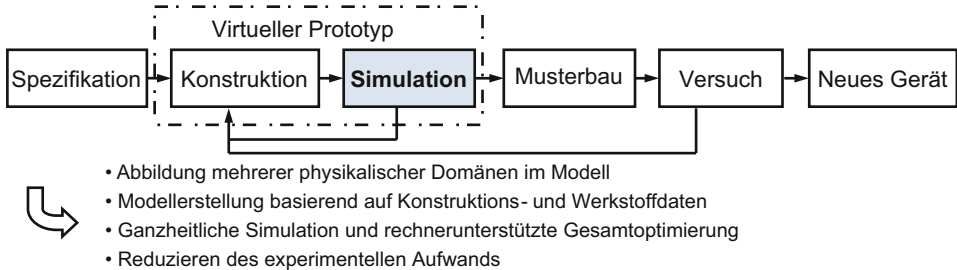


Abb. 7.3 Simulation im Entwurfs- und Entwicklungsprozess

wendungsgebiet sind Simulatoren, die ein realitätsgetreues Verhalten von Maschinen und Fahrzeugen vermitteln. So können sich Piloten, Zugführer, Rennfahrer oder Baggerfahrer in Cockpit-Nachbauten oder Fahrerkabinen in virtueller Umgebung mit den Maschinen vertraut machen und selbst extreme Situationen gefahrlos erproben. Hoch komplexe Simulationssoftware ermöglicht eine erstaunlich genaue Abbildung der Realität.

Moderne Simulationsprogramme für elektrohydraulische Komponenten und Systeme ermöglichen zunehmend eine **ganzheitliche Simulation** mit Analyse und Weiterentwicklung von Bauteilen, Geräten sowie komplexen Antriebs- und Steuerungssystemen. Eine ganzheitliche Simulation unterstützt den Entwurfs- und Konstruktionsprozess wirkungsvoll, aber sie verändert ihn auch, was Abb. 7.3 veranschaulicht. Bei der traditionellen Entwicklungsmethodik entsteht auf der Grundlage einer Spezifikation für eine Komponente oder ein System ein erster konstruktiver Entwurf mit definierten Schnittstellen zwischen den Teilsystemen. Die Teilsysteme korrespondieren i. d. R. mit den beteiligten physikalischen Fachgebieten bzw. den Ingenieurdisziplinen. Die Eigenschaften von Teilsystemen – beispielsweise die Strömungskräfte am Kolbenschieber eines neuen Ventils, die Kraft-Hub-Kennlinie eines Proportional-Magneten oder die regelungstechnische Struktur einer Steuerung für ein Antriebssystem – lassen sich durch die Simulation des entsprechenden Teilsystems abschätzen. Aber erst der Bau eines Prototyps und dessen experimentelle Untersuchung gibt Aufschluss darüber, ob die tatsächlichen statischen und dynamischen Eigenschaften die Spezifikation erfüllen. Im Wechselspiel von Prototypenbau, Prototypenmodifikation und Experiment entsteht das neue Produkt.

Die ganzheitliche Simulation als **modellbasierter Systementwurf** ändert diese Vorgehensweise. Von dem zu entwickelnden oder zu optimierenden Produkt wird auf der Grundlage des ersten Entwurfs ein ganzheitliches Simulationsmodell erstellt – ein **virtueller Prototyp**. Das versetzt den Entwickler in die Lage, die statischen und dynamischen Eigenschaften seiner Gesamtkonstruktion simulationsgestützt abzuschätzen und der Spezifikation anzupassen, bevor ein erster Prototyp gebaut wird. Eine virtuelle Systemanalyse gibt dem Entwickler Einblick in den Verlauf aller systeminternen Größen und ermöglicht ein detailliertes Verständnis der Wechselwirkungen im Gesamtsystem. Die Modellbildung benötigt zwar zunächst mehr Zeit, sodass insbesondere bei Neuentwicklungen der erste Prototyp oft später verfügbar sein wird, er hat aber dann bereits eine wesentlich höhere Produktreife; denn zahlreiche potenzielle Probleme lassen sich bereits im Vorfeld durch die Simulation lösen. Hieraus ergeben sich Zeit- und Kostenvorteile dieser Methode [65, 66]. Allerdings stellt diese Vorgehensweise hohe Anforderungen an die Modellbildung: Es müssen alle physikalischen Effekte, die Einfluss auf die untersuchten Systemeigenschaften haben, basierend auf mathematisch-physikalischen Grundlagen und Werkstoffdaten im Modell beschrieben werden. Die experimentelle Bestimmung von Systemeigenschaften oder Modellparametern, beispielsweise die Strömungskraft an einer Ventilsteuerkante als Kennlinienfeld oder als Näherungsfunktion, steht nicht im Einklang mit dem Grundgedanken des modellbasierten Systementwurfs; denn zum Zeitpunkt der ersten Modellerstellung gibt es noch keinen Prototypen, an dem experimentelle Analysen möglich wären. Falls experimentell ermittelte Zusammenhänge oder Parameter aus früheren Arbeiten bekannt sind und in das Modell eingebunden werden, beispielsweise als Kennlinienfeld oder Näherungsfunktion, so ist sehr sorgfältig der Gültigkeitsbereich zu beachten. Parametervariationen sind dann eventuell nicht möglich oder können die Modellgültigkeit in unbekanntem Maße beeinträchtigen. Lösungen für diese Problematik werden in Abschn. 7.2.3.2 vorgestellt.

Die Methode des modellbasierten Systementwurfs mit Hilfe virtueller Prototypen bietet dem Entwickler ein Werkzeug, mit dem er Gestalt und Übertragungsverhalten seines Entwurfs analysieren und verbessern kann; neue Ideen zur Produktverbesserung lassen sich schnell und effizient beurteilen, und es eröffnet sich neues Entwicklungspotenzial. In diesem Sinne können Modellbildung und Simulation das menschliche Denkvermögen bis hin zu den komplexesten Strukturen unterstützen.

Anwendungsbreite, Vielfalt und Leistungsfähigkeit der Simulationstechnik werden in den kommenden Jahren weiter zunehmen, denn die Simulationssoftware wird ständig verbessert, und die Rechnerleistung steigt weiter bei gleichzeitig sinkenden Kosten. Simulation unterstützt eine individuellere Entwicklung von Produkten und die Verkürzung von Markteinführungszeiten. So könnte sich basierend auf den CAE-Softwarewerkzeugen eine Produktionsmethodik entwickeln, die den gesamten technisch-wirtschaftlichen Prozess von der Konzeptphase eines Produkts bis hin zur Anwendung im Markt unterstützt (s. Abschn. 7.2.3.4). Für Entwicklungsaufgaben in der hydraulischen Antriebs- und Steuerungstechnik erscheinen heute einige Gebiete besonders interessant. Dazu gehören:

- die Berechnung der nichtlinearen Dynamik mit multi-domain Systemsimulatoren,
- der Einsatz von Feldsimulatoren für die Berechnung von Strömungsfeldern (CFD),

- die Simulation mechanischer Strukturen hinsichtlich Festigkeit und Geräuschabstrahlung (FEM/BEM),
- die Simulation magnetischer Felder zur Dimensionierung elektromechanischer Umformer (FEM),
- die Hardware-in-the-Loop-Simulation (HiL) zum Testen von Steuergerätesoftware,
- die Simulation der Bodenmechanik und von Schüttgütern (**D**iskrete **E**lement **M**ethode – DEM) insbesondere für die Antriebe in Baumaschinen.

Die Anwendungsvielfalt, Leistungsfähigkeit und Benutzerfreundlichkeit der kommerziell verfügbaren Simulationswerkzeuge darf allerdings nicht dazu verleiten, die ingenieurspezifischen Anforderungen, die jede Simulation stellt, zu unterschätzen. Eine Modellbildung muss immer auch unter dem Aspekt der Aufgabenstellung erfolgen, denn man muss die Effekte erkennen können, die untersucht werden sollen. Der Anwender muss die eingesetzten Programme beherrschen, er muss die Modelle verstehen und er muss die Simulationsergebnisse interpretieren können – auch kritisch im Hinblick auf die mögliche Übereinstimmung mit der Realität.

7.2 Nichtlineare Dynamiksimulation mit konzentrierten Parametern

7.2.1 Anforderungen an multidisziplinäre Modellbildung und Simulationssoftware

Die dynamische Simulation fluidtechnischer Systeme wird sich nutzbringend in den Entwurfs- und Entwicklungsprozess integrieren lassen, wenn folgende Voraussetzungen erfüllt sind:

- einfache Bedienbarkeit des Softwarewerkzeugs,
- geringer theoretischer Aufwand bei der Systemmodellierung,
- Verfügbarkeit oder einfache Ermittlung der benötigten Bauteilparameter,
- schnelle und anschauliche Bereitstellung von Simulationsergebnissen,
- angemessene fachliche Qualifikation des Entwicklungspersonals, das mit dem Simulationswerkzeug und den Simulationsergebnissen arbeitet.

Ausgangspunkt für die rechnerunterstützte Simulation einer festgelegten Aufgabenstellung ist die Ausarbeitung einer Konzeption für die Erstellung des Simulationsmodells. Hierbei muss der Anwender den notwendigen Detaillierungsgrad seines Systems sehr sorgfältig überdenken: Ein hoher Detaillierungsgrad führt zu einem genauen, umfangreichen Modell mit zahlreichen Parametern und meist langen Rechenzeiten. Eine Simulation mit einem einfacheren Modell bringt deutlich weniger Aufwand, kann aber zu Ergebnissen führen, die nicht genügend realitätsnah sind. Eine Simulation kann nur die Effekte abbilden, die

im Modellkonzept berücksichtigt sind. Hier kommt die Qualifikation des Simulationsingenieurs zum Tragen: Neben dem angepassten Detaillierungsgrad des Modells muss er auch eine geeignete, realitätstreue Modellstruktur zu finden.

Elektrohydraulische Antriebe und Steuerungen sowie zahlreiche Ventile sind mechatronische Systeme (s. Kap. 6). Der multidisziplinäre Charakter solcher Systeme hat Auswirkungen auf die Modellbildung und stellt hohe Anforderungen an Struktur und Anwenderorientierung kommerzieller Simulationsprogramme. Die **Modellbildung** (Modellierung) für das zu untersuchende System umfasst alle Arbeiten, die ausgehend vom technischen System (z. B. Konstruktionsentwurf, Hydraulikschaltplan) bis zur computerkonformen Aufbereitung des Modells notwendig sind, um eine rechnerunterstützte Simulation durchführen zu können. Als Ergebnis der Modellbildung erhält man eine realitätsnahe mathematische oder numerische Beschreibung der technisch-physikalischen Zusammenhänge. Wobei zur Abbildung spezifischer, sehr komplexer Zusammenhänge (Beispiel: Reibung, Ausströmungswinkel) gelegentlich auch heute noch auf Messdaten (z. B. in Form von Kennfeldern) oder Näherungsalgorithmen zurückgegriffen werden muss.

Die Modellbildung beginnt mit der Beschreibung des technischen Systems durch ein **physikalisches Modell**, in dem die Systemeigenschaften in domänenspezifischer Form abgebildet sind. Das physikalische Gesamtmodell eines mechatronischen Systems wird zweckmäßigerweise in Teilmodelle strukturiert, die sich an den Baugruppen und den zugehörigen physikalischen Fachgebieten orientieren. Ein Beispiel zeigt Abb. 7.4; dort sind die Teilmodelle und die zugehörigen physikalischen Domänen für das Simulationsmodell eines direktgesteuerten Proportional-Druckbegrenzungsventils dargestellt. Die Baugruppe Proportionalmagnet (Teilsystem) ist in drei Teilmodelle strukturiert: Ein Teilmodell beschreibt das elektromagnetische Feld im Magneten und seine Kraftwirkungen auf den Magnetanker. Das zweite Teilmodell bildet das Kräftegleichgewicht am Magnetanker ab und das dritte die viskosen Reibkräfte F_{MD} durch strömungsmechanische Verluste in den Spalten der bewegten mechanischen Teile. Die Baugruppe Ventilkegel dient zur Abbildung der strömungsmechanischen Zusammenhänge für die Druckkraft F_K , die Strömungskraft F_{Str} am Ventilkegel sowie die Strömungsverluste in den Drosselstellen. Die pulsweitenmodulierte elektronische Ansteuerung des Proportionalmagneten und das Einprägen des elektrischen Stroms in die Magnetspule ist Aufgabe der dritten Baugruppe – ebenfalls ein eigenes Teilmodell. An dem Gesamtmodell des Ventils sind vier Fachgebiete beteiligt: Festkörpermechanik, Strömungsmechanik, Elektromechanik und – als informationsverarbeitende Baugruppe – die elektronische Magnetansteuerung. Den physikalischen Fachgebieten kommt bei der Modellbildung von der methodischen Seite her eine Schnittstellen bildende Funktion zu.

Die Genauigkeit des Modells, seine Übereinstimmung mit der Realität, ist vor allem davon abhängig, welche Vereinfachungen bei der Modellbildung getroffen werden und wie detailliert komplexe physikalische Effekte wie Nachgiebigkeiten, Leckagen, Reibung, Hysterese oder elektromagnetische Verluste im Modell abgebildet sind. Hinzu kommt die Bestimmung der Parameter für die Modellelemente, die sich häufig aus Konstruktions-

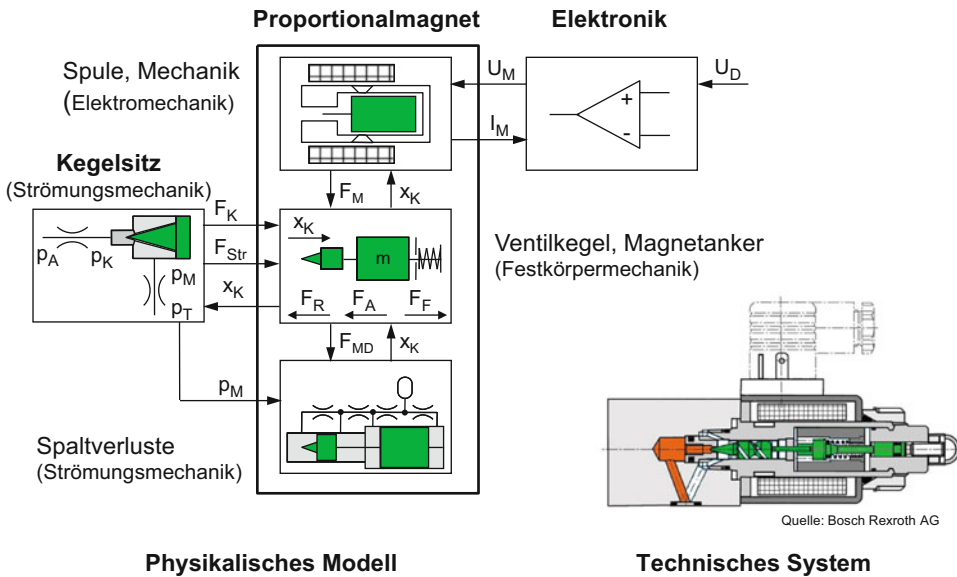


Abb. 7.4 Direktgesteuertes Proportional-Druckbegrenzungsventil, Schnittbild und physikalisches Gesamtmodell mit Teilmodellen [66]

unterlagen oder Stoffdaten gewinnen lassen; gelegentlich sind allerdings aufwendigere Methoden erforderlich (s. Abschn. 7.2.3.2).

Um das statische und dynamische Verhalten rechnerunterstützt simulieren zu können, muss im nächsten Schritt das physikalische Modell in eine mathematische Form überführt werden, die ein Computer bearbeiten kann. Dazu werden die physikalischen Eigenschaften mit Hilfe mathematischer Gleichungen formuliert. Dies geschieht bei technischen Systemen i. d. R. durch ein System gewöhnlicher Differentialgleichungen und algebraischer Verknüpfungen zwischen systembeschreibenden Größen, um beispielsweise Begrenzungen oder Zwangsbedingungen (z. B. Getriebeübersetzungen) zu berücksichtigen. Es entsteht ein **mathematisches Modell**, das aus einer Vielzahl differential-algebraischer Gleichungen besteht und im Normalfall nicht analytisch lösbar ist. Es muss so aufbereitet werden, dass mit Hilfe numerischer Integrationsverfahren eine schrittweise Berechnung der Lösung im Computer erfolgen kann. Das für die Behandlung im Rechner aufbereitete Gleichungssystem bezeichnet man als **numerisches Modell**. Seine numerische Lösung ist das Ergebnis einer Simulation; es wird i. d. R. graphisch veranschaulicht. Alle modernen, handelsüblichen Simulationsprogramme bieten im sog. Postprocessing zahlreiche Analysewerkzeuge an, mit denen der Anwender die Verhaltenseigenschaften seines Systems in beliebigen Betriebszuständen untersuchen kann. Eine Simulation im Zeitbereich ist heute oftmals wichtigstes Hilfsmittel bei der Verhaltensanalyse nichtlinearer technischer Systeme [1, 64].

In den Anfängen der Simulationstechnik musste man auf der Grundlage des physikalischen Modells zunächst das mathematische Modell und darauf aufbauend das numerische

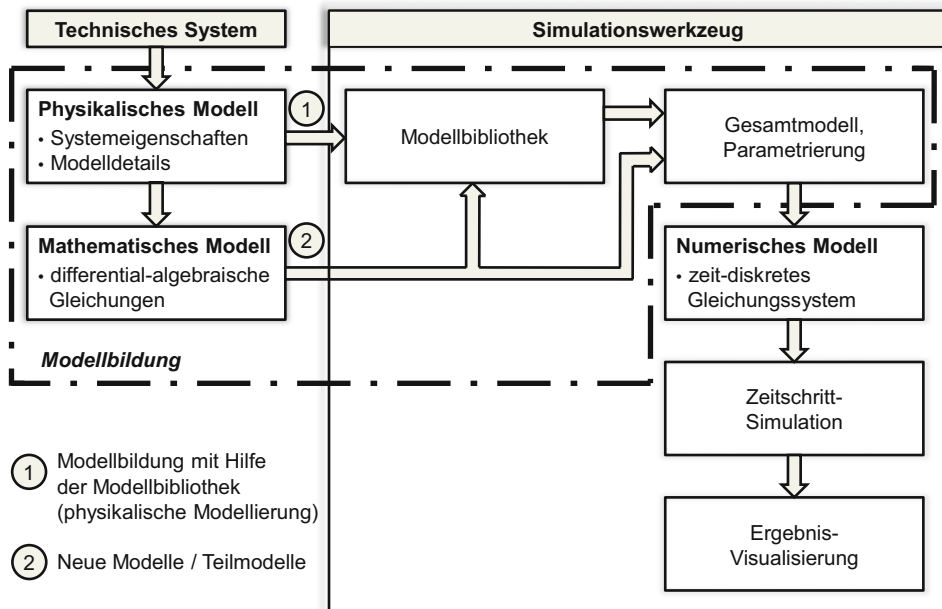


Abb. 7.5 Prozess der Modellbildung für die Simulation eines technischen Systems

Modell von Hand erarbeiten und programmieren. Unterschiedliche physikalische Domänen lassen sich bei einer solchen Programmierung auf mathematischer Ebene problemlos miteinander kombinieren. Allerdings ist diese Methode der Modellbildung extrem zeitaufwendig und fehleranfällig. Sie ist heute vor allem bei der industriellen Anwendung von Simulationstechnik nicht mehr zweckmäßig und durch den Einsatz von **Modellbibliotheken** mit zahlreichen vorentwickelten und erprobten Modellen erheblich vereinfacht worden. Die Entwickler können sich auf konstruktive und systemtechnische Fragen konzentrieren; sie sind nicht mehr gezwungen, numerische Gleichungen zu entwickeln und zu programmieren.

Abbildung 7.5 veranschaulicht den Prozess der Modellbildung für ein technisches System mit Hilfe einer Modellbibliothek sowie das Erstellen neuer oder die Modifikation vorhandener Modelle.

Umfangreiche und erprobte Modellbibliotheken sind das Rückgrat jedes Simulationswerkzeugs. Aus Sicht eines Anwenders sollte ein möglichst breiter Vorrat an Modellen verfügbar sein, denen Grundelemente der einzelnen Fachgebiete angehören (z. B. Feder, Masse, Dämpfer (in der Mechanik) und Drossel, kompressibles Volumen, Leitung, Ventilsteuerkante (in der Hydraulik)). Außerdem braucht man detaillierte, anwendungsspezifische Komponentenmodelle, z. B. Pumpen, Zylinder, Ventile in der Hydraulik. Die Möglichkeit, vorhandene und verifizierte Modelle effektiv zu nutzen, ist Voraussetzung für einen wirtschaftlichen Einsatz von Simulationstechnik in der hydraulischen Antriebs-

und Steuerungstechnik und im gesamten Maschinenbau. Darüber hinaus muss jedes Simulationswerkzeug, unabhängig von der Leistungsfähigkeit seiner Modellbibliothek, dem Anwender zusätzliche Möglichkeiten der Modellbildung bieten:

- die vorhandenen Modelle müssen einfach zu modifizieren sein,
- einzelne Teilmodelle müssen sich zu einer funktionalen Baugruppe, einem neuen Teilmodell, zusammenfassen lassen und
- beliebige neue Teilmodelle müssen ergänzt werden können.

Die neuen Bibliotheksmodelle sollen bei der rechnerunterstützten Modellbildung im Simulationsprogramm genauso behandelt werden wie ein Grundelement.

7.2.1.1 Modellierungskonzepte

Die Umsetzung des physikalischen Modells in ein numerisches Modell, das ein Computer lösen kann, erfordert den Einsatz eines Simulationswerkzeugs, wenn in das Gesamtmodell Grund- und Teilmodelle aus einer Modellbibliothek eingebunden werden sollen. Dabei ist es für domänenübergreifende Simulationen vorteilhaft, wenn das Simulationswerkzeug eine Modellierungstechnologie bietet, die möglichst viele physikalische Domänen in gleicher Weise behandeln und miteinander verbinden kann. In kommerziellen Simulationsprogrammen, die für hydraulische Steuerungs- und Antriebssysteme besonders interessant sind, erfolgt dies durch Zusammenschalten von Blöcken, die Grundelemente der verschiedenen Fachdisziplinen oder einzelne Teilmodelle von Geräten oder Baugruppen repräsentieren.

Bei der **block-orientierten Modellerstellung** gibt es zwei prinzipiell verschiedene Methoden: die signalfluss-orientierte Modellerstellung auf der Grundlage des mathematischen Modells und die physikalisch-orientierte Modellerstellung auf der Grundlage des physikalischen Modells [1, 11, 14, 25, 61]. Abbildung 7.6 veranschaulicht beide Methoden am Beispiel eines ventilgesteuerten Zylinderantriebs.

Signalfluss-orientierte Modellierung

Der grundlegende Gedanke der block-orientierten Modellbildung mit Signalflüssen ist, dass Blöcke zusammengeschaltet werden, zwischen denen ein gerichteter, rückwirkungsfreier Signalfluss stattfindet (kausale Modellierung) – vergleichbar dem Wirkungsplan in der Regelungstechnik (DIN IEC 60050-351). Rückwirkungen von Ausgangssignalen auf einen Eingang müssen explizit durch zusätzliche Verbindungen im System modelliert werden. Jeder Block repräsentiert eine mathematische Funktion, eine Kennlinie oder Kennlinienschar oder eine Schaltfunktion, welche die funktionelle Beziehung zwischen Eingangs- und Ausgangsgröße beschreibt – ohne physikalische Interpretation des Signals. Eine Verknüpfung von Signalen aus unterschiedlichen physikalischen Disziplinen ist prinzipbedingt problemlos möglich, sodass heterogene Systeme modelliert werden können. Dabei darf man allerdings nur physikalisch zueinander passende Signale miteinander verbinden. Da die Modellbildung auf der Grundlage des mathematischen Modells erfolgt, sollten auch bei der Verwendung von Modellbibliotheken alle mathematischen Beziehungen bekannt sein. An Universitäten und Forschungseinrichtungen stellt das i. d. R. kein Problem dar, für

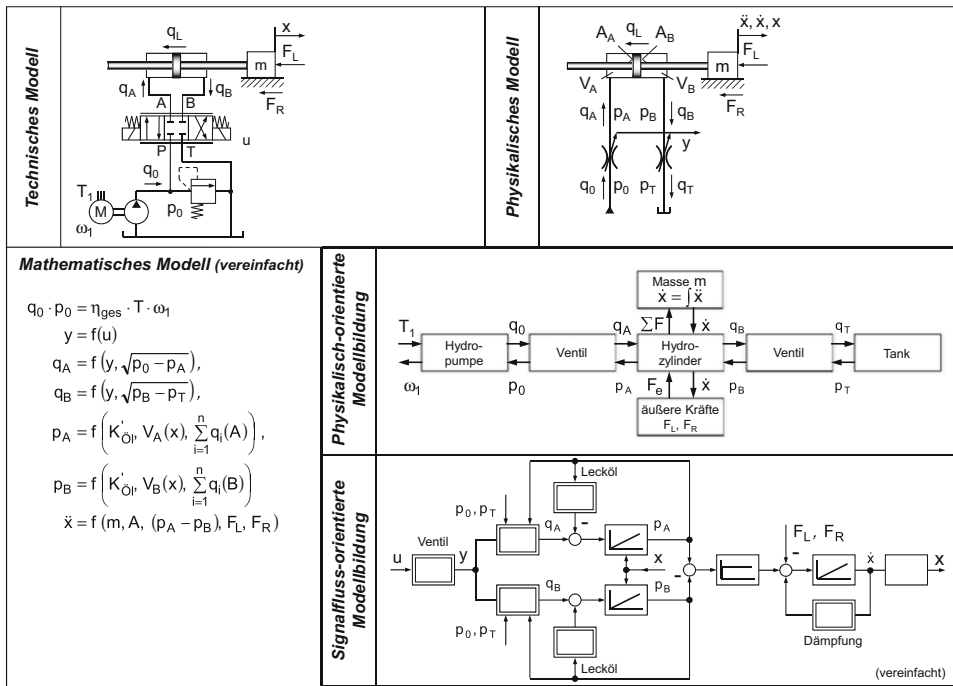


Abb. 7.6 Methoden der block-orientierten Modellbildung für multi-domain Simulationswerkzeuge

die industrielle Nutzung kann es jedoch gelegentlich zu aufwendig und daher von Nachteil sein. Die signalfuss-orientierte Modellbildung eignet sich besonders für regelungstechnische Aufgabenstellungen, denn dort besteht immer ein gerichteter Signalfuss, eine kausale Abhängigkeit.

Physikalisch-orientierte Modellierung

Der Grundgedanke dieser Modellierungstechnik beruht auf der Annahme, dass zwischen den Blöcken ein Energieaustausch stattfindet. Die Blöcke repräsentieren physikalische Gesetzmäßigkeiten und beschreiben durch mathematische Beziehungen den Zusammenhang zwischen den Variablen an den Ein- und Ausgängen sowie den blockinternen Variablen (u. a. Zustandsgrößen wie Wege, Geschwindigkeiten, Kräfte). Die Schnittstelle zwischen zwei Blöcken wird durch zwei sog. dynamisch konjugierte Variablen beschrieben: die Flussvariable (auch als through-variable *t* bezeichnet) und die Differenzvariable (auch als across-variable *a* bezeichnet). Die Differenzvariable wird häufig auch Potenzialvariable genannt. Das mathematische Produkt beider Größen, Flussvariable und Differenzvariable, muss immer eine Leistung ergeben, als Bedingung für die Wahl eines Schnittstellenpaares. Außerdem müssen Eingangs- und Ausgangsleistung gleich sein, wenn keine Quellen oder Senken im Block vorhanden sind. Da Leistung eine allgemeine physikalische Größe ist, unabhängig von einer Fachdisziplin, ist es möglich, mit Hilfe von Analogiebetrachtungen







Physikalische Domäne	Differenzvariable (across variable a)	Flussvariable (through-variable t)	Leistung (P)
Hydraulik	Druck p	Volumenstrom q_v 	$P_h = p \cdot q_v$
Pneumatik	Druck p	Massestrom \dot{m} 	$P_{pn} = p \cdot \dot{m} / \rho$
Mechanik (translatorisch)	Geschwindigkeit v	Kraft F 	$P_m = v \cdot F$
Mechanik (rotatorisch)	Drehzahl n	Drehmoment T 	$P_m = 2\pi \cdot n \cdot T$
Elektrotechnik	Spannung U_e	Strom I_e 	$P_{el} = U_e \cdot I_e$
Thermik	Temperatur T	Wärmestrom \dot{Q} 	$P_c = \Delta T \cdot \dot{Q}$

Abb. 7.7 Analogiebetrachtungen (Differenz- und Flussvariablen) für verschiedene physikalische Domänen, Grundlage für multi-domain Simulationen [1]

zahlreiche unterschiedliche Domänen in der Systemsimulation einheitlich zu beschreiben und einzubinden. Abbildung 7.7 gibt einige Beispiele. Die Analogiebetrachtungen beruhen darauf, dass das Verhalten hydraulischer, pneumatischer, mechanischer und elektrischer Elementarbauglieder, wie Masse, Induktivität, Strom oder Kapazität, durch gleiche Differentialgleichungen ausgedrückt werden kann. Rückwirkungen innerhalb der Blöcke und zwischen den Blöcken sind prinzipbedingt bereits berücksichtigt und müssen nicht separat modelliert werden wie bei der signalfluss-orientierten Modellbildung.

Durch physikalische Modellierung erzeugte Modelle sind leichter verständlich und wiederzuverwenden; sie entstehen auf der Ebene eines meist anschaulichen physikalischen Modells und spiegeln die tatsächliche Struktur des modellierten Systems wieder, anstatt es nur mathematisch zu beschreiben. Bei dieser Modellbildungsmethode sind mathematische Beschreibungsgleichungen nur erforderlich, falls die Modellbibliothek um neue Teilmodelle ergänzt werden soll, oder wenn vorhandene Modelle modifiziert werden müssen.

Beide block-orientierten Methoden bieten jeweils für sich eine vollständige, anwenderfreundliche Modellierungsumgebung, und jede der beiden hat aus Sicht eines Anwenders spezifische Vorteile: Die signalfluss-orientierte Modellierung ist besonders gut geeignet für regelungstechnische Aufgabenstellungen oder Abläufe mit einem gerichteten Signalfluss (kausale Abhängigkeiten); mit der physikalisch-orientierten Methode kann ein Antriebssystem entsprechend seinem gerätetechnischen Aufbau, ohne Kenntnisse der mathematischen Beschreibung und ohne Programmierung interner Rückführungen modelliert werden, vorausgesetzt in der Modellbibliothek ist ein geeignetes Modell vorhanden. Transparenz und Selbstdokumentationsfähigkeit erscheinen besser als bei signalfluss-orientierter Modellbildung. Daher unterstützen moderne Simulationswerkzeuge i. d. R. beide Modellierungsmethoden, wie z. B. die Simulationsprogramme DSHplus, SimulationX und Matlab/Simulink.

Text-orientierte Modellierung

Neben der block-orientierten Modellierungsmethodik kann in vielen Simulationsprogrammen eine Modellbeschreibung auch text-orientiert durch eine der herkömmlichen höheren Programmiersprachen, wie Pascal, C oder C++, oder eine Modellierungssprache erfolgen. Als Simulations- oder Modellierungssprache bezeichnet man eine Programmiersprache, die durch ihren Aufbau und durch spezifische Sprachelemente die Beschreibung von Simulationsmodellen besonders gut unterstützt, wobei oft spezielles Wissen einer Fachdisziplin in die Sprachelemente eingearbeitet sein kann. Viele der modernen Programmier- und Modellierungssprachen sind objektorientierte Sprachen. Objektorientierung ist ein Konzept der Softwaretechnik für die Modularisierung von Programmen [39]; es unterstützt spezifische Merkmale beim Programmieren und erleichtert den Aufbau neuer Modelle, vor allem durch die Wiederverwendung und einfache Modifizierung bereits vorhandener Modelle. Bei komplexen mechatronischen Systemen für den Maschinenbau hat im letzten Jahrzehnt zunehmend die objektorientierte Simulationssprache Modelica® Eingang gefunden, beispielsweise in die interdisziplinären Simulationswerkzeuge AMESim, Dymola, SimulationX, aber auch in CAD-Programme wie CATIA®. Modelica erlaubt eine domänenübergreifende Beschreibung physikalischer Systeme und wurde ab Beginn der 90er Jahre genau zu diesem Zweck und zur Verbesserung des Modellaustauschs entwickelt. Die weltweit agierende Modelica Assoziation [39] entwickelt den Sprachstandard und stellt frei verfügbare Beispielbibliotheken für die unterschiedlichen physikalischen Domänen und Anwendungsgebiete (u. a. Fluidtechnik, Regelungstechnik, Elektrik, Elektromechanik, Wärmeübertragung) zur Verfügung.

Im Rahmen der Zielstellung, Verbesserung des Modellaustauschs, werden ähnlich gelagerte Projekte, wie z. B. die Entwicklung des FMI Standards (s. Abschn. 7.2.1.2), ebenfalls von der Modelica Assoziation getragen. Mit Hilfe dieser standardisierten Schnittstelle ist ein Modellaustausch auch zwischen Simulationswerkzeugen möglich, welche die Modellierungssprache Modelica nicht unterstützen.

Neben den bisher vorgestellten Modellierungsmethoden bieten einige Simulationswerkzeuge weitere spezifische Beschreibungsformen an, um dem Anwender die Modellbildung zu erleichtern, beispielsweise die Beschreibung von programmgesteuerten Abläufen für Antriebe [1, 14].

7.2.1.2 Systemsimulation als Teil des CAE-Prozesses

Aus Sicht eines Anwenders bestehen außer einer effizienten Modellbildung weitere, wichtige Forderungen an ein Simulationstool; denn Simulation ist nur eine Aufgabenstellung im Rahmen eines rechnerunterstützten Entwurfs- und Konstruktionsprozess. Ein leistungsfähiges Simulationstool muss den Anwender bei einer Vielzahl weiterer Aufgaben unterstützen. Große Bedeutung haben hierfür standardisierte **Schnittstellen zu anderen Softwarewerkzeugen** im CAE-Prozess, um Daten bedienerfreundlich und schnell einlesen und weitergeben zu können. Dazu gehören beispielsweise Möglichkeiten zur Übernahme von CAD-Daten (Geometrie-, Masseneigenschaften) aus Konstruktionszeichnungen, der Austausch von erprobten Simulationsmodellen mit anderen Simulationsprogrammen und die Online-Kopplung mit anderen Simulatoren (Co-Simulation) für Spezialdisziplinen.

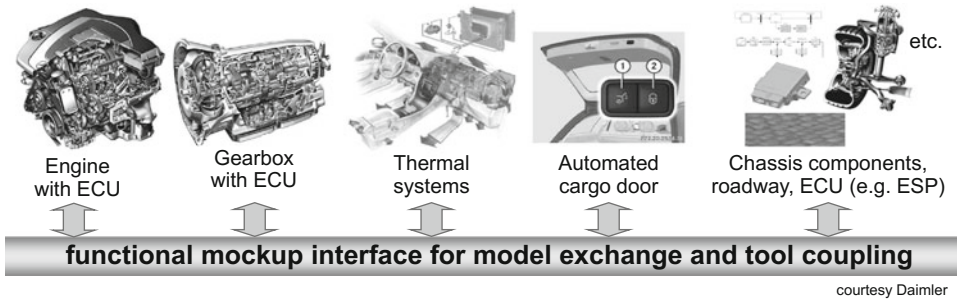


Abb. 7.8 Standardisierte Softwareschnittstelle für Datenaustausch und Co-Simulation, Functional Mock-up Interface (FMI) [21]

Das häufigste Problem beim Datenaustausch zwischen zwei CAE-Werkzeugen ist die unterschiedliche Interpretation der übermittelten Daten durch beide Programme. Um diese Schwierigkeiten zu überwinden, haben sich führende Industriefirmen, Softwarehäuser und Forschungsinstitute im Rahmen eines von der Europäischen Kommission finanziell geförderten Forschungs- und Entwicklungsprojekts unter der Bezeichnung „**Modelisar**“ zusammengeschlossen und die Grundlagen für eine weltweit standardisierte Software-Schnittstelle erarbeitet. Die Initiative ging von der Daimler AG aus, die einen Austausch von Simulationsmodellen für Fahrzeugsysteme mit allen Zulieferfirmen fordert. Seit 2010 ist ein solcher Software-Standard, der einen Modellaustausch unabhängig vom Simulationswerkzeug ermöglicht, unter der Bezeichnung „Functional Mock-up Interface“ (FMI), Abb. 7.8, in der Entwicklung und zum Teil bereits verfügbar. Diese Software-Schnittstelle unterstützt bisher vor allem den Austausch von Simulationsmodellen mit Hilfe von Code-Export und die Kopplung von Simulatoren. Er wird zunehmend von den Softwarefirmen in ihrer Simulationssoftware implementiert [21].

Bei einer **Co-Simulation** arbeiten zwei oder mehrere Simulatoren gemeinsam an der Simulation eines Gesamtsystems [20, 56]. Als Beispiel sei das direktgesteuerte Proportional-Druckbegrenzungsventil in Abb. 7.4 betrachtet. Die Simulation könnte auf drei Simulatoren verteilt werden, von denen jeder eine physikalische Domäne simuliert: Ein Systemsimulator könnte das Bewegungsverhalten der mechanischen Teile berechnen; die Strömungskraft F_{str} und die Druckkraft F_K am Steuerkegel könnte mit einem strömungsmechanischen Feldsimulator und die Magnetkraft F_M mit einem elektromagnetischen Feldsimulator ermittelt werden. Jedes Simulationswerkzeug übernimmt dabei eigenständig die Berechnung eines Teilsystems, und zu definierten Zeitpunkten erfolgt ein Datenaustausch zwischen den Simulatoren.

Eine mögliche Grundstruktur für die Kommunikation zweier Simulationswerkzeuge veranschaulicht Abb. 7.9. Die Kommunikation ist gekennzeichnet durch eine Schleife: Berechnen, Senden, Warten und Empfangen. Meist wird einem Simulationssystem Priorität eingeräumt, sog. Mastersystem; es gibt die Integrationsschritte oder die Berechnungszeit für den Systemverbund vor. In der Zeit zwischen zwei Kommunikationszeitpunkten rechnet

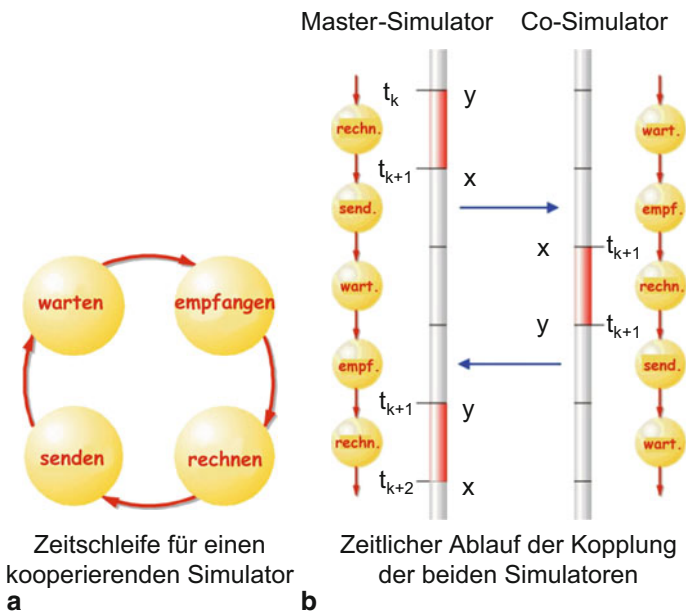


Abb. 7.9 Beispiel für die Synchronisation zweier Simulatoren bei einer Online-Kopplung [48]

jeder der synchronisierten Simulatoren unabhängig und eigenständig entsprechend seinem eigenen Lösungsalgorithmus. Während der Wartezeit des Mastersystems empfängt, berechnet und sendet das kooperierende System die Werte des aktuellen Integrationssschritts. Zwischenschritte der durch das kooperierende System berechneten Daten können interpoliert werden. Ein übergeordneter Algorithmus, der im Mastersystem, beispielsweise dem Systemsimulator, implementiert sein kann, steuert und synchronisiert den Datenaustausch. Die Kommunikation zwischen den Simulationssystemen läuft im Hintergrund der Anwendung ab und ist für den Benutzer nicht erkennbar [48]. Die Methode der Co-Simulation bietet den Vorteil, dass Simulationsmodelle in Programmen aufgebaut und berechnet werden können, die besonders für eine Aufgabenstellung spezialisiert sind.

Die Simulation des statischen und dynamischen Verhaltens mechatronischer Systeme erfordert eine anwenderfreundliche, interdisziplinäre Konzeption des Simulationstools, um die komplexen Wechselwirkungen zwischen den Teilsystemen berücksichtigen zu können. Zu den Merkmalen für ein anwenderfreundliches Simulationswerkzeug gehören:

- signalfluss- und physikalisch- orientierte Methode der Modellbildung,
- objektorientierte Simulationssprache für die Modellerstellung,
- ein objektorientiertes Konzept für die Modellbibliothek, strukturiert in Grundelemente für die unterstützten physikalischen Domänen, wie Mechanik, Elektrik oder Thermik, und anwendungsorientierte Modellobjekte für die Fachgebiete, wie Hydraulik, Pneumatik, Antriebstechnik oder elektronische Schaltkreise,

- standardisierte Schnittstellen zu anderen CAE-Werkzeugen,
- einfache, anschauliche Darstellung der Simulationsergebnisse.

Außerdem erleichtern einige weitere integrierte Funktionalitäten die Verhaltensbeurteilung simulierter Systeme. Dazu gehören im Wesentlichen:

- Verfahren der Systemanalyse zur Beurteilung von beispielsweise Eigenbewegungen, Zeitkonstanten und Stabilität,
- Berechnung von statischen oder stationären Arbeitspunkten (Kennlinienfeldberechnung) sowie der Verhaltensanalyse in Arbeitspunkten,
- Berechnung und Analyse des Energieverbrauchs eines Systems,
- Numerische Optimierung des Gesamtsystems nach nutzerdefinierten Zielfunktionen.

Eine möglichst durchgehende Integration des Simulationswerkzeugs in den gesamten Entwicklungsprozess trägt dazu bei, die vorrangigen Einsatzziele zu realisieren: Verkürzung von Entwicklungszeiten, Reduzierung von Entwicklungskosten bei gleichzeitiger Steigerung der Produktqualität und Verringerung des personenbezogenen Einflusses auf das Entwicklungsergebnis.

7.2.2 Beispiele für multi-domain Simulationswerkzeuge

7.2.2.1 DSHplus

Der Systemsimulator *DSHplus* ist eine weltweit führende Software, die auf fluidtechnisch-mechatronische Systeme spezialisiert ist. Sie bietet eine durchgängige CAE-Lösung für das Modellieren, Simulieren und Analysieren von hydraulischen und pneumatischen Aufgabenstellungen und kommt in vielen Bereichen der Produktentwicklung sowie Produktverbesserung zum Einsatz. Das Leistungsspektrum des Programms umfasst die dynamische Systemanalyse, die rechnerunterstützte Auswahl von Komponenten in der Entwurfsphase, die Fehlerdiagnose und Optimierung bei der Inbetriebnahme von Anlagen und später im laufenden Betrieb. Außerdem ist es wirkungsvoll bei der Ausbildung von Fluidtechnikern in der Industrie und an Hochschulen einsetzbar.

Die Modellbildung orientiert sich am Hydraulikschaltplan (physikalisch-orientierte Modellierung), wie er dem Fluidtechniker vertraut ist. Eine Komponente als Basiselement der Modellierung kann dabei sowohl einen Basiseffekt darstellen (z. B. eine Blende) als auch ein komplexes Gebilde, z. B. ein mehrstufiges Servoventil mit Sensoren und Onboard-Elektronik für regelungstechnische Aufgaben. Der Anwender hat so die Möglichkeit, eine für seine Aufgabenstellung passende Komponente mit entsprechender Modellierungstiefe auszuwählen. Abbildung 7.10 gibt einen typischen Screenshot des Programms wieder.

Die Bibliotheken, die dem Anwender von *DSHplus* zur Verfügung stehen, decken weite Bereiche der Fluidtechnik ab. Sie beinhalten aber auch angrenzende physikalische Fachgebiete, die zur vollständigen Modellierung eines fluidtechnischen Systems notwendig

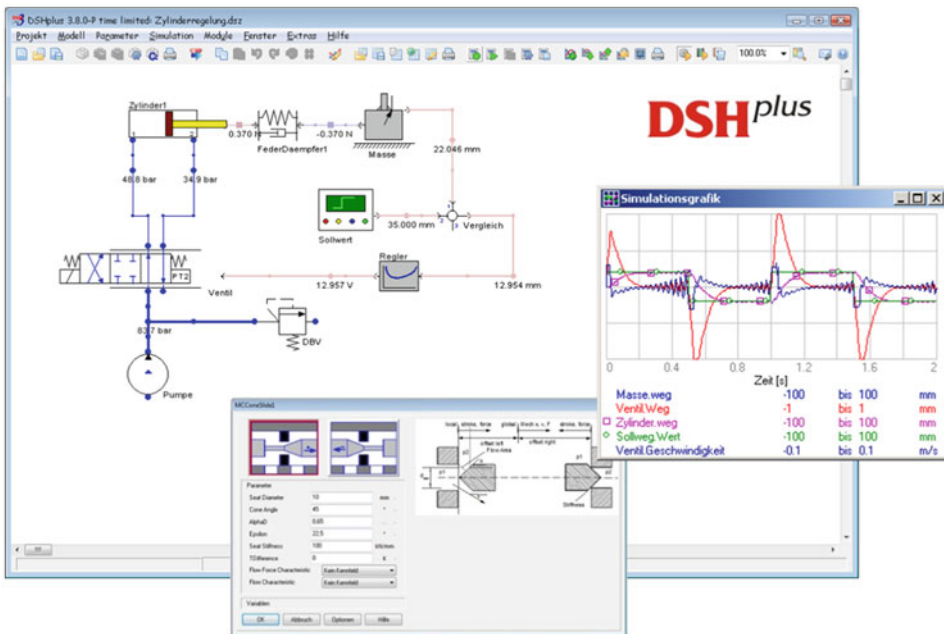


Abb. 7.10 Bildschirmfoto des multi-domain Simulationsprogramms *DSHplus*

sind. Die Basisbibliotheken umfassen Simulationsmodelle für Hydraulik und Pneumatik, Hydraulik mit thermodynamischen Effekten, Regelungs- und Steuerungstechnik, 1-D-Mechanik und elektrische Antriebstechnik. Die Modellierung von Systemen ist aber nicht auf die vorhandenen Bibliotheken beschränkt. Mit Hilfe von Basiskomponenten (Mikrobibliotheken) aus den Bereichen Hydraulik, Pneumatik, Mechanik und Magnetik lassen sich beliebige neue Geräte aufbauen und als zusätzliche Komponente in der Bibliothek ablegen, beispielsweise Ventile mit jedweder Spezialschiebergeometrie. Falls die Anforderungen an eine Komponente damit immer noch nicht zu erfüllen sind, steht ein weiterer Weg offen: Modelle und Komponenten sind in der leistungsfähigen, anwenderfreundlichen Programmiersprache C++ geschrieben. Damit kann man beliebige eigene, neue Bibliothekskomponenten erstellen und nahezu jede Aufgabenstellung verwirklichen, wenn die mathematische Beschreibung bekannt ist.

Ein hilfreiches Leistungsmerkmal des Programms ist die Schaltplananimation bei der Inbetriebnahme eines Modells oder der Veranschaulichung von Funktionsweisen eines mechatronischen Antriebssystems. Schon während der Simulation und auch bei der Nachverarbeitung werden die berechneten Größen im Schaltplan des Modells visualisiert. So lassen sich etwa Drücke durch variable Linienstärke darstellen, Zylinder funktionsgerecht ein- oder ausfahren und Ventile in die entsprechende Schaltstellung bringen. Die Animation von Funktionsabläufen ermöglicht eine anschauliche Darstellung technischer Simulations-

ergebnisse in Form von Zahlen und Graphen – sie ist auch sehr gut für didaktische Aufgaben in Lehrveranstaltungen, Seminaren oder Vorträgen geeignet.

Steuerungen und Regelungen sind ein Bestandteil fast jedes Simulationsmodells. Während man Regelungen leicht und anwenderfreundlich mit den Elementen der regelungstechnischen Bibliothek darstellen kann, ist die Abbildung einer Ablaufsteuerung in vielen Simulationen eher umständlich. Nicht bei *DSHplus*: Für diesen Fall steht der *DSHplus-Director* zur Verfügung. Er repräsentiert eine Zustandsmaschine, in der sich auf einfache Art und Weise Aktionen, Transitionen und Bedingungen definieren und verknüpfen lassen.

Die umfangreichen Modellbibliotheken und Programmfunktionen haben dem Programm ein sehr breit gefächertes Anwendungsgebiet über die Fluidtechnik hinaus eröffnet. Es unterstützt mit zahlreichen Interfaces, die unter dem Begriff der Simulation-Tool-Chain (STC) schon seit vielen Jahren im industriellen Einsatz sind, den domänenübergreifenden Einsatz von anspruchsvollen Fluidtechnikmodellen in anderen Simulationsprogrammen. Die Kopplung basiert wahlweise auf Co-Simulation oder Code-Export. Ein Beispiel für einen fachübergreifenden Einsatz ist die Auslegung einer Luftfederung in einem Kraftfahrzeug: Im *DSHplus*-Modell sind alle Komponenten der Luftfederung wie Kompressor, Ventile, Leitungen, Luftfederbälge und Zusatzvolumina abgebildet. Zur Untersuchung des Gesamtsystems Fahrzeug/Federung wird dieses Modell mit einem Mehrkörpermodell des Fahrzeugs gekoppelt, sodass sich in der MKS-Umgebung Fahrversuche durchführen lassen. Eine Ergänzung der STC stellt die Implementierung des FMI-Standards (Abschn. 7.2.1.2) dar, der auf einfache Weise Kopplungen zwischen Programmen ermöglicht, die ebenfalls diesen Standard unterstützen.

Neben der Softwarekopplung stehen Schnittstellen (**P**rogrammable **L**ogic **C**ontroller **I**nterfaces – **PLCI**) zur Anbindung von Steuerungshardware bereit. Abbildung 7.11 veranschaulicht die unter den Begriffen Hardware-in-the-Loop (HiL) und Software-in-the-Loop (SiL) bekannten Mechanismen. Das Simulationsmodell der Anlage wird über herstellerunabhängige offene Schnittstellen, wie OPC oder PROFIBUS, an die reale Steuerungshardware oder an eine SPS-Emulation zum Test von SPS-Software (beispielsweise CODESYS) gekoppelt [12, 50, 54]. Das Simulationsmodell generiert aus den Berechnungen des dynamischen Verhaltens der Anlage die Eingangssignale für das Steuergerät und übermittelt sie genauso, wie dies die reale Anlage tun würde. Für das Steuergerät ist nicht ersichtlich, dass nicht die Anlage selbst mit ihr kommuniziert sondern nur ein virtuelles Modell. Es berechnet daher die Ausgangssignale zur Ansteuerung wie im realen Betrieb und sendet sie an das Simulationsmodell. Eine solche Konfiguration ermöglicht eine virtuelle Inbetriebnahme und eine Analyse kritischer Betriebspunkte bereits vor dem Bau einer Maschine oder Anlage. Ein Entwickler kann gefahrlos und mit minimalem Zeitaufwand die passenden Reglerparameter erarbeiten, die Verkabelung der Schaltschränke auf ihre Logik hin überprüfen und sogar völlig neue Regleralgorithmen ohne die Gefahr einer Anlagenbeschädigung testen.

DSHplus bietet dem Anwender einige speziell für die Fluidtechnik entwickelte Spezialbibliotheken. Zum Beispiel für

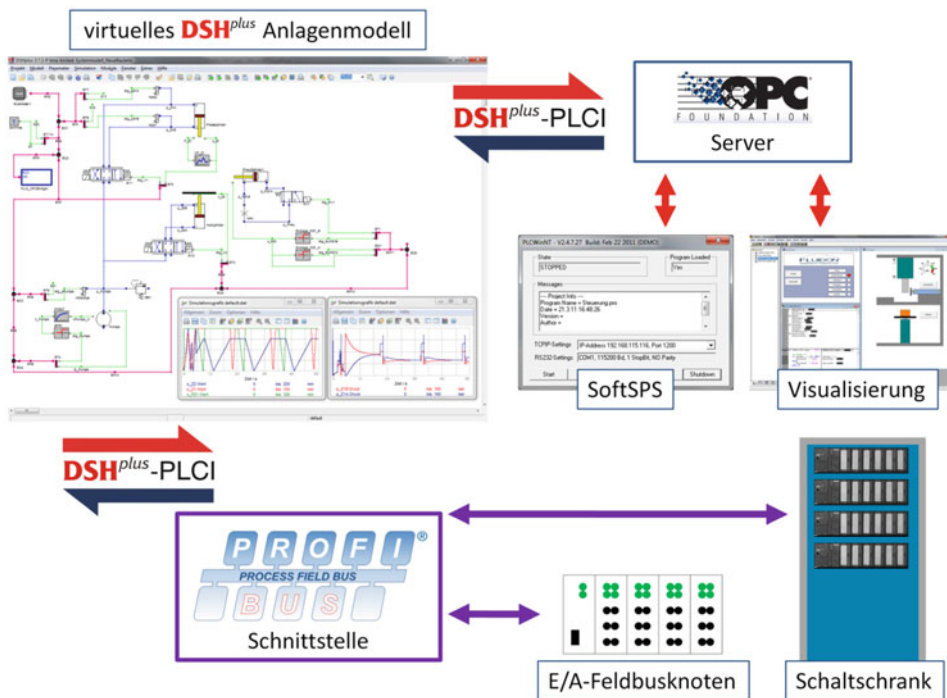
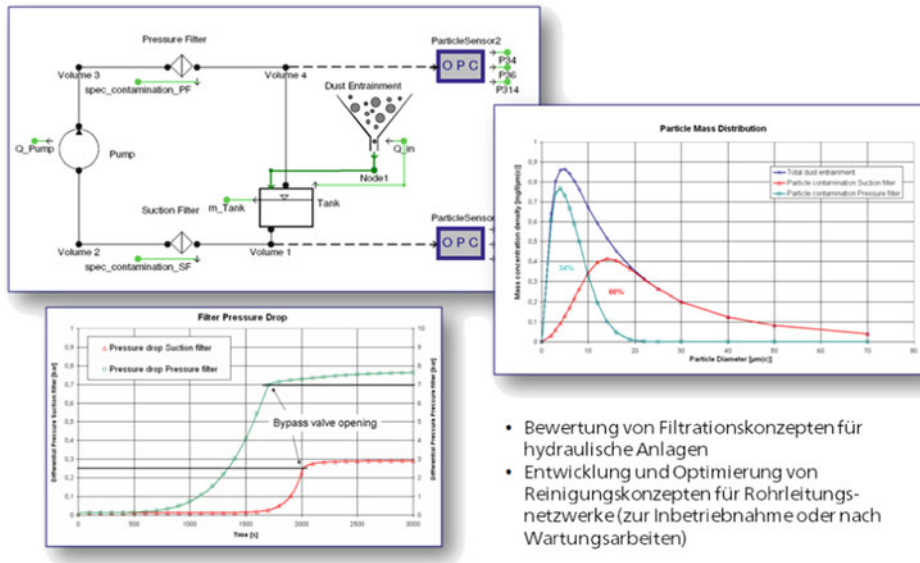


Abb. 7.11 Anbindung eines virtuellen Systemmodells und einer realen Steuerungshardware über standardisierte Schnittstellen zur ganzheitlichen Simulation einer Maschine oder Anlage

- **die Entwicklung eines effektiven Filtrationskonzepts.** Dies ist neben der Analyse des statischen und dynamischen Verhaltens ein sehr wichtiger Aspekt beim Entwurf eines hydraulischen Systems. Filtrationskonzepte müssen unter Berücksichtigung von Betriebs- und Umgebungsbedingungen die Anforderungen an Ölrinheit, Filterstandzeit und lange Wartungsintervalle gewährleisten. Das Programm bietet als bisher einziges eine Rechnerunterstützung bei der Auslegung an. Es stellt eine Modellbibliothek zur Verfügung, welche die Modellierung von Hydrauliksystemen unter Berücksichtigung von Effekten ermöglicht, die für die Entstehung von Schmutzpartikeln im Öl und ihre Abscheidung relevant sind, siehe Beispiel in Abb. 7.12. So lässt sich ein optimales Filtrationskonzept erarbeiten, bei dem die richtigen Filter an der richtigen Stelle im System platziert sind – beispielsweise unter Berücksichtigung von Schmutzeinzug am Zylinder und am Belüftungsventil des Tanks sowie der Partikelabscheidung im Tank und in den geplanten Filtern.
- **die Untersuchung hochfrequenter Druckschwingungsphänomene** in verzweigten hydraulischen Leitungsnetzwerken, Abb. 7.13. Dazu gehören z. B. die Rohrleitungen einer Großpresse oder die Kraftstoffleitungen in einem Fahrzeug oder Flugzeug. Es können sogar elastische Schlauchleitungen (Dehnschläuche), wie sie z. B. bei



- Bewertung von Filtrationskonzepten für hydraulische Anlagen
- Entwicklung und Optimierung von Reinigungskonzepten für Rohrleitungsnetzwerke (zur Inbetriebnahme oder nach Wartungsarbeiten)

Abb. 7.12 Simulation von Ölverschmutzung und Filtrationskonzepten [15]

PKW-Servolenkungen eingesetzt sind, in die Simulation einbezogen werden. Dies erfordert allerdings eine prüfstandsbasierte Parameterermittlung. Neben der Analyse von Druckverlusten und Druckstößen kann auch eine Auslegung und Optimierung von Pulsationsdämpfern durchgeführt werden.

Interessierte Leser können eine Testversion von *DSHplus* kostenlos von der Homepage des Herstellers (www.fluidon.com) herunterladen und erproben. Sie ermöglicht bereits die Entwicklung einfacher Modelle sowie deren Simulation und Analyse.

7.2.2.2 SimulationX

SimulationX ist ein graphisches, interaktives Werkzeug zur integrierten Systemsimulation. Die Modelldarstellung, die Benutzeroberfläche, der Modellaufbau sowie das Vorgehen zur Bestimmung von Parametern erfolgt in einer für Ingenieure und Projektanten in Entwicklung und Konstruktion geläufigen Art und Weise. Mit den im Programm integrierten, umfangreichen Modellbibliotheken aus allen physikalischen Domänen (einschließlich räumlicher Mehrkörpersimulation (MKS)) können beliebige technische Systeme virtuell modelliert werden. In den Modellen ist umfangreiches, ingenieurtechnisches Wissen enthalten. Darüber hinaus können mit Hilfe der offenen Modellierungssprache Modelica® eigene Modelle und Modellbibliotheken erstellt sowie vorhandene erweitert und angepasst werden. Die Modellbildung erfolgt schwerpunktmäßig physikalisch-objektorientiert, kann aber auch signalfussorientiert oder gleichungsbasiert erfolgen. Abbildung 7.14 veranschaulicht SimulationX als Simulationsplattform im integrierten Entwicklungsprozess.

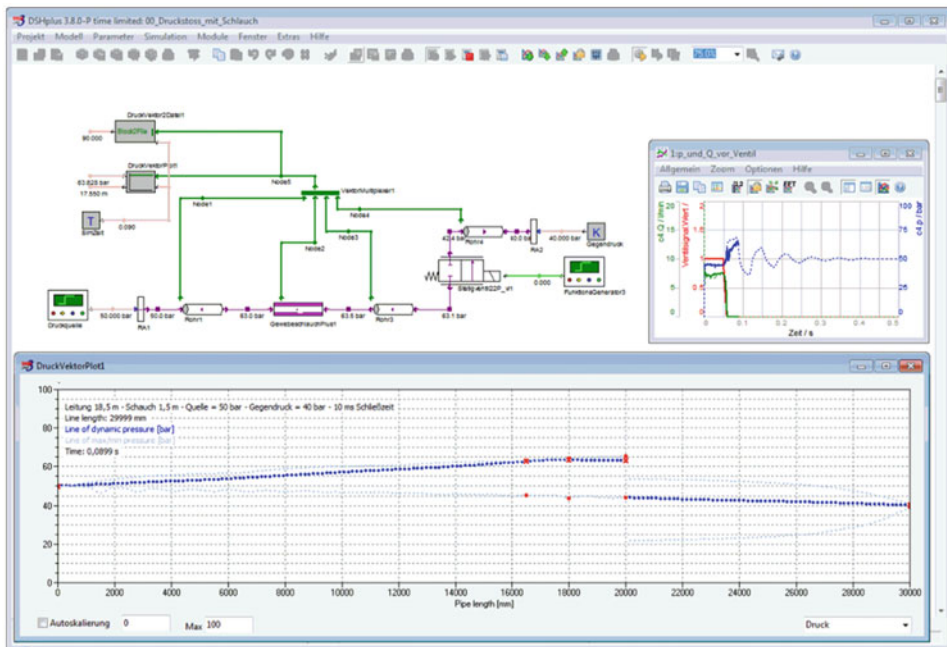


Abb. 7.13 Simulation von Druckschwingungsphänomenen in Rohrleitungen [15]

Modellaufbau

Die Strukturansicht dient zur Vernetzung einzelner Modellobjekte zu multiphysikalischen Systemmodellen. Jedes einzelnes Element wird in einer für seine jeweilige physikalische Domäne typischen Darstellung abgebildet und mit Hilfe angepasster Menüs oder tabellenbasiert parametrisiert. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit der dreidimensionalen und zweidimensionalen Ansicht und Animation – vor allem angewendet in der Mehrkörpersimulation, aber z. B. auch für Prinzipdarstellungen in fluidtechnischen Anwendungen. Der Simulationsingenieur kann eigene Modelle unter Zuhilfenahme bereits vorhandener Grundelemente erstellen. Diese können in einer hierarchischen Struktur zusammengefasst, in eigenen Bibliotheken verwaltet und als Modellelemente in weiteren Modellen verwendet werden. Die Definition eigener Modellelemente kann darüber hinaus auch mit Hilfe eines intuitiven Assistenten durch Gleichungen und Parameterdefinitionen (basierend auf Modelica) erfolgen. Zur Definition eigener Fluidmodelle steht ebenfalls eine angepasste Oberfläche zur Verfügung.

Bibliotheken

Die bereitgestellten Modellelemente beschreiben sowohl Grundbausteine (z. B. Volumen und Kolbenfläche in der Hydraulik oder Widerstand und Leitwert in der Elektronik) als auch komplexe Baugruppen wie Steuerkanten von Proportional-Wegeventilen oder hydropneumatische Speicher. Mit Hilfe der Grundelemente kann der Anwender nahezu jeden technischen Sachverhalt als Modell wiedergeben. Die komplexen Modelle enthalten bereits

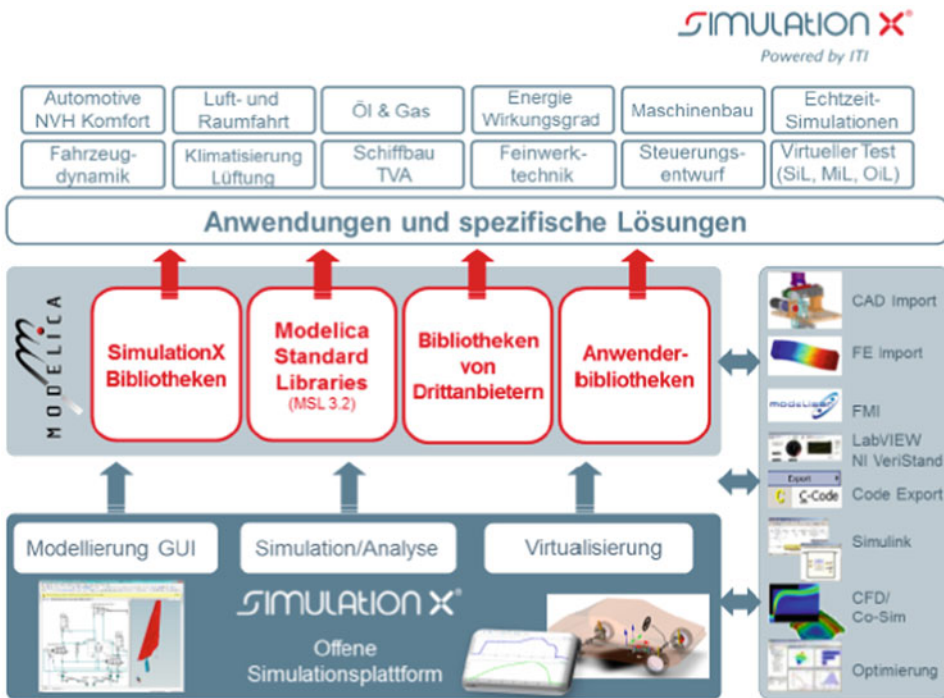


Abb. 7.14 SimulationX als offene Modellierungs- und Simulationsplattform im integrierten Entwicklungsprozess [62]

umfangreiches ingenieurtechnisches Wissen und erfordern lediglich die Eingabe geeigneter Parameter. Die Parametrierung erfolgt in der im jeweiligen Anwendungsgebiet übliche Weise, beispielsweise aufgrund von Katalogdaten oder geometrischen Werten. Darüber hinaus steht eine umfangreiche Sammlung von Fluid- und Stoffmodellen sowie entsprechenden Daten zur Verfügung.

Einige in SimulationX verfügbare Modellbibliotheken und Grundelemente für branchenübergreifende Anwendungen sind:

- *Signalglieder*: Signalgeneratoren, Übertragungsfunktionen, Hysterese, Wandler, Schalter u. a.;
- *Mechanik (1D, 2D, Mehrkörpersysteme)*: Elemente der 1D-rotatorischen und translatorischen Mechanik, Elemente der Ebenen Mechanik wie Gelenke und Bänder, Elemente der 3DMehrkörpermechanik, elastische Elemente sowie Masse- und Trägheitseigenschaften importierter CAD-Geometrie;
- *Elektrotechnik/Elektronik*: elektrische Grundbausteine wie Widerstände, Spulen und Kondensatoren, Halbleiter, Leitungen und Sensoren, Motoren, Schrittmotoren und Umrichter;
- *Magnetik*: magnetische Grundelemente wie Widerstand, Flussquelle, Permanentmagnet, sowie eine Auswahl an Eisen- und Lufterelementen;

- *Fluidtechnik*: hydraulische und pneumatische Grundbausteine wie, Zylinder, Pumpen, große Anzahl an Ventilmodellen, Speicher, Sensoren, Leitungen, Wärmeübertrager, Verdichter, zweiphasige Fluide;
- *Thermik*: thermische Grundbausteine wie Wärmekapazität, – übertragung und -leitung sowie verschiedene Konvektionsmodelle.

Außerdem stehen Bibliotheken für branchenspezifische Anwendungen zur Verfügung, beispielsweise:

- *Antriebstechnik (1D, 2D, Mehrkörpersysteme)*: verschiedene Motorenmodelle (elektrische sowie Verbrennungsmotoren), Kupplungen, Getriebe, Bandantriebe, dreidimensionale hydraulische und pneumatische Aktuatoren sowie MKS-Getriebe;
- *Akustik (1D)*: Akustische Grundelemente wie Umgebungsdruck und akustische Reibung, sowie akustische Transformatoren, Quellen und Leitungen;
- *Verbrennungsmotoren*: komplexe Modellobjekte zur Abbildung von Erregereigenschaften von Verbrennungsmotoren sowie zur physikalischen Abbildung des Verbrennungsprozesses;
- *Wärmeübertrager*: Komplexe Modellobjekte von Wärmeübertragern sowie Basisfunktionen;
- *Hybride Antriebsstränge*: komplexe Modellobjekte zur Abbildung hybrider Antriebsstränge;
- *SubSea*: spezialisierte Modellobjekte für die Auslegung hydraulischer und elektrischer Tiefseeanwendungen im Öl- und Gasbereich.

Simulationsmethoden

Die Modelle können mit nichtlinearen Eigenschaften in SimulationX grundsätzlich transient (im Zeitbereich) oder stationär (im Frequenzbereich) berechnet werden. Des Weiteren stehen verschiedene Analysearten wie Eigenfrequenzen, Schwingform oder das Übertragungsverhalten auf Basis linearisierter Modelle zur Verfügung. Die in den Netzwerkmodellen enthaltenen Abhängigkeitsinformationen können zum Erstellen von Zuverlässigkeitsstudien mittels Fehlerbaumanalyse (FTA) und Fehlermöglichkeits- und Einfluss-Analysen (FMEA) verwendet werden.

Löser

In SimulationX werden für die Berechnung der Modelle verschiedene Löser bereitgestellt. Die BDF-Verfahren (**B**ackward **D**ifferentiation **F**ormula methode) dienen zur numerischen Lösung von differential-algebraischen Gleichungen. Auch für numerisch steife Differenzialgleichungen, wie sie häufig bei Fluidtechnikmodellen auftreten, sind sie gut geeignet. Durch die implizite Lösung des kompletten Gleichungssystems zu jedem Zeitschritt werden algebraische Schleifen gelöst und numerisch bedingte „Masseverluste“ bei oszillierenden Systemen weitgehend vermieden. Für numerisch steife Differentialgleichungen mit vielen Ereignissen (wie sie z. B. bei detaillierten Getriebemodellen auftreten können) aber auch für Systeme mit langen und kurzen Leitungsmodellen ist ein CVODE-Löser verfügbar.

CVODE ist eine in C geschriebene Software zur Lösung von Anfangswertproblemen (initial Value problems) gewöhnlicher Differentialgleichungen (**Ordinary Differential Equations**). Die zuvor genannten Löser verfügen über eine automatische Schrittweitensteuerung. Zum Beispiel für die Vorbereitung und den Test von Modellen für HiL-(Hardware in the Loop) Simulationsaufgaben, stehen zudem Lösungsverfahren mit konstanter Rechenschrittweite zur Verfügung (Fixed-Step-Solver). Sie arbeiten (wie der CVODE-Löser) mit einem kompilierten Modell und werden bei Bedarf beim Export von Modellen aus SimulationX für andere Zielplattformen mit exportiert. Für Aufgaben mit reduzierten Anforderungen an die Echtzeitbedingungen kann die Modellberechnung in SimulationX mit der realen Zeit synchronisiert und endlose Simulationen ausgeführt werden.

Darstellung der Simulationsergebnisse und Postprocessing

Die protokollierten Ergebnisgrößen können entweder zur Weiterverarbeitung als Tabellen ausgegeben (im Textformat oder mittels Add-Ins für Microsoft Word und Excel) oder direkt in SimulationX grafisch angezeigt, aufbereitet und weiterverarbeitet werden. Die Anzeige der vorhandenen Ergebnisgrößen erfolgt bereits während der Simulationsrechnung. Die Verläufe unterschiedlicher Ergebnisgrößen lassen sich in einem oder mehreren Fenstern in separaten oder kombinierten Diagrammen anzeigen. Auch alternative Darstellungsformen wie Torten-, Balken- und Sankeydiagramme sind verfügbar. Darüber hinaus können Messergebnisse mit der Fast Fourier-Transformation, der Frequenzganganalyse sowie durch die Anwendung von Verknüpfungen, Integrationen oder Ableitungen, automatisiert weiterbearbeitet und aufbereitet werden. Alle Kurven lassen sich exakt vermessen und mit Messwerten aus vorangegangenen Rechnungen oder importierten Werten vergleichen.

Schnittstellen

SimulationX besitzt zahlreiche Schnittstellen zum einen für den Import von Daten aus anderen CAE-Werkzeugen, zum anderen für den Export von Simulationsmodellen zu verschiedenen Plattformen sowie für die Co-Simulation.

Mit dem ANSI-C-Code-Export können aus SimulationX-Simulationsmodellen eigenständig ausführbare Anwendung generiert werden. Ein nutzerfreundlicher Assistent ermöglicht zudem die Aufbereitung des Codes zum Export für unterschiedliche Anwendungen und Zielplattformen und zur Co-Simulation. Dies ermöglicht unter anderem die direkte Einbindung von SimulationX-Modellen in unterschiedliche „in the Loop“-Anwendungen wie beispielsweise HiL, SiL (Software in the Loop) oder MiL (Model in the Loop). Beispiele unterstützter Zielplattformen sind dSPACE®, NI VeriStand™, ETAS LABCAR, SIMPACK sowie MSC Adams. Auch der Im- und Export von Modellen zum Zweck der Co-Simulation und des Modellaustauschs gemäß FMI-Standard wird unterstützt. Schnittstellen zu verschiedener Optimierungssoftware wie Isight, modeFRONTIER, OptiY, optiSlang und Optimus ermöglichen automatisierte Parameterstudien und Optimierungen.

Vor allem für Anwendungen aus der 3D-Mechanik verfügt SimulationX über verschiedene Schnittstellen zum Import von CAD-Daten. So können Geometrien aus Dateiformaten proprietärer CAD-Systeme wie Autodesk Inventor®, Creo Parametric™, SolidWorks®, CATIA® und AutoCAD sowie aus dem Austauschformat STL importiert werden.

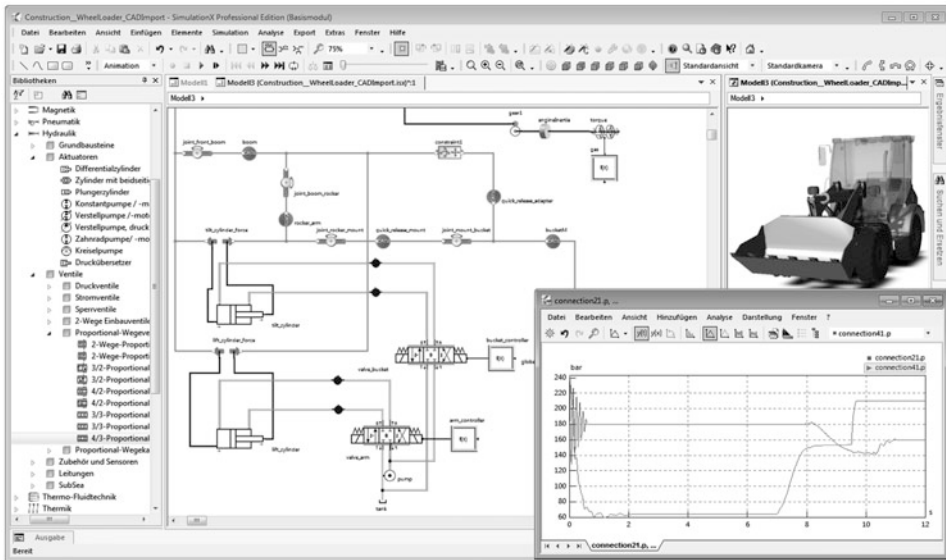


Abb. 7.15 Auszug aus einem multi-domain Modell in SimulationX und Druckverlauf in den Hebezylindern eines Radladers

Anwendungsbeispiele von SimulationX mit Bezug zu fluidtechnischen Antrieben und Steuerungen sind:

1. Entwicklung von:

- komplexen hydraulischen Brückenantrieben,
- Analysen zur funktionalen Sicherheit (vgl. Kap. 8) stationärer und mobiler Arbeitsmaschinen,
- hydraulischen Ansteuerungen von Getrieben und Magnetventilen,
- hydraulischen und pneumatischen Systemen in Fahrzeugen wie Bremsen, Luftfedern,
- Über- und Unterwasseranwendungen im Öl- und Gasbereich,
- Klima- und Lüftungsanlagen.

2. Schulung und Ausbildung:

- Anlagen der Energietechnik (Kraftwerksanlagen, Öl- und Gasförderung etc.)
- Energiekreisläufe in Gebäuden
- Hybridantriebe bei Fahrzeugen.

Ein Anwendungsbeispiel aus einem multi-domain Modell eines Radladers zeigt Abb. 7.15.

Für interessierte Leser sind auf der Homepage des Herstellers (www.simulationx.de/download) kostenlose Studenten- und Testversionen verfügbar. Hiermit können bereits einfache Modelle erstellt und Simulationsrechnungen durchgeführt werden.

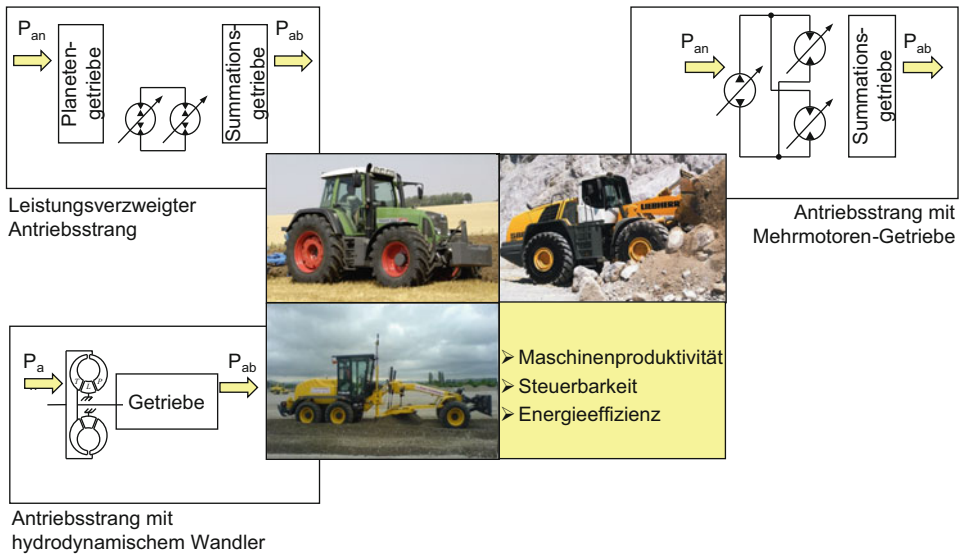


Abb. 7.16 Varianten für hydraulische Antriebssysteme in mobilen Arbeitsmaschinen

7.2.3 Simulationsbeispiele

7.2.3.1 Simulation stationärer Arbeitspunkte und Kennfelder

Die Entwicklung innovativer Konzepte für den Antriebsstrang mobiler Arbeitsmaschinen erfordert die Abstimmung der Betriebsstrategie für den Dieselmotor sowie der nachgeschalteten Getriebestufen, um eine optimale Bedienbarkeit und Produktivität der Maschine bei gleichzeitig sehr guter Energieeffizienz und wettbewerbsfähigen Systemkosten zu erzielen. Abbildung 7.16 zeigt drei heute gebräuchliche Varianten für den Antriebsstrang: ein hydrostatisches Mehrmotoren-Getriebe, ein hydrostatisches Getriebe mit Leistungsverzweigung und eine GetriebeLösung mit hydrodynamischem Wandler. Die Zahl struktureller und konstruktiver Varianten für jedes System sowie unterschiedlicher Betriebspunkte der Teilsysteme in einem Antriebsstrang erscheint zunächst kaum überschaubar. Eine Bewertung der Varianten durch experimentelle Untersuchungen ist sehr zeit- und kostenaufwendig, da Getriebeänderungen und der Einbau in eine Maschine zusätzliche Material- und Lohnkosten verursachen. Mit Hilfe von Simulationen, bei denen die Charakteristik des Verbrennungsmotors sowie die Verhaltenseigenschaften der Getriebeelemente und Kupplungen einschließlich ihrer Verluste detailliert modelliert sind, lassen sich die erforderlichen Grundlagen für einen leistungsfähigen und energieeffizienten Getriebeentwurf im Hinblick auf einen Anwendungsfall schnell und kostengünstig erarbeiten [13, 32, 38, 57].

Eine Simulationsmethodik zur Bestimmung der stationären Übertragungseigenschaften und des Energieverbrauchs in einzelnen Betriebspunkten veranschaulicht Abb. 7.17 am Beispiel eines hydrostatischen Antriebsstrangs für Radlader. Der simulierte Antriebsstrang besteht aus Dieselmotor, hydrostatischem Getriebe mit Verstellpumpe und zwei

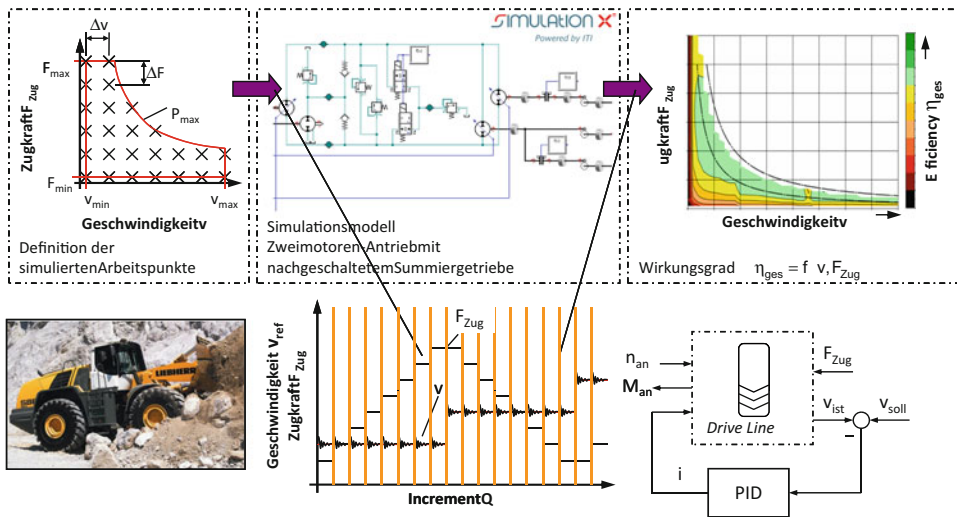


Abb. 7.17 Simulationemethodik für stationäre Berechnungen am Beispiel Radlader [32]

verstellbaren Hydromotoren sowie einem nachgeschalteten Summiergetriebe. Beim Durchfahren des Betriebsbereichs werden die Verstellpumpe und die beiden Verstellmotoren sowie die Kupplungen im Summiergetriebe elektronisch verstellt, um den Wirkungsgrad η und die Zugkraft-Geschwindigkeits-Charakteristik des Antriebsstrangs zu optimieren. Die Simulationsergebnisse im rechten Bildteil setzen sich aus ca. 1000 einzeln berechneten Betriebspunkten zusammen, die vor Beginn der Simulation systematisch definiert und einzeln in der Programmsteuerung hinterlegt werden. Diese Betriebspunkte werden dann in einem Simulationslauf nacheinander angefahren, wie dies der mittlere Bildteil unten veranschaulicht. Sobald die Simulation in einem Betriebspunkt eingeschwungen ist, wird über einen Zähler der nächste aufgerufen. Ein Betriebspunkt gilt als eingeschwungen, wenn ein charakteristischer Summenwert aus Gradienten relevanter Systemgrößen (z. B. Hochdruck im Getriebe und Fahrgeschwindigkeit) einen Grenzwert unterschreitet. Da nicht ein Simulationslauf aus dem Stillstand für jeden Betriebspunkt erfolgt, reduziert sich die Problematik der Anfangswerte für die Simulation, und die gesamte Simulationszeit ist wesentlich kürzer. Mit heutiger PC-Rechenleistung erhält man bereits in wenigen Stunden aussagefähige stationäre Kennfelder für sehr komplexe Antriebsstrukturen, was einen realitätsnahen Vergleich ermöglicht [32].

7.2.3.2 Simulation mechatronischer Komponenten und Geräte

Elektrohydraulische Ventile, wie Proportional- und Servoventile, sind mechatronische Geräte, bei denen komplexe Wechselwirkungen zwischen Ansteuer Elektronik, elektromechanischem Umformer und Ventilmechanik sowie strömungsmechanischen Effekten das statische und dynamische Verhalten prägen. Hinzu kommen nichtlineare Einflüsse, die vor allem durch den elektromechanischen Umformer, die strömungsinduzierten Kraftwirkun-

Widerstandsverhalten

$$p_K - p_T = \zeta (\text{Re}) \cdot \frac{\rho}{2} \left(\frac{q_V}{A_K(x_K)} \right)^2 \quad (7.1)$$

$$\text{mit } \zeta = \left(\frac{K_{1K}}{\text{Re}(x_K)} + K_{2K} \right) \text{ und} \quad (7.2)$$

$$\text{Re}(x_K) = \frac{q_V \cdot d_h(x_K)}{v \cdot A_K(x_K)} \quad (7.3)$$

K_{1K} , K_{2K} = Widerstandsbeiwerte (nicht analytisch bestimmt)

d_h = hydraulischer Durchmesser

v = kinematische Ölviskosität

A_K = engster Strömungsquerschnitt (nutabhängig)

Strömungskraft

$$F_{\text{Str}} = K_{\text{GF}}(x) \cdot \rho \cdot \frac{q_V^2}{A_{\text{Str}}(x)} \quad (7.4)$$

mit K_{GF} = positionsabhängiger Geometriefaktor
(nicht analytisch bestimmbar)

$$m_K \cdot \ddot{x}_K = F_K - F_{\text{Str}} - F_M - c \cdot \dot{x}_K - F_{\text{MD}} \quad (7.5)$$

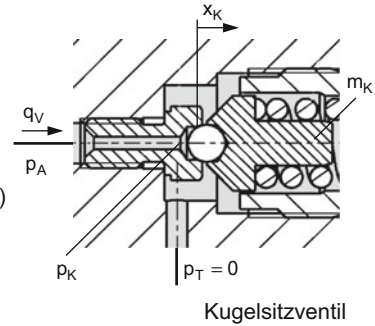
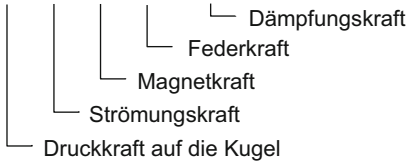


Abb. 7.18 Modellbildung für das Teilmodell „Kugelsitz“ eines direktgesteuerten Proportional-Druckbegrenzungsventils

gen sowie durch Reibung entstehen. Ventile kommen in einer Vielzahl von Anwendungen mit sehr unterschiedlichen Betriebsbedingungen zum Einsatz. Rückwirkungen aus dem System können das Ventilverhalten zusätzlich beeinflussen und die Entwicklung erschweren. Obwohl Ventile im Hinblick auf ein Antriebssystem nur Komponenten darstellen, so haben sie dennoch ausgeprägten systemischen Charakter.

Die heute verfügbaren kommerziellen multi-domain Simulationswerkzeuge unterstützen den Entwicklungsprozess für solche Geräte weit besser, als die traditionellen analytischen Methoden, bei denen man das Ventilverhalten in ausgewählten Arbeitspunkten linearisierte und mit Methoden der linearen Systemtheorie analysierte. Am Beispiel des direktgesteuerten Proportional-Druckbegrenzungsventils, das in Abb. 7.4 vorgestellt wurde, sollen die Entwicklung eines ganzheitlichen, nichtlinearen Ventilmodells und einige Simulationsergebnisse vorgestellt werden, die im Rahmen eines Projekts am Institut für Fluidtechnik der TU Dresden erarbeitet wurden [22, 66].

Für das Teilmodell „Kugelsitz“ zeigt Abb. 7.18 das mathematische Modell. Solange kein Volumenstrom q_V durch das Ventil fließt, wirkt vor dem Ventilkegel der Druck p_K und im Tankanschluss ist der Druck $p_T = 0$. Sobald der Druck p_K den an der Feder

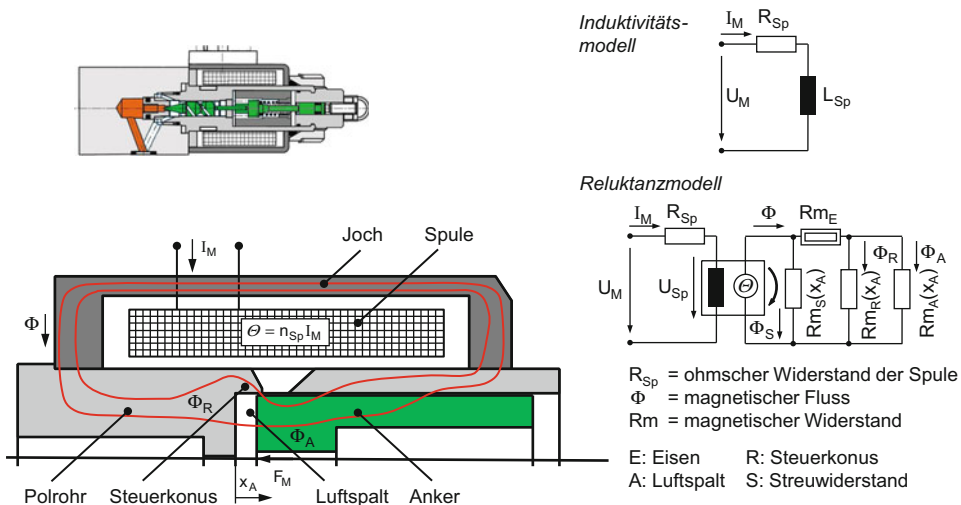


Abb. 7.19 Teilmodell „Elektromechanik“ eines direktgesteuerten Proportional-Druckbegrenzungsventils, vereinfachtes Reluktanzmodell [66]

eingestellten Solldruck p_e übersteigt, öffnet der Ventilsitz, und es stellt sich eine neue Gleichgewichtsposition x_K entsprechend der Bewegungsgleichung (7-5) des mechanischen Systems ein. Außerdem fließt ein Volumenstrom q_V , der sich mit Hilfe der Bernoulli-Gleichung unter Berücksichtigung von Strömungsverlusten berechnen lässt [30]. Aus Gl. (7.1) erhält man $q_V = f(Re, \rho, A_K(x_K), \Delta p)$. Beim Einsatz eines modernen multi-domain Simulationswerkzeugs wäre eine mathematische Beschreibung nicht erforderlich, da man das Ventil mit Hilfe von Grundelementen der Modellbibliothek modellieren könnte. Die Gleichungen dienen hier allerdings dazu, prinzipielle Schwächen bei der Modellbildung elektrohydraulischer Geräte zu veranschaulichen: Die Druckverlustzahl ξ sowie die Widerstandsbeiwerte K_{1K} und K_{2K} sind für derart komplexe Geometrien analytisch nicht bestimmbar, und sie verändern sich abhängig von der Steuerkantegeometrie und auch vom Hub x_K . Die Problematik ist nicht die Modellbildung (die Gleichungen sind bekannt), sondern die Parametrierung der Gleichungen.

Eine vergleichbare Situation besteht bei der Modellbildung für den Proportionalmagneten, dessen Teilmodell „Elektromechanik“ Abb. 7.19 veranschaulicht. Eine geeignete Methode für die Simulation mit konzentrierten Parametern ist die Modellierung mit Hilfe eines Reluktanznetzwerks [22, 33, 66]. Das wesentlich einfachere Induktivitätsmodell scheidet aus, denn um einen virtuellen Prototypen des elektrohydraulischen Ventils in Form eines ganzheitlichen Simulationsmodells entwerfen zu können, muss man ein realitätsnahes, auf Konstruktions- und Werkstoffdaten beruhendes Modell aufbauen.

Der Proportionalmagnet ist ein rotations-symmetrisch aufgebautes System und besteht im Wesentlichen aus Anker, Pol, Polrohr und Spule. Die Bestromung der Spule erzeugt einen magnetischen Fluss Φ zwischen Anker und Luftspalt, der eine Kraftwirkung F_M auf



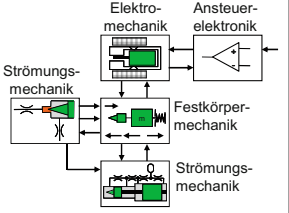
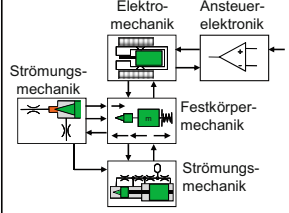
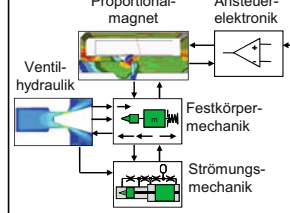
<i>Analytisch-experimentell</i>	<i>Offline-Feldsimulation</i>	<i>Online-Feldsimulation</i>
Parametrierung		
<ul style="list-style-type: none"> • Geometriedaten • Werkstoffdaten • analytische Ansätze $m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = \sum_{i=1}^n F_i$ <ul style="list-style-type: none"> • Messung von Kennfeldern 	<ul style="list-style-type: none"> • Geometriedaten • Werkstoffdaten • stationäre Feldsimulation  CFD-Modell FEM-Modell	<ul style="list-style-type: none"> • Geometriedaten • Werkstoffdaten  CFD-Modell FEM-Modell
Zusammenführung der Teilmodelle		
Nichtlineares Gesamtmodell im Systemsimulator 	Nichtlineares Gesamtmodell im Systemsimulator 	Co-Simulation System- und Feldsimulator 

Abb. 7.20 Methoden der Parametrierung von Simulationsmodellen

den beweglichen Anker erzeugt. Der ist bestrebt, den Luftspalt zu reduzieren. Die Strukturierung der einzelnen Widerstände (Reluktanzen) im magnetischen Kreis führt zu einem Reluktanzmodell, wie es im Bild dargestellt ist. Aber leider lassen sich nicht alle magnetischen Widerstände R_m aus den Geometrie- und Werkstoffdaten bestimmen: Dazu gehören insbesondere der Streuwiderstand R_{ms} bzw. der Streufluss Φ_S und die axialen Komponenten des radial aus dem Steuerkonus austretenden Flusses Φ_R . Auch beim elektromechanischen Teilmodell besteht das Problem, die einzelnen Größen zu parametrieren.

Die prinzipiellen Möglichkeiten für die **Parametrierung von Simulationsmodellen** veranschaulicht Abb. 7.20, wobei sich die drei dargestellten Möglichkeiten in Aufwand und Ergebnisqualität deutlich unterscheiden können.

Bei der **analytisch-experimentellen Methode** erfolgt die Parametrierung eines nichtlinearen Modells mit konzentrierten Parametern im Wesentlichen anhand der Analyse von Geometrie, Werkstoff- und Fluideigenschaften. Bei den komplexen Teilsystemen „Elektromechanik“ und „Strömungsmechanik“ werden entweder allgemeingültige analytische Ansätze, Erfahrungswissen oder experimentelle Untersuchungsergebnisse, beispielsweise Kennlinienfelder, herangezogen. Die analytische Methode erfordert den geringsten Aufwand. Allerdings bieten die in der Literatur verfügbaren analytischen Zusammenhänge oftmals nur eine beschränkte Genauigkeit. Und dann sind doch experimentelle Untersuchungen nötig, die meist einen erheblichen Zeit- und Kostenaufwand erfordern, damit die Parametrierung hinreichend genau ist.

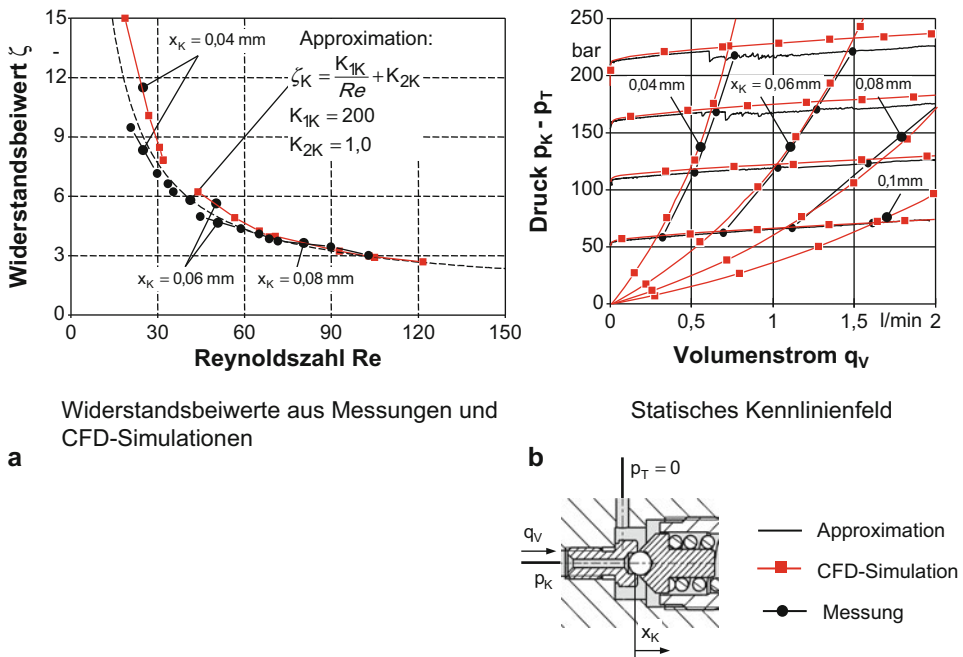


Abb. 7.21 Vergleich experimenteller Untersuchungen und CFD-parametrierter Simulationen für ein Sitzventil [66]

Die **Methode der Offline-Feldsimulation** nutzt ebenfalls ein nichtlineares Modell mit konzentrierten Parametern zur Beschreibung eines virtuellen Prototyps. Im Gegensatz zur analytisch-experimentellen Methode erfolgt hier die Parametrierung komplexer Teilsysteme mit Hilfe möglichst einfacher Feldsimulationen. Dazu ist das entsprechende Teilsystem in einem Feldsimulator (CDF oder FEM) zu beschreiben und zu analysieren. Aus den Simulationsergebnissen lassen sich dann die gesuchten Parameter für das nichtlineare Modell bestimmen. Der Aufwand für die Modellbildung im Feldsimulator lässt sich durch einfache Modelle und ausschließlich stationäre Feldberechnungen i. d. R. in vertretbaren Grenzen halten. Der Aufwand steigt jedoch, wenn Änderungen im berechneten Strömungsfeld, beispielsweise durch Geometrievariationen oder Rückwirkungen aus der Struktur, so groß werden, dass sich die daraus berechneten Parameter signifikant ändern. Dann sind bei dieser Methode Parameterstudien und die Entwicklung eines Parameter-Kennfelds mit Hilfe der Feldsimulation notwendig.

Als Beispiel zeigt Abb. 7.21a die Bestimmung der Druckverlustzahl ξ durch Offline-Feldsimulationen und experimentelle Untersuchungen. Beide Verfahren führen zu hinreichend gut übereinstimmenden Ergebnissen. Unter Verwendung dieser Parametrierung des Modells für das Widerstandsverhalten des Kugelsitzes erhält man die in Abb. 7.21b gezeigten Verläufe des Drucks $p_K - p_T$ über dem Volumenstrom q_V für verschiedene Positionen

x_K des Ventilkegels. Es zeigt sich die notwendige gute Übereinstimmung der Ergebnisse für einen Erfolg versprechenden modellbasierten Ventilentwurf.

Die **Methode der Online-Feldsimulation** ist dadurch gekennzeichnet, dass die sehr komplexen Teilmodelle, die bisher mit konzentrierten Parametern modelliert wurden, durch ein entsprechendes Feldmodell ersetzt werden. Die numerische Strömungsberechnung (CFD) ermöglicht eine detaillierte Abbildung der physikalischen Gegebenheiten bei der Durchströmung des hydraulischen Kegel-Sitzventils auf der Grundlage von Geometrie- und Werkstoffdaten. Vergleichbares gilt für die FEM-Magnetberechnung. Für die komplexen Teilsysteme sind keine Parameterstudien mehr erforderlich. Es besteht eine direkte Wechselwirkung zwischen Änderungen in der mechanischen Struktur und dem simulierten Feld. So lassen sich auch spezielle dynamische Effekte (z. B. instationäre Strömungskräfte) leichter untersuchen. Eine Online-Kopplung erfordert im Vergleich zu den beiden anderen Methoden jedoch einen deutlich höheren Modellierungs- und Rechenaufwand. Die Feldmodelle sind nun nicht mehr so einfach, sie müssen zeitveränderlich und mit adaptiver Vernetzung berechnet werden. Hinzu kommt, dass die derzeit verfügbaren Schnittstellen zur Programmkopplung i. d. R. besondere Fachkenntnisse erfordern.

In den letzten Jahren hat die Methode der Online-Feldsimulation bei einigen Feldsimulatoren eine für die Fluidtechnik hilfreiche und wichtige Erweiterung ihrer Funktionalität bekommen – die **Fluid-Struktur-Interaktion** (FSI). Sie erleichtert den Einsatz von Feldsimulationen für strömungsmechanische Fragestellungen in der Fluidtechnik erheblich. In [16] ist die FSI-Methode für die Simulation des hier als Beispiel diskutierten Ventilsitzes (Abb. 7.18) beschrieben.

Üblicherweise bestand bei CFD-Simulationen bisher eine einseitige Kopplung, d. h. es wurde nur der Einfluss der Strömung auf die mechanische Struktur berücksichtigt, beispielsweise zur Bestimmung von Druck- und Strömungskräften. Neuere Entwicklungen bei CFD-Softwarewerkzeugen ermöglichen nun, die Wechselwirkungen zwischen dem durchströmten Gebiet und der umgebenden Struktur direkt im Feldsimulator zu berücksichtigen, und erübrigen so eine online Simulatorenkopplung. Hierzu wird im CFD-Programm die Bewegungsgleichung

$$m_K \cdot \ddot{x}_K = \sum F_{\text{extern}} + \sum F_{\text{CFD}} \quad (7.6)$$

gelöst, die alle Kraftwirkungen der Strömung auf den beweglichen Ventilkegel sowie externe Kräfte, wie Feder- und Dämpfungskräfte, berücksichtigt. Die Methode ermöglicht die Simulation des statischen Verhaltens $p_A = f(p_e, q_A)$ mit $p_e =$ Einstelldruck im CFD-Programm. Abbildung 7.22 zeigt einen Vergleich zwischen gemessenen und simulierten Kennlinien. Die Simulation erfolgte zum einen mit einem Systemsimulator, der mit Hilfe einer offline CFD-Studie parametrisiert wurde, und zum anderen mit der FSI-Methode. Alle Kennlinien stimmen sehr gut überein, abgesehen von den speziellen kavitationsbedingten Einflüssen, da in den Simulationen kein Kavitationsmodell modelliert war [16].

Die Fluid-Struktur-Interaktion bietet bereits heute dem Hydraulikentwickler ein Hilfsmittel, mit dem er das stationäre Verhalten eines Systems aus den Geometriedaten und

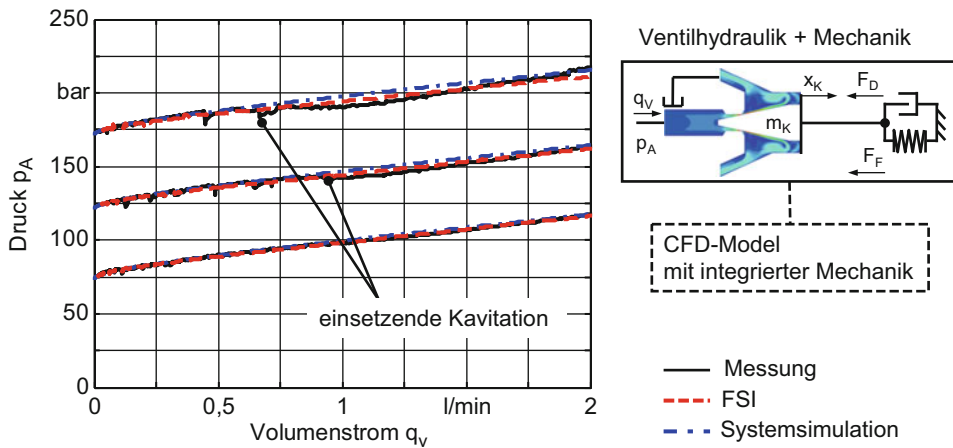


Abb. 7.22 Stationäre Kennlinien eines direktgesteuerten Proportional-Druckbegrenzungsventils; experimentell ermittelt sowie mit einem CFD-parametrierten Simulator und der Fluid-Struktur-Interaktion simuliert [16]

den Flüssigkeitseigenschaften bereits im Entwurfsstadium effizient vorhersagen kann. Die Fluid-Struktur-Interaktion berechnet im CFD-Simulator vereinfacht strömungsmechanische Simulationen, sodass der Aufwand für eine Co-Simulation nicht mehr erforderlich ist.

7.2.3.3 Simulation mechatronischer Maschinensysteme

Als Beispiel für die Simulation eines mechatronischen Maschinensystems soll eine Kunststoff-Spritzgießmaschine dienen. Eine solche Maschine besteht im Wesentlichen aus drei Baugruppen, Abb. 7.23:

- Die erste Baugruppe ist die *Schließereinheit*. Ein Zylinderantrieb bewegt die linke Werkzeug-Trägerplatte über einen Kniehebel. Der Zylinderantrieb öffnet oder schließt die Spritzform (WZ), die jeweils zur Hälfte auf der rechten, fest stehenden und der linken, bewegten Werkzeug-Trägerplatte montiert ist.
- Die zweite Baugruppe ist die *Einspritzeinheit*. Sie hat vier wesentliche Baugruppen: dem Plastifizierantrieb, der die Plastifizierschnecke dreht, dem Einspritzzylinder und dem Düsenwagen (DW). Der Schneckenantrieb plastifiziert das über den Trichter (GFT) zugeführte Kunststoffgranulat, eine elektrische Heizung unterstützt das Plastifizieren. Der Einspritzzylinder drückt den plastifizierten Kunststoff in die geschlossene Form.
- Die dritte Baugruppe umfasst die *elektrohydraulische Steuerung und Regelung* der Maschine.

Kunststoff-Spritzgießmaschinen haben eine hochdynamische, zyklische Arbeitsweise. Die Zykluszeit liegt je nach gespritztem Bauteil bei ca. einer Sekunde, beispielsweise für

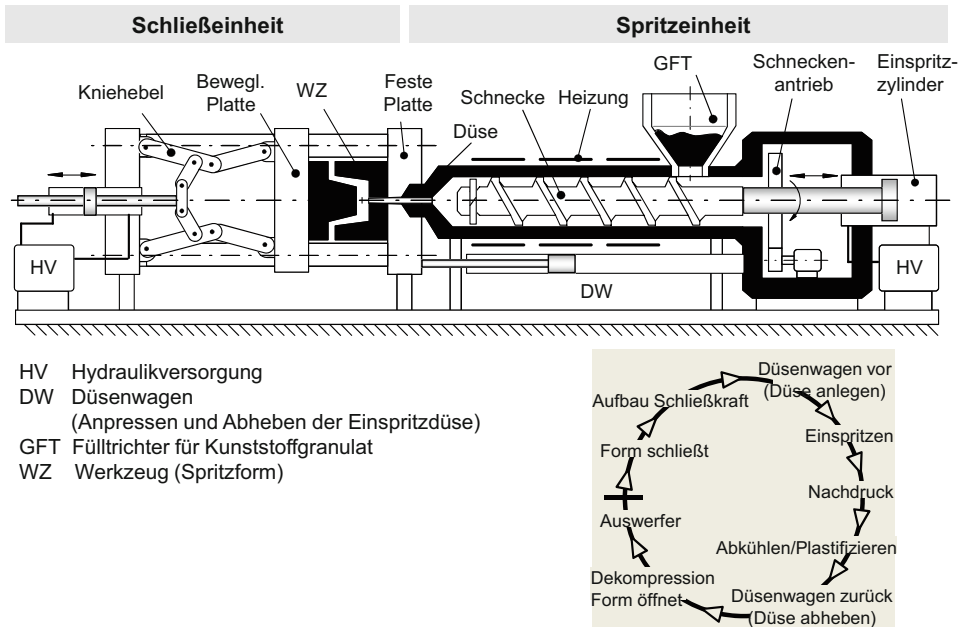


Abb. 7.23 Prinzipieller Aufbau der Schließ- und Einspritzeinheit einer Kunststoff-Spritzgießmaschine

dünnwandige Becher, bis hin zu einigen Minuten, beispielsweise für große, dickwandige Behälter.

Im Rahmen der Neuentwicklung einer Maschine mittlerer Baugröße (1600 kN Schließkraft) mit einem elektrisch-hydrostatischen Antrieb für Kniehebel-Schließeinheit und Spritzeinheit werden vorrangig zwei Ziele verfolgt: Im Vergleich mit konventionellen Antrieben soll das neue Konzept energiesparender arbeiten, und gleichzeitig sollen die Zeiten für das Öffnen und Schließen der Form kürzer sein als bei vergleichbaren Maschinen. Die Öffnungs- und Schließzeit der Schließeinheit (Trockenlaufzeit) ist nicht abhängig von der Verarbeitungszeit des Kunststoffes und soll immer so kurz wie möglich sein. Der neue elektrisch-hydrostatische Antrieb besteht aus zwei drehzahleregelten Konstantpumpen, die je nach Zuordnung den Kniehebel oder die Einspritzeinheit versorgen. Das Antriebssystem muss dimensioniert werden, und es ist ein geeignetes Regelungskonzept zu entwerfen. Mittels Simulation beider Baugruppen, Schließ- und Einspritzeinheit, lassen sich konstruktive Varianten und unterschiedliche Regelungsstrategien gezielt untersuchen.

Abbildung 7.24 zeigt das Simulationsmodell der **Schließeinheit**. Es besteht aus den Modellobjekten AC-Servomotor, Konstantpumpe, hydraulische Kapazität, Schließzylinder (Differentialzylinder) sowie Kniehebel. Das komplexe mechanische System „Kniehebel“ wird vereinfacht als Federn-Masse-System über einen benutzerdefinierten Programmmodul in die Simulation eingebunden. Die am Schließzylinder angreifenden Kräfte (Schließkraft, Reibkraft F_R) sowie die am Zylinder wirkende reduzierte Masse m_{red} ist abhängig von der

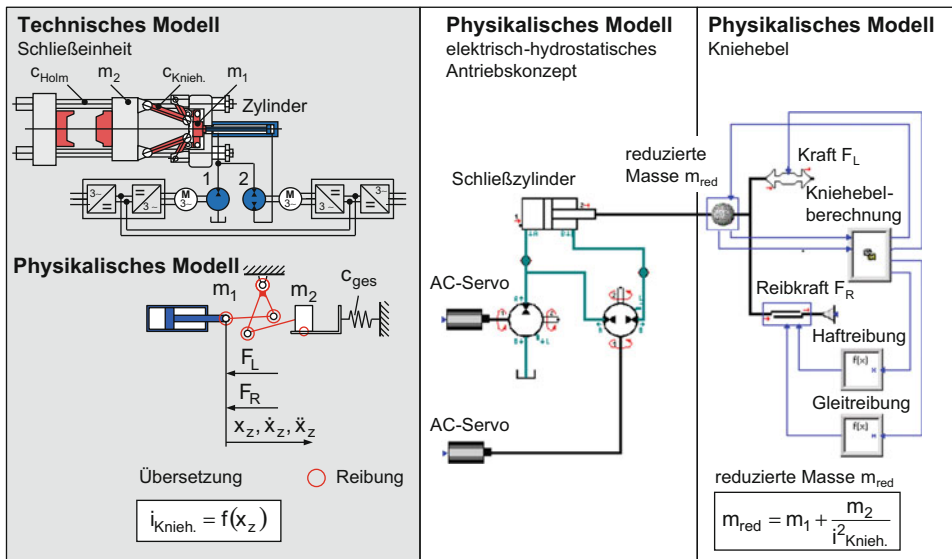


Abb. 7.24 Multi-domain Simulationsmodell einer Kniehebel-Schließeinheit mit elektrisch-hydrostatischem Antrieb

Kniehebelübersetzung $i_{Knieh} = f(x_z)$. Eine nichtlineare multi-domain Simulation ermöglicht nun, dieses komplexe hydraulisch-mechanische System bezüglich seines dynamischen Verhaltens während der Schließ- und Öffnungsbewegung zu analysieren.

Die Simulationsergebnisse für das zunächst projektierte Antriebskonzept sind in Abb. 7.25 dargestellt: Eine Motor-Pumpeneinheit P1 arbeitet im Lageregelkreis, während die zweite P2 einen geringen, weitgehend konstanten Gegendruck erzeugt (Druckregelung), um ein unkontrolliertes Weglaufen der bewegten Masse beim Abbremsen zu verhindern. Die Bremsenergie wird über den Zwischenkreis des Frequenzumrichters zurückgespeist (Abb. 7.28). Der simulierte Geschwindigkeitsverlauf des Schließzylinders macht deutlich: Das System neigt zu starken Schwingungen, deren Frequenz abhängig ist vom Hub des Zylinders. Öffnungs- und Schließbewegung der Form verlaufen nicht zufriedenstellend.

Die Simulation ermöglicht es nun, die Fehlerursachen zu analysieren und Erfolgchancen möglicher Lösungswege abzuschätzen. In Abb. 7.26 sind für das Beispiel Möglichkeiten zur Verbesserung der Systemdynamik aufgezeigt. Die Ursache der Probleme liegt nicht im elektrohydraulischen Antriebssystem, sondern im mechanischen Teil, dem Kniehebel. Die Kniehebelübersetzung ändert sich während der Schließ- und Öffnungsbewegung erheblich (ca. 500fach), und dadurch ändert sich die auf den Zylinder wirkende reduzierte Masse m_{red} , (unterer Bildteil). Die Grundfrequenz f_0 des Antriebssystems ist bei den hohen Massenwirkungen zu niedrig. Es gibt zwei Lösungsmöglichkeiten: Die Kniehebelkinematik könnte hinsichtlich einer etwas gleichmäßigeren Übersetzung geändert werden, oder

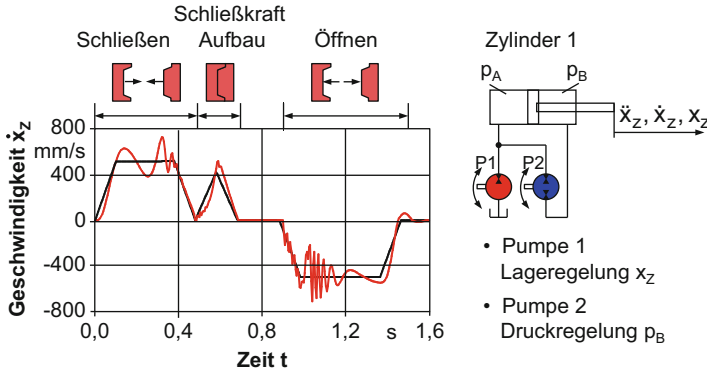


Abb. 7.25 Simulierte Schließzylindergeschwindigkeit während der Schließ- und Öffnungsphase [25]

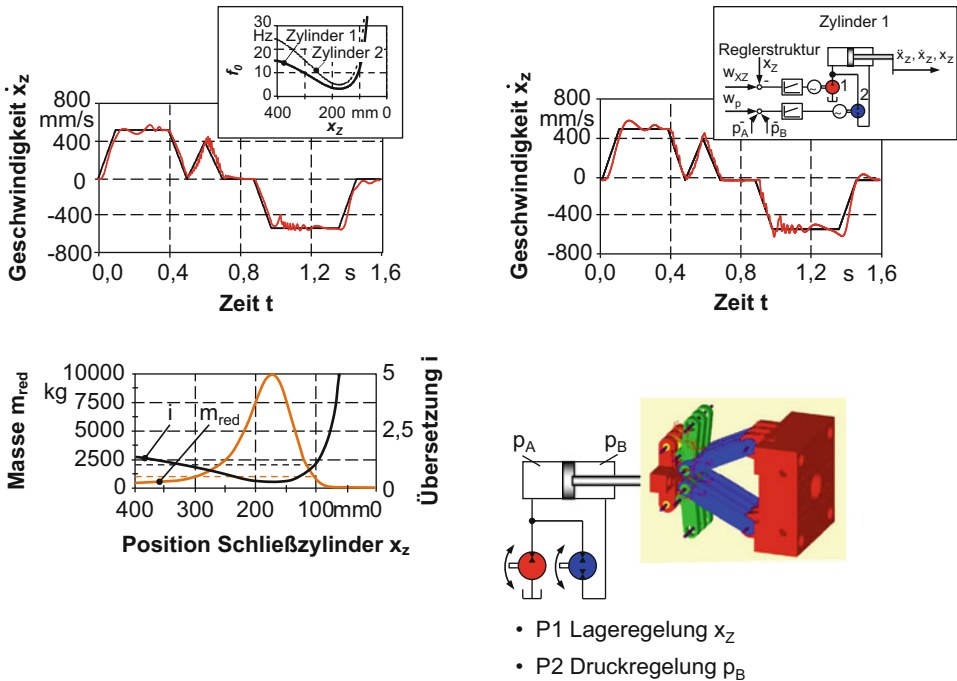


Abb. 7.26 Simulationsanalyse und Maßnahmen zur Systemverbesserung [27]

die wirksame Fläche des Hydraulikzylinders muss vergrößert werden, um die Grundfrequenz f_0 anzuheben. Abbildung 7.26 verdeutlicht die zu erwartenden Verbesserungen bei einer Änderung des Zylinders (Zylinder 2). Als dritte Möglichkeit bietet sich der Einsatz komplexer, adaptiver elektronischer Reglerstrukturen an. Ein Ergebnis zeigt der rechte Bildteil.

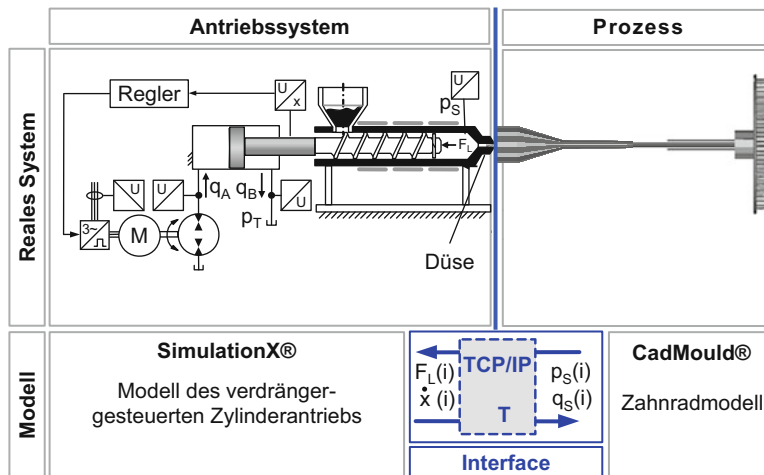


Abb. 7.27 Prinzip der Einspritzsimulation mit Online-Kopplung [29]

Das Beispiel macht deutlich, welch wirkungsvolles Werkzeug die dynamische Simulation darstellt, um die Entwicklungszeit zu verkürzen und den Entwicklungsaufwand zu reduzieren. Hätte man erst bei der Prototypenprobung die Probleme der Schließbarkeit erkannt, wären aufwendige Änderungen erforderlich gewesen. Der zeitliche Aufwand für Modellerstellung und Simulationen war durch den Einsatz eines kommerziell verfügbaren, benutzerfreundlichen Softwarewerkzeugs im Vergleich dazu gering.

Die Simulation des Einspritzprozesses erfolgt zweckmäßigerweise durch die Kopplung zweier Programme, wie dies Abb. 7.27 veranschaulicht [29, 55]. Der verdrängergesteuerte Zylinderantrieb wird, wie die Schließeinheit, in einem Softwarewerkzeug mit konzentrierten Parametern abgebildet. Die Plastifizierschnecke drückt den heißen, plastifizierten Kunststoff durch die Düse in die geschlossene Form. Die Strömungswiderstände in der Düse, im Angusskanal und in der Form, erzeugen im Schneckenraum einen hohen Druck p_S , der als Belastung F_L auf den Einspritzzylinder zurückwirkt. Der Druck bzw. die Stömungsverluste sind abhängig von der Einspritzgeschwindigkeit \dot{x} , dem Fließverhalten des plastifizierten Materials, der Geometrie des Formteils und der Strömungskanäle in der Form. Um eine gute Produktqualität zu erzielen, ist es erforderlich, dass der Spritzzylinder einem vorgegebenen Geschwindigkeitsprofil $\dot{x}(t)$ genau folgt. Die Komplexität der Strömungsverluste für plastifizierten Kunststoff (eine nicht-newtonsche Flüssigkeit) macht eine praxisnahe analytische Beschreibung oder die Abbildung durch ein Kennfeld praktisch unmöglich. Daher ist eine Simulation des Einspritzvorgangs in einem Softwarewerkzeug mit konzentrierten Parametern nicht zweckmäßig. Hier bietet sich eine Co-Simulation des Systemsimulators SimulationX® mit einem spezialisierten Feldsimulator an, um die Rückwirkung des Einspritzvorgangs auf den Hydraulikantrieb online zu berechnen; es wurde das Programm Cadmould® eingesetzt [10, 62].

Beide Programme sind über eine standardisierte Schnittstelle, das Netzprotokoll TCP/IP (Transmission Control Protocol/Internet Protocol), miteinander verbunden. Der Vorteil

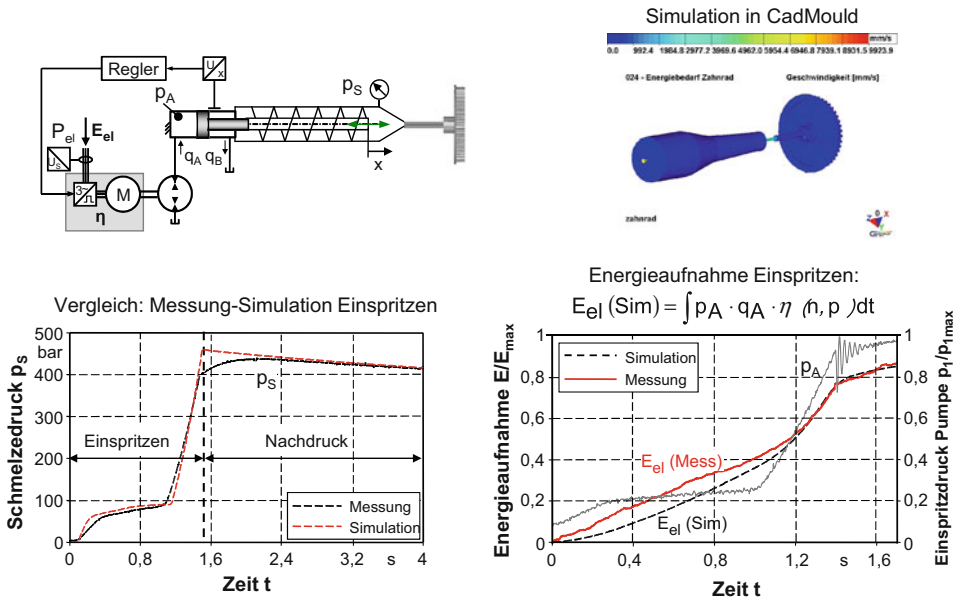


Abb. 7.28 Simulation und Messung von Schmelzdruck p_S und Energieaufnahme E_{el} während des Einspritzens und zu Beginn der Nachdruckphase [29]

dieser Verbindung ist, dass sie zuverlässig arbeitet sowie an keinen Hersteller und kein Übertragungssystem gebunden ist. Andererseits erlaubt diese Schnittstelle keinen sehr schnellen Datenaustausch.

Eine besondere Problematik der Online-Kopplung zwischen System- und Feldsimulatoren besteht darin, dass die autark arbeitenden, sehr unterschiedlichen numerischen Lösungsverfahren der gekoppelten Teilsysteme auch nach der Kopplung stabil rechnen – trotz ständigen Datenaustauschs und automatischer Schrittweitensteuerung in jedem Programm. In ungünstigen Fällen kann es zu langen Rechenzeiten kommen. Außerdem muss man geeignete Kriterien formulieren, um die Passfähigkeit des Datenaustausches zu gewährleisten [29, 48].

Für die Simulation des Einspritzvorgangs wird im Feldsimulator CadMould ein inverses Modell des Formteils (im Beispiel ein Zahnrad), der Düse und des Anguss erstellt, das anschließend für die Strömungsberechnung vernetzt wird. Zu jedem Kommunikationszeitpunkt übergibt das Antriebsmodell des Systemsimulators die Schneckengeschwindigkeit \dot{x}_S an die Simulation des Einspritzvorgangs. Der Feldsimulator gibt den Schmelzdruck p_S zurück an den Systemsimulator. Über das Flächenverhältnis Schnecke/Hydraulikzylinder wird der Schmelzdruck p_S in eine äquivalente Lastkraft F_L auf den Hydraulikzylinder umgerechnet.

Ein Ergebnis der ganzheitlichen Simulation des Einspritzprozess zeigt Abb. 7.28 im Vergleich mit experimentell gemessenen Werten. Die Sollwertvorgabe für Simulation und

Messung ist jeweils das Bewegungsprofil $\dot{x}_S = f(x_S, p_S)$ des Spritzzylinders beim Einspritzen und das Druckprofil $p_S = f(t)$ für die Nachdruckphase. Im gezeigten Beispiel wird bei ca. 1,4 s von wegabhängiger Geschwindigkeitsregelung druckabhängig auf Druckregelung umgeschaltet, da die Form gefüllt ist; dies verursacht die kurzen Schwingungen im Hydraulikdruck p_A .

Im Rahmen dieser Untersuchungen wurde erstmals das Bewegungsverhalten des Einspritzzylinders mit einer praxisäquivalenten Lastvorgabe (Rückwirkung) aus dem Spritzprozess simuliert. Dies verschafft dem Maschinenbauer die Möglichkeit, Antriebssysteme und Regelungskonzepte für den Spritzprozess unterschiedlichster Formteile realitätsnah zu untersuchen, ohne eine Maschine zu belegen. Dem Kunststofftechniker bieten sich noch wesentlich interessantere Anwendungsmöglichkeiten: Er kann den Einspritzprozess unter realistischen Bedingungen visualisieren und optimale Einspritzparameter am virtuellen Formteil bestimmen. Dies reduziert die Umrüstzeit zwischen Formteilen und erhöht die Verfügbarkeit der Maschine für die Teileproduktion. Die Simulation liefert auch realistische Werte über die Energieaufnahme. Für die Einspritzphase zeigt dies der rechte Teil von Abb. 7.28.

Das ganzheitliche Modell der Spritzgießmaschine ermöglicht beides, eine Auslegung und Optimierung der Maschine durch den Maschinenbauer und eine optimale Gestaltung des Formteils durch den Kunststofftechniker.

7.2.3.4 Durchgängige CAE – Entwicklungsumgebung für hydraulische Systeme

Die Einbindung von Simulationswerkzeugen in eine durchgängige Entwicklungsumgebung für mechatronische Systeme – vom Entwurf bis zur virtuellen Inbetriebnahme – ist heute in der industriellen Praxis kaum gebräuchlich. Simulationen werden bevorzugt eingesetzt, wenn Erfahrungswissen für die Auslegung eines Systems nicht ausreicht oder wenn Fehlfunktionen im laufenden Betrieb auftreten. Ein entwurfs- und entwicklungsbegleitender Einsatz ist noch eher selten. Obwohl sich so kostspielige und zeitaufwendige Überraschungen bei der Inbetriebnahme vermeiden ließen, vor allem bei Maschinen und Anlagen, die nur in kleinen Losgrößen gebaut werden oder bei denen kundenspezifische Forderungen zu hochspeziellen Einzelentwicklungen führen.

Im Rahmen des vom Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF) geförderten Projekts „Fluidtronik“ wurde eine solche durchgängige Entwicklungsplattform erarbeitet und erfolgreich für eine hydraulische Presse erprobt [5, 34, 47, 58]. Die methodische Vorgehensweise beinhaltet wesentliche Elemente der VDI-Richtlinie 2206 „Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme“ (s. Abschn. 6.1). Grundlage dieser neuen, ganzheitlichen CAE-Umgebung sind die beiden Softwarewerkzeuge EPLAN und DSH*plus*; sie verbinden Projektierung und Dokumentation mit der Systemsimulation [EPlan, DSH]. Abbildung 7.29 veranschaulicht den Datenaustausch und die Zusammenarbeit beider Programme.

Moderne Dokumentationsprogramme bieten wesentlich mehr Funktionalität und Anwendungsunterstützung als die heute noch weitverbreiteten reinen Zeichenprogramme.

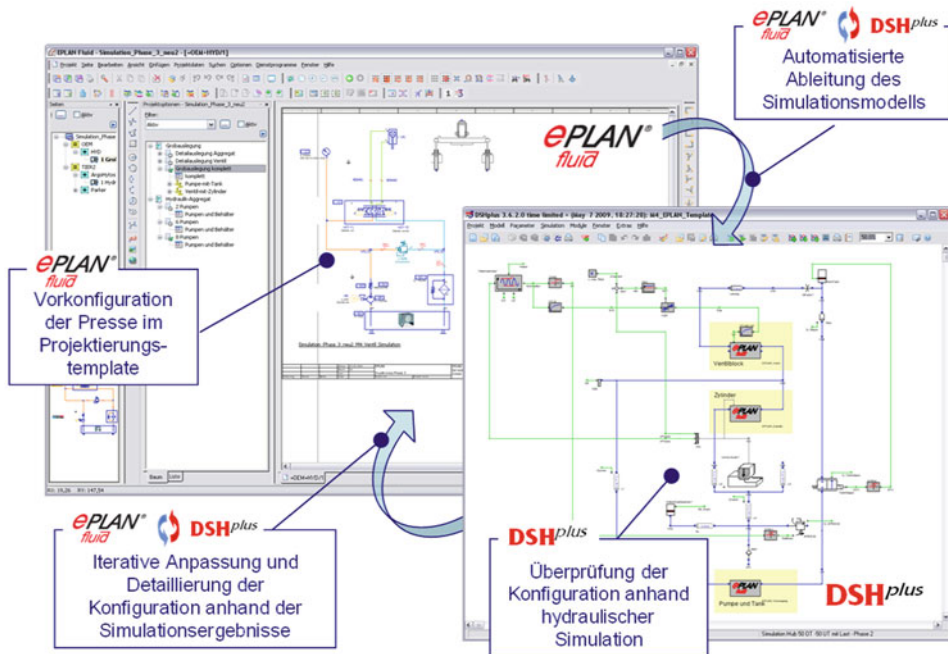


Abb. 7.29 Kopplung eines Dokumentationsprogramms (ePLAN) und eines multi-domain System-simulators (DSHplus)

Sie ermöglichen neben dem Zeichnen von Schaltplänen eine automatische Erstellung der Stück- und Bestelllisten mit allen Bauteilkennzeichen, wie Bauteilgrößen und Artikelnummern. Eine Systemauslegung unterstützen Dokumentationsprogramme jedoch nicht. An dieser Stelle war bisher die rechnerunterstützte Entwicklungskette unterbrochen.

Die Kopplung von Dokumentation und Systemsimulation ist das bisher fehlende Bindeglied: Nun kann der hydraulische Schaltplan in die Systemsimulation übernommen werden, und die Anbindung an die Komponenten-Datenbank des Dokumentationsprogramms ermöglicht es, zugleich die Parameter aller projizierten Bauteile automatisch einzulesen. Diese Struktur bietet zahlreiche Anwendungsmöglichkeiten: Dazu gehören eine einfache logische Prüfung des Schaltplans, eine funktionsangepasste Dimensionierung der Bauteile, eine Systemoptimierung in Bezug auf statisches und dynamisches Verhalten sowie eine Zuverlässigkeitanalyse. Zusätzliche Schnittstellen, beispielsweise für eine gekoppelte SPS-Simulation oder eine Hardware-in-the-Loop-Simulation, ermöglichen den weiteren Ausbau dieses Engineeringkonzepts, sodass letztlich sogar eine virtuelle Inbetriebnahme des virtuellen Referenzsystems mit einer steuerungstechnischen Hardware durchgeführt werden kann.

Den idealen, durchgängigen CAE-Prozess für die als Beispiel ausgewählte hydraulische Presse veranschaulicht Abb. 7.30. Er ist in fünf Phasen strukturiert:

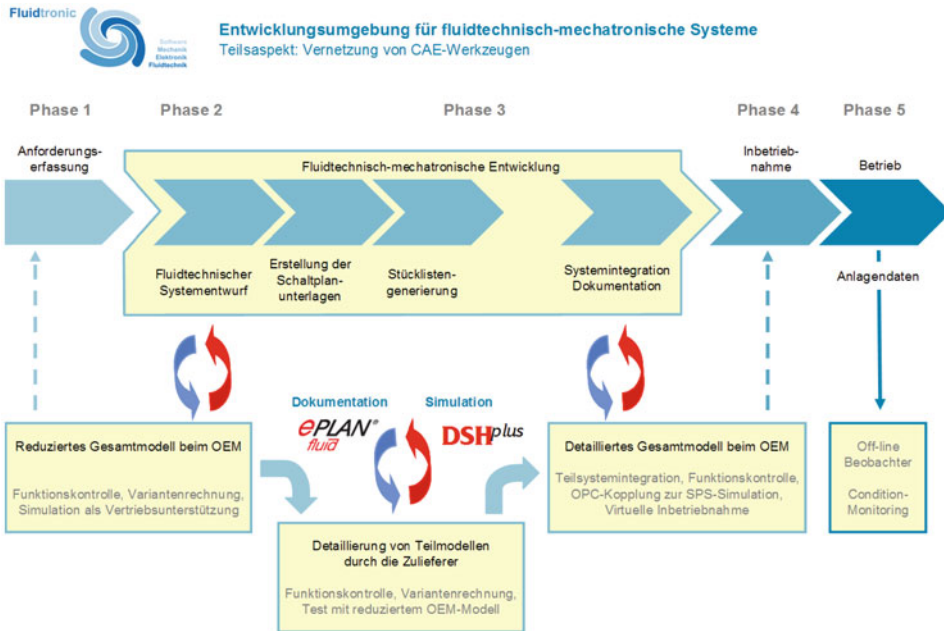


Abb. 7.30 Unterstützung des Entwicklungsprozesses mechatronischer Systeme durch Vernetzung von CAE-Werkzeugen

Phase 1 – Anforderungserfassung und vertriebsunterstützende Machbarkeitsstudien

In ersten Gesprächen mit dem Kunden erfasst der Vertrieb die Informationen, die für eine Machbarkeitsprüfung und Angebotsausarbeitung notwendig sind. Anhand dieser Daten kann man weitere für die Auslegung der hydraulischen Presse notwendige Parameter herleiten und in einem Template erfassen. Ein Beispiel für ein solches Template, das aus Projektierungsvorlage und Simulationsmodell besteht, zeigt Abb. 7.31. Mit diesen Daten kann der Vertrieb eine erste Machbarkeitsprüfung der Kundenforderungen an die neue Presse durchführen. Außerdem hilft ein Vergleich mit früher durchgeführten Projekten, Gemeinsamkeiten bei den Anforderungen zu erkennen. Dies erleichtert eine schnelle, zuverlässige Aussage bezüglich der grundsätzlichen Machbarkeit und eine Ausarbeitung des Angebots.

Phase 2 – Grobauslegung durch den Maschinenbauer (OEM)

Nach Auftragserteilung wird das verwendete Template weiter detailliert. Die Experten müssen das Zusammenspiel der einzelnen Baugruppen analysieren und weiter verbessern, sodass die im Pflichtenheft zugesagten Leistungen erfüllt werden. Mit Ausnahme vertraglich festgelegter Parameter, können sie dabei alles verändern; falls notwendig auch ohne Rücksicht auf die handelsübliche Verfügbarkeit einzelner Baugruppen. Im Template müssen nicht nur „Normkomponenten“ der Zulieferer verwendet werden. Stattdessen können Parameter eingegeben werden, stellvertretend für die gewünschten Übertragungs-

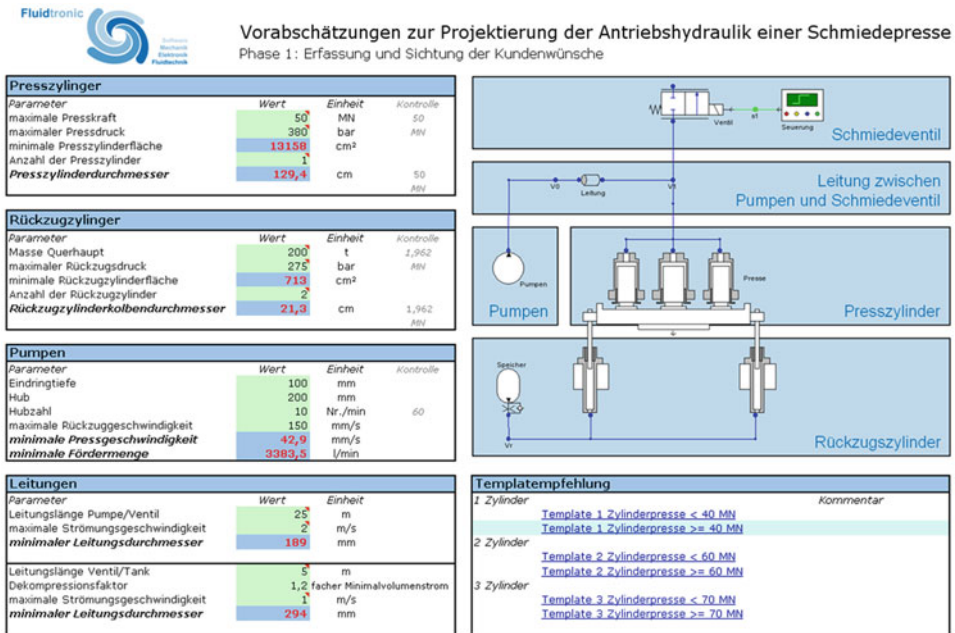


Abb. 7.31 Beispiel eines Templates im Dokumentationsprogramm

eigenschaften noch festzulegender Komponenten oder Baugruppen. Danach werden die Systemstruktur und die Bauteildaten des Projektierungs-Schaltplans an das zum Template passende Simulationsmodell übermittelt. Hier ist nun das Zusammenspiel einzelner Teilsysteme zu untersuchen und ihr notwendiges statisches und dynamisches Verhalten zu bestimmen, damit die Gesamtfunktion tatsächlich die Kundenforderungen erfüllt. Die Simulationsergebnisse bilden die Basis für den Beginn der Detailprojektierung, und sie dienen als Referenz für die folgende Detailauslegung von Komponenten und Baugruppen bei den Zulieferern.

Phase 3 – Ausdetaillierung der Anlage durch die Zulieferer

Das Zusammenspiel der immer detaillierter definierten Komponenten und Teilsysteme wurde in Phase 2 stetig verbessert. Allerdings sind dabei noch teilweise zusammenfassende Parameter verwendet worden, die noch als reale Komponente oder Baugruppe auszulegen sind. Um von dieser Grobauslegung zur echten Systemauslegung zu gelangen, muss der bislang vereinfachte Schaltplan im Hinblick auf die technische Realisierbarkeit detailliert werden. Dies erfordert die Zusammenarbeit des OEMs mit seinen Zulieferern. Dazu werden das Projektierungsdokument und das Simulationsmodell an den Zulieferer übermittelt, einschließlich einem Referenzergebnis der bisherigen Simulationsstudien. Um den Know-How-Schutz beim Austausch der Projektierungsdaten zu gewährleisten, erhalten die verschiedenen Zulieferer die Module, die nicht von ihnen detailliert werden sollen,

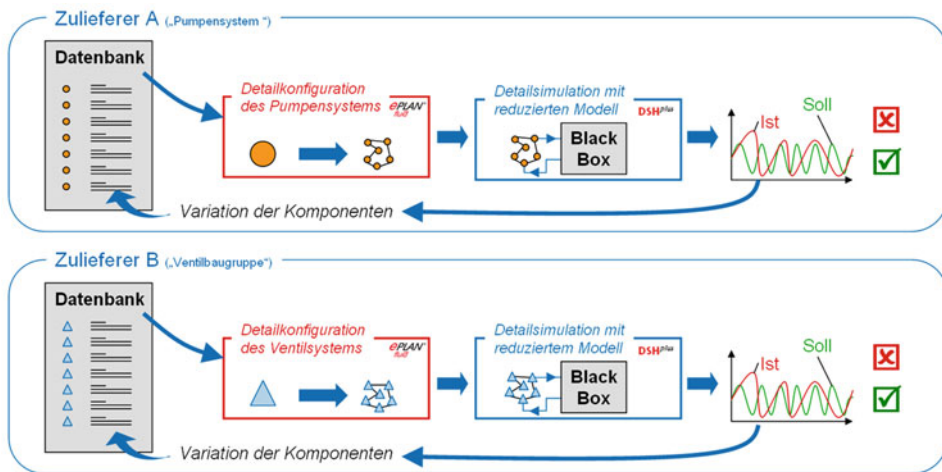


Abb. 7.32 Übermitteln von Parametern für Teilsysteme an Zulieferer sowie Detaillierung und Simulation des Teilsystems durch die Zulieferer

in einer „Gesamt-Blackbox“ zusammengefasst übermittle. Lediglich das vom jeweiligen Zulieferer auszuarbeitende Modul ist editierbar.

In der Projektdokumentation kann der Zulieferer das bisher vereinfacht mit Parametern konzipierte Teilsystem funktionstüchtig gestalten. Dabei baut er, wie in Abb. 7.32 skizziert, in der Projektierungssoftware die Verschaltungslogik seiner Einzelkomponenten zu dem entsprechenden Teilsystem auf. Dabei kann er auf seine unternehmensspezifische Datenbank zugreifen, in welcher die Komponenten inklusive ihrer Projektierungs- und Simulationsdaten hinterlegt sind. Mit dem Simulationsmodell kann der Zulieferer anschließend direkt die Auswirkungen des Einsatzes verschiedener Komponenten innerhalb der Anlagenprojektierung testen und mit dem Referenzergebnis vergleichen. Sobald in Abstimmung mit dem OEM eine Lösung mit zufriedenstellender Funktion gefunden ist, wird die Dokumentation um die Projektierungsinformationen ergänzt und zurück an den OEM übermittle.

Dieses Vorgehen wiederholt sich in der Zusammenarbeit zwischen OEM und den Zulieferern, deren Lieferanteil detailliert werden muss. Der OEM führt abschließend die Teilschaltpläne zu einem ausdetaillierten Gesamtdokument zusammen und validiert mit Simulationen das Zusammenspiel der nun realen verfügbaren Komponenten und Teilsysteme; Abb. 7.33 veranschaulicht dies. Die direkte und strukturierte Zusammenarbeit zwischen allen Beteiligten – dem Kunden, dem OEM und den Zulieferern – sowie der Austausch detaillierter Systeminformationen und aktueller Daten führt zu einer Beschleunigung des Entwicklungsprozesses bei gleichzeitiger Verbesserung des Gesamtsystems. Es ist möglich, zuverlässigere und robustere Maschinen in kürzerer Zeit zu entwickeln/!

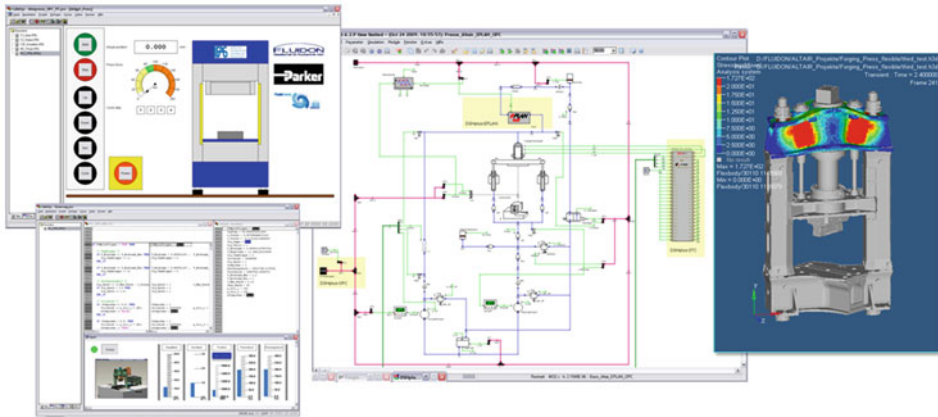


Abb. 7.33 Gesamtsimulationsmodell einer Presse

Phase 4 – Virtuelle Inbetriebnahme

Das in Phase 3 erarbeitete ganzheitliche Pressenmodell ermöglicht im weiteren Verlauf des Entwicklungsprozesses eine virtuelle Inbetriebnahme, um mögliche Fehler bereits vor der Endmontage der Pressenhardware zu erkennen und zu beseitigen.

Über Software-in-the-Loop (SiL) Schnittstellen im Systemsimulator kann die SPS-Software an das virtuelle Pressenmodell angekoppelt werden. Die Maschinensteuerung kommuniziert nicht mit der realen Anlage, sondern erhält ihre Eingangsgrößen von dem virtuellen Pressenmodell und steuert dies mit den berechneten Ausgangsgrößen. Die Kopplung verfolgt im Wesentlichen drei Ziele:

- Test der SPS-Software bereits vor der Presseninbetriebnahme, gegebenenfalls eine Weiterentwicklung sowie die Gewährleistung der Übertragbarkeit auf die ausgeführte Anlage;
- Erprobung und Anpassung von Adaptionstrategien auf mögliche Veränderungen des fluidtechnischen Systems;
- Entwicklung und Analyse neuer Steuer- und Regelstrategien mit einem minimalen Zeitaufwand und ohne die Gefahr einer Beschädigung der Anlage.

Eine weitere Verkürzung der Entwicklungs- und Inbetriebnahmezeit bietet die Hardware-in-the-Loop-Simulation. Durch eine Ankopplung der realen SPS-Hardware an die Systemsimulation lässt sich die Steuerungshardware bereits im Vorfeld optimal konditionieren. Die Verknüpfung zwischen virtuellem Maschinenmodell und realer Maschinensteuerung erfolgt über ein Feldbus-Interface mit den Ein- und Ausgabemodulen (Signalwandler). Ein spezielles Softwaremodul übernimmt den Datenaustausch zwischen dem Feldbuskoppler und dem Simulationsmodell. Die Signale vom Modell werden in reale Signale umgewandelt und von der Maschinensteuerung eingelesen, verarbeitet und anschließend als Stell- und Steuersignale an die Simulation zurück gegeben. Mit Hilfe einer virtuellen Inbetriebnahme der realen Maschinensteuerung können so bereits im Vorfeld Verkabelungsfehler

innerhalb der Schaltschränke aufgedeckt, Grenzwertabfragen kalibriert und verschiedene Betriebs- oder Fehlerszenarien durchgespielt werden.

Phase 5 – Condition Monitoring

Eine weitere, praxisrelevante Nutzungsmöglichkeit für das virtuelle Anlagenmodell ergibt sich später im laufenden Betrieb im Rahmen der Anlagenüberwachung und vorbeugenden Instandhaltung. Durch eine Kopplung des virtuellen Modells mit den gemessenen Betriebsdaten lässt sich das Simulationsmodell als Beobachter nutzen. Wenn im Betrieb Abweichungen zwischen Simulationsmodell und Maschine auftreten, kann man durch zuvor definierte Algorithmen die Ursachen deuten und zum Beispiel Komponentenverschleiß vorhersagen.

7.3 Numerische Strömungsberechnung (CFD)

7.3.1 CFD in der Hydraulik

Bei Analysen mit Systemsimulatoren beschreibt man die Strömung in fluidtechnischen Bauteilen durchweg auf der Grundlage der eindimensionalen Stromfadentheorie. So hilfreich diese Methodik auch für das Verständnis vieler Zusammenhänge ist, sie liefert häufig nicht genügend genaue Ergebnisse. Dies betrifft vor allem Entwicklungsaufgaben bei hydraulischen Komponenten, beispielsweise die Strömungskraftkompensation bei Ventilen und die Umsteuerung zwischen Hoch- und Niederdruck bei Kolbenpumpen. Für derartige Aufgabenstellungen sind Feldsimulationen notwendig.

Mit der numerischen Strömungssimulation – kurz CFD (Computational Fluid Dynamics) – steht ein leistungsfähiges Werkzeug zur Analyse der Strömung in hydraulischen Geräten zur Verfügung. CFD ermöglicht, quasi in das Innere der Bauteile zu schauen und die Strömung im Detail zu analysieren, beispielsweise den Geschwindigkeits- und Druckverlauf. Seit den 1970er Jahren stehen numerische Methoden zur Strömungsberechnung zur Verfügung, zunächst vorwiegend eingesetzt in der Luft- und Raumfahrt sowie der Automobilindustrie. Zu Beginn waren selbst für die Berechnung einfacher Strömungsvorgänge noch Hochleistungsrechner und spezialisierte Fachleute notwendig. Heute können sogar komplexere Aufgaben auf einem Personal Computer bewältigt werden. Zusätzlich haben eine Erhöhung des Automatisierungsgrads der Berechnungen und graphische Methoden zu deren Programmierung und Parametrierung die Anwenderfreundlichkeit deutlich verbessert.

Was ist CFD? Die vollständige Analyse einer Strömung erfordert die Lösung der strömungsmechanischen Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie. Es entsteht ein System von nichtlinearen, gekoppelten, partiellen Differentialgleichungen (Navier-Stokes-Gleichungen), welches eine kompressible, viskose Strömung einschließlich Turbulenz- und Grenzschichteffekten beschreibt. Allerdings lassen sich diese Gleichungen, selbst wenn

man erhebliche strömungsmechanische und geometrische Vereinfachungen in Kauf nimmt, nur für wenige Spezialfälle analytisch lösen. Für die komplexen Strömungsverhältnisse in technischen Geräten ist bisher nur eine iterative numerische Lösung möglich.

CFD-Programme für die Fluidtechnik haben sehr hohe Anforderungen zu erfüllen. Sie müssen in komplexen geometrischen Gehäusen und Kanälen inkompressible und kompressible Innenströmungen sowie laminare und turbulente, stationäre und instationäre Strömungszustände berechnen. Praktische Beispiele für einen zweckmäßigen Einsatz von CFD in der Fluidtechnik sind:

- Die Berechnung globaler Kennwerte wie Strömungskraft, Volumenstrom und Druckverluste in hydraulischen Systemen;
- die Bestimmung interner Druckverteilungen zur Minimierung oder Anpassung von Stellkräften;
- die Analyse von Druck- und Temperaturverteilungen an Dichtstellen, um Aussagen über Dichtheit, Funktionssicherheit und Materialbelastung zu erhalten;
- die Darstellung von Toträumen und Ablöseeffekten, um Bauteilkonturen dem Strömungsverlauf so anzupassen, dass Verluste minimiert werden;
- die Berechnung instationärer Strömungsvorgänge, z. B. in hydraulischen Pumpen, um das Saugverhalten zu verbessern.

Die folgenden Abschnitte geben einen kurzen Einblick in die Diskretisierungsmethoden sowie in die Turbulenz- und Kavitationsmodellierung, und sie erläutern zwei typische Anwendungsbeispiele. Hinzu kommt ein Beispiel für die Simulation eines Tribosystems in hydraulischen Verdrängereinheiten mit Hilfe eines spezialisierten Programms. Eine ausführliche Beschreibung der CFD-Methoden ist Gegenstand umfangreicher Grundlagen- und Fachliteratur z. B. [17, 40, 41, 49] sowie der Handbücher der Entwicklerfirmen für Feldsimulatoren z. B. [3, 63].

7.3.2 Diskretisierung des Strömungsgebiets

Das komplexe System partieller Differentialgleichungen, welches eine Strömung in technischen Geräten wie Ventilen und Pumpen beschreibt, lässt sich nur mit Hilfe numerischer Rechenmethoden lösen. Dazu wird das Lösungsgebiet i. d. R. in eine finite Anzahl kleiner Kontrollvolumina zerlegt, für welche die Änderungen der Erhaltungsgrößen durch ein System algebraischer Gleichungen angenähert werden kann. Die Näherungen sind auf kleine Gebiete in Raum und Zeit beschränkt, sodass die numerische Lösung Ergebnisse an diskreten Stellen in Raum und Zeit liefert. Netzfremde CFD-Simulationen haben bisher keine industrielle Bedeutung erlangt.

Die räumliche Diskretisierung der Gleichungen erfolgt bei CFD-Simulationen bevorzugt mit der **Finite-Volumenmethode** (FVM). Hierzu wird das Lösungsgebiet in eine finite Anzahl nicht überlappender Kontrollvolumina unterteilt, beispielsweise in Form von

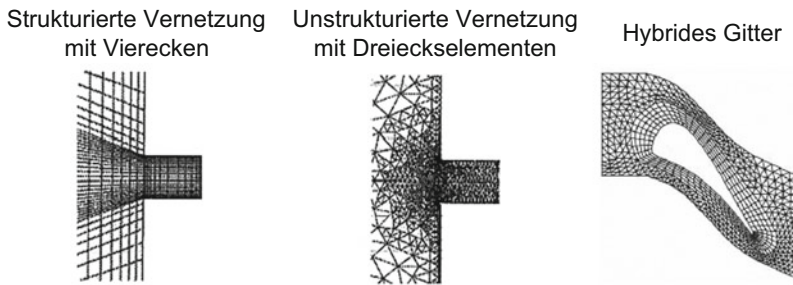


Abb. 7.34 Beispiel für strukturiertes, unstrukturiertes und hybrides Gitter zur Vernetzung einer zweidimensionalen Geometrie bei CFD-Simulationen [4, 9]

Tetraedern, Hexaedern oder Polyedern. Die Erhaltungsgleichungen sind auf jedes finite Kontrollvolumen anzuwenden. Im Ergebnis werden die Differenzialgleichungen und die Randbedingungen für das gesamte analysierte Strömungsgebiet in ein n -dimensionales algebraisches Gleichungssystem überführt, welches dann iterativ gelöst wird. Gewöhnlich ist der Schwerpunkt des finiten Volumens gleichzeitig der Rechenknoten im Model und damit Bezugspunkt für die Approximation der einzelnen Größen (Zell-zentrierte FVM). Die Variablenwerte auf der Kontrollvolumen-Oberfläche ergeben sich durch Interpolation der Knotenwerte. Damit erhält die Feinheit des Gitters große Bedeutung für die Genauigkeit der Simulation. Weitere Einflussgrößen auf die Rechengenauigkeit kommen hinzu, beispielsweise Verfahren zur Konvergenzbeschleunigung der Rechnungen.

Der Aufbau des numerischen Gitters erfolgt abhängig von der räumlichen Komplexität der zu diskretisierenden Geometrie. Neben 2D und 3D-Gittern unterscheidet man verschiedene Netztypen, von denen einige in Abb. 7.34 dargestellt sind. Die Knoten in einem **strukturierten Gitter** sind zueinander ausgerichtet, während die Knoten in **unstrukturierten Gittern** beliebig zueinander angeordnet sind. Strukturierte Gitter erweisen sich hinsichtlich der numerischen Genauigkeit als vorteilhaft für die Lösung des algebraischen Gleichungssystems. Unstrukturierte Gitter zeichnen sich dagegen durch eine hohe Flexibilität bei der Diskretisierung aus, beispielsweise ihre Anpassungsfähigkeit an komplizierte Berandungen. Beide Methoden bieten die Möglichkeit, das Gitter lokal mit Hilfe von Zellwachstumsfunktionen zu verfeinern. Eine weitere Vernetzungsmethode sind **hybride Gitter**. Ein Beispiel einer solchen Vernetzung für ein Tragflügelprofil zeigt der rechte Teil des Bildes. Hybride Gitter verbinden strukturiert und unstrukturiert vernetzte Bereiche des Berechnungsgebiets miteinander (Hexaeder und weiterer Gittertyp) und ermöglichen, das Gitter in Abhängigkeit einer definierten Größe während des Simulationsvorganges anzupassen. Sie vereinen die Vorteile strukturierter Gitter mit der flexiblen Netzgenerierung unstrukturierter Gitter und einer automatischen Gitteradaption. In modernen, kommerziellen CFD-Werkzeugen gehören sie zum Standard.

Eine automatische Adaption der räumlichen Diskretisierung ist für zahlreiche Anwendungen zwingend erforderlich: Bei der Berechnung von Innenströmungen verändert sich

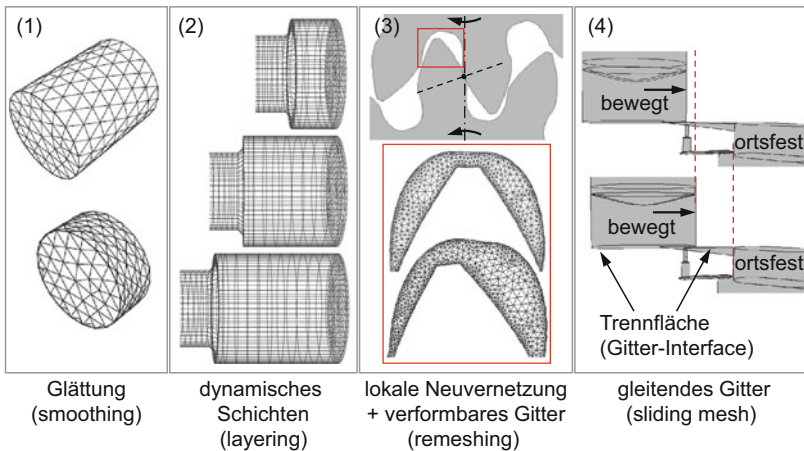


Abb. 7.35 Techniken für bewegte Gitter in kommerziellen CFD-Programmen [68]

das durchströmte Gebiet, wenn ein Ventil schaltet oder der Kolben einer Pumpe einen Volumenstrom fördert. Es liegt kein stationärer Strömungsvorgang mit festen geometrischen Rändern mehr vor, sondern ein instationärer Strömungsvorgang, bei dem sich die Ränder des Lösungsgebiets zeitabhängig ändern (die Werte der Berechnungsgrößen auf einem Rand, die Randbedingungen, können dennoch konstant sein). Kommerzielle CFD-Codes bieten verschiedene Lösungen zur Behandlung bewegter Gitter, wobei zwischen Volumenverschiebung (Bewegung jedes Knotens im Volumen) und Randverschiebung (Bewegung der Randknotenpunkte) unterschieden wird. Einige Beispiele für die verschiedenen Techniken bei bewegten Gittern veranschaulicht Abb. 7.35. Das Gitter wird automatisch zu jedem Zeitschritt in Abhängigkeit der neuen Position der Ränder aktualisiert. Hierzu ist neben der Vorgabe der Bewegungsfolge nur ein Ausgangsgitter erforderlich. Eine ordnungsgemäße Gittergenerierung ist Voraussetzung für ein korrektes Simulationsergebnis. Der Anwender muss programm- und aufgabenabhängig eine geeignete Methode wählen und die Kinematik des Bewegungsablaufs im CFD-Werkzeug integrieren [68].

7.3.3 Turbulenzmodellierung

In turbulenten Strömungen überlagern dreidimensionale stochastische Schwankungsbewegungen die mittlere Hauptströmung. Turbulente Strömungen sind immer instationär und dreidimensional mit starken lokalen Druck- und Geschwindigkeitsschwankungen. Es findet ein Impulsaustausch senkrecht zur Hauptströmung statt, der bei laminaren Strömungen nicht auftritt. Die Ursache von Turbulenz sind i. Allg. Instabilitäten in der Hauptströmung, die zunächst große Wirbel entstehen lassen. Diese lösen sich auf und erzeugen kleinere Wirbel. Dabei geben sie ihre kinetische Energie weiter (Energiekaskade) bis schließlich

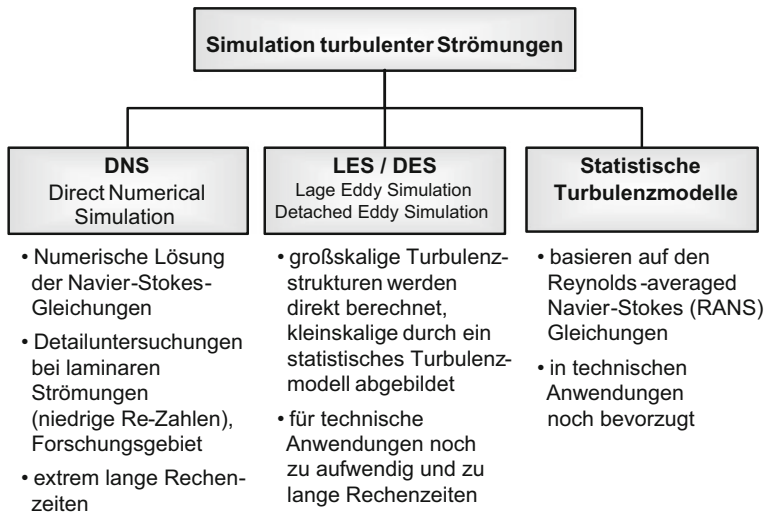


Abb. 7.36 Berechnungsmöglichkeiten für turbulente Strömungen

in den kleinsten Turbulenzelementen so steile Geschwindigkeitsgradienten auftreten, dass hier durch viskose Kräfte die Energie in Wärme dissipiert.

Das mathematische Fundament zur Berechnung der Turbulenz sind die strömungsmechanischen Erhaltungsgleichungen (Navier-Stokes-Gleichungen). Für eine direkte numerische Beschreibung ist es notwendig, die kleinsten, die turbulente Bewegung bestimmenden Wirbel hinreichend genau aufzulösen. Dies erfordert eine sehr feine Diskretisierung von Raum und Zeit: Die zeitliche Diskretisierung muss kleiner als die Dauer der kürzesten turbulenten Schwankung sein und die räumliche Diskretisierung kleiner als der kleinste auftretende Wirbel. So würden sich prinzipiell turbulente Strömungen in gleicher Weise simulieren lassen wie laminare. Diese **direkte numerische Simulation** (DNS) erfordert jedoch eine extrem hohe Rechenleistung und lange Rechenzeit, die zudem mit steigender Reynolds-Zahl – zunehmende Turbulenz – exponentiell ansteigt. Selbst bei Annahme einer weiteren schnellen Entwicklung der Rechenleistung wird eine direkte numerische Simulation turbulenter Strömungen in komplexen Geometrien in absehbarer Zukunft praktisch nicht durchführbar sein. DNS-Simulationen beschränken sich heute auf schwach turbulente Strömungen (niedrige Reynolds-Zahlen) mit einfachen Randbedingungen. Sie dürften auch zukünftig eher im Bereich der Grundlagenforschung als bei industriellen Entwicklungsaufgaben vorherrschen [9, 60, 68].

Für die industrielle Praxis sind andere Methoden, Näherungen oder Turbulenzmodelle, zur Beschreibung turbulenter Strömungen erforderlich. Abbildung 7.36 gibt einen Überblick über die gebräuchlichen Berechnungsverfahren. Neben der direkten numerischen Simulation (DNS) gibt es zwei weitere Methoden: die **Large-Eddy-Simulation** (LES) und die **statistische Turbulenzmodellierung**. Bei LES werden großskalige Turbulenzstrukturen direkt berechnet, wo hingegen die Wirkung der feinskaligen (in der Größenordnung

des Netzgitters und kleiner) durch Turbulenzmodelle berücksichtigt wird. LES ist zwar auch eine sehr rechenintensive Methode und bis heute für industrielle Anwendungen i. d. R. noch zu aufwendig, sie dürfte aber zukünftig stärkere Anwendung in den Ingenieurwissenschaften finden. Bei der **Detached Eddy Simulation** (DES) ist die Vorgehensweise vergleichbar wie bei LES: Es werden alle Wirbel modelliert, die durch Netz und Zeitschrittweite nicht erfasst werden. Weitere gebräuchliche Methoden diesen Typs sind: Scale Adaptive Simulation (SAS) und Delayed Detached Eddy Simulation (DDES).

Ausgangspunkt für die statistische Turbulenzmodellierung sind Überlegungen, dass in vielen Ingenieurbereichen eine zeitliche und räumliche Auflösung der kleinskaligen Wirbel, wie sie bei DNS und LES/DES berücksichtigt werden, noch zu aufwendig ist und vorrangig die zeitlich gemittelten Verläufe von Strömungsgeschwindigkeit und Druck im Hauptstrom interessieren – weniger wichtig sind statistische Fluktuationen. Dies erlaubt eine Vereinfachung der Navier-Stokes-Gleichungen und eine Approximation turbulenter Strömungen. Dazu werden die Strömungsgrößen, wie Geschwindigkeiten, Drücke, Dichten, durch einen Mittelwert und einen infolge Turbulenz schwankenden Anteil beschrieben. Der Mittelwert der Strömungsgröße ist so gewählt, dass der Mittelwert der Schwankungen über der Zeit zu Null wird. Ersetzt man nun in den Navier-Stokes Gleichungen die Momentanwerte durch die jeweilige Addition von Mittelwert und statistischer Schwankung, dann erhält man die zeitlich gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen, die allgemein als **Reynolds-averaged Navier-Stokes-Gleichungen** (RANS) bezeichnet werden. In den RANS-Gleichungen entstehen durch die Schwankungen zusätzliche mathematische Terme, die dann unter Zuhilfenahme von statistischen Turbulenzmodellen bestimmt werden. Diese Turbulenzmodelle erfassen nicht die Einzelheiten der turbulenten Bewegungen, sondern beschreiben die Auswirkungen der turbulenten Schwankungsbewegungen auf die Hauptströmung. Die Anzahl der für RANS eingesetzten Turbulenzmodelle ist sehr groß. Auswahl und Parametrierung eines geeigneten Turbulenzmodells für eine Simulation ist Aufgabe des Berechnungsingenieurs.

Hinweise für die Praxis Alle gebräuchlichen statistischen Turbulenzmodelle auf Basis der RANS-Gleichungen gelten für voll turbulente Strömungen, sie bilden den Übergangsbereich laminar-turbulent nur unzureichend ab. Zudem lassen diese Modelle wegen der immanenten Zeitmittelung instationäre Berechnungen nur für langwellige, niederfrequente Phänomene zu. In hydraulischen Komponenten ist die Strömung wegen der typischerweise kleinen geometrischen Abmessungen der Strömungsquerschnitte und der vergleichsweise hohen Viskosität von Mineralöl selten voll turbulent ausgebildet. Sie befindet sich meist im laminaren Bereich oder im Übergangsbereich laminar-turbulent mit Reynolds-Zahlen $Re < 10000$. Dies erlaubt in vielen praktischen Fällen, eine schwach turbulente Strömung ohne Turbulenzmodell zu simulieren. Dabei werden alle Strukturen berechnet, die im Strömungsgebiet räumlich und zeitlich mit dem numerischen Gitter und der gewählten Zeitschrittweite erfasst werden [6].

Für Anwendungen mit stark turbulenten Strömungen in der Fluidtechnik ist das Shear Stress Transport (SST)-Modell derzeit wohl das Best-Practice-Verfahren. Es verbindet die

Vorteile des Standard k - ε Modells (hinreichend genau bei der Berechnung voll turbulenter Strömungen mit hoher Reynoldszahl und bei wandferner Kernströmung) und die Vorteile des Standard k - ω Modells (hinreichend genau bei der Berechnung von Strömungen mit niedriger Reynoldszahl und bei wandnahen Strömungen) miteinander und kommt daher meist zu realitätsnahen Ergebnissen [41, 68].

7.3.4 Modellierung von Kavitation

In hydraulischen Verdrängereinheiten und Ventilen lässt sich Kavitation kaum vermeiden und ist immer wieder mit Verschleiß durch Kavitationserosion verbunden. Physikalische Modelle für die Kavitation sind zwar in den kommerziellen CFD-Programmen seit einiger Zeit verfügbar und werden auch stetig auf Basis aktueller Forschungsergebnisse weiter verbessert. Allerdings basieren die meisten Grundlagenuntersuchungen zur Kavitation auf Wasser als Druckmedium.

Hydrauliköl auf Mineralölbasis hat ein deutlich höheres Lösungsvermögen für Luft und einen niedrigeren Dampfdruck als Wasser: p_{Dampf} für Wasser ca. 0,035 bar, für Mineralöl (HLP 46) bei 0,008–0,01 bar und temperaturabhängig. Verlässliche Angaben sind für Mineralöl kaum vorhanden. Bei Kavitation in ölhydraulischen Komponenten überlagern sich die Prozesse des Lösens und Ausgasens von Luft bei Drücken deutlich oberhalb des Dampfdrucks sowie der Kondensation und Verdampfung von Öl. Es kann zu einer Mehrphasenströmung kommen, bestehend aus Flüssigkeit, Dampf und Gas. Damit einher geht eine ganz unterschiedliche Dynamik der Blasenbildung und des Blasenzerfalls. Ausgasen von Luft und Kondensation verlaufen quasi schlagartig, die Lösung der Luft über Diffusion benötigt demgegenüber eine deutlich längere Zeit. Hinzu kommt, dass sich bei Öl der Partikelgehalt, der Alterungszustand sowie beigemischte Additive auf die Blasenbildung auswirken. Zu diesem gesamten Komplex gibt es bisher nur wenige wissenschaftliche Untersuchungen und deshalb auch keine bewährten numerischen Modelle. Kavitationsmodelle und Stoffdaten für die Modellierung von Ölen sind Forschungsgegenstand. Trotzdem sind auf dem Gebiet hydraulischer Geräte zunehmend Bestrebungen erkennbar, mit Hilfe der numerischen Strömungsberechnung auch bei auftretender Kavitation zu ingenieurtechnisch verwertbaren Ergebnissen zu gelangen [6, 46, 60, 68].

In Abb. 7.37 sind die berechneten Geschwindigkeitsfelder im Ablauf hinter einer Ventilsteuerkante (ebenes Modell) gemeinsam mit den Ergebnissen einer experimentellen Strömungsvisualisierung dargestellt. Für den Fall der ausgebildeten Kavitation ergibt eine Simulation mit Kavitationsmodell (CAV) ein dem Experiment vergleichbares Strömungsbild. Die Strömung dringt als Freistrah in die Ventilkammer ein und trifft schräg auf die gegenüberliegende Hülsenfläche. Bei der Simulation ohne Kavitationsmodell (LAM) legt sich der Strahl abweichend davon an die Schieberkontur an. Ursache ist der extrem niedrige und unphysikalische statische Druck von ca. -40 bar hinter der Steuerkante. Dieser Unterschied führt auch zu Abweichungen bei einer Berechnung der Strömungskraft. Für ausgebildete Kavitation muss die Strömungssimulation im unmittelbaren Umfeld der Steuerkante

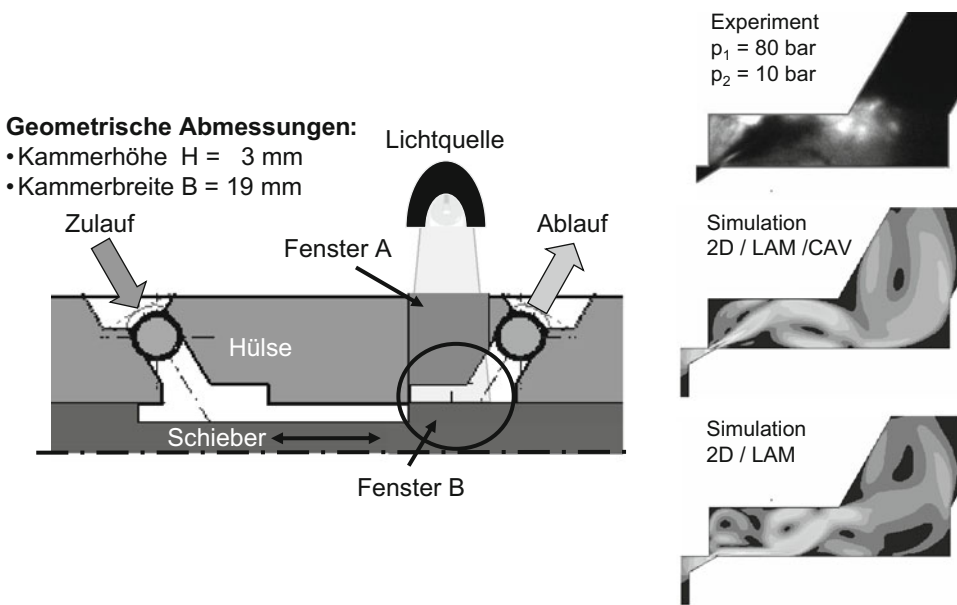


Abb. 7.37 Vergleich experimenteller Aufnahmen der kavitierenden Strömung und numerisch mit/ohne Kavitationsmodell berechneter Geschwindigkeiten (qualitativ) [6, 46]

immer mit einem Kavitationsmodell erfolgen. Auch ohne die exakte Kenntnis der Kavitationsparameter und einer detaillierten Abbildung aller Einflussfaktoren und physikalischen Prozesse für Hydrauliköl lassen sich bereits verwertbare Ergebnisse ermitteln [6].

Hinweis für die Praxis In den kommerziellen CFD-Simulationswerkzeugen sind oft mehrere Kavitationsmodelle zur Auswahl implementiert, beispielsweise das Singhal-Kavitationsmodell, das Schnerr-Sauer-Modell sowie das Zwart-Gerber-Belamri-Modell [68]. Der Berechnungsingenieur muss sich im Rahmen seiner CFD-Modellierungs- und Simulationenaufgabe damit vertraut machen, denn strömungsmechanische Berechnungen in der hydraulischen Antriebs- und Steuerungstechnik ohne Kavitationsmodell können schnell zu unrealistischen Ergebnissen führen.

7.3.5 Anwendungsbeispiele

7.3.5.1 Strömungskraftreduktion bei hydraulischen Schaltventilen

Es sind vor allem die stationären und instationären Strömungskräfte, die bei Ventilen das Schaltverhalten und den Leistungsbedarf des elektromechanischen Umformers bestimmen. Eine Minimierung der Strömungskräfte ermöglicht eine Steigerung der Ventildynamik bei gleichem elektromechanischem Umformer oder oftmals eine kostengünstige Verkleinerung

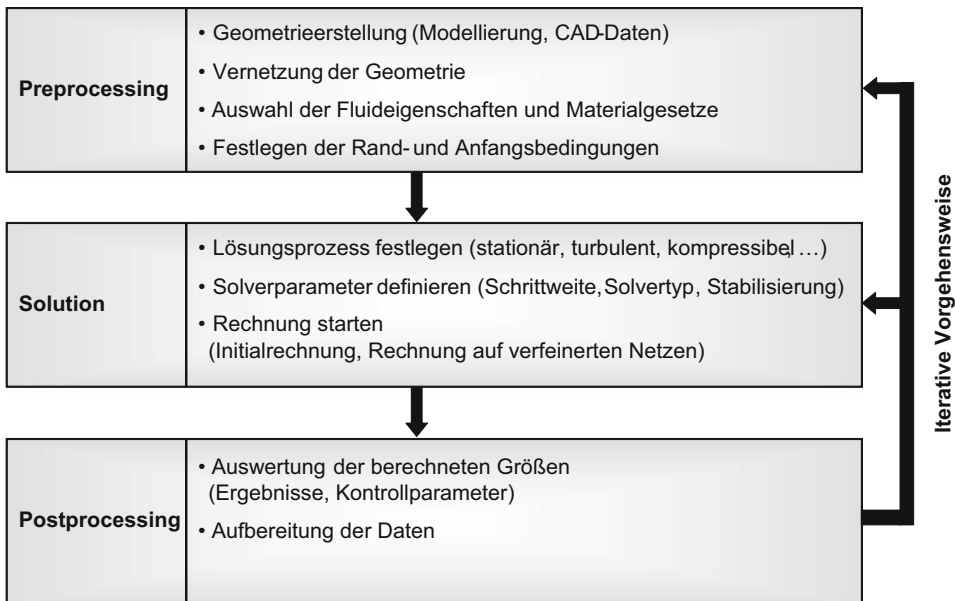


Abb. 7.38 Allgemeine Vorgehensweise bei einer CFD-Simulation [9]

des Umformers bei gleicher Ventildynamik. Die Strömungskräfte können durch eine gezielte Konturierung des Ventilschiebers erheblich beeinflusst werden. Die Konturierung soll den ein- und austretenden Impulsstrom kontrolliert führen, Eintritts- und Austrittswinkel der Strömung an den Steuerkanten definieren und das Auftreten von Wirbeln verhindern. Problematisch ist allerdings die nichtlineare Abhängigkeit derartiger Maßnahmen von den Einflussgrößen Volumenstrom, Druckdifferenz und Verstellgeschwindigkeit des Ventilschiebers. Hinzu kommt, dass sich unter bestimmten Betriebsbedingungen die Strömung von der Kontur ablösen und verwirbeln kann, was unbedingt zu vermeiden ist. Eine Simulation mit konzentrierten Parametern kann die Analyse zur Minimierung der Strömungskraft kaum effektiv unterstützen, denn mit der eindimensionalen Stromfadentheorie lässt sich der Strömungsverlauf nicht genügend sicher vorhersagen.

Die allgemeine Vorgehensweise bei einer CFD-Simulation veranschaulicht Abb. 7.38. Der Arbeitsablauf lässt sich in 3 Phasen gliedern: **Preprocessing, Solution und Postprocessing**. Die Vorgehensweise soll am Beispiel einer CFD-Studie veranschaulicht werden [60]. Am Anfang steht das Preprocessing mit Geometrieerzeugung, Netzgenerierung und Festlegen der hydraulischen und numerischen Rand- und Anfangsbedingungen für das Modell. In Abb. 7.39 sind der prinzipielle Aufbau des untersuchten direktbetätigten 2/2-Wege-Sitzventils und das zugehörige CFD-Gitter dargestellt. Ausgehend vom CAD-Modell des Ventils wird das zugehörige Berechnungsgitter generiert. Das CFD-Modell ist der Hohlraum, der durch den Festkörper umschlossen und von der Flüssigkeit ausgefüllt wird (inverses Fluidmodell). Da das simulierte Ventil rotationssymmetrisch ist, braucht

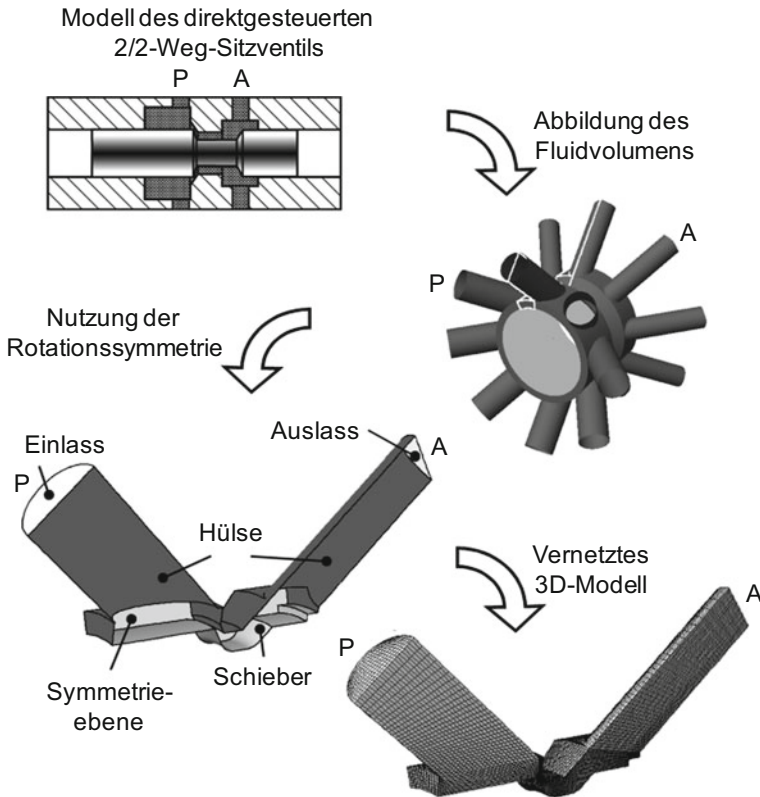


Abb. 7.39 Preprocessing am Beispiel eines 2/2-Wege-Sitzventils, von den CAD-Daten bis zum CFD-Gitter [60]

hier nur ein Ausschnitt der Gesamtgeometrie (numerisches Halbschnittmodell) modelliert und simuliert zu werden. Das reduziert Vernetzungsaufwand und Rechenzeit erheblich. Das Strömungsgebiet ist mit einem strukturierten Gitter (Hexaeder) dreidimensional vernetzt. Ziel der Untersuchungen ist die Entwicklung einer Schieberkontur, die minimale Strömungskräfte über dem Schieberhub aufweist, weitgehend unabhängig von der Druckdifferenz am Ventil. Außerdem soll der Volumenstrom durch das Ventil möglichst groß sein.

Im zweiten Schritt des Arbeitsablaufs erfolgt zunächst die Festlegung der Simulationsbedingungen. Der Studie liegt eine stationäre, inkompressible Strömung zugrunde, und es werden ein statistisches Turbulenzmodell sowie ein Kavitationsmodell genutzt. Mit diesen Randbedingungen lassen sich nun Parameterstudien der geometrischen Einflussgrößen und der Betriebsbedingungen (z. B. Druckniveau, Ölviskosität, Schaltvorgänge) durchführen.

Abbildung 7.40 zeigt im linken Bildteil (a) eine Übersicht der Parameter, welche in der Studie variiert werden, um die Strömungskraft zu minimieren, und – als Teil des dritten Arbeitsschrittes (Postprocessing) – ein Beispiel für die Geschwindigkeitsvertei-

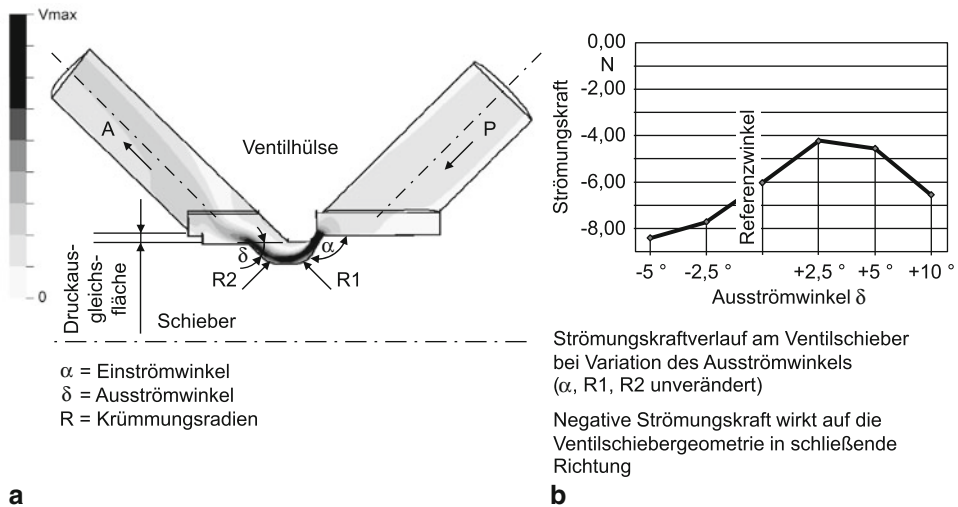


Abb. 7.40 **a** Geschwindigkeitsverteilung auf einer Symmetrieebene bei voll geöffnetem Schieber; **b** Strömungskraft bei Variation des Ausströmwinkels δ im Vergleich zu einer Referenzgeometrie nach Schuster [60]

lung in einer Symmetrieebene des untersuchten Strömungsgebiets. Der Einströmwinkel α und der Ausströmwinkel δ sind die beiden wichtigsten Parameter, welche die Strömungskraft am Ventilschieber in axialer Richtung beeinflussen. Dabei erzeugen beide Geometrien gegensinnig gerichtete Strömungskraftkomponenten: An der Einströmkannte entsteht eine Strömungskraftkomponente, die in schließende Richtung des Ventilschiebers wirkt und tendenziell mit zunehmendem Einströmwinkel α ansteigt; im Gegensatz dazu erzeugt der austretende Impulsstrom in der dargestellten Geometrie eine Strömungskraftkomponente in öffnende Richtung des Ventilschiebers, die vom Ausströmwinkel δ und der Druckausgleichsfläche abhängt. Im rechten Teil des Bildes (b) ist ein weiteres Ergebnis des Postprocessings dargestellt: die Änderung der Strömungskraft in axiale Richtung im Vergleich mit einer Referenzgeometrie. Durch systematische Variation der Geometrie lassen sich für den untersuchten Anwendungsfall besonders vorteilhafte Konturen bestimmen. Dieser Optimierungsprozess kann durch rechnergestützte Optimierungsstrategien (s. Abschn. 7.4) automatisiert werden.

7.3.5.2 Strömungsanalyse des Umsteuervorgangs bei einer Axialkolbenpumpe

Eine wichtige Entwicklungsaufgabe bei Verdrängereinheiten ist die Erhöhung der Antriebsdrehzahl bei Pumpen. Dem steht jedoch vor allem das Ausgasen von Luft im Saugkanal und Kavitation im Umsteuerbereich entgegen. Bessere Kenntnisse über den örtlichen und zeitlichen Verlauf der Strömung sind Voraussetzung für die Weiterentwicklung und das Vermeiden kavitationsbedingter Schäden an funktionswichtigen Bauelementen. Eine

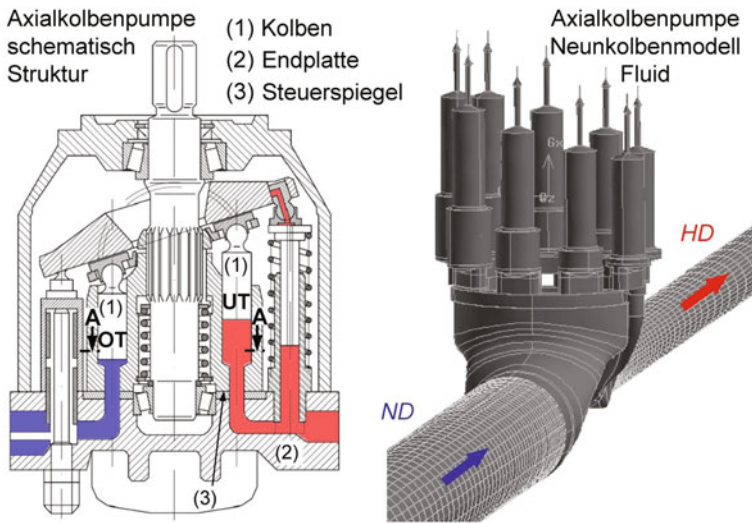


Abb. 7.41 Konstruktiver Aufbau einer Axialkolbenpumpe und CFD-Gitter (inverses Fluidmodell) [68, 69]

Analyse mit Hilfe von Simulationen auf Basis konzentrierter Parameter erscheint wenig zweckmäßig, da Kavitation die Strömungsvorgänge in der Umsteuerung in nicht zu vernachlässigender Weise beeinflusst. Die komplexen Strömungsverhältnisse dort lassen sich durch CFD-Simulationen realitätsnaher darstellen, besser verstehen und beurteilen. Bei derart schwierigen Strömungsverhältnissen kann CFD heute jedoch noch nicht ohne ergänzende experimentelle Studien auskommen. Erst die Kombination beider Methoden führt zu Produktverbesserungen und Verkürzung von Entwicklungszeit, insbesondere durch die Reduktion der Prototypenanzahl.

Abbildung 7.41 zeigt den konstruktiven Aufbau einer Axialkolbenpumpe und das zugehörige diskretisierte Strömungsvolumen. Der Anschaulichkeit halber werden in dem hier vorgestellten Teil der CFD-Studie nur der Saug- und Fördervorgang eines einzelnen Kolbens (Einkolbenmodell) betrachtet, wobei der Druck auf der Saug- und auf der Hochdruckseite als Randbedingungen vorgegeben werden [68].

Das Rechennetz wird im Bereich des Verdrängerraums mit jedem Zeitschritt rotatorisch und translatorisch entsprechend der sinusförmigen Hubkinematik des Kolbens bewegt. An der Stirnfläche des Zylinders werden in Abhängigkeit der definierten minimalen und maximalen Zellohhe Zellschichten eingefügt oder entfernt (Dynamisches Schichten oder layering). Zonen, in denen große Druckgradienten, Scherraten und Strömungsgeschwindigkeiten unter Beteiligung von Kavitation erwartet werden, sind mit Hexaedern aufgelöst. Das Gitter umfasst ca. 1,6 Mio. Zellen. Im CFD-Modell sind keine tribologischen Spalte berücksichtigt, externe und interne Leckagen sind vernachlässigt. Für die Simulation ist laminares Strömungsverhalten angenommen, das sich für die örtlich und zeitlich sehr unterschiedlichen Strömungszustände in der Umsteuergeometrie am besten eignet. Die Un-

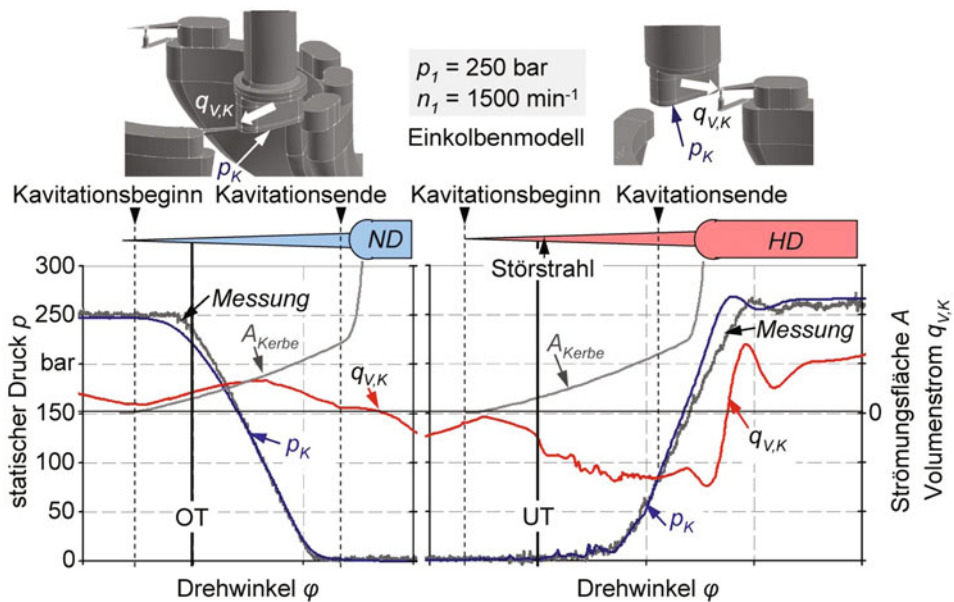


Abb. 7.42 Simulation der Druckumsteuervorgänge im Oberen (OT) und Unteren Totpunkt (UT) mit einem Einkolbenmodell und Vergleich mit Innendruckmessungen [69]

tersuchungen konzentrieren sich auf die Phasen der Druckumsteuerung im Oberen (OT) und Unteren Totpunkt (UT) bei dem Hochdruckniveau $p_1 = 250 \text{ bar}$ und der Drehzahl $n_1 = 1500 \text{ min}^{-1}$. Die charakteristischen hydraulischen Größen für den Druckumsteuervorgang sind der Druck p_K im Kolbenraum und der Volumenstrom $q_{v,K}$, den ein einzelner Kolben fördert. Der Kolbendruck p_K ergibt sich während der Umsteuerphase durch die Überlagerung der Volumenänderung infolge des Kolbenhubs sowie des Ausgleichsstroms $q_{v,K}$ aus der Hochdruckseite, wobei der zweite Anteil bei höherer Druckdifferenz überwiegt; denn die Hubänderung des Kolbens und damit die Volumenänderung ist wegen der sinusförmigen Bewegungskarakteristik des Kolbens im unteren Totpunkt noch sehr klein.

In Abb. 7.42 sind die Verhältnisse im Oberen Totpunkt (OT) und Unteren Totpunkt (UT) dargestellt. Der simulierte mittlere statische Kolbendruck p_K ist mit dem experimentell bestimmten Druck verglichen. Es liegt eine bemerkenswert gute Übereinstimmung zwischen Messung und CFD vor, die sich mit der gewählten Modellierungsmethode auch für andere Betriebspunkte zeigt. Während der Druckabbau im OT einen weitgehend glatten Verlauf aufweist, ist der Druckaufbau im UT mit hochfrequenten Schwingungen überlagert. Diese Druck- und Volumenstromschwingungen resultieren aus Kavitationsvorgängen und überlagerten Druckstoßwellen. Der im OT auftretende Dekompressionsvolumenstrom $q_{v,K}$ ist im Vergleich zum Kompressionsvolumenstrom $q_{v,K}$ im UT deutlich geringer, vor allem wegen der unterschiedlichen Größe des Verdrängungsvolumens in den beiden Totpunktlagen. Im Bereich des UT findet trotz zunehmender hydraulischer Überdeckung zunächst

kein Druckaufbau statt. Erst nachdem ca. 50 % der Kerbenlänge überdeckt sind, beginnt der Druck p_K verstärkt anzusteigen. Ursachen dieses Verhaltens sind die hohe Kompressibilität des Druckmediums im Niederdruckbereich und der Phasentransfer infolge Kavitation. Mit den Erkenntnissen aus der Simulation lassen sich neue Umsteuergeometrien entwerfen [68, 69].

7.3.6 Rechnergestützte Simulation von Tribosystemen

Die wichtigsten tribologischen Kontaktstellen in hydraulischen Pumpen und Motoren sind der Kolben-Buchse-Kontakt, die Lagerung der Kolbentrommel auf dem Steuerspiegel und der Kontakt Kolbenschuh-Schrägscheibe. Entwicklung und Konstruktion dieser Tribosysteme beruhen in den herstellenden Unternehmen üblicherweise auf Erfahrungswissen. Die physikalischen Vorgänge, die in diesen geschmierten Gleitkontakten ablaufen, sind sehr vielfältig. Um den Aufwand für zeit- und kostenintensive Prüfstands- und Feldversuche gering zu halten und bereits beim ersten Prototypen eine geeignete Auslegung der tribologischen Kontakte zu erreichen, können spezialisierte Simulationsprogramme wichtige Hilfestellung leisten. Solche Problemstellungen sind mit kommerziellen CFD-Werkzeugen heute kaum zu lösen, denn sie sind gekennzeichnet durch

- kleine dynamische Verformungen in der Geometrie des Schmierspalts, die aufgrund der elastischen Eigenschaften der Einzelkörper durch mechanische und thermische Belastung entstehen;
- Festkörperkontakte und Oberflächeneigenschaften;
- Kavitation;
- Wechselwirkungen zwischen dem Druckmedium und der umgebenden mechanischen Struktur (Fluid-Struktur-Interaktionen).

Eine Simulation mit kommerziellen Softwarewerkzeugen würde die Co-Simulation eines FEM-Programms (Strukturmechanik) und eines CFD-Programms (Strömungsmechanik) erfordern, was beim heutigen Entwicklungsstand extrem lange Rechenzeiten zur Folge hätte. In einem spezialisierten Simulationsprogramm auf Basis finiter Differenzen (FDM) lassen sich die Zusammenhänge einfacher abbilden und sehr viel schneller berechnen. Dies soll am Beispiel des Kolben-Buchse-Kontaktes einer Axialkolbenmaschine gezeigt werden [23].

Mit Hilfe des spezialisierten Simulationsprogramms wird für mehrere Kolbenumdrehungen das Verhalten des Öls im geschmierten Spalt auf Basis der Reynolds-Gleichungen berechnet. Zudem werden das Auftreten von metallischem Kontakt zwischen Kolben und Buchse sowie die Verbiegung des Kolbens berücksichtigt. Ein exemplarisches Simulationsergebnis zeigt Abb. 7.43. Im linken Teil des Bildes ist die Spaltweitenverteilung dargestellt, die das Simulationsprogramm für einen Zeitschritt berechnet hat. Die Kolbenmittelachse entspricht der dick gezeichneten Linie. Aus Gründen der besseren Darstellung sind die Kol-

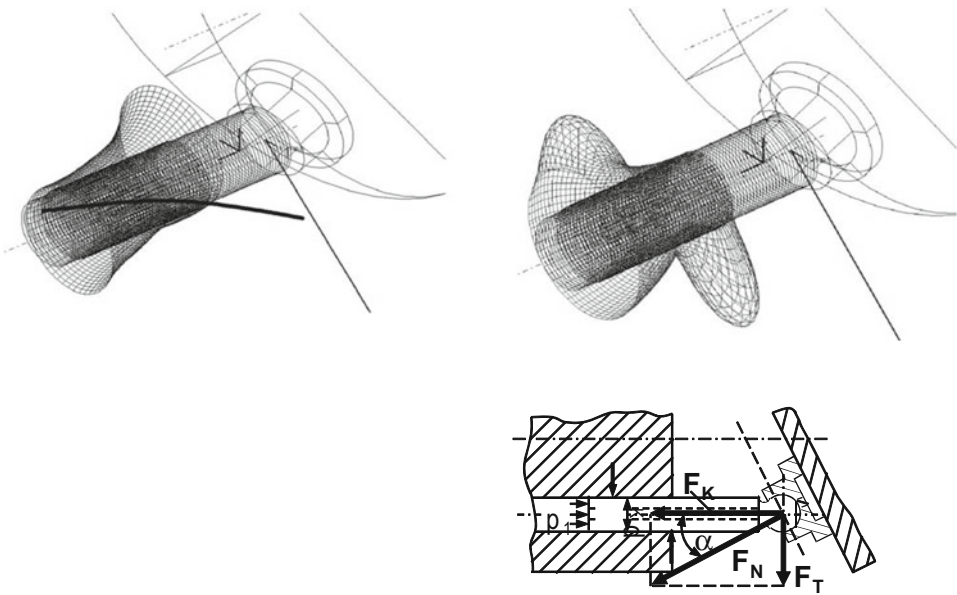


Abb. 7.43 Spaltweitenverteilung (links) und Druckfeld (rechts) für einen simulierten Zeitschritt im Förderhub des Pumpenbetriebes [23]

benlage und die Spaltweiten im Postprozessor um einen Faktor von etwa 1000 überhöht dargestellt. Erwartungsgemäß wird die Kolbenmittellachse in Richtung der am Kugelgelenk angreifenden Kraft ausgelenkt. Die Spaltweiten der Schmierfilmknoten verhalten sich gerade umgekehrt zur Lage der Kolbenachse: Wenn sich der Kolben beispielsweise am Kugelgelenk nach unten neigt, werden die Spaltweiten im unteren Bereich kleiner und im oberen größer. Weiterhin ist an der vorderen Kante der Buchse bereits eine Konturierung zu erkennen – in diesem Fall eine konische progressive Vergrößerung der Spaltweiten.

Aus dem Zusammenwirken von Spaltweite und Kolbenbewegung ergibt sich die rechts dargestellte Druckverteilung im Spalt. Je höher der Druck ist, desto größer ist der Abstand zwischen den Drucklinien und der Kolbengeometrie. An der Hinterkante des Kolbens liegt der Druck p_K aus der Kolbenkammer an. Wird das Öl durch die Hubbewegung des Kolbens in einen in Bewegungsrichtung konvergenten Spalt hereingezogen, ergeben sich die im Bild gezeigten Druckspitzen, die den Druck in der Kolbenkammer um ein Vielfaches übersteigen können. Im dargestellten Zeitschritt existieren zwei Bereiche mit konvergentem Spalt: sehr ausgeprägt an der vorderen Buchsenkante und etwas weniger stark ausgeprägt am hinteren Ende der Buchse. Die Druckfelder liegen so, dass sie die an der Kolbenspitze angreifende Querkraft F_T kompensieren.

Das Simulationsprogramm bietet die Möglichkeit, die Kolben-Buchse-Kontakte für unterschiedliche Pumpengrößen auszulegen. Dazu wird eine große Anzahl von Einzelsimulation durchgeführt, bei denen man schrittweise Buchsenlänge L und Nennspaltweite

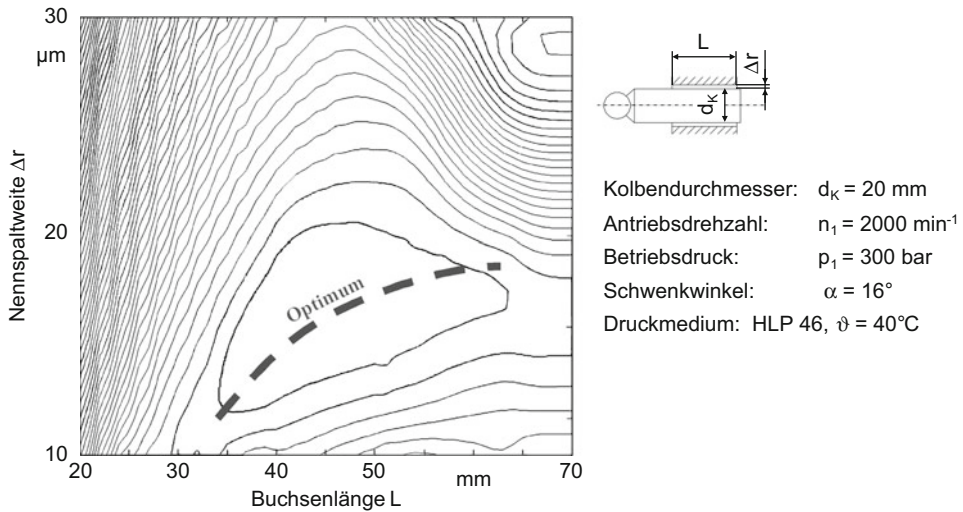


Abb. 7.44 Suche nach einem günstigen Verhältnis zwischen Spaltweite Δr und Buchsenlänge L , Linien konstanter Gesamtverluste (Reibarbeit + Leckage) in einer Kolben-Buchsenpaarung einer Schrägscheibenpumpe [23]

Δr variiert. Bei jeder Simulation werden für einen Kolben die Reibarbeit und die Verlustarbeit durch Leckage pro Hub berechnet. Die Verluste durch Reibung entstehen aufgrund der axialen sinusförmigen Bewegung des Kolbens (axiale Reibarbeit) und aufgrund seiner Rotation (tangentielle Reibarbeit) in der Buchse. Weil der Absolutwert der Leckageverlustarbeit gering ist, insbesondere bei kleinen Spaltweiten zwischen Kolben und Buchse, entsprechen die Gesamtverluste in weiten Bereichen den Verlusten durch Reibung. Als Ergebnis einer solchen Simulationsstudie ergibt sich das in Abb. 7.44 gezeigte Diagramm. Es veranschaulicht die Abhängigkeit zwischen Spaltweite Δr und Buchsenlänge L für eine Baugröße einer Schrägscheiben-Axialkolbenpumpe bei einer Antriebsdrehzahl von $n_1 = 2000 \text{ min}^{-1}$. Für eine vorgegebene Buchsenlänge L ist eine bestimmte Nennspaltweite Δr zu wählen, um die axiale Reibarbeit zu minimieren. Soll das simulierte Triebwerk beispielsweise eine Buchsenlänge L von 50 mm haben, liegt die optimale Spaltweite (minimale Verlustarbeit) für den Kolben-Buchse-Kontakt bei 17–18 μm . Spaltweiten Δr über 20 μm verursachen unabhängig von der Buchsenlänge L erhöhte Verluste. Bei einer anderen Drehzahl n_1 , einem anderen Druckbereich oder einem anderen Schwenkwinkel α ergeben sich andere optimale Werte für die untersuchte Pumpe.

Ein weiteres Anwendungsbeispiel des Programms zeigt Abb. 7.45. In diesem Fall ist das Ziel, eine Kontur an der vorderen Buchsenkante auszulegen. Eine solche Kontur ergibt sich im normalen Betrieb einer Axialkolbenmaschine durch den Einlaufverschleiß. Falls jedoch ein messingfreies Triebwerk verwendet wird und Kolben und Buchse aus harten Werkstoffen gefertigt werden oder oberflächengehärtet sind, ist der Einlaufverschleiß nicht mehr möglich. Dann muss man die für den Betrieb unerlässlichen Konturen bereits vor der Montage fertigen. Die Konturen sind durch einen Konturradius R und eine Konturlänge l

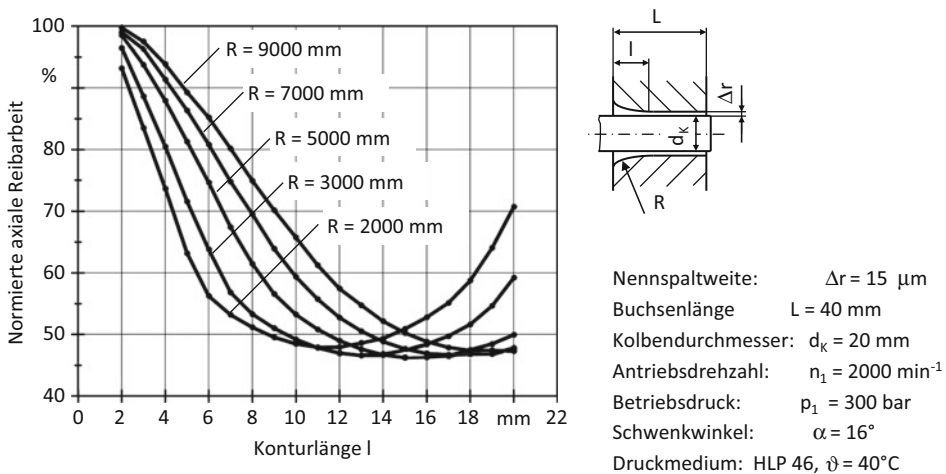


Abb. 7.45 Auslegung von Buchsenkonturen in einer Schrägscheibenpumpe bei Hart-Hart-Kontakten [23]

definiert, wobei der Übergang zum zylindrischen Teil der Buchse tangential erfolgt. Die Kantenrücknahme liegt bei einer Nennspaltweite von $15 \mu\text{m}$ im Bereich bis $30 \mu\text{m}$. Für den simulierten Betriebsbereich bewirken mehrere Konturen ein günstiges Verhalten; so sinken die Reibverluste im Vergleich mit einer unkonturierten Buchse um mehr als 50 %, wie Abb. 7.45 veranschaulicht.

Tribologische Simulationen sind immer noch mit vielen Ungenauigkeiten behaftet. Sie sind nicht so ausgereift wie Systemsimulationen, denn die zahlreichen komplexen physikalischen Einflüsse und Wechselwirkungen lassen sich nur schwer beschreiben. Hinzu kommt, dass sich die exakte Geometrie der Tribopartner nur schwer messen lässt, aber großen Einfluss auf das Simulationsergebnis hat (beispielsweise Abweichungen der realen Buchsengeometrie von der Zylinderform). Dadurch besteht immer die Gefahr, eine Simulation abweichend von der tatsächlichen Kontur durchzuführen. Außerdem lassen sich die Ergebnisse tribologischer Simulationen nur schwer verifizieren, denn solche Messungen sind mit hohem Aufwand verbunden (beispielsweise der Vergleich von Reibkräften und Leckagewerten). Die tribologische Simulation kann heute zwar gute qualitative Ergebnisse liefern, im quantitativen Vergleich mit Messergebnissen sind aber häufig noch nennenswerte Abweichungen zu beobachten.

7.4 Numerische Optimierung fluidtechnischer Systeme

7.4.1 Formalisierung der Systembeschreibung

Die Suche nach einer technisch und wirtschaftlich guten Lösung für eine technische Aufgabenstellung ist Teil eines jeden Entwurfs- und Entwicklungsprozess. Um unterschiedliche

konstruktive Varianten oder veränderte Parametersätze, für ein Gerät oder ein System hinsichtlich der in einem Lastenheft spezifizierten Anforderungen objektiv miteinander vergleichen zu können, müssen die Eigenschaften der einzelnen Konfigurationen hinreichend zuverlässig bekannt sein. Im Verlauf eines Optimierungsprozess ist dann zu prüfen, welche Konfiguration die an sie gestellten Anforderungen am besten erfüllt. Hierbei übernimmt die ganzheitliche numerische Simulation eine wichtige Funktion, denn eine experimentelle Validierung unterschiedlicher Konfigurationen kann sehr zeit- und kostenaufwendig, gelegentlich sogar gefährlich sein. Eine naheliegende Lösung für den Entwicklungsingenieur ist es, durch Simulationen und gezielte Variation unterschiedlicher Parameter die Konfigurationen hinsichtlich der Erfüllung der Zielvorgaben zu bewerten. Typische Variationsgrößen sind:

- die konstruktive Ausführung, beispielsweise Änderung der Designparameter wie geometrische Abmessungen oder Materialeigenschaften;
- Regelparameter wie Verstärkungen und Zeitkonstanten in einem Regelkreis;
- Performance Parameter, beispielsweise Eigenfrequenz eines Ventils oder seine Durchflusscharakteristik.

Dies ist traditionell ein manueller Entwicklungs- und Optimierungsprozess, wie er in Entwicklungsabteilungen weit verbreitet ist und bei dem der Ingenieur die unterschiedlichen Datensätze für die Simulationen vorgibt. Wegen der Komplexität der Wechselwirkungen und der nichtlinearen Zusammenhänge bei mechatronischen Systemen ist die Auswahl einer optimalen Konfiguration oft von einem langwierigen, von Expertenwissen und Vermutungen geprägten iterativen Entscheidungsprozess begleitet. Bei Verwendung eines Simulationsmodells sind die Voraussetzungen allerdings in jedem Falle günstiger, als bei einer rein experimentellen Optimierung.

Ein großer Teil der Ingenieuraufgaben bei der Optimierung (z. B. Bewertung, Parameteränderungen, erneute Simulation) lässt sich mit Hilfe einer numerischen Optimierungssoftware automatisieren. Numerische Optimierungswerkzeuge bieten mathematische Entscheidungshilfen bei der Auswahl unterschiedlicher technischer Lösungsmöglichkeiten. So gehört der Einsatz rechnerunterstützter Optimierungswerkzeuge im Rahmen von FEM- und CFD-Studien bereits zum Bestandteil des Entwicklungsprozess. Dies gilt zunehmend auch bei Systemsimulationen. Den typischen Kreislauf einer Optimierung veranschaulicht Abb. 7.46. Eine Optimierungsaufgabe besteht formal aus der Suche nach dem Maximal- oder Minimalwert einer Zielfunktion, welche das Ziel der Optimierung in Abhängigkeit der zu optimierenden Parameter formuliert. Die zu maximierende oder minimierende Zielfunktion bezeichnet man gelegentlich auch als Güte- oder Kostenfunktion. Im Allgemeinen werden Optimierungsaufgaben auf die Suche nach dem Minimum dieser Funktion zurückgeführt, denn mit $\max. f(x) = -\min. (-f(x))$ lassen sich Maximierungs- in Minimierungsprobleme umwandeln. Bei der Suche nach dem Optimum einer Zielfunktion werden alle Parameter, Abhängigkeiten und Randbedingungen im zu untersuchenden Parameterraum berücksichtigt [4, 19]. Durch den Einsatz rechnerunterstützter Optimie-

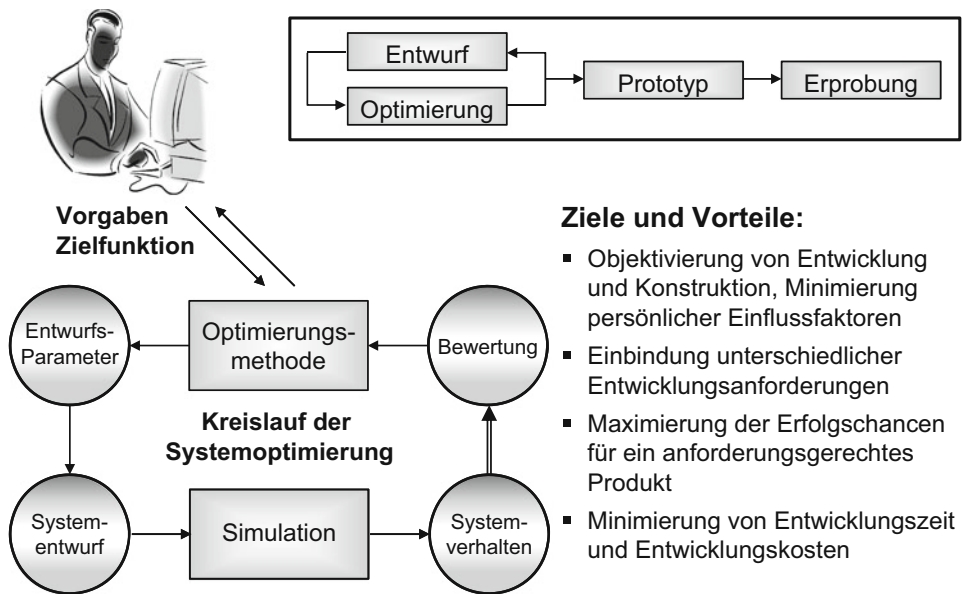


Abb. 7.46 Numerische Optimierung im Entwicklungsprozess nach Wehner [66]

rungsalgorithmen können nicht selten Lösungen gefunden werden, die ansonsten nicht erzielt worden wären.

Bei technischen Systemen gilt es oftmals, ein Optimierungsproblem mit mehreren voneinander unabhängigen Teilzielen zu lösen. Typisches Beispiel: Ein Antriebssystem soll auf eine Änderung des Eingangssignals möglichst schnell reagieren und gleichzeitig einen möglichst geringen Energieverbrauch haben. Die Optima der einzelnen Teilzielfunktionen können i. d. R. nicht dem Optimum der Gesamtzielfunktion entsprechen, sodass ein Zielkonflikt vorliegt. Aufgrund gegenläufiger Tendenzen der Teilzielfunktionen stellt die Lösung eines multi-kriteriellen Problems normalerweise einen Kompromiss aller Teiloptima dar. Diese Form der Optimierung bezeichnet man als Pareto-Optimierung. Sie wurde Ende des 19ten Jahrhunderts von Vilfredo F. Pareto (1848–1923) eingeführt und besagt:

Die Lösung einer Aufgabenstellung ist pareto-optimal, wenn es keine Lösung gibt, die hinsichtlich aller Zielvorgaben (Teiloptima) besser ist als die gewählte Lösung.

Dies bedeutet: Wenn man hinsichtlich eines Teilziels eine Verbesserung erreichen möchte, wird es mindestens ein Teilziel geben, das sich verschlechtert. Das Ergebnis einer Pareto-Optimierung ist nicht eine optimale Konfiguration, sondern eine Menge optimaler Konfigurationen, die einen Ausgleich zwischen den einzelnen Zielen repräsentiert. In manchen Optimierungsprozessen kann allerdings eine Anzahl von n Teilzielfunktionen $f_i(x)$ durch Wichtungsfaktoren a_i in einer Zielfunktion $f(x)$ zusammengefasst und somit auf ein

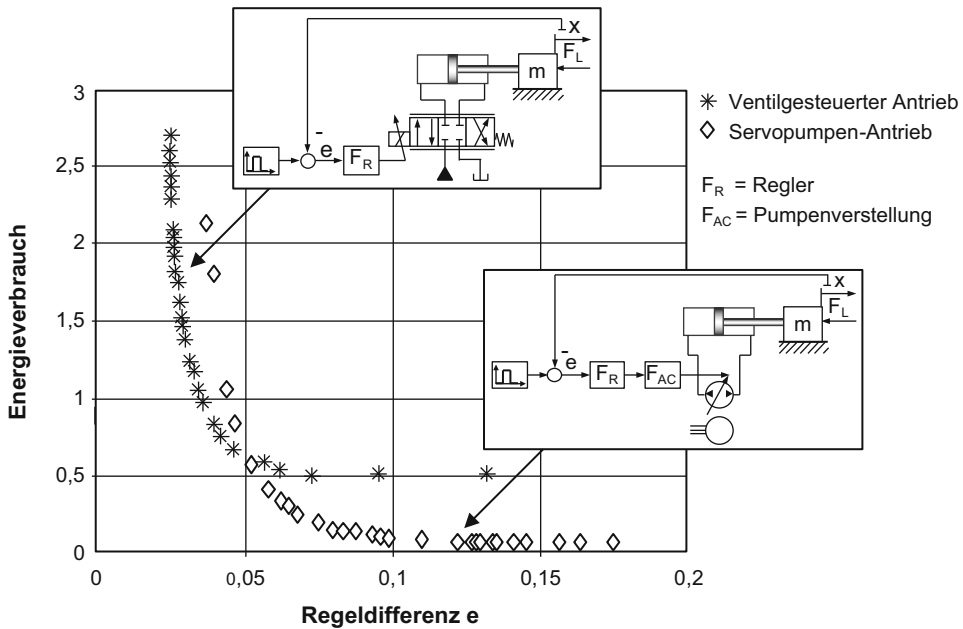


Abb. 7.47 Pareto-Optimierung für einen ventilgesteuerten Zylinderantrieb und einen Zylinderantrieb mit Pumpen-Direktregelung im Hinblick auf dynamisches Verhalten und Energieverbrauch [2, 52]

mono-kriterielles Optimierungsproblem zurückgeführt werden

$$f(x) = a_1 \cdot f_1(x) + a_2 \cdot f_2(x) + \dots + a_n \cdot f_n(x). \quad (7.7)$$

Die Wichtungsfaktoren a_i sind vom Entwickler anhand der Produktspezifikation vorzugeben, aber im frühen Entwicklungsstadium nicht immer eindeutig bestimmbar.

Ein Beispiel für eine Pareto-Optimierung zeigt Abb. 7.47. Hier sind die beiden prinzipiell unterschiedlichen Antriebskonzepte – lage geregelter Zylinderantrieb mit Ventilsteuerung und Verdrängersteuerung – hinsichtlich Zeitverhalten und Energieverbrauch für die gleiche Antriebsaufgabe miteinander verglichen. Eingangssignal ist eine sprungförmige Änderung der Position x . Die maximale Regeldifferenz $e = x_{soll} - x_{ist}$ charakterisiert das Zeitverhalten des Antriebs. Die Menge der pareto-optimalen Lösungen veranschaulicht den Zielkonflikt zwischen Energieverbrauch und gutem dynamischem Verhalten. Jeder Punkt der beiden Kurven repräsentiert eine optimale Lösung für unterschiedliche Parametergewichtungen. Durch die Auswahl der Geräteeigenschaften (Regelventil, Servopumpe) können die pareto-optimalen Punkte noch verändert werden. Ein Pumpen-Direktantrieb bietet Vorteile hinsichtlich des Energieverbrauchs; falls aber gutes Zeitverhalten (kleiner Regelfehler) im Vordergrund steht, ist in vielen Fällen ein ventilgesteuerter Antrieb vorteilhafter. Zur Auslegung eines Antriebssystems muss sich der Entwicklungsingenieur

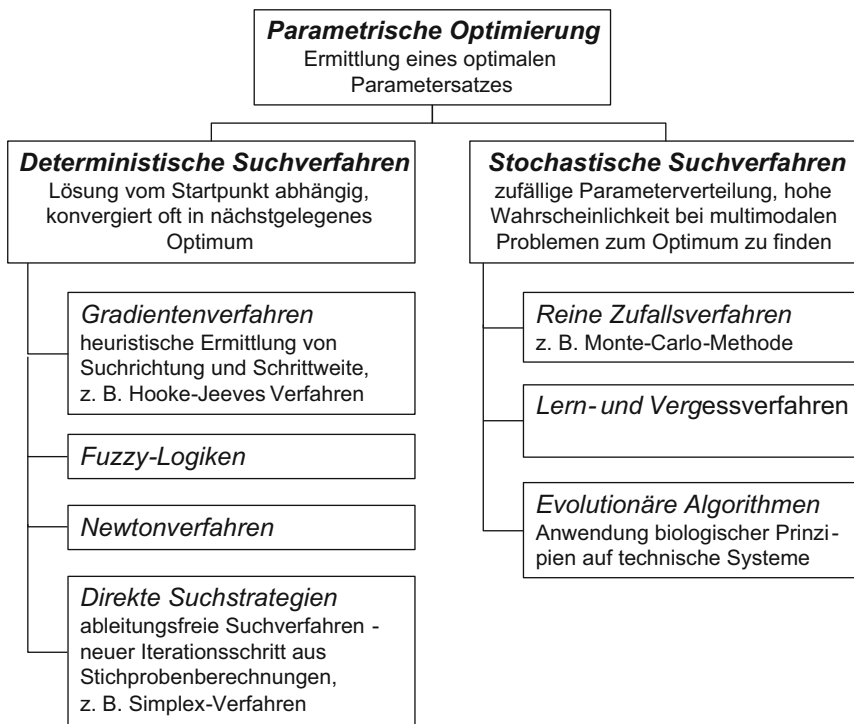


Abb. 7.48 Einordnung von Optimierungsstrategien [4, 19, 24, 37]

zunächst zwischen Ventil- und Pumpen-Direktregelung entscheiden und dann auf der entsprechenden Pareto-Kurve einen Parametersatz wählen, der den Anforderungen am besten entspricht [2, 52].

7.4.2 Parameterbasierte Optimierungsverfahren

Für die Optimierung fluidtechnischer Systeme stehen heute zahlreiche Verfahren zur Auswahl. Sie lassen sich im Prinzip in „Deterministische Suchverfahren“ und „Stochastische Suchverfahren“ gliedern, Abb. 7.48. Die wesentlichen Unterschiede liegen für den Anwender meist in der Konvergenzgeschwindigkeit, der Rechenzeit, dem zielsicheren Auffinden der Optima und der Robustheit während der Berechnung.

Deterministische Suchverfahren verändern die zu optimierenden Parameter ausgehend von einem Startpunkt. Da die Optimierungsverfahren die Variation der Parameter nach vorgegebenen Algorithmen (nicht wissensbasierte Suchverfahren) oder im Fall der Fuzzy-Logik in Form von Expertenregeln (wissensbasiertes Suchverfahren) durchführen, wird i. d. R. nur das Optimum gefunden, welches dem Startpunkt am nächsten liegt und deshalb

mit großer Wahrscheinlichkeit nur ein lokales Optimum darstellt. Die Stärke der deterministischen Verfahren liegt üblicherweise in der schnellen Konvergenz. Für unstetige, nicht differenzierbare Zielfunktion sind sie indes ungeeignet. Sollen sie zum Auffinden des globalen Optimums eingesetzt werden, so müssen zumindest teilweise Elemente der stochastischen Suchverfahren angewandt werden.

Stochastische Suchverfahren besitzen keine so große Affinität zu lokalen Minima; denn der Startpunkt wird mittels Zufallswerten für die zu optimierenden Parameter möglichst gleichmäßig über den zulässigen Wertebereich verteilt. Außerdem erfolgt die Variation der Parameter teilweise nach Zufallsregeln. Je nach Verfahren kann aber der Rechenaufwand bei einer Vielzahl von Parametern sehr hoch werden. Die Zufallsverfahren stellen keine Anforderungen an die Zielfunktion und sind für komplexe Aufgabenstellungen mit mehreren Zielvorgaben oftmals besser geeignet als deterministische Suchstrategien. Die Wahrscheinlichkeit, das globale Optimum zu finden, ist hoch. Allerdings kann bei einer Vielzahl von Parametern der Rechenaufwand kräftig steigen.

Die Auswahl eines Optimierungsverfahrens durch einen Entwickler ist nicht selten mit der Wahl des Simulationswerkzeuges oder früheren Erfahrungen mit einer Optimierungssoftware verknüpft. So bietet die Firma MathWorks für Optimierungsaufgaben bei Matlab/Simulink-Modellen eine „Optimisation Toolbox“ mit zahlreichen Algorithmen sowie eine „Neural Network Toolbox“ an. Das Simulationswerkzeug SimulationX der Firma iti bietet erprobte Schnittstellen zu mehreren leistungsfähigen kommerziellen Optimierungsprogrammen, wie optiY, optiSlang, mode FRONTIER und Isight, von Spezialanbietern [53, 62, 64]. Eine beste Optimierungsmethode oder ein bestgeeignetes Softwareprodukt für die Fluidtechnik ist bisher nicht ausgewiesen; die Aufgabenstellungen sind zu unterschiedlich und zu komplex. Allerdings gibt es zahlreiche gute Beispiele für erfolgreich eingesetzte rechnerunterstützte Optimierungsverfahren.

Eine der ersten Anwendungen ist die Optimierung der Regelung einer hydraulischen Presse mit Hilfe der Evolutionsstrategie durch Schulz [59]. Eine weitere, praxisorientierte Lösung ist die Optimierung der Regelparameter für die Positionsregelung eines industriellen Hydraulikventils [8, 51]. Allerdings wird die Evolutionsstrategie hier mit einem lokal arbeitenden Optimierungsverfahren kombiniert, um die Rechenzeit zu verkürzen und die Anwendung zu vereinfachen. Mit evolutionären Algorithmen lassen sich auch konstruktive Merkmale fluidtechnischer Geräte erfolgreich optimieren, wie beispielsweise Fiedler gezeigt hat [19]. Fuzzy-Logic bietet die Möglichkeit, Optimierungsstrategien alleine anhand allgemeiner Regeln, die auf Expertenwissen beruhen, zu formulieren. So lassen sich insbesondere komplexe, nichtlineare Systeme oft mit vergleichsweise geringem Aufwand hinreichend gut optimieren. Fuzzy-Logic wird in fluidtechnischen Anwendungen bisher überwiegend zur Optimierung adaptiver Regler eingesetzt, beispielsweise bei lagegeregelten Zylinderantrieben oder sekundär geregelten Antriebssystemen, u. a. [35, 67]. Künstliche Neuronale Netze (KNN) bieten zwar eine vorteilhafte Methode, nichtlineare Übertragungseigenschaften in die Systembeschreibung und Optimierung zu integrieren; sie sind selber aber kein Optimierungsalgorithmus, u. a. [4, 37, 38]. Bei den deterministischen Suchver-

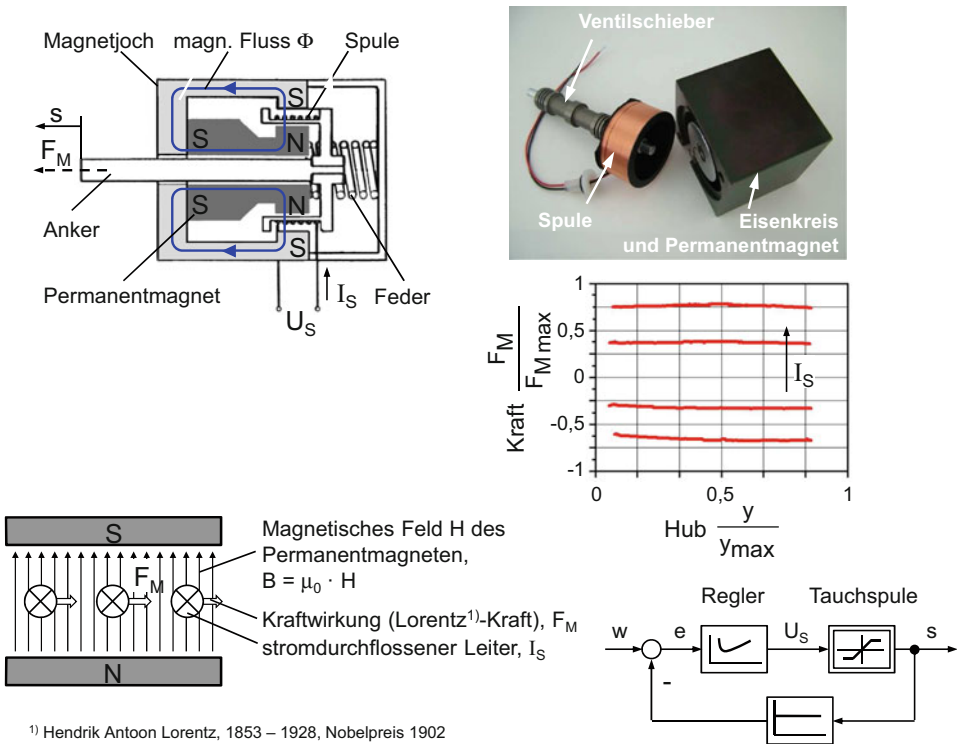


Abb. 7.49 Prinzipieller Aufbau und typische Kennlinien eines Tauchspulenaktors nach Fiedler [19, 20]

fahren ist der Algorithmus von Hooke-Jeeves wiederholt in der Fluidtechnik erfolgreich eingesetzt worden, z. B. [4, 19].

7.4.3 Optimierung am Beispiel eines Tauchspulenreglers

In der Vorsteuerung von Regel- oder Servoventilen werden stetig wirkende elektromechanische Umformer eingesetzt, die sehr gutes dynamisches Verhalten und eine möglichst geringe Aufnahme elektrischer Leistung aufweisen sollen. Gutes dynamisches Verhalten des Umformers ist notwendig, um ein Gesamtventil mit hoher Eigenfrequenz bauen zu können; eine geringe elektrische Leistungsaufnahme verringert Wärme Probleme in der Ansteuer- und Regelelektronik und erleichtert ihre räumliche Integration in das Ventilgehäuse. Als Beispiel für eine numerische Optimierungsaufgabe wird hier eine Arbeit von Fiedler zu einer Tauchspule vorgestellt [19]. Ziel der beschriebenen Entwicklung war es, eine vorhandene Tauchspule hinsichtlich des dynamischen Verhaltens zu verbessern und gleichzeitig die Stromaufnahme zu reduzieren.

Die Arbeitsweise einer Tauchspule, Abb. 7.49, beruht auf dem Grundprinzip der Elektrodynamik, den elektrisch-magnetischen Wechselwirkungen. Sie besteht im Wesentlichen aus einer in einem Permanentmagnetfeld federnd aufgehängten, in axiale Richtung frei beweglichen Spule. Der zentrische angeordnete Permanentmagnet induziert im umgebenden Eisenkreis ein konstantes, homogenes Magnetfeld. Ein elektrischer Strom in der Spule erzeugt ebenfalls ein Magnetfeld, das sich mit dem Feld des Permanentmagneten überlagert. Aus den Wechselwirkungen beider Magnetfelder resultiert eine Kraft F_M auf die Spule und den an ihr befestigten Ventilschieber. Die Richtung der Kraft F_M ist senkrecht zur Fläche, die vom Vektor des stromführenden Leiters und dem Vektor der magnetischen Flussdichte B aufgespannt wird, und sie ist abhängig von der Richtung des Stroms I_S . Eine Umkehrung der Stromrichtung führt zu einer Umkehr der Krafrichtung, sodass man einen bidirektionalen Aktor erhält. Die statische Auslenkung s der Spule ergibt sich aus der Steifigkeit der eingebauten Feder, den Strömungs- und Reibkräften sowie der elektromagnetischen Kraft F_M .

Gutes dynamisches Verhalten erfordert eine hohe Kraft F_M am Anker, um die bewegten Teile in der Ventilvorsteuerung zu beschleunigen sowie die Gegenkräfte zu überwinden. Der Betrag der Kraft F_M ist weitestgehend proportional zur magnetischen Flussdichte B in den Luftspalten zwischen Spule und Magnetjoch. Die Flussdichte B selbst ist abhängig vom Spulenstrom I_S , von den geometrischen Verhältnissen im Luftspalt zwischen Spule und Magnetjoch, von der Spulenposition sowie den magnetischen Widerständen und Wirbelströmen im Eisenkreis. Die numerische Optimierung im vorliegenden Beispiel hat zwei Zielvorgaben:

- Die Verbesserung des dynamischen Verhaltens und
- die Verringerung der maximal aufgenommenen Leistung durch die Tauchspule im Vergleich zu dem bestehenden Aktor.

Mathematisches Modell. Um einen rechnerunterstützten Optimierungsvorgang durchführen zu können, ist ein mathematisches Modell der Tauchspule erforderlich, das die zu optimierenden physikalischen Zusammenhänge möglichst gut beschreibt. Dazu bieten sich zwei Methoden an: der Einsatz eines Netzwerkmodells mit konzentrierten Parametern (Reluktanzmodell) oder ein FEM-Modell. Im vorliegenden Beispiel wird ein Netzwerkmodell eingesetzt, da hierdurch der Aufbau eines vollständigen multi-domain Ventilmodells mit vergleichsweise kurzen Rechenzeiten realisiert werden kann. Die verschiedenen Eisen- und Luftabschnitte entlang des Wegs einer Feldlinie durch den Magnetkreis werden im Modell zu magnetischen Widerständen (Reluktanzen) zusammen gefasst und in einem Netzwerk miteinander verbunden (Reluktanzmodell). Derartige magnetische Netzwerke sind formal den elektrischen Netzwerken bestehend aus Widerständen, Induktivitäten und Kapazitäten vergleichbar [33]. Ein Reluktanzmodell erlaubt die Abbildung des statischen und dynamischen Verhaltens der Tauchspule und ermöglicht aufgrund der geometrieorientierten Modellstruktur den Einsatz numerischer Optimierungsverfahren. Die Parametrierung eines Reluktanzmodells erfolgt ausschließlich anhand von Konstruktionsdaten, Materialdaten und FEM-Simulationsergebnissen.

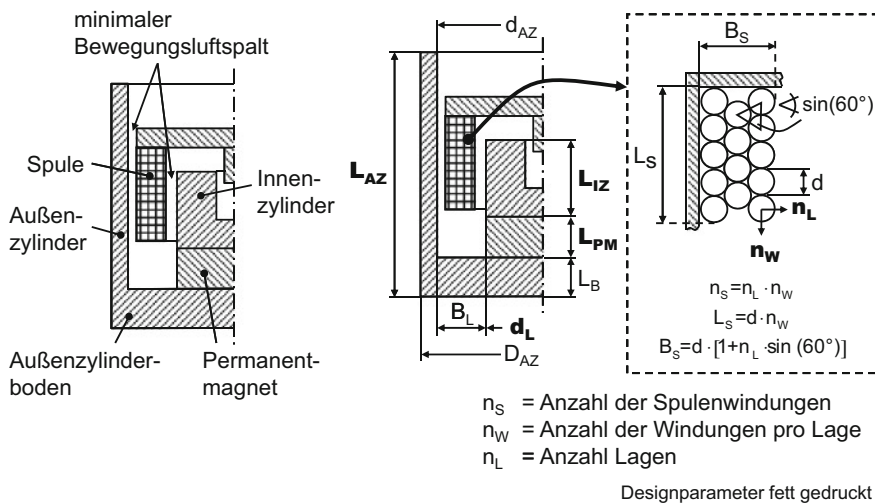


Abb. 7.50 Konstruktive Designparameter eines zu optimierenden Tauchspulenaktuators nach Fiedler [19]

Zielfunktionen Um beide Zielvorgaben dem Optimierungsprozess zugänglich zu machen, muss man sie als zu minimierende Zielfunktionen mathematisch formulieren. Als ein besonders geeignetes Gütemaß zur Bewertung des dynamischen Verhaltens hat sich das ITAE-Kriterium bewährt, bei dem folgendes Integral ein Minimum werden muss:

$$\int_0^{\infty} t \cdot [w(t) - s(t)] dt \rightarrow \text{Minimum.} \quad (7.8)$$

Der Sollwert $w(t)$ wird hierbei sprunghaft geändert und $s(t)$ beschreibt den Istwert des Ankerwegs. Die ITAE-Bedingung bewertet außer der Abweichung $e(t) = w(t) - s(t)$ zwischen Beharrungszustand und Übergangsfunktion vor allem die Dauer der Abweichung $e(t)$ infolge der Multiplikation von e mit t . Bei Vorgängen, bei denen Aus- und Einfahrvorgänge zu berücksichtigen sind, muss eine gute Auslegung beide Vorgänge gleichberechtigt bewerten.

Die Zielfunktion für die maximal aufgenommene elektrische Leistung P_{el} ergibt sich aus den Größen Spulenstrom I_S und Spulenspannung U_S :

$$P_{el} = I_S \cdot U_S \rightarrow \text{Minimum.} \quad (7.9)$$

Designparameter Die zu optimierenden Größen – u. a. geometrische Abmessungen, Materialdaten, Regelparameter – werden als Designparameter oder Designvariablen bezeichnet. In Abb. 7.50 sind die wesentlichen konstruktiven Komponenten der Tauchspule dargestellt: der Eisenkreis bestehend aus Innen- und Außenzylinder, der Permanentmagnet und die Spule. Die zu optimierenden Designparameter sind im Bild fett hervorgehoben.

Die Geometrie dieser Komponenten kann allerdings nicht völlig unabhängig voneinander variiert werden, denn die Veränderung einzelner Größen bedingt die Veränderung weiterer Designparameter. So darf beispielsweise die Zylinderlänge L_{AZ} die Summe der Längen des Zylinderbodens L_B , des Permanentmagneten L_{PM} und des Innenzylinders L_{IZ} nicht unterschreiten. Solche Abhängigkeiten fließen in Form von Restriktionen in den Optimierungsprozess ein.

Veränderungen der Tauchspulengeometrie, vor allem im Bereich des Luftspalts haben großen Einfluss auf die Aktorkraft F_M und das dynamische Verhalten; Luftspalte erhöhen den magnetischen Widerstand erheblich. Daher sollen der Innendurchmesser des Luftspalts d_L und die Breite der Spule B_S unter Einhaltung des für eine kontaktfreie Bewegung notwendigen minimalen Luftspalts variiert werden. Die Abmessungen der Spule L_S und B_S ergeben sich aus der Anzahl der Windungen pro Lage n_W , der Anzahl der Lagen n_L und dem entsprechenden Drahtdurchmesser d . Der Durchmesser d des Spulendrahts und dessen spezifische Leitfähigkeit werden vorausgewählt und durch den Optimierungsprozess nicht variiert. Somit ergibt sich der Spulenwiderstand R_S unmittelbar aus der durch die Anzahl der Spulenwindungen n_S bestimmbaren Drahtlänge. Die Daten des Magnetmaterial, Remanenzflussdichte B_r und Koerzitivfeldstärke H_C , werden entspricht am Markt verfügbarer Materialien gewählt. Die Verstärkungen und Zeitkonstanten des Reglers sind ebenfalls Variable im Optimierungsprozess.

Sensitivitätsanalyse. Sie wird dem eigentlichen Optimierungsprozess vorangestellt. Das vorrangige Ziel dieser rechnergestützten Untersuchung ist es, die Zahl der zu berücksichtigenden Designparameter zu verringern und die Rechenzeit für den Optimierungsprozess in vertretbaren Grenzen zu halten. Die Sensitivitätsanalyse beantwortet im Wesentlichen die folgenden Fragen:

- Welche Designparameter haben den größten Einfluss auf das Systemverhalten?
- Welche Designparameter haben keinen relevanten Einfluss?
- Welche Wechselwirkungen bestehen zwischen den Designparametern?

Allerdings müssen auch bei einer Modellreduktion die korrekten physikalischen Zusammenhänge beibehalten werden, und das Verhalten des Modells muss möglichst genau dem realen System entsprechen. Im vorliegenden Beispiel kann keiner der untersuchten 15 Designparameter als besonders einflussreich oder vernachlässigbar charakterisiert werden, sodass eine Modellreduktion nicht möglich ist.

Parameteroptimierung. Zur Lösung der hier vorgestellten Optimierungsaufgabe wird die Evolutionsstrategie eingesetzt. Als Simulationswerkzeug wurde Simulation X® und als Optimierungssoftware OptiY® eingesetzt. Die Leistungsfähigkeit einer derartigen Toolkopplung entscheidet sich an der Schnittstelle zwischen dem Simulationsmodell und der Definition des Optimierungsproblems sowie an der Schnittstelle zwischen dem Optimierungsverfahren und den Aufrufen der Simulationsrechnungen.

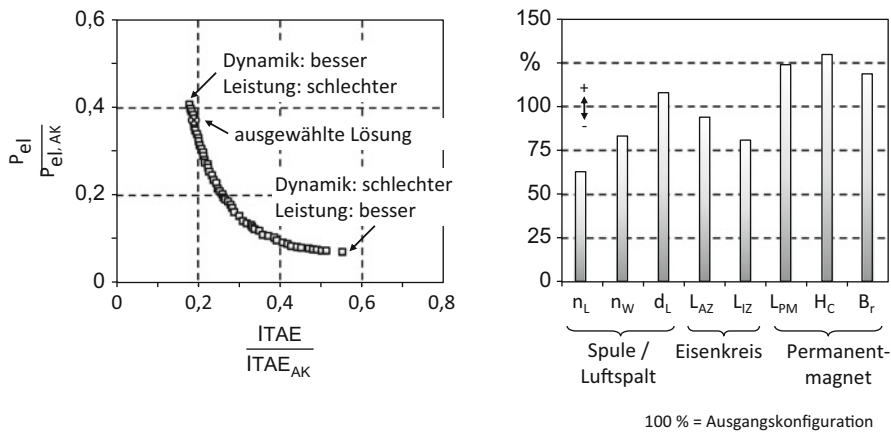


Abb. 7.51 Mit der Evolutionsstrategie berechnete Pareto-Front $P_{el} = f(ITAE\text{-Kriterium})$ für die Optimierung einer Tauchspule und Vergleich einiger Konstruktionsparameter der ausgewählten pareto-optimimalen Lösung mit der Ausgangskonfiguration nach Fiedler [19]

Abbildung 7.51 zeigt Ergebnisse des Optimierungsverfahrens. Die Pareto-Front veranschaulicht die gegenläufige Tendenz zwischen aufgenommener elektrischer Leistung und gutem dynamischen Verhalten. Für die Steigerung der Leistungsgrenzen der Tauchspule steht die Verbesserung der Dynamik im Vordergrund, allerdings hat sich bei der ausgewählten Lösung die Leistungsaufnahme gegenüber der ursprünglichen Ausführung in etwa halbiert. Der rechte Bildteil zeigt Veränderungen einiger Designparameter im Verhältnis zur Ausgangskonfiguration für die gewählte pareto-optimale Lösung.

Optimierung von Robustheit und Zuverlässigkeit. Im Anschluss an eine Parameteroptimierung ist eine Robustheits- und Zuverlässigkeitsanalyse notwendig, denn infolge von Fertigungstoleranzen, Umgebungseinflüssen, Alterung und Verschleiß kann sich das Verhalten des optimierten Systems verändern. Die Veränderungen müssen allerdings innerhalb zulässiger Grenzen bleiben. Rechner-Hardware sowie Simulations- und Optimierungssoftware haben einen Entwicklungsstand erreicht, der es ermöglicht, solche toleranzbedingten Zuverlässigkeitsuntersuchungen in den Entwurfs- und Entwicklungsprozess einzubeziehen, sodass sich Auswirkungen der Streuung von Systemparametern bereits in der Entwurfsphase systematisch untersuchen lassen.

Das Ziel dieses Optimierungsvorgangs besteht in der Suche nach Parameterkombinationen mit einer möglichst geringen Varianz der Zielgröße in Abhängigkeit der Varianz der Designparameter, die Streuungen unterliegen. Da man i. Allg. von einer geringen Abweichung des robusten und zuverlässigen Optimums vom bereits berechneten Optimum ausgehen kann, werden vielfach lokale Optimierungsmethoden bevorzugt, die geringe Rechenzeiten und bessere Konvergenz haben als globale Verfahren. Ein solches loka-

les Verfahren für die Toleranz-Simulation ist die Second Order Analysis, das auch als Toleranzanalyse zweiter Ordnung bezeichnet wird.

Die Untersuchung von Robustheit und Zuverlässigkeit bei neuen technischen Lösungen ist insbesondere bei immer kleiner werdenden Bauteilen der Mikro-Mechatronik von großer Bedeutung. Die Anwendung numerischer Optimierungsverfahren geht oft mit sehr langen Rechenzeiten (Tagen) einher. Ursache ist die große Zahl von Simulationen, die man braucht, um das Minimum eines Optimierungsproblems zu ermitteln. Im Vorfeld der Optimierungsrechnungen hilft die Sensitivitätsanalyse, die Anzahl von Parametern zu reduzieren. Eine weitere deutliche Verkürzung der Rechenzeit im Optimierungsprozess kann durch eine parallele Bearbeitung der Simulationen auf mehreren Prozessoren erfolgen. Die gesamte Berechnungsaufgabe wird dabei auf eine Mehrprozessor-Workstation oder ein Computer-Cluster aufgeteilt und von den verfügbaren Prozessorkernen gleichzeitig bearbeitet. Man bezeichnet dies als High Performance Computing (HPC). Da die Rolle von Simulation und Optimierung im Entwurfs- und Entwicklungsprozess immer wichtiger wird, rücken auch leistungsfähige Rechentechniken wie HPC immer stärker in den Blickpunkt der Ingenieure.

Literatur

1. Abel, A., Schreiber, U., Blochwitz, T., Schindle, J.: Innovative Werkzeuge zur Antriebskonstruktion. *Antriebstechnik* **11**, 58–61 (2004) (Teil II: 2/2005, 26–29)
2. Anderson, J.: Multiobjective optimisation in engineering design – application to fluid power systems. Dissertation, Linköping University, Schweden (2001)
3. ANSYS Inc. Homepage auf: <http://www.ansys.com>. Zugegriffen: 5. Juli 2013
4. Baum, H.: Einsatzpotenziale Neuronaler Netze bei der CAE-Tool unterstützten Projektierung fluidtechnischer Antriebe. Dissertation, RWTH Aachen (2001)
5. Birmes, G., von Dombrowski, M.H.: Durchgängiges Engineering im Bereich der Fluidtechnik – Konstruktions-Workflow durch direkte Kopplung von Dokumentation und Simulation. *Ölhydraul. Pneum.* **51**(8), 470–472 (2007)
6. Blejchar, T., Helduser, S., Rüdiger, F.: CFD-Analyse – Schallentstehung in hydraulischen Ventilen. *Ölhydraul. Pneum.* **4**, 68–75 (2006)
7. Bosch Rexroth, L.: HYVOS – Simulation ventilgesteuerter Zylinderantriebe, Homepage auf: <http://www.boschrexroth.de>. Zugegriffen: 12. Juli 2013
8. Braun, J., Krettek, J., Hoffmann, F., Bertram, T., Lausch, H., Schoppel, G.: Struktur- und Parameteridentifikation mit Evolutionären Algorithmen. *at-Automatisierungstechnik* **6**, 340–352 (2011) (Oldenbourg Wissenschaftsverlag GmbH)
9. Bredau, J.: Numerische Strömungsberechnung und experimentelle Strömungsvisualisierung in der Pneumatik. Dissertation, TU Dresden (2000)
10. Cadmould, Firma Simcon Kunststofftechnische Software GmbH, Würselen: <http://www.simcon-worldwide.com>. Zugegriffen: 28. Juni 2013
11. Cellier, F., Elmquist, H., Otter, M.: Modeling from physical principles. In: Levin, W. (Hrsg.) *The control handbook*, S. 99–107. CRC Press, Boca Raton (1996)
12. CODESYS- Projektierungssoftware nach IEC 61131-3 für Steuerungsanwendungen, Homepage auf: <http://de.codesys.com>. Zugegriffen: 10. Dez. 2013

13. Deiters, H.: Standardisierung von Lastzyklen zur Beurteilung der Effizienz mobiler Arbeitsmaschinen. Dissertation, TU Braunschweig (2009)
14. Dronka, S.: Die Simulation gekoppelter Mehrkörper- und Hydraulik- Modelle mit Erweiterung für Echtzeitsimulation. Dissertation, TU Dresden (2004)
15. DSHplus, Firma Fluidon Aachen, Homepage auf: <http://www.fluidon.com/>, Zugegriffen: 5. Mai 2013
16. Ehrhard, M., Weber, J., Wehner, D.: Numerische Strömungsberechnung (CFD) im Ventilentwurf, Fluid-Struktur-Interaktion (FSI) und deren Anwendungspotential. *Ölhydraul. Pneum. Fluidtech. Maschinen Anlagenbau* **9**, 440–445 (2011)
17. Ferziger, J.H., Peric, M.: Numerische Strömungsmechanik. Springer-Verlag (2008)
18. Feuser, A.: Simulation Technology in Research, Development and Applications for Fluid Power, 4th International Fluid Power Conference (IFK), Dresden 2004, Bd. 1, S. 29–46 IFK Dresden 2004, Bd. 1, S. 29–46
19. Fiedler, M.: Modellbildung und numerische Optimierung am Beispiel eines sevo pneumatischen Membranzylinderantriebs. Dissertation, TU Dresden (2010)
20. Fiedler, M., Helduser, S., Wehner, D.: Coupled simulation for the virtual product development of electro-hydraulic valves, 7th international fluid power conference (IFK), Dresden, Bd. 2, S. 431–444 (2010)
21. Functional Mock-up Interface: <https://www.fmi-standard.org/>. Zugegriffen: 5. Mai 2013
22. Geißler, G.: Optimierung und Einsatzgrenzen von Druckventilen, Dissertation. TU Dresden (2002)
23. Gels, S.: Einsatz konturierter und beschichteter Kolben-Buchse-Paare in Axialkolbenmaschinen in Schrägscheibenbauweise. Dissertation, RWTH Aachen (2011)
24. Graichen, K.: Methoden der Optimierung und Optimalen Steuerung, Vorlesungsmanuskript WS 2012/2013, Institut für Mess-, Regel- und Mikrotechnik, Universität Ulm
25. Großmann, K.: Die Realität im Virtuellen – Simulation in technischen Anwendungen, TU Dresden, Schriftenreihe des Institut für Werkzeugmaschinen (1998)
26. Großmann, K.: Zukunftspotential – Simulation, Dresdner Tagung Simulation im Maschinenbau, TU Dresden (2000)
27. Helbig, A.: Energieeffizientes elektrisch-hydrostatisches Antriebssystem am Beispiel der Kunststoff-Spritzgießmaschine. Dissertation, TU Dresden (2007)
28. Helduser, S.: Simulation in der Fluidtechnik. *O+P Ölhydraul. Pneum.* **46**, 27–36 (2002)
29. Helduser, S., Mäsing, R., Michaeli, W., Radermacher, T.: Vergleich des Betriebsverhaltens elektrohydraulischer und elektrisch-mechanischer Antriebssysteme für Kunststoff-Spritzgießmaschinen, AiF-Abschlussbericht (2009)
30. Helduser, S.: Grundlagen elektrohydraulischer Antriebe und Steuerungen, Vereinigte Fachverlage Mainz, Mainz (2013)
31. HYDAC: ASP 5.0 – Accumulator simulation program, homepage auf: <http://www.hydac.com>. Zugegriffen: 15. Juli 2013
32. Jähne, H.: Struktursystematik und Effizienzpotentiale hydraulischer Fahrtriebe unter Einbeziehung der Applikation. Dissertation, TU Dresden (2012)
33. Kallenbach, E., Eick, L., Quendt, P.: Elektromagnete: Grundlagen, Berechnung, Entwurf und Anwendung, 2. Aufl. B. G. Teubner, Stuttgart (2003)
34. Kett, R.: Virtuelle Inbetriebnahme von Reglern und Steuergeräten. Tagungsband 5. Kolloquium Mobilhydraulik, Karlsruhe (2008)
35. Klein, A.: Einsatz der Fuzzy-Logik zur Adaption der Positionsregelung fluidtechnischer Zylinderantriebe. Dissertation, RWTH Aachen (1993)
36. Klein, A., Grätz, U., Schindler, J., Sanders, D.: Mechatronik als neue Herausforderung für die Hydrauliksimulation. *O+P Ölhydraul. Pneum.* **3**, 148–152 (2005)

37. Kögl, C.: Verstellbare hydrostatische Verdrängereinheiten im Drehzahl- und Drehmomentregelkreis am Netz mit angepasstem Versorgungsdruck. Dissertation, RWTH Aachen (1995)
38. Kohmäscher, T.: Modellbildung hydrostatischer Antriebsstrangkonzeppte. Dissertation, RWTH Aachen (2008)
39. Lahres, B.; Rayman, G.: Objektorientierte Programmierung, Galileo Computing, Bonn, (2009)
40. Laurien, E., Oertel, H. Jr.: Numerische Strömungsmechanik. Springer-Verlag (2011)
41. Lecheler, S.: Numerische Strömungsberechnung : Schneller Einstieg durch ausführliche praxisrelevante Beispiele. Vieweg+Teubner-Verlag/GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden (2009)
42. LMS Imagine. Lab AMESim, Homepage auf: <http://www.lmsgermany.com/>. Zugegriffen: 5. Mai 2013
43. Lohse, H., Helduser, S., Marthiens, O., Matthias, T., Behrens, B.-A.: Reglerauslegung für hydraulische Tiefziehpressen – Unterstützt durch ganzheitliche Simulation. O+P Ölhydraul. Pneum. **1–2**, 68–75 (2010)
44. Matlab/Simulink, Firma MathWorks, Homepage auf: <http://www.mathworks.de/>. Zugegriffen: 5. Mai 2013
45. Modelica, A. Unified object-oriented language for physical systems modelling, language specification. <http://www.modelica.org/>. Zugegriffen: 5. Mai 2013
46. Müller, L., et al.: Messverfahren und numerische Modellierung von Kavitation in einem ölhydraulischen Ventil. O+P Ölhydraul. Pneum. **2**, 20–26 (2003) (Vereinigte Fachverlage Mainz)
47. Murrenhoff, H., von Dombrowski, R., Verkoyen, T.: Fluidtronic – Entwicklungsumgebung für fluidtechnisch-mechatronische Systeme, wt Werkstattstechnik online, Jahrgang 01 (2009)
48. Neidhold, T., et al.: Kooperation von Simulatoren durch Kopplung, 8. GMM-Workshop: Methoden und Werkzeuge zum Entwurf von Mikrosystemen, Berlin, ISSN 0947-1413 (1999)
49. Oertel, H. Jr.: Prandtl-Führer durch die Strömungslehre, Grundlagen und Phänomene. Springer-Verlag (2012)
50. OPC Foundation: Interoperability standard for industrial automation. <http://www.opcfoundation.org>. Zugegriffen: 10. Dez. 2013
51. Ottersbach, B.: Dezentrale Strategieelemente für Evolutionsstrategien und Anwendungen zum Reglerentwurf Dissertation, TU Dortmund (2005)
52. Palmberg, J.-O.: Simulation as a key tool to improve the fluid power system design process, The fifth international conference on fluid power transmission and control (ICFP 2001), April 3–5, Hangzhou, China
53. Pham, T.-Q.; Kamusella, A.: Zuverlässigkeit in der virtuellen Produktentwicklung, Online-Print in „Digital Engineering Magazin“, <http://www.optiy.de/Applications.html>. Zugegriffen: 21. Juni 2013
54. Profibus, H.: <http://www.profibus.com>. Zugegriffen: 10. Dez. 2013
55. Räcklebe, S. et al.: Co-Simulation of the Injection Unit of an Injection Moulding Machine, 6th International Fluid Power Conference (IFK), Dresden 2008, Bd. 2, S. 65–81
56. Rüdiger, F.; Klein, A.; Schütze, J.: Gekoppelte Simulation in der Hydraulik, O+P Ölhydraulik und Pneumatik **47** (2003), Nr. 5, S. 356–359
57. Sannelius, M.: On Complex Hydrostatic Transmission-Design of a Two-Motor Concept using Computer Aided Development Tools, Dissertation, Linköping University, Sweden (1999)
58. Schuh, G.; Müller, J.; Nussbaum, C.: Fluidtronic – Entwicklungsumgebung für fluidtechnisch-mechatronische Systeme, Tagungsband 6. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik, RWTH Aachen (2008)
59. Schulz, R.: Berechnung des dynamischen Verhaltens hydraulischer Antriebe großer Leistung für Umformmaschinen, Dissertation, RWTH Aachen (1979)
60. Schuster, G.: CFD-gestützte Maßnahmen zur Reduktion von Strömungskraft und Kavitation am Beispiel eines hydraulischen Sitzventils. Dissertation, RWTH Aachen (2005)

61. Schwarz, P.: Physically Oriented Modeling of Heterogenous Systems, 3rd IMACS Symposium of Mathematical Modelling (MATHMOD), Wien 2000, Bd. 1, S. 309–318
62. SimulationX, ITI GmbH Dresden, Homepage auf: <http://www.iti.de>. Zugegriffen: 28. Juni 2013
63. STAR-CD, Firma CD-adapco, Homepage auf: <http://www.cd-adapco.com>. Zugegriffen: 5. Juli 2013
64. Uhlig, A., Grätz, U.: Model based design und systemsimulation mit simulation und toolintegration mit optiSLang, 9. Weimarer Optimierungs- und Stochastiktage (Nov. 2012)
65. VDI-Richtlinie 2206: Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme, Düsseldorf (2004)
66. Wehner, D.: Modellbasierter Systementwurf am Beispiel vorgesteuerter Druckbegrenzungsventile. Dissertation, TU Dresden (2008)
67. Weishaupt, E.: Adaptive Regelungskonzepte für eine hydraulische Verstelleinheit am Netz mit aufgeprägtem Versorgungsdruck im Drehzahl- Drehwinkelregelkreis. Dissertation, RWTH Aachen (1995)
68. Wustmann, W.: Experimentelle und numerische Untersuchung der Strömungsvorgänge in hydrostatischen Verdrängereinheiten am Beispiel von Außenzahnrad- und Axialkolbenpumpe. Dissertation TU Dresden (2009)
69. Wustmann, W., Helduser, S.: Strömungsanalyse von Kolbenpumpen zur Verbesserung des Betriebsverhaltens. O+P Ölhydraul. Pneum. **10**, 366–374 (2011)

Zusammenfassung

Die neue Sicherheitsnorm DIN EN ISO 13849 bietet seit Januar 2012 eine technologie-unabhängige Basis für den Aufbau sicherheitsbezogener Steuerungen und Schutzeinrichtungen. Sie verbindet die bewährte Strukturierung sicherheitstechnischer Aspekte nach Kategorien (Deterministik) aus der alten Sicherheitsnorm DIN EN 954 mit der Wahrscheinlichkeit für das Eintreten einer Gefährdung (Probabilistik); sie berücksichtigt die Zuverlässigkeit der verwendeten Bauteile (MTFFd), die Qualität von Maßnahmen zur Fehlererkennung (Diagnosedeckungsgrad) und die Anfälligkeit eines Systems hinsichtlich Mehrfachfehlern.

Falls eine sichere Maschine konstruktiv nicht realisierbar ist, muss durch "Funktionale Sicherheit" das Risiko angemessenen gemindert werden. Als Funktionale Sicherheit bezeichnet man eine Schutzeinrichtung, welche die Maschinensteuerung in Form von Sicherheitsfunktionen ausführt. Die Quantifizierung der sicherheitstechnischen Qualität einer Maschinensteuerung erfolgt durch den Performance Level. Er gibt in fünf Stufen an, wie hoch die Wahrscheinlichkeit eines gefährlichen Ausfalls pro Stunde ist.

Die Methodik der neuen Sicherheitsnorm und die Regeln bei der Gestaltung einer Sicherheitsfunktion werden am Beispiel der elektrohydraulischen Antriebe einer Werkzeugmaschine erläutert.

8.1 Gesetzliche Rahmenbedingungen und Normen

Die grundlegenden Anforderungen, denen Maschinen bei Sicherheit und Gesundheitsschutz von Personen und Umwelt genügen müssen, sind in der Richtlinie 2006/42/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 17. Mai 2006 über Maschinen (kurz: Maschi-

nenrichtlinie 2006/42/EG) niedergelegt. Dies ist eine überarbeitete Fassung der Richtlinien aus dem Jahr 1989. Die neue Maschinenrichtlinie ist seit dem 29. Dezember 2009 anzuwenden. Sie verfolgt zwei Ziele: Sie soll in Europa die Anforderungen harmonisieren, denen Maschinen im Hinblick auf ein hohes Niveau an Sicherheits- und Gesundheitsschutz genügen müssen, und sie soll den freien Verkehr von Maschinen innerhalb des europäischen Binnenmarktes gewährleisten [27]. Im Anhang I der Maschinenrichtlinie sind allgemeine Grundsätze für Konstruktionen und Bau von Maschinen und Sicherheitsbauteilen genannt, um Unfallrisiken auf ein akzeptables Maß zu reduzieren:

- die Beseitigung oder Minimierung von Gefahren durch die Konstruktion der Maschine,
- das Ergreifen von Schutzmaßnahmen gegen Gefahren, die nicht beseitigt werden können,
- die Information des Benutzers und des Anwenders der Maschine über die verbleibenden Restgefahren.

Die Maschinenrichtlinie ist wie alle Richtlinien, die auf der Grundlage des EG-Vertrags erlassen werden, rechtlich nicht bindend. Die Bestimmungen müssen durch den Gesetzgeber in den Mitgliedsstaaten in nationales Recht umgesetzt werden. In Deutschland ist dies im Dezember 2009 durch die neunte Verordnung zum Geräte- und Produktsicherheitsgesetz (Maschinenverordnung – 9. ProdSV) geschehen. Sie nimmt unmittelbaren Bezug auf Anhang I der Maschinenrichtlinie 2006/42/EG und schreibt damit den Maschinenherstellern die Einhaltung der dort angegebenen Schutzziele bei Maschinen und Anlagen gesetzlich vor.

In der Praxis liegt die Einhaltung aller einschlägigen Bestimmungen der Maschinenrichtlinie alleine in der Verantwortung des Maschinenherstellers. Eine Maschine wird als den Bestimmungen der Maschinenrichtlinie entsprechend angesehen, wenn sie mit einer CE-Kennzeichnung versehen ist und eine EG-Konformitätserklärung besteht [10]. Damit die Hersteller die Übereinstimmung mit den gesetzlichen Richtlinien leichter nachweisen können und die Übereinstimmung überprüft werden kann, gilt die im Artikel 7(2) der Maschinenrichtlinie festgelegte Konformitätsvermutung. Das heißt: Eine Maschine entspricht den grundlegenden Sicherheits- und Gesundheitsschutzanforderungen der Maschinenrichtlinie, wenn sie nach einer harmonisierten produktspezifischen Norm (Typ-C-Norm), die im Amtsblatt der EU veröffentlicht wurde, hergestellt worden ist. Harmonisierte Normen für Maschinen werden in den Technischen Komitees (TC) der Europäischen Normungsorganisationen CEN und CENELEC erarbeitet.

Die Anwendung der harmonisierten Normen ist jedoch freiwillig und rechtlich nicht bindend. Das Nichtbeachten kann im Schadensfall aber zu erheblichen juristischen Nachteilen führen, da sich dann die Beweislast umkehrt: Der Maschinenhersteller muss im Schadensfall nachweisen, dass die Schutzziele der Maschinenrichtlinie eingehalten wurden.

Das europäische Normenwerk für Sicherheit von Maschinen ist hierarchisch gegliedert. Den prinzipiellen Aufbau zeigt Abb. 8.1. Die übergeordneten Typ-A-Normen (oder Sicherheitsgrundnormen) beinhalten grundlegende Begriffe und Gestaltungsleitsätze. Typ-

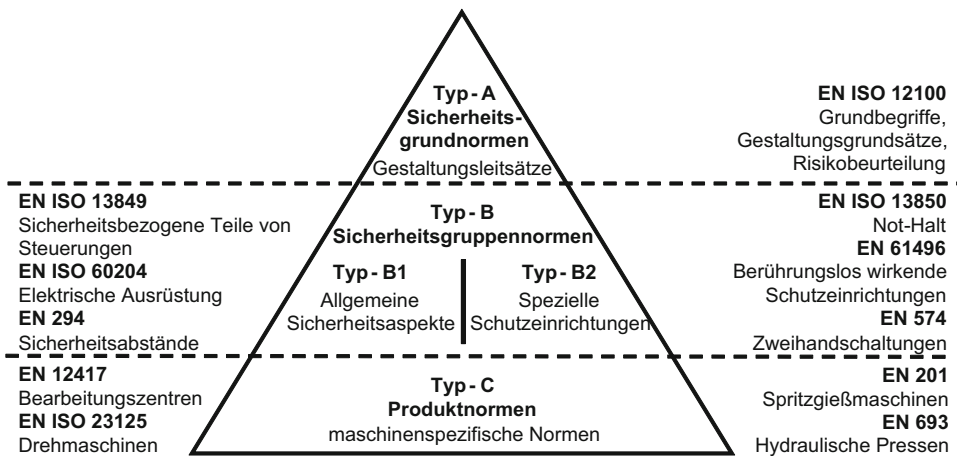


Abb. 8.1 Europäisches Normenwerk für die Sicherheit von Maschinen, harmonisierte Normen zur Maschinenrichtlinie

B-Normen (oder Sicherheitsgruppennormen) betreffen mehrere Arten von Maschinen. Sie werden unterteilt in allgemeine Sicherheitsaspekte sowie spezielle Schutzeinrichtungen. Die Typ-C-Normen (oder Sicherheitsproduktnormen) beinhalten detaillierte Sicherheitsanforderungen an bestimmte Maschinengattungen. Für Maschinenhersteller haben die Typ-C-Normen die höchste Priorität: Wenn diese Norm angewendet wird, kann er davon ausgehen, dass die grundlegenden Sicherheits- und Gesundheitsschutzanforderungen der Maschinenrichtlinie erfüllt sind. Nicht für jeden Maschinentyp liegt jedoch eine Produktnorm vor. In diesem Falle kann der Maschinenhersteller als Hilfe die Typ-A- und Typ-B-Normen für den Bau einer Maschine heranziehen. Die Typ-A-Normen DIN EN ISO 12100 und DIN EN ISO 14121 beschreiben mit dem Verfahren zur Risikominderung eine Methode, die Sicherheit einer Maschine zu erreichen.

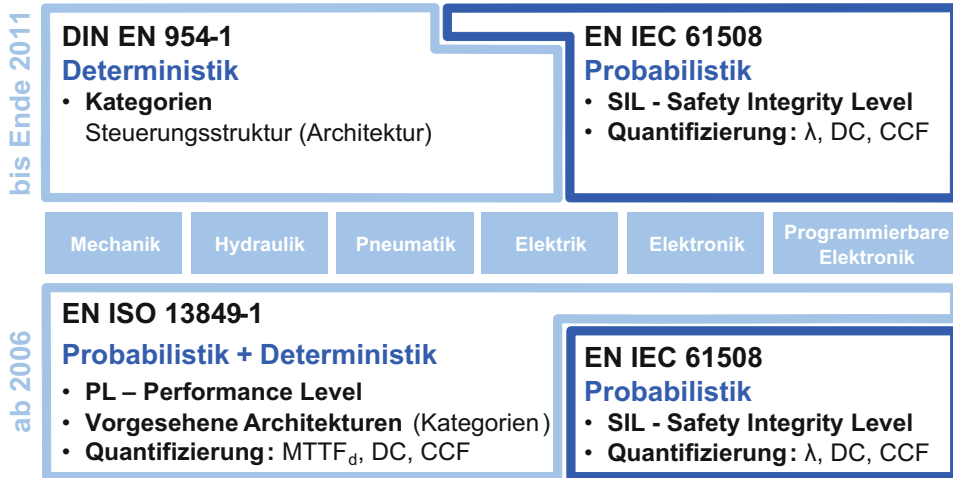
Die sicherheitstechnischen Aspekte hydraulischer Antriebe und Steuerungen konnten bis Ende Dezember 2011 mit Hilfe der Normen DIN EN 954 (Sicherheit von Maschinen – Sicherheitsbezogene Teile von Steuerungen) und DIN EN 61508 (Funktionale Sicherheit sicherheitsbezogener elektrischer/elektronischer/programmierbarer elektronischer Systeme) oder ihrer Sektornorm DIN EN 62061 für die Maschinenindustrie bewertet werden. Die DIN EN 954 war zwar eine technologieunabhängige Norm, aber rein deterministisch, auf Sicherheitsstrukturen aufbauend konzipiert, und ermöglichte keine sicherheitstechnische Bewertung programmierbarer Steuerungen oder die Berücksichtigung der statistischen Ausfallwahrscheinlichkeiten von Bauteilen. Dagegen berücksichtigen die DIN EN 61508 (auch als IEC 61508 gültig) und ihre Sektornorm DIN EN 62061 die Ausfallwahrscheinlichkeit von Bauteilen, wie dies zur sicherheitstechnischen Betrachtung elektrischer und elektronischer Systeme sowie programmierbarer elektronischer Steuerungen unerlässlich

ist, mechanische, hydraulische und pneumatische Teile der Maschinensteuerung bleiben aber außen vor.

Seit mehr als zwei Jahrzehnten sind die herausragenden Entwicklungen in der hydraulischen Antriebs- und Steuerungstechnik durch eine überdurchschnittliche Zunahme elektronisch gesteuerter oder geregelter Funktionsabläufe gekennzeichnet. Insbesondere in Verbindung mit elektronisch programmierbaren Modulen werden zunehmend intelligente elektrohydraulische Komponenten und dezentrale Steuerungsstrukturen realisiert [19]. Sicherheitstechnische Betrachtungen waren wegen der komplexen, sich überlappenden Normen mit erheblichem Aufwand für die Maschinenhersteller verbundenen.

Die seit Januar 2012 verbindliche Normenreihe DIN EN ISO 13849-1: 2007 [9] und DIN EN ISO 13849-2:2003 [3] ersetzt die DIN EN 954 und bietet bei Gestaltung, Aufbau und Integration sicherheitsbezogener Teile von Steuerungen und Schutzeinrichtungen eine technologieunabhängige Basis; sie verbindet den deterministischen Ansatz der Kategorien (Deterministik) aus der DIN EN 954 und die Aspekte der sicherheitstechnischen Zuverlässigkeit (Probabilistik) miteinander. Sie baut auf den typischen Sicherheitsstrukturen (Kategorien) der DIN EN 954 auf, berücksichtigt aber zusätzlich die Zuverlässigkeit der verwendeten Bauteile, die Qualität von Fehlererkennung und die Anfälligkeit hinsichtlich Mehrfachfehlern. Die DIN EN ISO 13849 bietet Anwendern die Möglichkeit, Sicherheitsfunktionen von einem Sensor bis zu einem geregelten Antrieb unter dem Dach einer Norm zu entwickeln und zu bewerten, auch wenn sie unterschiedliche Technologien und programmierbare elektronische Module beinhalten. Für elektrische, elektronische und programmierbare elektronische Systeme bleiben die DIN EN 61508 und ihre Sektornorm 61062 weiterhin gültig. Abbildung 8.2 veranschaulicht die Situation bei den Basis-Sicherheitsnormen. Die DIN EN ISO 13849 und die DIN EN 62061 sind unter der Maschinenrichtlinie harmonisierte Normen [1]. In den kommenden Jahren soll eine Zusammenführung beider Normen eingeleitet werden, als frühester Zeitpunkt für einen Beginn der Bemühungen ist das Jahr 2016 geplant [12].

Aus der Existenz zweier Basis-Sicherheitsnormen können sich für den Maschinenbauer Fragen vor allem hinsichtlich der Kompatibilität der Klassifizierungsschemata – *Performance Level (PL)* in der DIN EN ISO 13849 und *Safety Integrity Level (SIL)* in der DIN EN 62061 – für Sicherheitsfunktionen ergeben. Hinweise dazu finden sich in den Normen und im BGIA Report 2/2008. Einen praxisorientierten zahlenmäßigen Vergleich der Bewertungsklassen für die Wahrscheinlichkeit eines gefahrbringenden Ausfalls pro Stunde in beiden Normen ermöglicht die Darstellung in Abb. 8.3 [1].



Legende

- λ Ausfallrate, Verhältnis: ausgefallene Bauteile zu ausfallfreien Bauteilen
- $MTTF_d$ Mittlere Zeit bis zum gefahrbringenden Ausfall (Bauteil-Zuverlässigkeit)
- DC Diagnosedeckungsgrad (Qualität der Fehlererkennung)
- CCF Ausfälle in Folge gemeinsamer Ursache

Abb. 8.2 Basisnormen zur funktionellen Sicherheit von Maschinensteuerungen. (Quelle: BGIA-Report 02/2008)

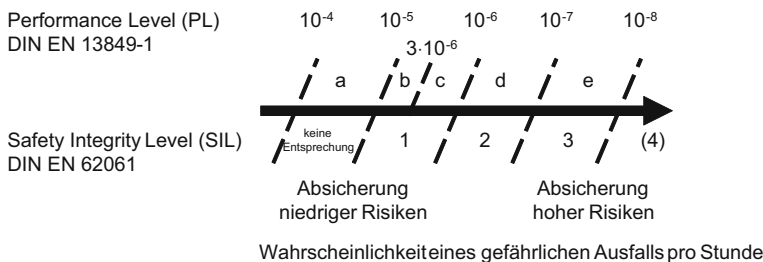


Abb. 8.3 Praxisorientierter Vergleich der Klassifizierungsschemata der beiden Basis-Sicherheitsnormen DIN EN ISO 13849 und DIN EN 62061 nach BGIA-Report 2/2008 [1]

8.2 Verfahren zur Risikominderung und sicherheitstechnischer Entwurfsprozess

Die Vorgehensweise bei der Sicherheitsbetrachtung für eine Maschine ist in den Typ-A Normen DIN EN ISO 12100 (Sicherheit von Maschinen – Allgemeine Gestaltungsleitsätze, Risikobeurteilung und Risikominderung) und DIN EN ISO 14121 (Sicherheit von Maschinen – Risikobeurteilung) beschrieben. Sicherheit ist eine Eigenschaft eines Systems. In

Tab. 8.1 Gefährdungen an einer Maschine und mögliche Folgen

Art/Gruppe	Mögliche Folgen
Mechanisch	Quetschen, Scheren, Schneiden, Erfassen, Herausschleudern
Elektrisch	Stromschlag, Feuer
Thermisch	Verbrennen, Erfrieren, Verbrühen, Dehydrieren
Durch Lärm	Gehörschäden, Gleichgewichtsstörungen
Durch Materialien	Vergiftung, Explosion, Reizung
Durch Strahlung	Verbrennung, genetische Veränderungen, Kopfschmerzen
Durch Schwingungen	Neurologische Erkrankungen, Knochengelenksschäden
Ergonomisch	Ungesunde Körperhaltung, Stress, Ermüdung
Durch Umgebung	Ausrutschen, Stürzen, Verbrennungen

einem sicheren System treten bei bestimmungsgemäßem Betrieb und jeder vernünftigerweise vorhersehbaren Fehlanwendung keine Gefährdungen für Personen auf [10]. Bei einer Sicherheitsbeurteilung geht man grundsätzlich davon aus, dass eine vorhandene Gefährdung früher oder später zu einem Schaden (physische Verletzungen oder Gesundheitsschädigung von Personen) führt. Das Risiko, das von einer Gefährdung ausgeht, wird durch das Schadensausmaß und die Eintrittswahrscheinlichkeit eines anzunehmenden Schadensfalls definiert. Aufgabe des Maschinenherstellers ist es, die Gefährdungen zu beseitigen oder das Risiko, das mit den Gefährdungen verbunden ist, auf ein Maß zu mindern, das unter Berücksichtigung des Standes der Technik den gesetzlichen Anforderungen entspricht. Das Verfahren zur Risikominderung ist ein iterativer Prozess:

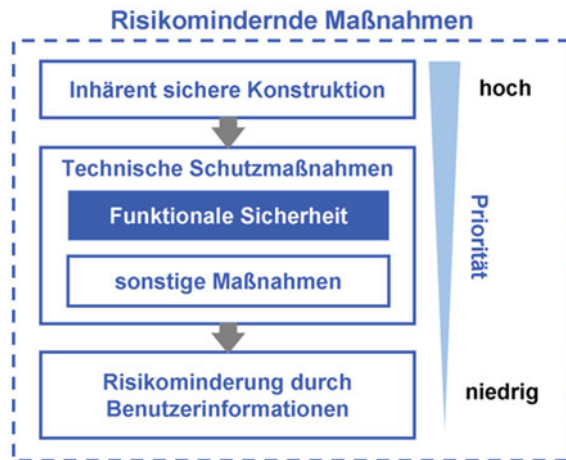
1. Am Anfang werden die Grenzen der Maschine definiert: Dies umfasst die zeitlichen und räumlichen Grenzen sowie die zulässige Verwendung der Maschine einschließlich aller Betriebsarten und Eingriffsmöglichkeiten.
2. Es folgt die Identifizierung aller relevanten Gefährdungen, die innerhalb der Lebensdauer der Maschine auftreten können. Je nach Betriebsart und Eingriffsmöglichkeit können sich dabei die gefahrbringenden Situationen für die an der Maschine arbeitenden Personen ändern. Gefährdungen können von der Maschine selbst ausgehen oder in Verbindung mit der Umgebung entstehen, in welcher die Maschine zum Einsatz kommt.

Tab. 8.1 gibt eine Übersicht über Gefährdungen und mögliche Folgen.

Für jede Gefährdung ist anhand der folgenden Faktoren abzuschätzen, welches Risiko von ihr ausgeht:

- a. Schadensausmaß
 1. Art der Verletzung oder Gesundheitsschädigung,
 2. Umfang (eine oder mehrere Personen).

Abb. 8.4 Risikomindernde Maßnahmen nach DIN EN ISO 12100



- b. Eintrittswahrscheinlichkeit des Schadens
1. Gefährdungsexposition von Personen
 2. (Art, Häufigkeit und Dauer des Aufenthalts im Gefahrenbereich),
 3. Eintritt des Gefährdungsereignisses (Situation, die zu einem Schaden führt),
 4. Möglichkeiten der Schadensvermeidung.
3. Ist das Risiko, das von einer Gefährdung ausgeht, zu hoch, so sind im nächsten Schritt Schutzmaßnahmen zu ergreifen, um das Risiko auf ein akzeptables Maß zu reduzieren. Die methodische Vorgehensweise zur Risikominderung veranschaulicht Abb. 8.4. Zunächst sollte immer versucht werden, durch geeignete Maßnahmen eine **inhärent sichere Konstruktion** zu realisieren und Gefährdungen durch Konstruktion und Bau der Maschine von vorne herein zu beseitigen oder zu minimieren. Allerdings lässt sich ein Risiko häufig auf diese Weise nicht ausreichend begrenzen, sodass zusätzliche technische Schutzmaßnahmen notwendig werden. Hierzu zählen beispielsweise die **trennenden Schutzeinrichtungen** (z. B. Schutztür), die Personen vor Gefährdungen durch eine mechanische Sperre schützen. Weitere Möglichkeiten bieten in vielen Fällen **nicht trennende Schutzeinrichtungen** wie Schalmatten, Lichtgitter oder Zweihandschaltungen. Wirkungsvolle Schutzmaßnahmen sind jedoch nicht für jede Maschine oder jede Betriebsart zu realisieren oder praktikabel. Beispielsweise muss beim Einrichtbetrieb einer Maschine der Bediener in den Arbeitsraum der Maschine bei laufenden Antrieben ungefährdet eingreifen können. In solchen Fällen ist eine **Funktionale Sicherheit** des Antriebs- und Steuerungssysteme erforderlich. Falls sich durch technische Schutzmaßnahmen keine wirtschaftlich angemessene Risikominderung erreichen lässt, ist im Ausnahmefall auch die Risikominderung durch eine **Benutzerinformation** möglich.
- Die Maßnahmen zur Risikominderung enden erst, wenn das Ziel einer hinreichenden Risikominderung erreicht ist. Dazu sind die Schritte 2 und 3 ggf. zu wiederholen.

8.3 Funktionale Sicherheit bei mechatronischen Systemen

Mit dem Begriff Funktionale Sicherheit bezeichnet man Schutzeinrichtungen, die von der Maschinensteuerung in Form von Sicherheitsfunktionen ausgeführt werden. Sicherheitsfunktionen haben die Aufgabe, Gefährdungen für den Bediener zu erkennen und die Maschine daraufhin in einen Zustand zu versetzen, der ein Risiko für den Bediener vermeidet. Die meisten sicherheitsbezogenen Steuerungsfunktionen beinhalten das sichere Anhalten einer Bewegung, das Verhindern eines unerwarteten Anlaufens eines Antriebs und das sichere Einhalten von Geschwindigkeits- und Drehzahlbergrenzen. Die Sicherheitsfunktion ist eine Funktion der Maschine, deren Ausfall unmittelbar zur Erhöhung des Risikos führen kann, das von einer Gefährdung ausgeht. Tabelle 8.2 listet einige Beispiele für Sicherheitsfunktionen auf.

Die sicherheitstechnischen Anforderungen an Sicherheitsfunktionen sind in der Typ-B-Norm DIN EN ISO 13849-1 festgelegt. Die sicherheitsbezogenen Teile der Maschinen-

Tab. 8.2 Beispiele für Sicherheitsfunktionen nach DIN EN ISO 13849

Sicherheitsfunktion	Sicherer Zustand	Funktionsbeschreibung
Sicherer Stopp	Stillstand des Antriebs	Gefahrbringende Bewegung des Antriebs wird aktiv stillgesetzt
		Nach dem Stillstand Energieabschaltung der Maschine
Sicherer Betriebshalt	Stillstand des Antriebs	Der Antrieb hält Position und widersteht äußeren Kräften (z. B. Lageregelung), keine Energieabschaltung
		Die Abweichung von der Halteposition wird überwacht
		Zu hohe Abweichung führt zum Sicherem Stopp
Sicher begrenzte Geschwindigkeit	Definierte reduzierte Geschwindigkeit	Überwachung der Achsvorschubgeschwindigkeiten
		Überschreiten einer definierten Geschwindigkeit führt zum Sicherem Stopp
Sicheres Werkstückspannen	Werkstück ist gespannt oder Stillstand der Werkzeugspindel	Spannvorgang wird überwacht
		Fehlerhafter Spannvorgang wird erkannt
		Lösen des Werkstücks wird verhindert bis zum Stillstand der Spindel

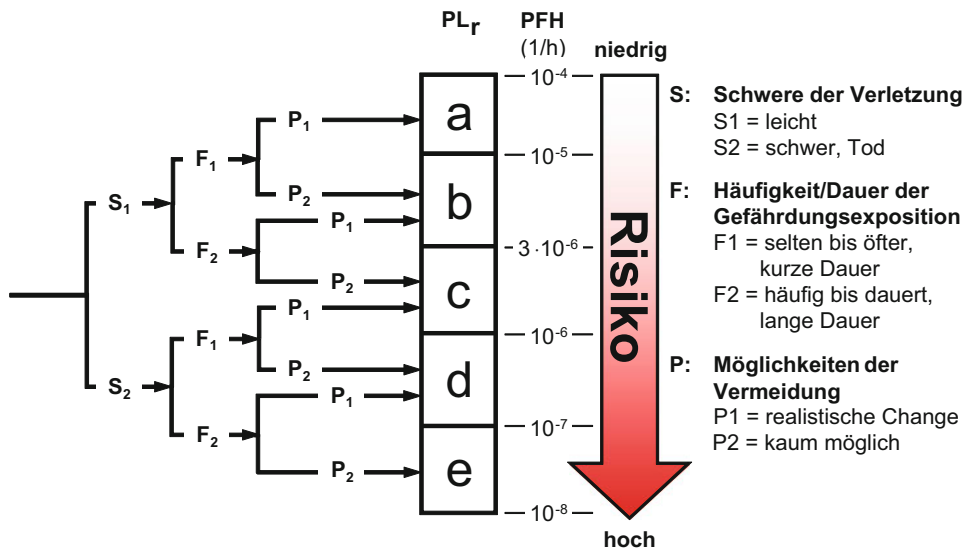


Abb. 8.5 Risikograph zur Bestimmung der erforderlichen Risikominderung PL_r (Performance Level required) für eine Sicherheitsfunktion

steuerung (Safety-Related Parts of Control System – SRP/CS), welche die Sicherheitsfunktionen ausführen, müssen so konstruiert und gebaut sein, dass die Wahrscheinlichkeit eines Ausfalls ausreichend gering ist. Die notwendige Risikominderung, die durch eine Sicherheitsfunktion für eine Gefährdungssituation erreicht werden muss, wird ebenfalls in der für hydraulische und elektrohydraulische Systeme relevanten Norm DIN EN ISO 13849 festgelegt. Dies geschieht anhand der Methode des **Risikographen** in Abb. 8.5. Das Ergebnis ist der sogenannte *erforderliche* (required) **Performance Level PL_r** . Er gibt in Stufen die **Wahrscheinlichkeit eines gefährlichen Ausfalls pro Stunde** (Probability of dangerous Failure per Hour – PFH) an und stellt die Zielvorgabe für den Entwurf einer Sicherheitsfunktion dar. Dabei gilt: Je höher das von einer Gefährdungssituation ausgehende Risiko ist, desto niedriger muss die Wahrscheinlichkeit eines gefährlichen Ausfalls pro Stunde der Sicherheitsfunktion sein. Der PL_r ist für jede Sicherheitsfunktion zu bestimmen.

Die Beurteilung der konkreten Realisierung einer Sicherheitsfunktion in einer Maschinensteuerung erfolgt unter Einbeziehung mehrerer quantifizierbarer Aspekte durch den *erreichten* Performance Level PL. Die Methodik zur Bestimmung der erreichten sicherheitstechnischen Qualität, ausgedrückt durch der Performance Level, lässt sich in Form eines Säulendiagramms darstellen, das in Abb. 8.6 dargestellt ist. Anhand der Kriterien: Struktur (Kategorie), Zuverlässigkeit (Mean Time to dangerous Failure – $MTTF_d$), Diagnoseddeckungsgrad (Diagnostic Coverage – DC) und Maßnahmen gegen Ausfälle gemeinsamer Ursache (Common Cause Failure – CCF) wird der erreichte Performance Level PL bestimmt. Die Gestaltung der sicheren Steuerung ist abgeschlossen, wenn die Bedingung $PL \geq PL_r$ erfüllt ist und damit die geforderte Risikominderung erreicht wurde. Anderenfalls ist der Entwurf zu überarbeiten.

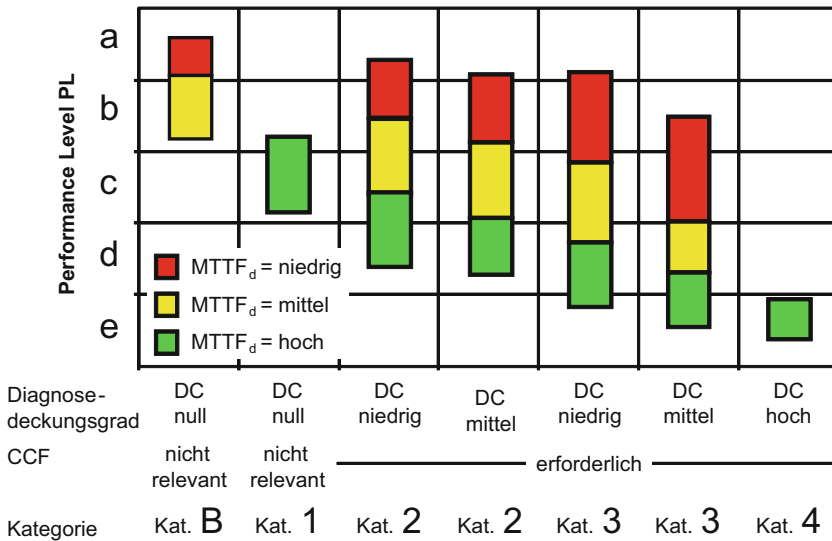


Abb. 8.6 Säulendiagramm zur Bestimmung des erzielten Performance Level PL nach DIN EN ISO 13849

Im Folgenden sollen kurz die Kriterien in Abb. 8.5, die gemeinsam den Performance Level bestimmen, erläutert werden: Zuverlässigkeit ($MTTF_d$), Diagnose Deckungsgrad (DC), Fehler gemeinsamer Ursache (CCF) bei mehrkanaligen Systemen und Kategorie. Eine ausführlichere und weitergehende Beschreibung findet sich im BGIA-Report 2/2008.

8.3.1 Zuverlässigkeit ($MTTF_d$)

Die Zuverlässigkeit ($MTTF_d$) der Bauteile, die an der Sicherheitsfunktion einer Steuerung beteiligt sind, fließt in Form der mittleren Zeit (Jahre) bis zu einem gefahrbringenden Ausfall in die Berechnung des Performance Level ein. Die Größe ist ein statistischer Wert und beschreibt den Erwartungswert der Lebensdauer eines Bauteils in Jahren; sie hat nichts mit einer garantierten Lebensdauer oder ausfallfreien Zeit zu tun. Die DIN EN ISO 13489 geht vereinfachend von einer konstanten Ausfallrate innerhalb der Gebrauchszeit von Bauteilen aus. Die Ausfallrate λ_d (**d**angerous) beschreibt die Zahl der gefahrbringenden Ausfälle pro Zeiteinheit bezogen auf die Zahl der zum jeweiligen Zeitpunkt noch ausfallfreien Bauteile, gebräuchliche Einheit FIT (**F**ailures **I**n **T**ime: 1 FIT = 10^{-9} Bauteilfehler pro Stunde). Bei konstanter Ausfallrate ergibt sich ein Erwartungswert der Zeit bis zum Ausfall ($MTTF_d$), der dem Kehrwert der Ausfallrate λ_d entspricht:

$$MTTF_d = \frac{1}{\lambda_d}. \tag{8.1}$$

Nach Ablauf des Zeitraums $MTTF_d$ sind im statistischen Mittel 63,2 % aller zu Anfang intakten Bauteile ausgefallen [1].

Der statistische Zuverlässigkeitskennwert $MTTF_d$ ist eine Eigenschaft des Bauteils und sollte den Katalogwerten des Herstellers entnommen werden können. Liegen die Daten nicht vor, können etablierte Datensammlungen zur Abschätzung genutzt werden. Auch die DIN EN ISO 13849-1 führt im Anhang einige Kennwerte auf. Für hydraulische Bauteile schlägt die Norm eine $MTTF_d$ von 150 Jahren vor, die im Wesentlichen auf Untersuchungen an Wegeventilen in Schieberbauweise beruht [29]. Dieser Wert lässt sich auf sicherheitsrelevante hydraulische Ventile übertragen, wenn die grundlegenden und bewährten Sicherheitsprinzipien der DIN EN ISO 13849-2 bei Konstruktion, Herstellung und Anwendung der Ventile eingehalten werden.

Bei vielen, meist diskret schaltenden Bauteilen wird die Zuverlässigkeit mit Hilfe des B_{10d} -Wertes ermittelt. Der **B_{10d} -Wert** gibt die Anzahl der Schaltzyklen an, bei der 10 % der Bauteile gefahrbringend ausgefallen sind. Er wird üblicherweise vom Bauteilhersteller durch Prüfung ermittelt. Mit Hilfe des B_{10d} -Wertes kann der $MTTF_d$ -Wert abgeschätzt werden. Die DIN EN ISO 13849-1 beschreibt die Umrechnung des B_{10d} -Wertes in den Zuverlässigkeitskennwert $MTTF_d$ und ebenfalls in die **zulässige Betriebszeit T_{10d}** eines Bauteils unter Berücksichtigung der mittleren Anzahl jährlicher Betätigungen N_{op} . Der so genannte T_{10d} -Wert ist die Zeit, bei der 10 % der betrachteten Bauteile gefahrbringend ausgefallen sind. Daher sollen die Bauteile vor Erreichen des T_{10d} -Wertes ausgetauscht werden. Die Umrechnungen beruhen auf einer Approximation der Ausfallwahrscheinlichkeit eines Bauteils durch eine Exponentialverteilung mit konstanter Ausfallrate [1, 6]. Damit errechnen sich

$$MTTF_d = \frac{B_{10d}}{0,1 \cdot N_{op}} \quad \text{und} \quad (8.2)$$

$$T_{10d} = \frac{B_{10d}}{N_{op}}. \quad (8.3)$$

Aus den $MTTF_d$ -Werten für jedes sicherheitsrelevante Bauteil ergibt sich letztlich ein Zuverlässigkeitskennwert für jeden Kanal einer Steuerung. Auf Kanalebene schlägt die DIN EN ISO 13849-1 die Einteilung in drei typische $MTTF_d$ -Klassen vor:

niedrig	3 Jahre	\leq	$MTTF_d$	$<$	10 Jahre
mittel	10 Jahre	\leq	$MTTF_d$	$<$	30 Jahre
hoch	30 Jahre	\leq	$MTTF_d$	\leq	100 Jahre.

Diese Klassenbildung auf Kanalebene hat erwünschte Nebeneffekte [1]:

- $MTTF_d$ -Werte unter 3 Jahren für einen Kanal einer Sicherheitsteuerung sind nicht zulässig, denn bei einer $MTTF_d$ von 3 Jahren muss man bereits nach einem Jahr statistisch fast 30 % gefahrbringende Ausfälle erwarten.

- $MTTF_d$ -Werte von mehr als 100 Jahren erscheinen auf Kanalebene ebenfalls nicht angemessen (Bauelemente können wesentlich höhere Werte haben), denn die Absicherung eines hohen Performance Level alleine durch sehr hohe $MTTF_d$ -Werte ließe außer Acht, dass eine Restwahrscheinlichkeit für einen gefahrbringenden Ausfall innerhalb der Gebrauchsdauer bestehen bleibt.

8.3.2 Kategorie (Grundtypen)

Das Verhalten einer Sicherheitsfunktion im Fehlerfall wird im Wesentlichen durch deren strukturellen Aufbau, die Architektur, bestimmt. Die Norm DIN EN ISO 13849-1 definiert hierzu fünf Grundtypen, mit denen sich die meisten Sicherheitssteuerungen im Maschinenbau beschreiben lassen, und teilt sie in so genannte Kategorien ein, siehe Tab. 8.3.

Die Definition der Kategorien beinhaltet neben der Struktur der Steuerung auch Mindestanforderungen an die Zuverlässigkeit der eingesetzten Bauteile ($MTTF_d$), den Diagnosedeckungsgrad (DC) sowie die Widerstandsfähigkeit der Struktur gegenüber Ausfällen gemeinsamer Ursache (CCF).

Kategorie B und Kategorie 1 beschreiben einkanalige Systeme ohne regelmäßige Prüfung auf Funktionstüchtigkeit durch eine separate Testeinrichtung T (Testkanal). Der Ausfall einer Komponente innerhalb des Funktionskanals führt zum Ausfall der gesamten Sicherheitsfunktion. Kategorie B ist die Basisstruktur, deren Anforderungen auch in allen anderen Kategorien eingehalten werden müssen.

In **Kategorie 1** wird durch die Verwendung zuverlässigerer Bauteile und die Anwendung bewährter Sicherheitsprinzipien die Wahrscheinlichkeit eines gefahrbringenden Ausfalls der Sicherheitsfunktion gegenüber Kategorie B verringert.

In **Kategorie 2** überprüft eine zusätzliche Testeinrichtung T zyklisch den Funktionskanal. Der Verlust der Sicherheitsfunktion wird erkannt, und es können geeignete Schutzmaßnahmen eingeleitet werden.

In **Kategorien 3** und 4 führt die redundante Struktur dazu, dass die Sicherheitsfunktion beim Auftreten eines einzelnen Fehlers erhalten bleibt. Über einen Kreuzvergleich überwachen sich die redundanten Kanäle gegenseitig.

In **Kategorie 4** wird durch hohe Anforderungen an die Bauteilzuverlässigkeit ($MTTF_d$) und den Diagnosedeckungsgrad (DC) auch bei einer Anhäufung von Fehlern ein sicherer Zustand gewährleistet.

8.3.3 Diagnose Deckungsgrad (DC)

Der Diagnosedeckungsgrad (**D**iagnostics **C**overage) ist ein Maß für die Qualität der Fehlererkennung. Der DC-Wert resultiert aus dem Verhältnis der Ausfallrate der erkennbaren gefährlichen Ausfälle λ_{dd} (**d**angerous **d**etectable) zur Ausfallrate aller möglichen gefährlichen Ausfälle λ_d , welche zusätzlich die unerkennbaren gefährlichen (**d**angerous

Tab. 8.3 Die vier Kategorien der DIN EN ISO 13849 – strukturelle Anordnung und Verhalten im Fehlerfall nach BGIA-Report 02/2008 [1, 28]

Kat.	Struktur	Verhalten im Fehlerfall
B		<ul style="list-style-type: none"> der Ausfall eines Blockes führt zum Verlust der gesamten Sicherheitsfunktion
1	<p>Legende</p> <p>I Eingabeeinheit T Testeinrichtung L Logik Funktionskanal O Ausgabeeinheit Testkanal</p>	<ul style="list-style-type: none"> durch die Verwendung bewährter Bauteile und die Anwendung von bewährten Sicherheitsprinzipien ist der Ausfall der Sicherheitsfunktion weniger wahrscheinlich
2		<ul style="list-style-type: none"> der Ausfall eines Blockes führt zum Ausfall des Funktionskanals die Sicherheitsfunktion wird durch den Testkanal T in angemessenen Zeitabständen überprüft wird ein Fehler erkannt, leitet der Testkanal einen sicheren Zustand ein
3		<ul style="list-style-type: none"> die Sicherheitsfunktion ist redundant ausgeführt die Überwachung erfolgt über einen Kreuzvergleich der redundanten Funktionskanäle (TL) das Auftreten eines einzelnen Fehlers führt nicht zum Verlust der Sicherheitsfunktion
4		<ul style="list-style-type: none"> wie Kategorie 3 auch die Anhäufung von unerkannten Fehlern darf nicht zum Verlust der Sicherheitsfunktion führen

undetectable) Ausfälle λ_{du} beinhaltet

$$DC = \frac{\sum \lambda_{dd}}{\sum \lambda_{dd} + \sum \lambda_{du}} = \frac{\sum \lambda_{dd}}{\sum \lambda_d} \quad (8.4)$$

Die Norm DIN EN ISO 13849-1 listet im Anhang E Beispiele für den Diagnose-deckungsgrad von typischen Fehlererkennungsmaßnahmen auf, beispielsweise zyklische Testung, Selbsttest bei Anlauf, Überwachung von Eigenschaften, direkte oder indirekte Überwachung von Bauteilen durch Sensoren.

In zahlreichen modernen Maschinen und Anlagen werden zunehmend Maßnahmen des Online-Condition-Monitoring eingesetzt, um Wartungsanforderungen oder drohende Kom-

ponentenausfälle frühzeitig zu erkennen und durch rechtzeitig eingeleitete Schritte die Verfügbarkeit der Maschinen und Anlagen deutlich zu steigern. Dazu gehören Maßnahmen zur Überwachung von Bauteilen oder Baugruppen, beispielsweise durch Körperschallmessungen, Messung von Leckage- oder Reibkraftänderungen, Analyse des Schaltverhaltens von Ventilen, eine modellbasierte Zustandsüberwachung oder eine online Druckölüberwachung u. v. a. [2, 15, 21, 24, 26, 31]. Die hierbei verwendeten Signale und Informationen lassen sich in manchen Fälle ebenfalls zur Erhöhung des Diagnose Deckungsgrads für sicherheitstechnische Vorkehrungen nutzen.

8.3.4 Fehler gemeinsamer Ursache (CCF)

In einem Funktionskanal können durch ungünstige Bedingungen mehrerer Komponenten gleichzeitig ausfallen, beispielsweise durch Umwelteinflüsse wie elektromagnetische Belastungen oder Verschmutzungen, Überbelastungen oder Konstruktionsfehler. Solche Ausfälle, die sich auf eine gemeinsame Ursache zurückführen lassen (Common Cause Failure), sind besonders kritisch für zweikanalige Sicherheitssteuerungen: Der gleichzeitige Verlust beider Kanäle setzt die beabsichtigte Einfehlersicherheit außer Kraft. Die Norm DIN EN ISO 13849-1 sieht für derartige Systeme Maßnahmen vor, um Fehler infolge gemeinsamer Ursache (CCF) zu vermeiden. Dazu gehören zum Beispiel:

- physikalische Trennung der Signalpfade,
- unterschiedliche Technologien/Gestaltung oder physikalische Prinzipien (diversitäre Redundanz) in jedem Funktionskanal,
- Schutz gegen Überbelastung,
- Verwendung bewährter Bauteile,
- eine FMEA (Failure Mode and Effects Analysis),
- Schulung der Konstrukteure/ Monteure hinsichtlich CCF,
- Schutz vor Verunreinigung und elektromagnetischer Strahlung,
- Unempfindlichkeit gegenüber Temperatur, Schock, Vibration und Feuchte.

8.4 Entwurf einer Sicherheitsfunktion am Beispiel einer Drehmaschine

Sicherheitsanforderungen sind immer eng mit der Anwendung verknüpft. Daher sollen die wesentlichen Aspekte bei der Auslegung von Sicherheitsfunktionen nach DIN EN ISO 13849 am Beispiel der elektrohydraulischen Vorschubantriebe eines CNC-Mehrspindel-Drehautomaten (Abb. 8.7) erläutert werden. So lassen sich die wesentlichen Aspekte der Methodik dieser Norm veranschaulichen. Allerdings muss der hier vorgestellte Entwurf bei einer praktischen Realisierung im Hinblick auf die jeweils konkrete Anwendung und die Einsatzbedingungen neu überprüft werden.

Abb. 8.7 CNC-Mehrspindel-Drehautomat. (Quelle: Firma Alfred H. Schütte, Köln)



Die Beispielmaschine dient zur automatischen, mehrstufigen Bearbeitung komplexer Drehteile. Das zu bearbeitende Werkstück durchläuft hintereinander mehrere unterschiedliche Fertigungsschritte (z. B. Drehen, Bohren, Gewinde- und Fräsbearbeitung). Dazu können bis zu 30 geregelte elektrohydraulische Antriebe, deren prinzipiellen Aufbau Abb. 8.8 zeigt, für den Vorschub von Längs- und Querschlitzen eingebaut sein. Die Steuerung und Überwachung der Arbeitsprozesse übernimmt eine übergeordnete, zentrale Maschinensteuerung in Form einer kombinierten SPS- und NC-Steuerung. Die Lageregelung der einzelnen elektrohydraulischen Achsen erfolgt über eine dezentrale Regелеlektronik. Der Regler wertet den Istwert des Wegmesssystems aus und gibt auf Basis der Regeldifferenz ein entsprechendes Stellsignal y an das Regelventil.

Die Maschine hat drei Betriebsarten: Automatik-, Einricht- und Servicebetrieb. Im *Automatikbetrieb* ist der Arbeitsraum der Maschine durch eine bewegliche, trennende Schutzeinrichtung mit Verriegelungseinrichtung und Zuhaltung abgesperrt. Sie schützt den Bediener vor einem unbeabsichtigten Kontakt mit den Gefahr bringenden Bewegungen im Arbeitsraum. Nur wenn alle Arbeitsbewegungen stillstehen und das Hydrauliksystem drucklos und abgeschaltet ist, lässt sich die trennende Schutzeinrichtung öffnen. *Servicearbeiten* und Instandhaltungen dürfen nur von qualifiziertem Personal und bei ausgeschalteter Maschine durchgeführt werden. Die Maschine ist hierzu über den Hauptschalter von der Energiezufuhr getrennt und das Hydrauliksystem drucklos geschaltet. Im *Einrichtbetrieb* ist es jedoch meist erforderlich, Einstellungen und Vermessungen für die einzelnen Arbeitsschritte bei geöffneter Schutzeinrichtung durchzuführen, ohne dabei die Energiezufuhr von der Maschinensteuerung zu trennen. Als Schutzmaßnahme ist dann eine Begrenzung der Vorschub- und Drehbewegungen innerhalb des Arbeitsbereichs durch eine Sicherheitsfunktion entsprechend der DIN EN ISO 13849 notwendig, um eine Gefährdung des Bedieners zu mindern.

Die Sicherheitsanforderung für diese Maschine sind in der maschinenspezifischen Typ C-Norm DIN EN ISO 23125 (Werkzeugmaschinen – Sicherheit – Drehmaschinen) festgelegt. Die Norm beschreibt alle notwendigen Schutzmaßnahmen sowie Sicherheitsanforderungen für diesen Maschinentyp und listet alle erforderlichen Sicherheitsfunktionen, deren Eigenschaften und den erforderlichen Performance Level PL_r auf. Die geeignete Realisierung der Schutzmaßnahmen, die Berechnung des erreichten Performance Levels PL und der Vergleich mit den Anforderungen liegt im Verantwortungsbereich des Maschinenherstellers, wie Abb. 8.9 veranschaulicht.

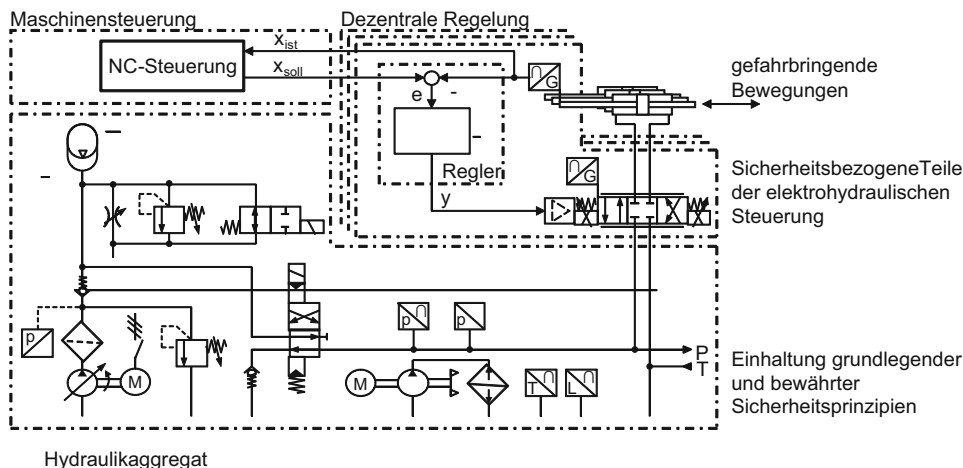


Abb. 8.8 Elektrohydraulisches Antriebs- und Steuerungssystem für einen CNC-Mehrspindel-Drehautomaten. (Quelle: Firma Alfred H. Schütte, Köln)

Hauptgefahrenquelle bei einem CNC-Mehrspindel-Drehautomaten sind die Schlittenbewegungen und Spindeldrehungen im Arbeitsraum. Die Sicherheitsfunktion *Sicher begrenzte Geschwindigkeit* reduziert das Risiko, indem die Möglichkeit der Schadensvermeidung für den Bediener geschaffen wird. Die maschinenspezifische Norm DIN EN ISO 23125 schreibt hierzu eine maximale Vorschubgeschwindigkeit von $v = 2 \text{ m/min}$ und eine maximale Drehzahl von $n = 50 \text{ min}^{-1}$ vor. Überschreitet die Vorschubgeschwindigkeit den festgelegten Grenzwert oder wird ein gefährbringender Ausfall erkannt, leitet die Sicherheitsfunktion einen Stopp der Kategorie 1 nach IEC 60204–1 ein. Dies entspricht einem gesteuerten Stillsetzen. Der sichere Zustand der Maschine ist die reduzierte Geschwindigkeit oder, falls diese nicht gewährleistet werden kann, der Stillstand des Antriebs. Anhand des Risikographen in Abb. 8.10 wird der erforderliche Performance Level PL_r für die Sicherheitsfunktion nachvollzogen (bereits in Typ C-Norm festgelegt). Im Beispiel wird von einem erforderlichen Performance Level $PL_r = d$ ausgegangen.

Im Rahmen einer Entwicklungsarbeit, die am Institut für Fluidtechnik der TU Dresden bearbeitet wurde, ist auf Basis der DIN EN ISO 13849-1 eine Konzeption für die Gestaltung der Sicherheitsfunktion entworfen worden, bei der nur Bauteile eingesetzt sind, die entsprechend dem Stand der Technik handelsüblich zur Verfügung stehen. Auf dieser Arbeit [28] beruhen die folgenden Ausführungen. Die Sicherheitsfunktion *Sicher begrenzte Geschwindigkeit* sieht vor, die Vorschubgeschwindigkeit stetig zu überwachen. Abbildung 8.11 zeigt den Entwurf. Es handelt sich um eine redundante Struktur nach Kategorie 3. Als zentrales Sicherheitselement kommt ein geprüfter Sicherheitsbaustein (K1) zum Einsatz, der für $PL = d$ bzw. Kategorie 3 geeignet ist. Unter dem Begriff *Drehzahlwächter* werden derartige Überwachungseinrichtungen angeboten, die ursprünglich für die Begrenzung von Drehbewegungen elektrischer Antriebe entwickelt wurden. Diese Komponenten bieten die

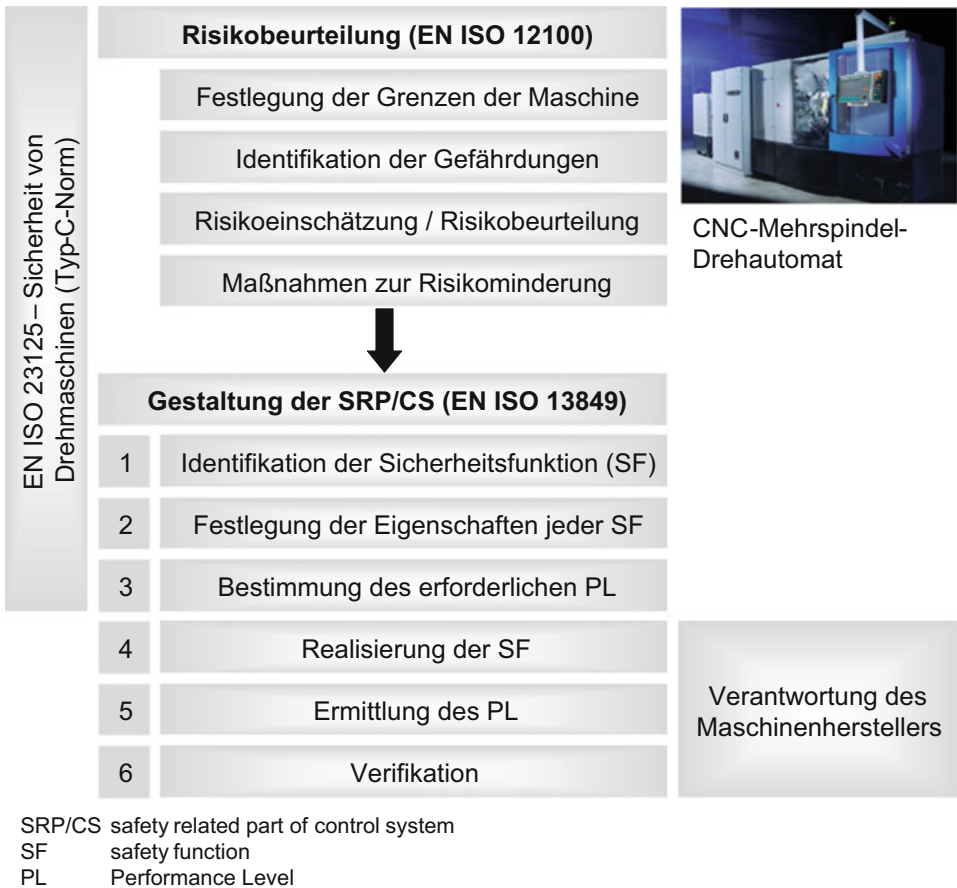


Abb. 8.9 Entwurfsprozess für die Maschinensicherheit nach DIN EN ISO 23125 am Beispiel von Drehmaschinen [28]

Möglichkeit, durch entsprechende Parametrierung auch lineare Bewegungen zu überwachen. Neben dem *Wegmesssystem (G1)*, das für die Lageregelung des elektrohydraulischen Antriebs benötigt wird, braucht man ein zusätzliches *Wegmesssystem (G2)*, um Fehler in der Geschwindigkeitsbestimmung zu erkennen. Überschreitet der elektrohydraulische Antrieb den Grenzwert der zulässigen Geschwindigkeit oder wird ein gefahrbringender Ausfall aufgedeckt, so leitet der Sicherheitsbaustein (K1) über zwei Abschaltpfade das Anhalten der gefahrbringenden Bewegung ein:

1. Abschaltpfad: Durch Wegnahme der Reglerfreigabe an der Regelelektronik (K2) wird das *Regelventil (V1)* in eine sichere Ventilstellung gebracht – im Beispiel die Ventilmittelstellung – und der Antrieb angehalten;
2. Abschaltpfad: Ein zusätzliches *Schaltventil (V2)* sperrt die Volumenstromversorgung zum Regelventil, so dass der Antrieb ebenfalls stoppt.

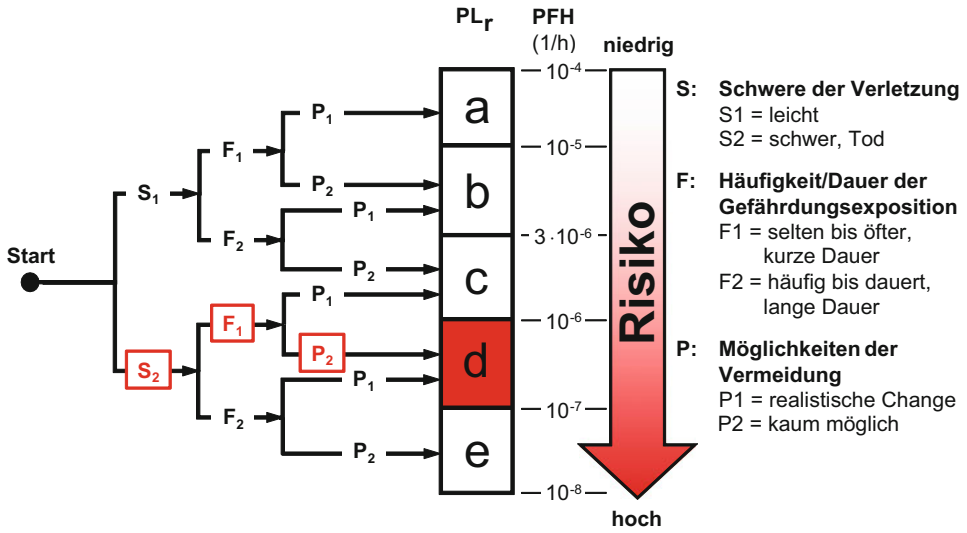


Abb. 8.10 Risikograph-Bestimmung des erforderlichen Performance Level für die Sicherheitsfunktion *Sicher begrenzte Geschwindigkeit* einer Drehmaschine

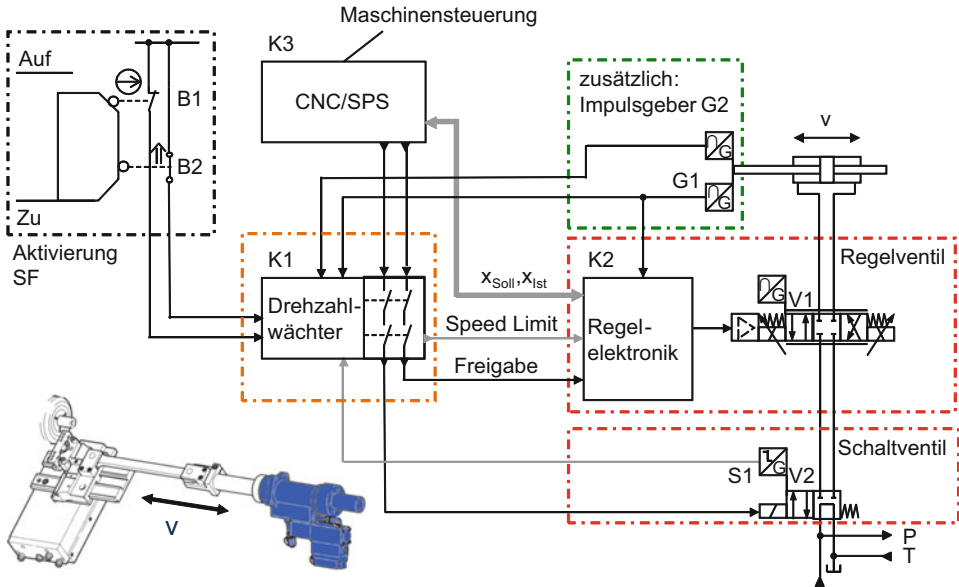


Abb. 8.11 Prinzipschaltplan der Sicherheitsfunktion *Sicher begrenzte Geschwindigkeit* (Kategorie 3) für einen elektrohydraulischen Vorschubantrieb

Jede der beiden Maßnahmen führt im fehlerfreien Fall für sich allein zum sicheren Stopp. Damit führt ein gefahrbringender Ausfall nicht zum Verlust der gesamten Sicherheitsfunktion, siehe hierzu Tab. 8.3 (Verhalten im Fehlerfall, Kategorie 3).

Für die Bewertung der Sicherheitsfunktion ist auch die Methode ihrer Aktivierung zu berücksichtigen, im Beispiel durch zwei *Positionsschalter* (*B1/B2*) an der Maschinenschutztür. Im Einrichtbetrieb, der durch das Öffnen der Schutztür eingeleitet wird, gibt der Drehzahlwächter den Geschwindigkeitsgrenzwert (Speed Limit) für den elektrohydraulischen Vorschubantrieb vor. Die Begrenzung wird über die Regelelektronik realisiert. An der Sicherheitsfunktion sind die *Maschinensteuerung* (*K3*) und der *Positionssensor* (*S1*) am Schaltventil nur indirekt als Testeinrichtung beteiligt.

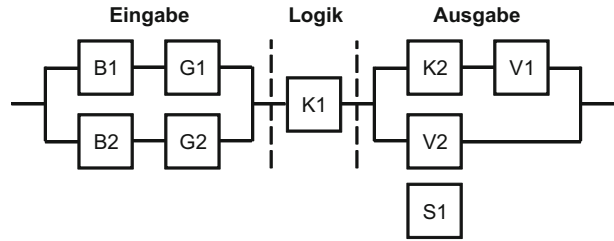
Die quantitative Bestimmung des erreichten Performance Level erfolgt nach dem in der DIN EN ISO 13849-1 beschriebenen Verfahren auf Basis des in Abb. 8.6 dargestellten Säulendiagramms. Für die Berechnung werden die sicherheitsbezogenen Teile der Steuerung abstrahiert und in Form des sog. **sicherheitsbezogenen Blockschaltbilds** dargestellt. Der Hydraulikzylinder sowie die Bauteile des Hydraulikaggregats, das die hydraulische Energie bereitstellt, gehören hier nicht zu den sicherheitsrelevanten Steuerungselementen. Sie gehen nicht in die Quantifizierung ein. Es ist jedoch zu berücksichtigen, dass für die Umsetzung von Sicherheitsfunktionen grundlegende und bewährte Sicherheitsprinzipien eingehalten werden müssen. Hierzu sind vor allem Maßnahmen zur Druckbegrenzung, zur Vermeidung von Verunreinigungen im Druckmedium und zur Beständigkeit gegen Umwelteinflüsse bei der Gestaltung der Hydraulikversorgung der Maschine zu realisieren. Weiterführende Informationen dazu gibt der BGIA-Report 02/2008 [1].

Das sicherheitsbezogene Blockschaltbild basiert auf dem aus der booleschen Systemtheorie bekannten Zuverlässigkeitsblockschaltbild. Die Funktionsfähigkeit eines betrachteten Systems wird durch die serielle und parallele Anordnung seiner Bauteile, abstrahiert durch Blöcke, abgebildet. Wenn einzelne Blöcke gemeinsam für die Ausführung der Sicherheitsfunktion oder von Teilfunktionen verantwortlich sind, können sie in einer Serienschaltung zu einem Funktionskanal zusammengefasst werden. Der Ausfall eines Elements führt damit zum Ausfall des gesamten Kanals. Redundante Ausführungen werden als Parallelschaltung dargestellt. Auch beim Ausfall eines Kanals bleibt dann die (Teil-) Funktion der Steuerung erhalten. Zusätzlich sieht das sicherheitsbezogene Blockschaltbild vor, Steuerungselemente, die nur zur Überwachung der Sicherheitsfunktion dienen, in einem separaten Testkanal zusammenzufassen. Ziel ist es, die gesamte Kette der sicherheitsbezogenen Teile der Steuerung mit Hilfe der in Tab. 8.3 erläuterten Kategorien nachzubilden. Dabei kann es erforderlich sein, die Steuerung in Subsysteme zu unterteilen, welche dann in unterschiedlichen Kategorien modelliert werden können [28].

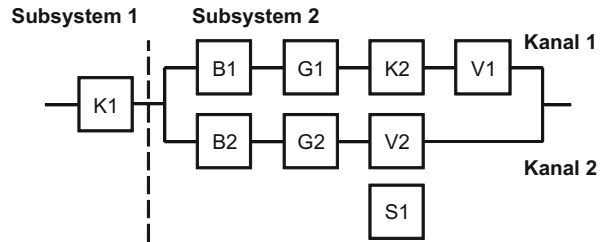
Die DIN EN ISO 13849-1 beschreibt den allgemeinen Aufbau einer Sicherheitsfunktion durch die Aufteilung in eine Eingabe-, eine Logik- und eine Ausgabeebene. Für das hier betrachtete Beispiel ergibt sich das in Abb. 8.12 (oben) dargestellte sicherheitsbezogene Blockschaltbild. Die Reihenfolge der Subsysteme lässt sich prinzipiell austauschen. Um eine unnötige Kappung in der Berechnung zu vermeiden, bietet es sich deshalb an, gleiche Strukturen zusammenzufassen, siehe Abb 8.12 (unten).

Abb. 8.12 Sicherheitsbezogenes Blockschaltbild der Sicherheitsfunktion *Sicher begrenzte Geschwindigkeit* für einen elektrohydraulischen Vorschubantrieb

Allgemeiner Aufbau einer Sicherheitsfunktion



Zusammenfassen gleicher Strukturen



Die Abstraktion der Steuerungselemente in Form von Blöcken muss so erfolgen, dass ihnen ein Zuverlässigkeitskennwert ($MTTF_d$) und ein Diagnosedeckungsgrad (DC) zugeordnet werden kann. Bei dem Drehzahlwächter (K1) handelt es sich um einen geprüften Sicherheitsbaustein, bei dem meist der erreichte Performance Level PL oder die Wahrscheinlichkeit eines gefährlichen Ausfalls je Stunde (PFH) in den Herstellerunterlagen angegeben ist. Für die Berechnung im vorliegenden Beispiel wurden die Bauteilkennwerte, soweit nicht exemplarisch Herstellerangaben vorlagen, auf Basis des BGIA Report 02/2008 [1] oder der DIN EN ISO 13849-1 geschätzt. Dies ist nur zulässig, wenn der Hersteller die Verwendung grundlegender und bewährter Sicherheitsprinzipien nach DIN EN ISO 13849-2 bestätigt. Tabelle 8.4 fasst Kennwerte zusammen, welche für die Berechnung verwendet wurden.

Die Berechnung des Performance Level PL für das elektrohydraulische Antriebssystem erfolgt mit Hilfe des Software-Assistenten SISTEMA des Instituts für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung (IFA) [1, 30]. Eine Ansicht des Eingabebildschirms zeigt Abb. 8.13. Die Sicherheitsbetrachtungen erfolgen für dieses Beispiel in 5 Schritten, deren Ergebnisse in Abb. 8.14 zusammengefasst sind:

1. **Berechnungsschritt:** Das Subsystem 2 in Abb. 8.12 (unten) besteht aus zwei Funktionskanälen. Den Zuverlässigkeitskennwert pro Kanal $MTTF_{d,Ch}$ erhält man aus der Summe der Ausfallraten der Einzelkomponenten $\lambda_{d,i}$. Es wird für alle beteiligten Bauteile eine konstante Ausfallrate über deren Gebrauchsdauer angenommen. Man erhält mit

$$\lambda_{d,i} = \frac{1}{MTTF_{d,i}} \quad (8.5)$$

Tab. 8.4 Kennwerte für die exemplarische Berechnung des Performance Levels der elektrohydraulischen Vorschubantriebe eines CNC-Mehrspindel-Drehautomaten [28]

Bauteile	Kennwerte
Positionsschalter B1, zwangsöffnend	$B_{10d} = 1.000.000$
	$N_{op} = 24.000 \text{ a}^{-1}$ (100 d ⁻¹ , 240 Arbeitstage/a)
	$MTTF_d = 416,7 \text{ a}$
	DC = 99 % (wegen Plausibilitätsprüfung mit B2)
Positionsschalter B2	$B_{10d,mech} = 1.000.000$ und $B_{10d,elektr} = 1.000.000$
	$n_{op} = 24.000 \text{ a}^{-1}$ (100 d ⁻¹ , 240 Arbeitstage/a)
	$MTTF_{d,mech} = 416,7 \text{ a}$
	$MTTF_{d,elektr.} = 416,7 \text{ a}$
	DC = 99 % (wegen Plausibilitätsprüfung mit B1)
Drehzahlwächter K1	$PFH = 3,16 \cdot 10^{-7}$
Wegmesssystem G1, inkremental	$MTTF_d = 30 \text{ a}$
	DC = 90 % (Plausibilitätsprüfung und Vergleich)
Impulsgeber G2	$MTTF_d = 100 \text{ a}$
	DC = 90 % (Plausibilitätsprüfung und Vergleich)
Regelelektronik K2	$MTTF_d = 20 \text{ a}$
	DC = 60 % (indirekte Überwachung über Wegmesssystem und Fehlererkennung über Prozess)
Regelventil V1	$MTTF_d = 150 \text{ a}$
	DC = 60 % (indirekte Überwachung über Wegmesssystem und Fehlererkennung über Prozess)
Schaltventil V2	$MTTF_d = 150 \text{ a}$
	DC = 99 % (direkte Überwachung über Ventilstellung, einmal pro Schicht)

für den Zuverlässigkeitskennwert des Funktionskanals

$$\frac{1}{MTTF_d} = \lambda_{d,ch} = \sum_{i=1}^n \lambda_{d,i} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{MTTF_{d,i}} \quad (8.6)$$

Der $MTTF_d$ -Wert eines Kanals darf einen Zeitraum von 100 Jahren nicht überschreiten, um die Zuverlässigkeit gegenüber den anderen quantifizierbaren Sicherheitskriterien nicht überzubewerten. Ein Wert unter 3 Jahren wird für den Einsatz in einer sicherheitsrelevanten Anwendung als nicht angemessen angesehen.

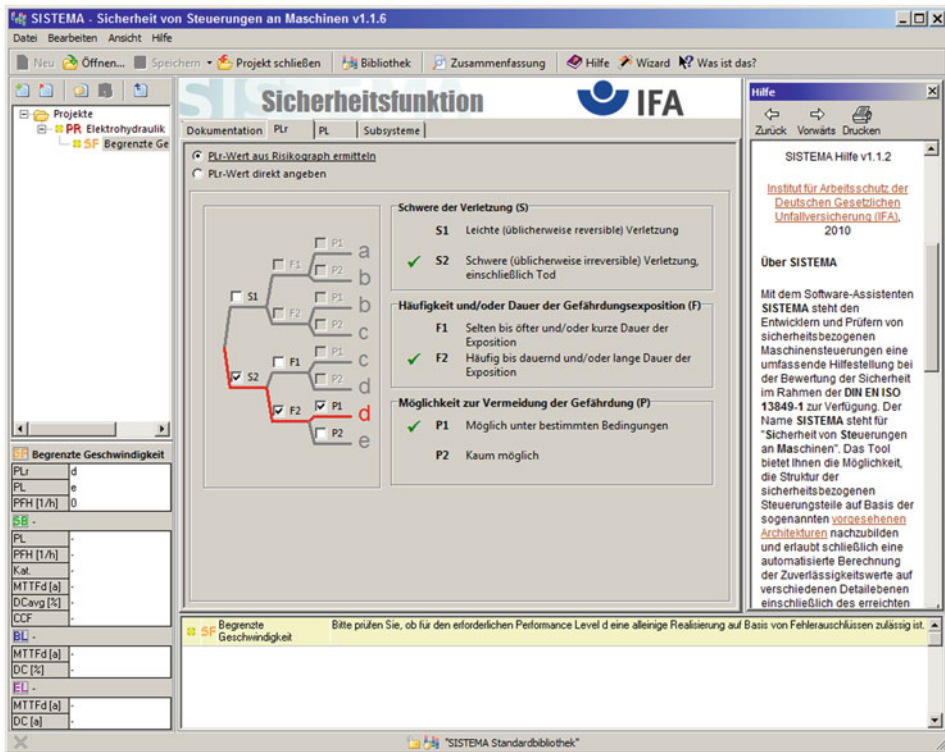


Abb. 8.13 Eingabebildschirm des Software-Assistenten SISTEMA [30]

2. **Berechnungsschritt:** Das Berechnungsverfahren auf Basis des Säulendiagramms in Abb. 8.7 geht davon aus, dass die $MTTF_d$ -Werte redundanter Kanäle gleich sind. Mit der Mittelungsformel

$$MTTF_{d,Sub} = \frac{2}{3} \cdot \left(MTTF_{d,Ch1} + MTTF_{d,Ch2} - \frac{1}{\frac{1}{MTTF_{d,Ch1}} + \frac{1}{MTTF_{d,Ch2}}} \right) \quad (8.7)$$

wird für unterschiedliche Kanäle ein Ersatzwert für die weitere Berechnung bestimmt. Der Software-Assistent SISTEMA berechnet für das zweikanalige Subsystem 2 den Zuverlässigkeitskennwert $MTTF_d = 32,4$ Jahre.

3. **Berechnungsschritt:** Den durchschnittlichen Diagnosedeckungsgrad DC_{avg} eines n-kanaligen Systems erhält man aus folgender Näherungsformel:

$$DC_{avg} = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{DC_i}{MTTF_{d,i}}}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{MTTF_{d,i}}} \quad (8.8)$$

Sicherheitsbezogenes Blockschaltbild

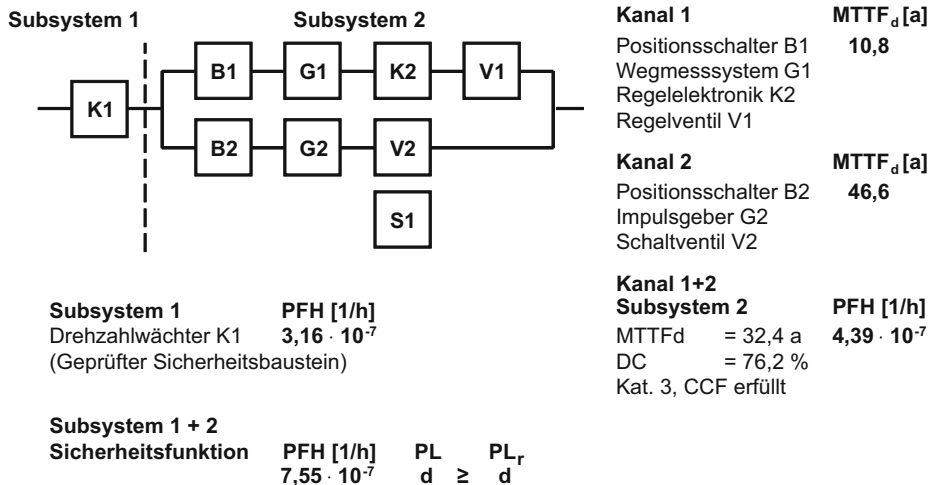


Abb. 8.14 Berechnung der sicherheitsbezogenen Kennwerte für die Sicherheitsfunktion *Sicher begrenzte Geschwindigkeit* für deinen elektrohydraulischen Vorschubantrieb

Die Funktion gewichtet die Diagnosedeckungsgrade der Einzelkomponenten DC_i über deren Zuverlässigkeitskennwert ($MTTF_{d,i}$). Für Subsystem 2 errechnet sich ein Wert von 76,2%. Die Norm DIN EN ISO 13849 stuft Werte $60\% \leq DC < 90\%$ als niedrig ein.

- Berechnungsschritt:** Die Realisierung des zweikanaligen Subsystems 2 erfolgt in der Kategorie 3 mit dem erforderlichen Performance Level $PL_r = d$. Es wird hier davon ausgegangen, dass die geforderten Maßnahmen gegen Ausfälle infolge gemeinsamer Ursache (CCF) erfüllt sind. Anhang K der DIN EN ISO 13849-1 gibt in Tabelle K1 eine numerische Darstellung des Säulendiagramm in Abb. 8.6, woraus der PFH-Wert und der Performance Level abgeschätzt werden können. Mit Hilfe des Software-Assistenten SISTEMA lässt sich der genaue Wert für die Wahrscheinlichkeit eines gefährlichen Ausfalls pro Stunde (PFH) berechnen: $PFH = 4,39 \cdot 10^{-7}$ 1/h.
- Berechnungsschritt:** Der erreichte Performance Level PL für die gesamte Sicherheitsfunktion errechnet sich aus der Summe der PFH-Werte aller n Subsysteme:

$$PFH_{ges} = \sum_{i=1}^n PFH_{Sub,i} \quad (8.9)$$

Das Subsystem 1 besteht hier nur aus dem geprüften Sicherheitsbaustein K1. Die durchschnittliche Wahrscheinlichkeit eines gefährlichen Ausfalls pro Stunde (PFH) ist Teil der Herstellerangaben. Im betrachteten Beispiel erhält man als Summe der Werte beider Kanäle: $PFH_{ges} = 7,55 \cdot 10^{-7}$ 1/h. Der Lösungsvorschlag für eine Antriebsachse

erfüllt damit die erforderliche Sicherheitsanforderung, den Performance Level d. Die Ergebnisse sind in Abb. 8.14 (unten) zusammengefasst.

In einem CNC-Mehrspindel-Drehautomat überlagern sich allerdings die Bewegungen mehrerer Antriebsachsen. Nach DIN EN ISO 13849-1 sind alle Antriebe in einer Sicherheitsfunktion zu berücksichtigen, die zu einer Gefährdung innerhalb des Arbeitsbereichs führen könnten; denn aus sicherheitstechnischer Sicht ist es unerheblich, von welcher Antriebsachse die Gefährdung ausgeht. Aufgrund der hohen Anzahl an Antrieben innerhalb des Arbeitsbereichs lassen sich die Sicherheitsanforderungen in der Beispielanwendung heute mit vertretbarem wirtschaftlichen Aufwand kaum realisieren. Hier sind weitere innovative Entwicklungen zur Funktionalen Sicherheit notwendig, um die Wettbewerbsfähigkeit der elektrohydraulischen Vorschubantriebe zu sichern.

8.5 Integrierte Sicherheit, neue Sicherheitskonzeptionen

Die wesentlichen sicherheitstechnischen Funktionen, die zum Leistungsspektrum jeder sicherheitsrelevanten Antriebseinheit gehören, sind:

- rechtzeitiges Anhalten von gefahrbringenden Bewegungen,
- Verhindern eines unerwarteten Anlaufs,
- steuern von definierten Geschwindigkeiten oder das Verhindern einer unzulässigen Geschwindigkeitserhöhung.

Es gibt in der Antriebs- und Steuerungstechnik daher Bestrebungen, Sicherheitsfunktionen in Form von Hard- und Software direkt in den Antrieb zu integrieren. Die Integration reduziert den Bauraum und eliminiert Verdrahtungsaufwand; sie erhöht Flexibilität und Funktionalität und lässt gleichzeitig konventionelle Bauteile der Sicherheitstechnik wie Stillstands- und Drehzahlwächter entfallen. Außerdem reduziert sie die Zusatzkosten für Sicherheitsanforderungen und ermöglicht eine bedienerfreundliche Einstellung der Sicherheitsfunktion. Die Attraktivität eines fluidtechnischen Antriebs für den Einsatz in sicherheitstechnischen Anwendungen kann erheblich gesteigert werden, wenn der Maschinenhersteller auf eine Komplettlösung zurückgreifen kann, in welcher die Sicherheitsfunktionen integriert sind und auswählbar in einer parametrierbaren Form zur Verfügung stehen. Für den Vorschubantrieb in Abb. 8.11 bedeutet dies:

- Das Regelventil (V1) muss sicherheitstechnische Aufgaben übernehmen, damit das zusätzliche Schaltventil (V2) entfallen kann.
- Das Wegmesssystem muss mit geeigneten Fehlererkennungsmethoden ausgerüstet sein, damit das redundante Wegmesssystem (G2) entfallen kann.

- Die sicherheitstechnischen Funktionen (Begrenzung der Geschwindigkeit, Überwachung, sichere Kommunikation), die bisher der Sicherheitsbaustein (K1) übernimmt, müssen in die Regelelektronik (K2) des Vorschubantriebs integriert werden.

Allerdings stehen heute elektrohydraulische Antriebe mit Funktionaler Sicherheit noch nicht als Standardlösung zur Verfügung. Ihre Entwicklung kann u. a. durch modellbasierte Methoden wie die **Analytische Redundanz** sowie das **Online-Condition-Monitoring** im Sinne einer vorausschauenden online Zustandsanalyse von Komponenten und Teilsystemen unterstützt werden. Hinzu kommen neuere Entwicklungen bei Hydraulikkomponenten, die einen Fehlerausschluss ermöglichen [18], sowie die Entwicklung von virtuellen Sensoren [16] und Sensoren mit interner Fehlerüberwachung [23, 32].

Ein Beispiel für eine *vorausschauende Fehlererkennung* zur Erhöhung des Diagnosedeckungsgrads ist die modellbasierte Analyse des Schaltverhaltens von Elektromagneten, wie sie beispielsweise zur Betätigung von Hydraulikventilen eingesetzt werden [20]. Solche Elektromagnete sind meist rotationssymmetrisch aufgebaut (s. Abb. 4.3). Der elektromagnetische Teil besteht im Wesentlichen aus Anker, Pol, Polrohr und Spule. Eine elektrische Spannung U_M an der Spule erzeugt einen magnetischen Fluss Ψ , der auf den beweglichen Anker eine Kraft F_M ausübt, die in Richtung einer Verkleinerung des Luftspalts wirkt (s. Abb. 7.19). Der magnetische Fluss Ψ ist abhängig von der Eingangsspannung U_M , vom Spulenstrom I_M , dem Luftspalt x_A (bzw. der Ankerposition s), der Spulentemperatur T und den Eigenschaften der verwendeten Materialien im elektrischen und magnetischen Kreis.

Das statische und dynamische Verhalten solcher Elektromagneten kann in einem mathematischen Modell unter Berücksichtigung von Hysterese und Wirbelströmen sehr gut nachgebildet werden. Ein gutes Magnetmodell ermöglicht, mit Hilfe des gemessenen Spulenstroms I_M und der Spannung U_M ein Online-Condition-Monitoring des Magneten durchzuführen. Die Erregerspule des Magneten dient hierbei gleichzeitig als Sensor für den magnetischen Fluss Ψ . So lassen sich Verschleiß und Beschädigung am Ventilmagneten durch entsprechende Echtzeit-Auswertungsalgorithmen $\Psi = f(I_M, x_A)$ direkt und zuverlässig erkennen. Einige Beispiele für erhöhte Reibung, Federbruch und Fehler im Luftspalt zeigt Abb. 8.15 [11].

Eine Methode zur Reduzierung der Hardware für redundante Teilsysteme in sicherheitsrelevanten Antrieben ist die *Analytische Redundanz*. Parallel zum System, das überwacht werden soll, wird innerhalb der Maschinensteuerung ein Modell oder Teilmodell des Systems implementiert. Das Modell simuliert in Echtzeit das Systemverhalten. Die Fehlererkennung beruht auf der Erfassung von Abweichungen zwischen den Messwerten des realen Systems und den Ausgangsgrößen des Modells. Ein Beispiel, das an der TU München erarbeitet wurde [22], zeigt Abb. 8.16. Hier wird das Konzept der *Analytischen Redundanz* angewendet, um die Sicherheit und Zuverlässigkeit der Steuerung eines Traktor-Anbaugerätes zu erhöhen. Neben der direkten Erfassung des zu überwachenden Winkels an der Hebeeinrichtung durch redundante Winkelsensoren wird der Volumenstrombedarf des Verstellzylinders gemessen und über ein mathematisches Modell des Zylinderantriebs und der Kinematik ein Winkel berechnet. Die Steuerung muss die Sicherheitsfunktionen *Warnmeldung und Notbetrieb* ausführen.

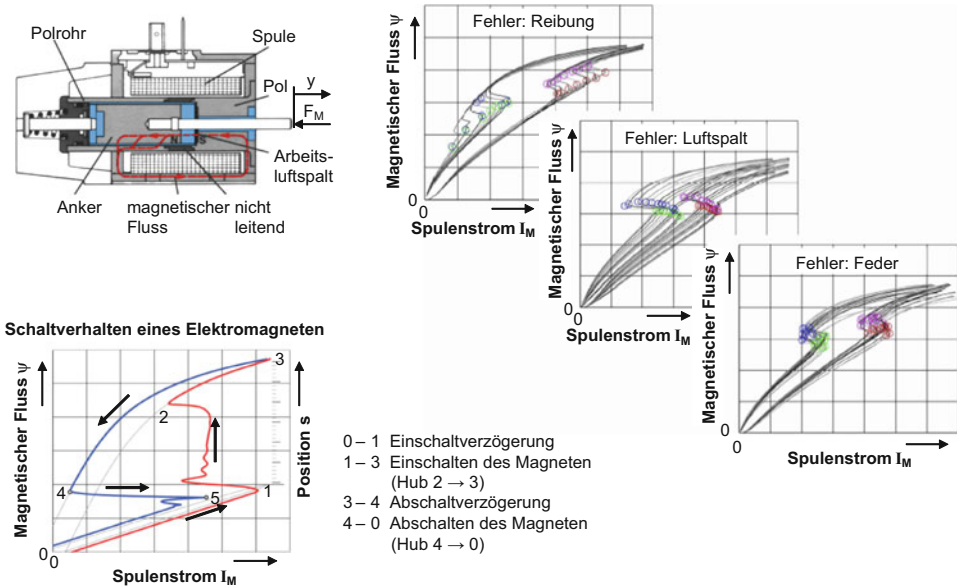


Abb. 8.15 Modellbasierte Fehlererkennung bei einem Elektromagneten nach A. Gadyuchko [11]

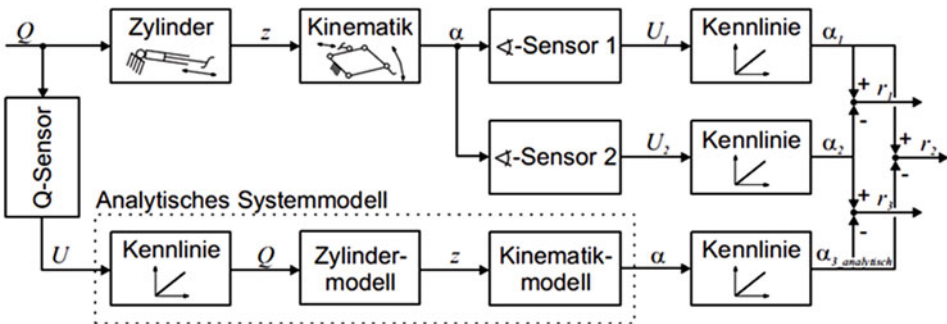
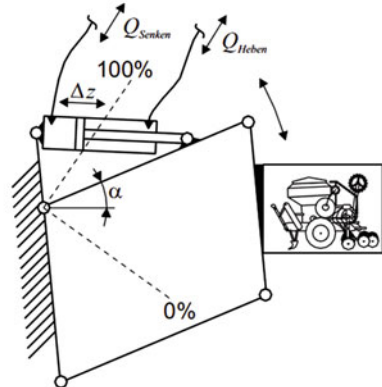


Abb. 8.16 Analytische Redundanz bei der Sicherheitsfunktion – Warnmeldung und Notbetrieb – am Beispiel eines Traktorbaugeräts nach M. A. Martinus [22]

Grundlage für die Diagnose eines defekten Winkelsensors oder eines Fehlers in der Kinematik ist die logische Verarbeitung der drei redundanten Kanäle, wobei die Werte der drei Residuen r_1 bis r_3 miteinander verglichen werden. Wenn jeweils zwei Residuen von Null abweichen, kann der Fehler eindeutig einem bestimmten Sensor oder der Kinematik zugeschrieben werden. Bei einem Einfachfehler erfolgt eine Warnmeldung an den Bediener, aber das System bleibt funktionstüchtig. Nach einem Zweitfehler kann jedoch nicht mehr festgestellt werden, welcher der beiden übrigen Kanäle fehlerhaft ist; das System muss abgeschaltet werden.

Die gerätetechnischen Grundlagen für Konzepte der Analytischen Redundanz in sicherheitsrelevanten Anwendungen sind durch die Verfügbarkeit geeigneter elektrohydraulischer Komponenten und Sensoren sowie leistungsfähiger Mikrocontroller gegeben. Praktische Einsätze in Maschinen wurden bisher allerdings nicht bekannt.

Literatur

1. Autorenkollektiv: Funktionale Sicherheit von Maschinensteuerungen – Anwendung der DIN EN ISO 13849, BGIA-Report 2/2008; ISBN 978-3-88383-730-X, Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung, Sankt Augustin
2. Bredau, J., et al.: Condition Monitoring in Fluid Power Technology – A Comprehensive Approach, 6. International Fluid Power Conference (IFK), Bd. 1, S. 211–240. Dresden (2008)
3. DIN EN ISO 13849-2: Sicherheit von Maschinen – Sicherheitsbezogene Teile von Steuerungen – Teil 2: Validierung. Beuth, Berlin (2003)
4. DIN EN ISO 12100-1: Sicherheit von Maschinen – Grundbegriffe, allgemeine Gestaltungsleitsätze – Teil 1: Grundsätzliche Terminologie, Methodologie. Beuth, Berlin (2004)
5. DIN EN ISO 12100-2: Sicherheit von Maschinen – Grundbegriffe, allgemeine Gestaltungsleitsätze – Teil 2: Technische Leitsätze. Beuth, Berlin (2004)
6. DIN EN ISO 14121-1:2007 Sicherheit von Maschinen – Risikobeurteilung – Teil 1: Leitsätze. Beuth Verlag, Berlin (2005)
7. DIN EN 62061: Sicherheit von Maschinen – Funktionale Sicherheit sicherheitsbezogener elektrischer, elektronischer und programmierbarer elektronischer Steuerungssysteme. Beuth, Berlin (2005)
8. DIN EN 61508: Funktionale Sicherheit sicherheitsbezogener elektrischer/elektronischer/programmierbarer elektronischer Systeme – Teil 0 bis 7, Beuth Verlag, Berlin 2002 bis 2005
9. DIN EN ISO 13849-1: Sicherheit von Maschinen – Sicherheitsbezogene Teile von Steuerungen – Teil 1: Allgemeine Gestaltungsleitsätze. Beuth, Berlin (2007)
10. Fraser, I.: Leitfaden für die Anwendung der Maschinenrichtlinie 2006/42/EG, 2. Aufl., Juni 2010, Brüssel. Online-Version auf der Homepage des Bundesministeriums für Arbeit und Soziales. <http://www.bmas.de>. Zugegriffen: 14. Aug. 2013
11. Gadyuchko, A.: Produktbegleitende Prüfung und Condition Monitoring mit magnetischer Messung, 3. Ilmenauer Magnettag. Ilmenau (2012)
12. Gödicke, D.: Aktiv werden für funktionale Sicherheit, VDMA-Nachrichten, Oktober 2011, S 74–75
13. Gorgs, K.J., Grigulewitsch, W., Kleinbreuer, W.: Elektrohydraulische Stetig-Ventile mit Sicherheitsverantwortung. O + P Ölhydraulik und Pneumatik. **45**(11–12), 745–748 (2001)

14. Gorgs, K.J., Kimura, T., Reiner, D.: Sicherheituntersuchung – Hydraulische Proportionalventile mit elektrischer Stellungsüberwachung. O + P Ölhydraulik und Pneumatik. **50**(6), 324–329 (2006)
15. Gutmann, M.: Entwicklung einer methodischen Vorgehensweise zur Diagnose von hydraulischen Produktionsmaschinen. Dissertation, Universität Karlsruhe (2004)
16. Hägele, G., et al.: Virtuelle Sensoren im Einsatz, Positionsregelung eines Differentialzylinders unter Verzicht auf Wegmessung. O + P Fluidtechnik für den Maschinen- und Anlagenbau **4**, 52–55 (2013)
17. Hauke, M., Schaefer, M.: Sicherheitsnorm mit neuem Konzept. O + P Ölhydraulik und Pneumatik. **50**(3), 142–147 (2006)
18. HAWE Hydraulik. O + P Fluidtechnik für den Maschinen- und Anlagenbau. **9**, 33 (2013)
19. Helduser, S.: Kompakt und dynamisch, Entwicklungstendenzen bei elektrohydraulischen Antrieben und Steuerungen. O + P Zeitschrift für Fluidtechnik – Aktorik, Steuerelektronik und Sensorik. **4**, 110–121 (2009)
20. Helduser, S.: Grundlagen elektrohydraulischer Antriebe und Steuerungen. Vereinigte Fachverlage Mainz, Mainz. ISBN 978-3-7830-0387-1 (2013)
21. Krähling, R., Dyck, H.: Online-Condition-Monitoring Kosten senken – einfach, sicher, schnell. O + P Fluidtechnik für den Maschinen- und Anlagenbau. **6**, 22–27 (2013)
22. Martinus, M.A.: Funktionale Sicherheit von mechatronischen Systemen bei mobilen Arbeitsmaschinen. Dissertation, TU München (2004)
23. MTS Sensor Technologie, Lüdenscheid. <http://www.mtssensor.de>. Zugegriffen: 16. Sep. 2013
24. Mundry, S.M.: Zustandsüberwachung an Prozessventilen mit intelligenten Stellungsreglern. Dissertation, RWTH Aachen (2002)
25. Münchhof, M.: Modellbasierte Hydraulik-Überwachung – Übersicht über modellbasierte Verfahren zur Überwachung linearer Servo-Achsen. O + P Ölhydraulik und Pneumatik. **51**(4), 184–193 (2007)
26. Murrenhoff, H., et al.: Online Condition Monitoring (OCM) in der Fluidtechnik, 4. International Fluid Power Conference (IFK), Bd. 2, S. 219–244, Dresden (2004)
27. Ostermann, H.-J., Ostermann, B.: Maschinenrichtlinie 2006/42/EG-Konsolidierte Fassung mit Hyperlinks zum Online-Kommentar, Version 3.0. <http://www.maschinenrichtlinie.de>. Zugegriffen: 14. Aug. 2013
28. Richter, S., et al.: EN ISO 13849 – Neue Möglichkeiten für sichere fluidtechnische Antriebe. O + P Konstruktions-Jahrbuch **210**, 52–59 (2009)
29. Schuster, U.: BIA-Report 6/2004, Untersuchung der Alterungsprozesse von hydraulischen Ventilen, Hauptverband der gewerblichen Berufsgenossenschaft, Sankt Augustin 2004
30. SISTEMA, Software-Assistent zur Bewertung von sicherheitsbezogenen Maschinensteuerungen nach DIN EN ISO 13849, Institut für Arbeitsschutz der gesetzlichen Unfallversicherung (IFA), Sankt Augustin. <http://www.dguv.de/ifa/Praxishilfen>. Zugegriffen: 21. Aug. 2013
31. Stammen, C.: Condition Monitoring für intelligente hydraulische Linearantriebe. Dissertation, RWTH Aachen (2005)
32. tecsis GmbH, Offenbach. <http://www.tecsis.de>. Zugegriffen: 16. Sept. 2013

Zusammenfassung

Die hydraulische Antriebs- und Steuerungstechnik hat durch ihre speziellen Vorzüge – die hohe Kraftdichte sowie die gute Steuer- und Regelbarkeit – ein breites Anwendungsgebiet im stationären Maschinenbau, in fahrenden Arbeitsmaschinen, in Kraftfahrzeugen sowie in der Luft- und Raumfahrt. Die elektronische Signalverarbeitung in den Maschinen und Anlagen bietet der Hydraulik viele Chancen, da sie den Übergang vom niedrigen Leistungsniveau des elektronischen Signalteils zum hohen Leistungsniveau im Energieteil einfach und kostengünstig ermöglicht. Einige ausgewählte, interessante Anwendungsbeispiele veranschaulichen die mechatronische Denkweise dieser Technik sowie ihre Vielfalt und Leistungsfähigkeit.

9.1 Anwendungsbeispiele im stationären Maschinenbau

In stationären Anlagen wird der hydrostatische Antrieb vorwiegend als **Leistungsgetriebe** eingesetzt, das große Übersetzungen im oberen Leistungsbereich (30 bis 1500 kW) ermöglicht. Maschinen und Anlagen, die sehr hohe Drehmomente bei niedrigen Drehzahlen erfordern, sind in vielen industriellen Prozessen anzutreffen. Für den optimalen Prozessablauf ist die Anpassung an die günstigste Betriebsdrehzahl erforderlich, so dass vielfach die Übersetzung stufenlos einzustellen ist. Erfordert der Energieumsatz des Prozesses sehr hohe Leistungsaufnahme, greift man zum Doppel- oder Mehrmotorenantrieb, dessen getrennte Leistungsarme sich zu einem Abtriebsstrang vereinen lassen. Hierfür eignet sich der hydrostatische Antrieb ebenfalls, der neben der Leistungsübertragung weitere Aufgaben

zu übernehmen vermag. Es sind dies aus der Sicht getriebetechnischer Ordnungsprinzipien Aufgaben, die dem **Verstellgetriebe** (CVT-Getriebe) [1] bzw. dem **Parallelgetriebe**, und zwar in der Funktion des *Sammelgetriebes* (VDI 2127) vorbehalten sind.

9.1.1 **Aufbereitungs- und Entsorgungstechnik: Rohrmühle, Schredder, Innenkneiter**

Für den Prozess der mechanischen Zerkleinerung von Gestein, etwa von Kalkstein und Klinkern für die Zementgewinnung oder von Erzen bei deren Aufbereitung für die Kupfer- und Goldverhüttung, setzt man die Rohrmühle (DIN 24100, Teil 1, Teil 2) ein. Die mit Mahlkörpern, z. B. Stahlkugeln, gefüllte und sich langsam drehende Rohrmühle zerkleinert das durchgeleitete Gestein zu vorwiegend feinkörnigem Mahlgut.

Der konventionelle Rohrmühlenantrieb wird als Seitenantrieb ausgeführt und besteht aus einer Vielzahl mechanischer Komponenten, Abb. 9.1a.

Treibt man das Mühlenrohr von der Stirnseite aus an, gelangt man zum Zentralantrieb, der als leistungsverzweigtes Stirnrad- oder Planetengetriebe ausgeführt wird. Bei dieser Antriebsvariante entfallen der Strang mit der Abtriebskupplung (Hochmomentkupplung) wie auch die offene Abtriebsstufe (Einzelritzel und Zahnkranz), jedoch benötigt man schon für mittlere Leistungen sehr große Getriebe.

Im Vergleich zur elektromechanischen Variante nutzt der hydraulische *Mühlenantrieb* als Zentralantrieb, Abb. 9.1b, die Vorzüge *günstiger Kennwerte des Bauaufwands*. Letzterer ist dadurch klein, dass sich mit der hydrostatischen Leistungsübertragung *geringe leistungsbezogene Masse* (Leistungsgewicht) und *geringes leistungsbezogenes Bauvolumen* (hohe Bauraumleistung) verbinden. Zweistufiges Planetengetriebe und schnelllaufender Hydromotor (Schrägachsen-Axialkolbenmotor) bilden eine Baueinheit, die sich als Kompaktgetriebemotor, s. Abschn. 3.3.10, unmittelbar auf das Wellenende des anzutreibenden Mahlrohrs aufstecken lässt. Vom Aufsteckantrieb führen flexible Schlauchleitungen zum räumlich getrennten Antriebsaggregat (Pumpenblock).

Getriebefundament und Hochmomentkupplung entfallen damit ebenso wie das Positionieren bei der Montage. Aufgrund des selbsttätigen Einrückens des Getriebes in die richtige Lage beim Fügen kann auf das Ausrichten (VDI 2726) verzichtet werden. Beeinträchtigung des Tragbilds und damit der Lastverteilung auf den Zahnflanken der Dicken- oder Endstufe tritt nicht auf. Pendelnde Drehmomentstütze bringt querkräftfreie Abtriebswelle mit sich. Damit vermeidet man das Durchbiegen der Welle und die elastische Verformung des Getriebegehäuses im Betriebszustand.

Die Kombination des *schnelllaufenden Hydromotors* mit nachgeschaltetem Planetengetriebe bringt hohe Gleichförmigkeit der Drehbewegung (Drehzahlstabilität) mit sich, die beim kontinuierlichen Zerkleinern die Güte des Mahlergebnisses beeinflusst. Wird bei der Zementgewinnung mit konstanter Drehzahl zerkleinert, erfordert das Aufbereiten von Erzen die verfahrenstechnisch bedingte Anpassung an die jeweils günstigste Betriebsdrehzahl. Hier hat der hydrostatische Antrieb den Vorzug, über die Pumpenverstellung

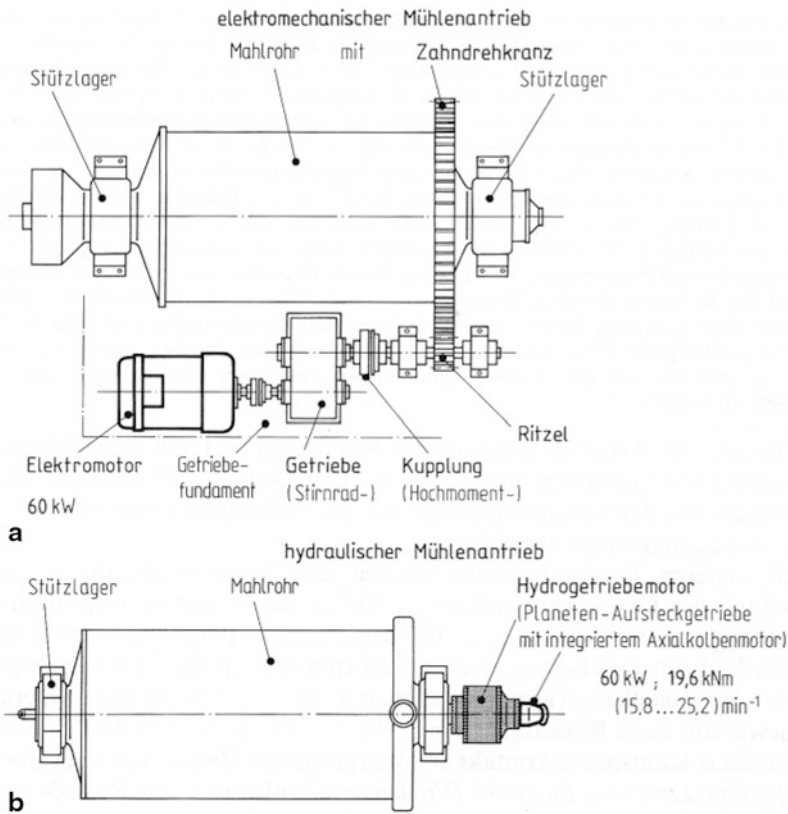


Abb. 9.1 Mühlentrieb einer Rohrmühle. **a** Konventioneller Antrieb (Einzelritzelantrieb); **b** Zentralantrieb mit Hydromotor teilintegriert in Planeten-Aufsteckgetriebe (Hydrotriebemotor), Bauart Bosch Rexroth, Lohmann + Stolterfoth, nach Berger [3, 4]

(Primärverstellung) die Aufgabe des drehzahlveränderbaren Antriebs auszuführen und damit *verlustarm stufenlose Übersetzungsänderung* über einen vorgegebenen Drehzahlbereich herbeizuführen. Der Wandlungsbereich kann vergrößert, die Auslastung verbessert werden, indem man die Motorverstellung (Sekundärverstellung) hinzunimmt und diese getrennt (Einzelverstellung) oder gleichzeitig mit der Pumpenverstellung (Verbundverstellung) ausführt [2]. Man erzielt damit einen *großen Stellbereich* (großes Stellverhältnis $\varphi = i_{\max}/i_{\min}$). Das im Vergleich zum elektromechanischen Antrieb kleine Trägheitsmoment des Hydrotriebemotors vermeidet Betriebsausfall und Maschinenschaden bei verfahrensbedingter Störung, da aufgrund minimalen Nachlaufs kaum Verspannen des Triebstrangs durch Blockieren auftritt. Außerdem werden lastseitig induzierte Drehmomentspitzen mittels grenzdruckabhängig öffnenden Ventils abgefangen, somit *Sicherheitsfunktionen* vom Hydrokreislauf übernommen, die sich gerätetechnisch als Ventilbestückung in das Steueraggregat integrieren lassen [3, 4].

Eine Alternative zum Hydrotriebemotor stellt der *langsamlaufende Hochmomentmotor* (außen abgestützter Radialkolbenmotor) dar. Vom *kupplungslosen Aufsteckantrieb*

gelangt man zum *getriebelosen Aufsteckantrieb*, der ohne mechanisches Zwischengetriebe sehr hohe Abtriebsmomente hydraulisch zu erzeugen vermag (rotatorischer Direktantrieb) [5, 6]. Bei der Wahl zwischen Schnell- und Langsamläufer ist entsprechend der Aufgabe u. a. nach dem Kriterium Laufgüte (Langsamlaufverhalten) zu gewichten (s. Abschn. 3.3.8).

Bei sehr großer Mühlenleistung legt man den elektromechanischen Antriebsstrang als Sammelgetriebe aus. Vorherrschend war der konventionelle Doppelantrieb nach dem Konzept des zweifachen Seitenantriebs. An dessen Stelle tritt der Doppelantrieb mit Zahnkranzgetriebe (bis 14.000 kW). Zwei parallele Abtriebsritzel, die nur einer Räderkette angehören, kämmen mit dem Zahnkranz. So vereint man in der offenen Abtriebsstufe getrennte Leistungszweige in kompakter Anordnung [7, 8].

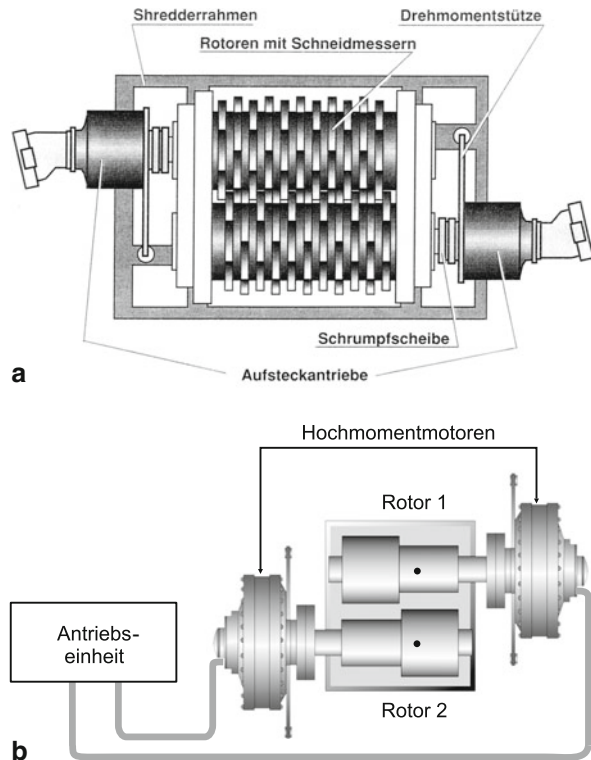
In die Suche nach Antriebslösungen zur Übertragung sehr großer Leistungen bezieht man die hydrostatische Energieart insbesondere dann ein, wenn gleichzeitig *stufenlose Drehzahländerung* gefordert ist. Beim hydraulischen Mehr- oder Doppelmotorantrieb, dessen parallele Antriebsglieder (Hydrogetriebe- oder Hochmomentmotoren) von einem Antriebsaggregat zentral mit Druckflüssigkeit versorgt werden (Zentralhydraulik), können außerdem Zusatzfunktionen auf den Hydrokreislauf verlagert werden. So entfallen konstruktive Maßnahmen des Lastausgleichs, da sich gleichmäßige Lastverteilung auf die Leistungszweige über die hydraulische Schaltung erzielen lässt.

Das Aufbereiten von Abfallgut durch Sortieren und Zerkleinern ist wesentlicher Bestandteil der Abfallentsorgung. Für das Zerkleinern scherbarer Abfallstoffe setzt man hydraulische *Schredder* (Shredder) ein, die – über Stetigförderer mit einer Aufbereitungsstrecke verkettet – weitgehend automatisch arbeiten. Zwei gegenläufige Rotoren bestückt mit austauschbaren Schneidmessern werden jeweils von einem Hydromotor angetrieben, dem ein aufsteckbares 2-stufiges Planetengetriebe nachgeschaltet ist. Die Hydrogetriebe-motoren bilden einen hydraulischen Doppelmotorenantrieb, der sich als Aufsteckantrieb über Drehmomentstützen auf den Schredderrahmen abstützt, Abb. 9.2a.

Blockieren nichtscherbare Abfallstoffe den Zerkleinerungsprozess, wird die Schädigung der Schneidmesser dadurch unterbunden, dass die hydraulische Steuerung zusätzlich die Funktion der Überlastsicherung übernimmt [9].

Das Aufbereiten von Gummigemischen durch Kneten ist wesentlicher Bestandteil der Gummiherstellung. Für das Durchkneten einer Vielzahl zäher Rohgummizuschläge setzt man hydraulische *Innenkneten* ein, die – über Stetigförderer mit einer offenen Walzstraße verkettet – weitgehend automatisch arbeiten. Zwei gegenläufige Tangentialrotoren werden von jeweils einem aufsteckbaren Hochmomentmotor vollhydraulisch betrieben (rotatorischer Direktantrieb), Abb. 9.2b. Im Vergleich zum herkömmlichen elektromechanischen Antrieb mit Zahnradübersetzungs- und Steuergetriebe (Verteilgetriebe) ist der hydraulische Doppelmotorenantrieb nicht nur einfacher im Aufbau. Die stufenlose Drehzahländerung bei drehzahlunabhängig vollem Drehmoment eröffnet optimalen Prozessverlauf dahingehend, dass die Anzahl der Mixturen erhöht und während des Knetens Spezialmixturen eingestellt werden können. Darüber hinaus ermöglicht die zentrale Druckflüssigkeitsversorgung die Bedarfsanpassung des Volumenstroms, sodass optimaler Energieverbrauch gesichert ist [162].

Abb. 9.2 Hydraulischer Doppelmotorenantrieb. **a** Hydrotriebmotoren als Rotor-Aufsteckantrieb eines Schredders, Bauart Bosch Rexroth, Lohmann + Stolterfoht [4, 9]; **b** Hochmomentmotoren als Rotor-Aufsteckantrieb eines Innenkneters, Bauart Hägglunds Drives [6]



9.1.2 Hütten- und Walzwerke

Als Leistungs-, Verstell- und Parallelgetriebe im oberen Leistungsbereich zeichnet sich der hydrostatische Antrieb durch weitere Vorzugsmerkmale aus, die z. B. im Hauptantrieb eines Reduzierwalzwerks (DIN 24500, Teil 3, Teil 4) für die urformende Metallbearbeitung in der Hüttentechnik genutzt werden [10].

Der konventionelle Walzantrieb wird als Kammwalzantrieb ausgeführt, der die vom Walzmotor aufgebrachte Leistung über ein Kammwalzengerüst auf die Walzen verzweigt, Abb. 9.3a.

Überträgt man die zur Formgebung des Walzguts erforderliche Leistung von zwei Motoren getrennt auf Ober- und Unterwalze, gelangt man zum Zwillingantrieb. Bei dieser Antriebsvariante entfällt das Kammwalzengerüst, jedoch benötigt man zwei Antriebsträger, die sich über lange Spindeln (Gelenkwellen) erstrecken.

Im Vergleich zur elektromechanischen Variante ermöglicht der hydraulische *Walzantrieb* den Zwillingantrieb mit verkürzten Antriebsträngen, die von einer aus Planetengetriebe und schnelllaufendem Hydromotor bestehenden kompakten Motorgruppe gebildet

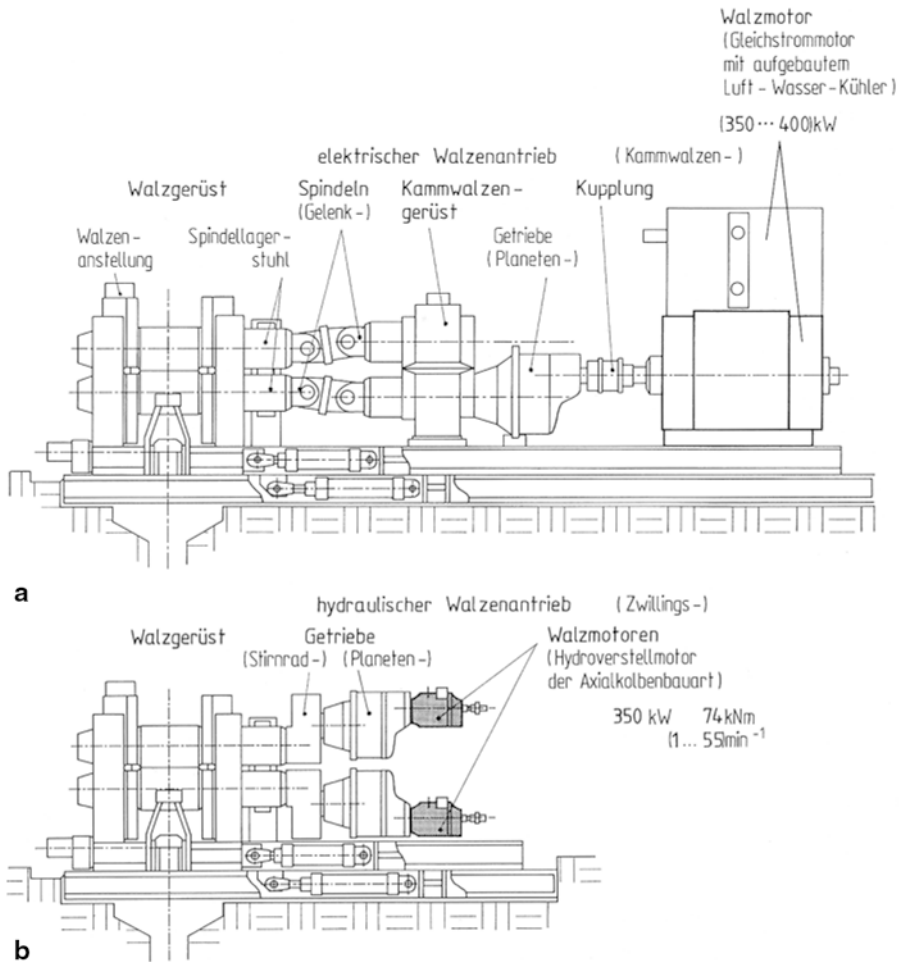


Abb. 9.3 Walzenantrieb eines Reduzierwalzwerks. **a** Konventioneller Antrieb (Kammwalzenantrieb); **b** Zwillingsantrieb mit Hydrogetriebemotoren, Bauart Bosch Rexroth, nach Kordak [10]

werden, Abb. 9.3b. Das geringe leistungsbezogene Bauvolumen (hohe Bauraumleistung) lässt die zur Walzspaltveränderung bewegliche Übereinanderanordnung der Motorgruppen unmittelbar am Walzgerüst zu. Neben der Einsparung von maschineller Ausrüstung und Motorfundament verbindet sich mit kleinem Bauraum vor allem günstiges dynamisches Verhalten, das für diskontinuierliche Antriebe mit häufigen Anlauf- und Reversiervorgängen ebenso wie für die drehzahlgeregelten Antriebe von wesentlicher Bedeutung ist.

Der hydraulische Walzenantrieb weist als trägheitsarmer, spielfreier und mechanisch steifer Antriebsstrang den Vorzug einer hohen Anlaufdynamik (Beschleunigungsvermögens) auf, sodass kurze Anlaufzeit und gutes Regelverhalten erzielt werden. Bei

Umkehrwalzwerken erfordert die Reversierphase einen großen Teil der Betriebszeit. Zum Erzielen eines optimalen Durchsatzes strebt man daher möglichst hohe Beschleunigungs- und Verzögerungswerte an. Die Kopplung von Walzmotor und Walze über die mehr oder weniger torsionssteife Spindel macht den herkömmlichen Walzantrieb zu einem drehschwingungsfähigen System, das durch einen Drehmomentstoß (beim Anstich) zu Drehschwingungen angeregt wird. Dagegen bringt die spindellose Motorkopplung eine erhebliche Verminderung der Drehschwingungsneigung der Antriebskette mit sich. Schwingungsfähigkeit und dynamisches Verhalten der Drehzahlregelung können Instabilität hervorrufen und damit zu unzulässigen Drehmomenterhöhungen (Versagen durch Schwingbruch) und Beeinträchtigungen des Walzvorgangs (Rattern) führen. Die Stabilisierung des Antriebsregelkreises vereinfacht sich durch die günstigere Streckendynamik des hydraulischen Walzantriebs.

Da in vollkontinuierlichen Straßen das Walzgut in mehreren, hintereinander angeordneten Gerüsten gleichzeitig umgeformt wird, ermöglicht die stufenlose Änderung der Walzendrehzahlen eine optimale Anpassung an den Umformprozess. Die individuelle Drehzahleinstellung von Ober- und Unterwalze erübrigt eine genaue Abstimmung der Walzendurchmesser und vereinfacht die Werkzeughaltung. Nicht nur am Walzgerüst ist eine stufenlose Einstellung einer Drehzahldifferenz möglich. Darüber hinaus lässt sich mit dem hydrostatischen Einzelantrieb eine Proportionalverstellung aller Walzendrehzahlen der Walzstraße mit großer Schnelligkeit und Genauigkeit ausführen. Verfahrensbedingte Forderungen wie Konstanzzug, die die Güte des Walzergebnisses beeinflussen, können durch hydraulische Sekundärregelung mit aufgeprägtem Druck verwirklicht werden. Hydroverstellmotore ausreichender Stelldynamik ermöglichen bei elektrohydraulischer Motorregelung uneingeschränkten Parallelbetrieb sowie auf Grund bedarfsangepasster Leistungsaufnahme aus dem Drucknetz, Rückgewinnung von Bremsenergie, kleiner hydraulischer Zeitkonstanten des Leistungsteils verlustarme Drehzahlregelung hoher Regelgüte. Der sekundär geregelte Antrieb wird in einen übergeordneten digitalen Lagerregelkreis einbezogen zur Positionierregelung von Walzwerksantrieben mit höchster Genauigkeit und Systemstabilität.

In elektromechanisch angetriebenen Umkehrstraßen werden Gleichstrom-Umkehrwalzmotoren eingesetzt, die kleinen Läuferdurchmesser haben und mittels Thyristor-Stromrichterspeisung sehr kurze Anregelzeiten erlauben. Die Gleichstrom-Walzmotoren können in Antriebsregelkreisen mit hoher Regelgüte und höherem Motorwirkungsgrad als der Hydromotor betrieben werden.

Bei einem Vergleich der Energieformen ist jedoch zu berücksichtigen, dass der dynamische Anlagenkennwert nicht von der Normalanlaufzeit (Leerhochlaufzeit des E-Motors) sondern von der Anlaufzeit unter Berücksichtigung des Fremdrägheitsmoments der Spindeln und Kammwalzen bestimmt wird. Außerdem vermindert sich der Anlagenwirkungsgrad gegenüber dem Motorwirkungsgrad um die Getriebeverluste. Schließlich ist in die Energiebilanz je nach Schutz- und Kühlungsart der E-Motoren auch die Abwärme der

Thyristorschränke einzubeziehen, wobei die bei Hydromotoren anfallende Abwärme über die Druckflüssigkeit zentral im Antriebsaggregat abgeführt werden kann.

In der Hüttentechnik erfüllt die Hydraulik außerdem verschiedenartigste Aufgaben als Neben- und Hilfsantrieb. So werden ventilgesteuerte Präzisions-Vorschubzylinder an Horizontal-Stranggießanlagen und elektrohydraulische Stellsysteme für Walzspaltregelungen und Walzenbiegeeinrichtungen eingesetzt. Hier erweist sich der hydrostatische Antrieb aufgrund seiner hohen Kraftdichte und Regeldynamik als unübertroffen [11–13].

Kapitalintensive Anlagen müssen in hohem Grade verfügbar sein, sodass die Wahl einer Antriebsart maßgeblich nach ihrer technischen Zuverlässigkeit zu treffen ist und die vorbeugende Instandhaltung des Hydrauliksystems ausschlaggebende Bedeutung haben kann, s. Abschn. 2.4 und 5.3.

9.1.3 Spanende Werkzeugmaschinen

Bei spanenden Werkzeugmaschinen wendet man gesteuerte hydrostatische Antriebe in *Werkstückhandhabungs- und Hilfssystemen* seit längerem erfolgreich an. Mit der Entwicklung kompakter, integrierter lage geregelter Systeme erschloss sich dem elektrohydraulischen Aktor für Rotations- und Linearbewegung im *Maschinengrundsystem* ein höherwertiges Anwendungsfeld [31–34, 163].

Im *Hauptantrieb* kommen die Vorzüge des *geregeltten hydraulischen Servoantriebs* als rotorische Bewegungsachse dann zur Geltung, wenn große Spanleistungen (ab ca. 70 kW) gefordert sind. So lassen sich nach dem Prinzip Verdrängersteuerung, etwa mit dem *sekundär geregelten Motorantrieb* als Bohr-Fräs-Hauptspindeltrieb, am horizontalen CNC-Bearbeitungszentrum auch im unteren Drehzahlbereich günstige Schnittgeschwindigkeiten, somit kürzere Bearbeitungszyklen erzielen [35].

Beim *Vorschubantrieb*, insbesondere beim numerisch gesteuerten (NC- oder CNC-) Antrieb, herrscht bis zu mittleren Spanleistungen (bis ca. 30 kW) das *elektrische Aktorprinzip* vor. Um jedoch vom gesteuerten elektrischen Schrittmotor oder vom geregelten elektrischen Servoantrieb zur linearen Bewegungsachse zu gelangen, ist der elektromotorische Antrieb mit Komponenten zur Lastanpassung und Bewegungsumformung zu kombinieren [36]. Hierzu schaltet man ein Vorschubgetriebe (Zahnriemen- oder Zahnradtrieb) und einen Spindel-Mutter-Trieb nach. Um zu reibungsarmen Bewegungsablauf bei der Schraubung Spindel gegen Mutter zu gelangen, bevorzugt man die rollende Berührung der Schraubenflächen. Dies führt zur Paarung der Elemente über Wälzkörper (Wälzschraubtrieb). Die *Kugel- oder Rollenumlaufspindel* mit Spielausgleich erreicht zwar sehr hohe Positionier- und Wiederholgenauigkeit, die Arbeitszyklen bringen jedoch Wechselkräfte und stoßartige Belastungen mit sich, sodass dynamische Kennwerte des Anpassungsgetriebes die Gebrauchsdauer des elektromechanischen Aktors begrenzen. Um dennoch kurze Taktzeiten und hinreichende Gebrauchsdauer zu erzielen, legt man die Kugelumlaufring auf große Abmessung aus. Nachteilig ist daher für die **elektromechanische Linearachse**,

dass diese großen Einbauraum benötigt und mit großer Massenträgheit resp. Zeitkonstante behaftet ist [31, 163].

Der *hydrostatische Spindel-Mutter-Trieb* lässt kleinere Spindelabmessungen zu. Sie nutzt anstelle des Wälzkontakts den Gleitkontakt zwischen den Flanken des tragfähigen Bewegungsgewindes mit Trapezprofil. Um zu einem reibungsarmen Bewegungsablauf zu gelangen, erfolgt die gleitende Berührung der Schraubenflächen unter Flüssigkeitsreibung. Diesen Reibungszustand führt man unabhängig von der Verfahrgeschwindigkeit durch fremderzeugten Tragdruck herbei, der die Gewindeflanken (Gleitflächen) von Mutter und Spindel trennt (hydrostatischer Gleitschraubtrieb). Neben sehr hoher statischer Steifigkeit kennzeichnet die Achse eine hohe dynamische Steifigkeit, bringt doch der Schmierfilm zwischen (vertikal) bewegten Gleitflächen Dämpfung durch Quetscheffekt (Squeezefilmeffekt) mit sich. Allerdings erfordern betriebsichere Druckerzeugung und Schmierstoffzufuhr größeren Aufwand. Die hydrostatische Gewindespindel setzt man daher vorwiegend ein, wenn in der Wirkzone weitgehende Entstörung von Ratterschwingungen oder große Lastaufnahme gefordert sind, z. B. an hochtourigen Schleifmaschinen bzw. an Räummaschinen mit großer Axialbeanspruchung [32].

Beim *elektrischen Linearmotor* sind bewegter Primärteil (Motorwicklung) mit dem Schlitten, feststehender Sekundärteil (Kurzschlussstäbe bzw. Permanentmagnete) mit dem Maschinenbett starr gekoppelt, sodass mechanische Übertragungselemente entfallen. Damit besteht keine Begrenzung weder durch dynamische Getriebekennwerte noch in Verfahrbeschleunigung und Länge des Fahrweges. Der Wegfall verschleißender Elemente erhöht Zuverlässigkeit und Gebrauchsdauer. Laststeifigkeit wird nicht über verformungsarme Elementepaarung konstruiert sondern durch Lageregelung simuliert. Allerdings haftet dem Linearmotor der Nachteil hoher Verlustleistung an, sodass die abzuführende Abwärme eine integrierte Kühlung, für Präzisionsantriebe zusätzlich eine Thermokapselung erforderlich macht. In der bevorzugten Variante des Synchronmotors (Erregung durch Permanentmagnete) bleibt der elektrische lineare Direktantrieb daher vorrangig Sonderanwendungen mit großer Verfahrgeschwindigkeit und -beschleunigung bei kleinen bis mittleren Achsmassen vorbehalten, z. B. für das Hochgeschwindigkeitsfräsen (HSC) oder die Laserbearbeitung [37].

Verwendet man das *hydraulische Aktorprinzip*, liegt mit dem reibungsarmen Präzisionszylinder als Energieumformer ein spielfreier linearer Direktantrieb vor, der zur Erzeugung der Vorschubbewegung keines Anpassungsgetriebes bedarf. Die *direkte Bewegungserzeugung* verbindet sich mit einer Reihe *weiterer Vorzugsmerkmale*:

- hohe Kraftdichte,
- hohe Zuverlässigkeit,
- lange Gebrauchsdauer,
- geringer Instandhaltungsaufwand.

Hohe Kraftdichte bringt kleine Baugröße relativ zur Stellkraft (Bauverhältnis) und hohes Beschleunigungsvermögen (Anlaufdynamik) mit sich. Aufgrund seines einfachen Aufbaus erweist sich der Zylinderantrieb als wartungsarme Komponente von *hoher Zuverlässigkeit* und *langer Gebrauchsdauer*. Die geringe Zahl bewegter Teile minimiert den Verschleiß und sichert die Positioniergenauigkeit über lange Einsatzdauer (Dauergenauigkeit). Überlastsicherung gegen stoßartige Einwirkungen ist von vornherein

gewährleistet, gehört doch das eingebaute Druckbegrenzungsventil zur Standardausrüstung (Crash-Unempfindlichkeit). Stetigventiltechnik und Mikroelektronik erfüllen die komplexe Forderung, die Bewegungsumformung mit präzisiertem Bewegungsablauf zu verbinden.

Allerdings reichen diese Vorzüge des hydraulischen Aktorprinzips, keineswegs aus, um die hydraulische Leistungübertragung für Präzisions-Vorschubantriebe (Positionierantriebe) wirtschaftlich nutzbar und in großem Umfange anwendbar zu machen. Erst die *Integration hydraulischer und elektronischer Komponenten* zur kompletten hydraulischen Achse, also deren ganzheitliche Betrachtung als *mechatronisches System*, verhalf der **elektrohydraulischen Linearachse (EHL)** zum Durchbruch. Deren Einfügbarkeit in das übergeordnete Steuerungssystem bestimmt die erweiterte Gesamtfunktionalität, aus der schließlich das Nutzenpotenzial einer breiten Anwendung hervorgeht [33, 115, 164].

Wesentliche Voraussetzung hierfür sind die *Modularisierung* der Antriebsfunktionen einer hydraulischen Achse sowie deren *Hierarchisierung* nach Steuerungsebenen, fällt doch der Gestaltung der Schnittstellen zwischen Maschinensteuerung und Achsansteuerung besonderes Gewicht zu. Sind hohe Forderungen an absoluter Genauigkeit, Wiederholgenauigkeit und Zuverlässigkeit zu erfüllen, betreibt man die Linearachse als *geregelten hydraulischen Servoantrieb* nach dem Grundprinzip Widerstandssteuerung, also als *ventilgesteuerten Zylinderantrieb*.

Modularisierung

Nach der den Prozess bestimmenden Aufgabengröße unterscheidet man:

- positionsgeregelte Antriebe,
- geschwindigkeitsgeregelte Antriebe,
- kraft-/druckgeregelte Antriebe,
- Kombination der einzelnen Regelungen.

Wechselt während des Prozessablaufs die Regelaufgabe, erfordert dies eine Umschaltregelung etwa als *ablösende Lage- und Druckregelung*. Die Gleichlaufregelung ermöglicht die simultane *Mehrachsbewegung*, die Interpolation von Bewegungsdaten zwischen den Achsen koordiniert die Mehrachsbewegung zur *Bahnsteuerung* [38, 40].

CNC-Mehrspindeldrehautomaten werden als Stangen- und Futterdrehautomat ausgeführt und für die Großserienbearbeitung von Drehteilen eingesetzt. Bei der Mehrschnitt- und Mehrstückbearbeitung erfolgt die Erzeugung der Vorschubbewegung durch elektrohydraulische Aktoren. Im Vergleich zu elektromechanischen Linearachsen erweisen sich die in *Quer- und Längsschlitten integrierten hydraulischen* Achsen in mehrfacher Hinsicht als überlegen. So erreichen letztere, z. B. mittels integrierter inkrementalen Wegmesssystems im digitalen Lageregelkreis, nicht nur *höchste Positionier- und Wiederholgenauigkeit*. Darüberhinaus verwirklicht man die *raumsparende Modulbauweise*, bei der sich Anpassungsgetriebe wie herkömmliche Hebel- und Kurbelwellenantriebe erübrigen [59], Abb. 9.4a.

Insbesondere erweist sich das *hohe Beschleunigungsvermögen* bei kurzen Verfahrenswegen als prinzipbedingter Vorzug. Zusammen mit dem Vorzug *große Umrüstflexibilität* wurden die mit dem übergeordneten Industrie-PC (IPC) vernetzbaren hydraulischen Achsen zum Wegbereiter dafür, auch bei der *automatisierten Bearbeitung von Klein- und Mittelserien* hohe Produktivität zu erzielen. Wegen der *geringen Zahl an Verschleißteilen*, im Wesentlichen Berührungsdichtungen an gleitenden Flächen (Zylinder), trägt zudem der Gewinn an Gebrauchsdauer wie an Funktionssicherheit und Verfügbarkeit zur Überlegenheit des hydraulischen Aktorprinzips bei. Durch Erweiterung der Mehrschnittbearbeitung, z. B. auf bis zu 30 Achsen, gelangt man schließlich zu einer *reduzierten*

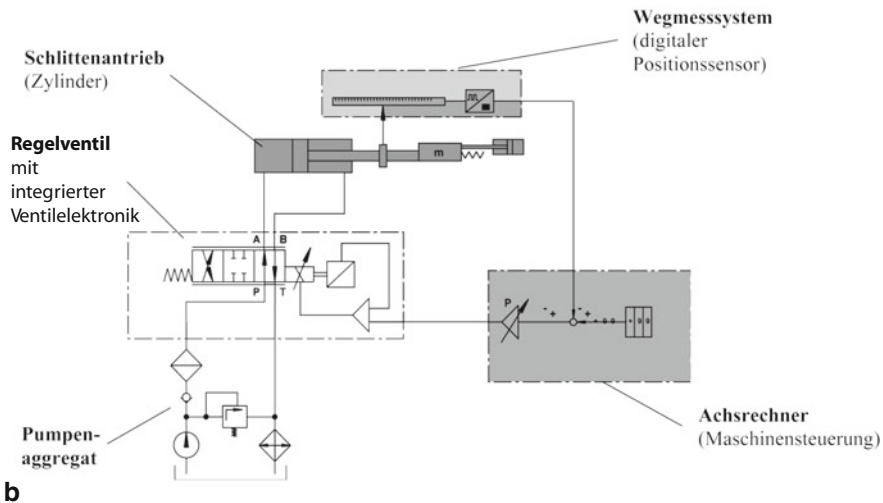
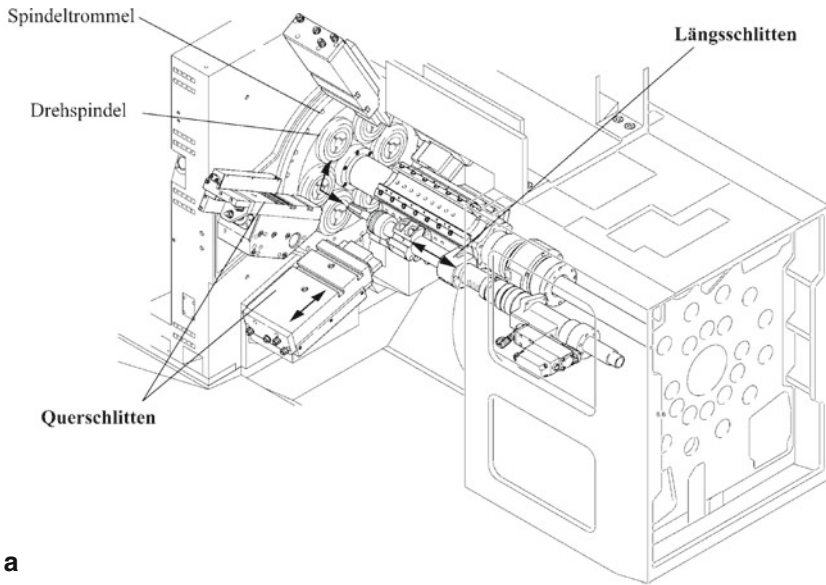


Abb. 9.4 Mehrspindeldrehautomat mit elektrohydraulischen Vorschubantrieben, Bauart Schüt-
te [59]. **a** Arbeitsraum mit in Längs- und Querschlitten integrierten hydraulischen Achsen; **b**
Übersichtsschaltplan der hydraulischen Achssteuerung

installierten Antriebsleistung, die weit unter der für elektromechanische Linearachsen liegt. Im Ver-
gleich zu einer Vielzahl von Elektromotoren stellt nur ein Pumpenaggregat die Hilfsenergie für
alle Achsen bereit, Abb. 9.4b, wobei für die Volumenstromerzeugung im Eilgang meist noch ein
Hydrospeicher vorgesehen wird.

Im Sinne einer *hierarchischen Systemstruktur* lassen sich mehrere Subsysteme „Hauptantrieb“ und „Vorschubantrieb“ (komplette elektromechanische Dreh- und hydraulische Linearachsen) durch horizontale Vernetzung verkoppeln, um schließlich durch räumliche Einbindung in die Tragstruktur und vertikale Vernetzung mit Bearbeitungsstation bzw. komplexem Produktionssystem eine *autonome, dezentrale Automatisierungsstruktur* zu bilden. Letztere kann als *autonomes mechatronisches System* (AMS) aufgefasst werden, dessen Informationsverarbeitung auf höherer Hierarchiestufe (SPS oder IPC) übergeordnete Steuerungsfunktionen wahrnimmt (VDI 2206).

Condition Monitoring (CM). Um Verfügbarkeit und Zuverlässigkeit des Produktionssystems zu erhöhen, lassen sich die für die Antriebsregelung rückgeführten Istwerte dahingehend nutzen, dass mittels algorithmischen Diagnoseverfahren der aktuelle Funktionszustand der Komponenten ermittelt werden kann. Hierzu schließt man zusätzlich zum bestehenden Regelkreis einen *Überwachungskreis*, um der zentralen Steuerung (Leitwarte) von der jeweiligen lokalen Informationsverarbeitung *Zustandsinformationen* über standardisierten Feldbus zuzuleiten. So können, etwa mittels modellgestützter Zustandsdiagnose, langsam eintretende Veränderungen früh identifiziert, aus Messwerten Voraussagen über den Schadensverlauf getroffen werden. Hiermit verwirklicht man die *zustandsabhängige Instandhaltung* (DIN 31051). Diese risikoärmste Strategie einer Maschinen- und Anlagenüberwachung ist am ehesten geeignet, die Funktionssicherheit aktiver Subsysteme aufrechtzuerhalten. Auch plötzlich auftretende Störungen können selbsttätig an die Informationsverarbeitung der höheren Hierarchiestufe gemeldet werden, um durch sofortigen Eingriff das Risiko schwerwiegender Folgeschäden zu mindern [60, Abschnitte 2.4 und 5.3.4].

9.1.4 Umformende Werkzeugmaschinen.

Innerhalb der umformenden Werkzeugmaschinen, z. B. der Pressen zum Blechumformen oder Massivumformen, verwendet man im Maschinengrundsystem den elektrohydraulischen Aktor für Linearbewegung als Stößelantrieb *kraftgebundener Pressen*. Das sind *hydraulische Pressen*, bei denen der Stößel über einen oder mehrere Presszylinder bewegt wird (Ein- oder Mehrpunktpressen). Kraftgebundenes Verhalten ist dadurch gekennzeichnet, dass die Stößelkraft von der Stößelstellung unabhängig ist. Kraft-Weg-Verlauf und Geschwindigkeitsverlauf können damit über den gesamten Hub nach Prozessparametern gesteuert werden. Außerdem lassen sich sehr große Presshübe und sehr langsame Umformbewegungen verwirklichen. Hieraus folgen die *Vorzugsmerkmale*:

- hohe Flexibilität,
- großes Arbeitsvermögen,
- gute Kontrollierbarkeit.

Diese Merkmale eröffnen den hydraulischen Pressen einen universalen Einsatzbereich. Mechanische Pressen, die weggebunden (Exzenter-, Kurbelpressen) oder arbeitsgebunden (Spindelpressen) im Durchlauf arbeiten, warten hingegen mit dem Vorzug kurzer Taktzeiten und günstiger Energiebilanz auf.

Hydraulische Pressen gliedern sich nach Arbeitsvermögen in solche mit *direktem Pumpenantrieb* (aufgeprägtem Volumenstrom) und solche mit *Speicherantrieb* (aufgeprägtem Druck) [61–65].

Der *Speicherantrieb* ermöglicht geringe installierte Antriebsleistung, da sich die Konstantpumpe nach der zeitlich gemittelten Leistungsaufnahme bemisst. Allerdings setzt dies einen Pressenzyklus mit genügend langer Ruhezeit (z. B. anteilige Teiletransportzeit) voraus, um die erforderliche Speicherladezeit abwarten zu können. Außerdem unterliegt die Energiekapazität von Hydrospeichern Begrenzungen (s. Abschn. 5.2.2.1), sodass nur begrenztes Arbeitsvermögen besteht, d. h. es sind Umformprozesse mit vorwiegend kurzen Arbeitswegen zu verwirklichen.

Diese Antriebsart findet Anwendung auf Pressen mit bestimmter Zykluscharakteristik, z. B. auf Kunststoffpressen mit längerer Bewegungsruhe durch den Abkühlprozess oder auf Pressen mit geregelter Speicherantrieb für die Werkzeugeinarbeitung (Tryoutpressen).

Beim *Pumpenantrieb* (oder Direktantrieb) ist demgegenüber die installierte Antriebsleistung der maximalen Leistung der Presse anzugleichen. Allerdings lässt sich die momentane Leistungsaufnahme dem jeweils bestehenden Leistungsbedarf dadurch anpassen, dass die Energieversorgung gesteuert betrieben wird. Dies kann durch Zu- oder Abschalten einzelner Konstantpumpen oder über Verstellpumpen mit Förderstromregelung erfolgen. Im Gegensatz zum Speicherantrieb ist das Arbeitsvermögen unbegrenzt, d. h. es lassen sich Umformprozesse mit beliebig langen Arbeitswegen ausführen.

Dieses Antriebskonzept des Pumpenantriebs wendet man auf die Mehrzahl aller Tiefzieh- und Schmiedepressen mit hydraulischem Stößelantrieb einschließlich Parallelhalte- und Ziehkissenantrieb an.

Mit der *Kombination von Pumpenantrieb und zusätzlichem Speicherantrieb* lassen sich besondere Anforderungen erfüllen, z. B. sehr hohe Ziehgeschwindigkeiten mit großflächigen Werkzeugen in hydraulischen Pressenstraßen [118].

Stößelantrieb mit Ventilsteuerung. Die Qualität des Umformergebnisses hängt von der Genauigkeit ab, mit der maßgebende Kenngrößen auf das Umformgut aufgebracht werden können. Daher lässt sich die mit hydraulischer Leistungsübertragung gegebene Vielseitigkeit des Einsatzes vorzugsweise dann ausschöpfen, wenn der Presszylinder als *geregelter hydraulischer Servoantrieb* nach dem Grundprinzip Widerstandssteuerung, also als *ventilgesteuerter Zylinderantrieb* betrieben wird. Die hohe Dynamik und Genauigkeit erreicht man mit digitaler Achssteuerung und schnellen Stetigventilen. Die Ventile müssen insbesondere den *Sicherheitsregeln für Pressensteuerungen* entsprechen, d. h. als sicherheitsrelevante Bauteile in Steuerungen Überwachungsfunktionen übernehmen [64].

Das **Antriebssystem einer einfachwirkenden Tiefziehpresse mit Tiefzieheinrichtung** dient der Erzeugung der Umform- als auch der Blechhalterkraft unter gleichzeitiger Wahrnehmung der Auswerferfunktion. Die hydraulische Pressensteuerung, die neben dem Hauptkreis für den eigentlichen Umformprozess Sekundärsysteme enthält, lässt sich in die Zylinderantriebe für den Stößel, die Stößelparallelhaltung und das Tiefziehkissen untergliedern [64, 65], Abb. 9.5.

Der *Stößelantrieb* bewegt den Stößel über Presszylinder, die in Zweipunktanordnung im Kopfstück befestigt sind. Deren aktive Kolbenfläche bemisst sich nach der Maschinennennkraft. Die Presszylinder werden von einem zweistufigen (vorgesteuerten) Regelventil beaufschlagt und von einer Axialkolben-Verstellpumpe mit mechanischem Leistungsregler versorgt. Das als Aufbauventil in Schieberbauart (Nenngröße 10 ... 52) ausgeführte Ventil kann mit angebautem induktiven Wegauf-

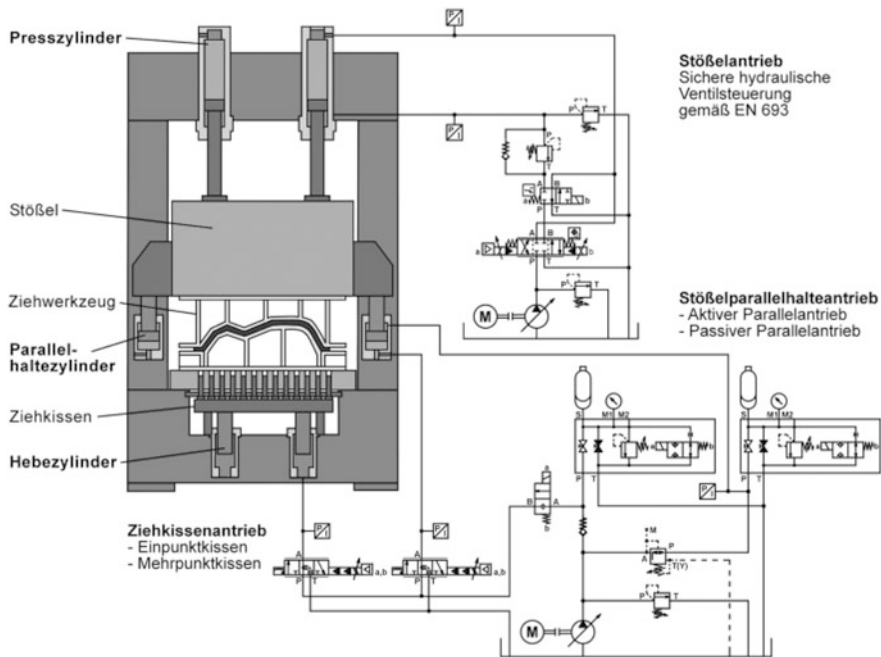


Abb. 9.5 Hydraulische Tiefziehpresse mit eingebautem Tiefziehwerkzeug und Übersichtsschaltplan einer hydraulischen Pressensteuerung nach Bosch Rexroth [64] und Schuler [62]

nehmer versehen werden, der die Lage des Hauptsteuerschiebers während des Pressenzyklus' abfragt. Die integrierte Ansteuerlektronik steuert somit nicht nur die Proportionalmagnete des Vorsteuerventils (Pilotventils) an sondern erkennt auftretende Fehlfunktionen. Liegt kein Freigabesignal an, sind die Leistungsendstufen verriegelt und das überwachte Ventil ist nicht funktionsfähig [64, 66].

Durch *funktionale Integration* in die übergeordnete Pressensteuerung über eine Feldbus-Schnittstelle lässt sich der Stößel in *Lage- oder Geschwindigkeitsregelung* kontrolliert bewegen.

Bei *hydraulischen Universalpressen*, die sich aufgrund hoher Flexibilität zum Schneiden wie zum Umformen eignen, wird die Stößelgeschwindigkeit dem Arbeitsprozess angepasst. Im Vergleich zu mechanischen Pressen reduziert sich die Auftreffgeschwindigkeit des Stößels erheblich, sodass durch sanftes Aufsetzen des Werkzeugoberteils die Materialbeanspruchung wesentlich gemindert wird. Bestehen besondere Anforderungen an die Blechumformung, ermöglicht die elektrohydraulische Mehrgrößenregelung eine Optimierung des Pressvorgangs nach Kraft-Weg-Verlauf. Werden mittels Druck- und Wegsensors aus den Verdrängerräumen der Presszylinder der Pressdruck bzw. die Stößelstellung gemessen, aus denen Stößelkraft- und -geschwindigkeit abzuleiten sind, verwirklicht die vom Mikrorechner ausgeführte Mehrgrößenregelung progressiv-degressive Ziehdruckveränderung nach Prozessdaten. Die flexible Einstellbarkeit von Umformparametern ist insbesondere für Anlagen zur Werkzeugeinarbeitung unverzichtbar. So lässt sich an *hydraulischen Tryoutpressen* der Druck beliebig einstellen und über den Ziehweg steuern. Damit erzielt man höchste Teilequalität in der Produktionspresse und senkt die Einarbeitungskosten.

Die *räumliche Integration* erfolgt durch Zusammenfassen einzelner modularer Steuerblöcke zu einem kompakten *Systemblock für Pressensteuerungen*, s. Abschn. 5.1.5.3. Verrohrungsarme Kompaktsteuerungen lassen sich aus Modulbausteinen definierter Steuerungsvarianten nach

Funktionsdiagramm eines Pressenzyklus' und in standardisierter Abmessung (Nenngröße) nach Volumenstrom zusammenstellen [64].

Die hydraulische Pressensteuerung ist ein Gesamtsystem, in dessen funktionale und räumliche Integration auch sekundäre Antriebe einzubeziehen sind.

Der *Stößelparallelhalteantrieb* kompensiert bei außermittiger Belastung die Umformmomente, um der Stößelkipfung entgegenzuwirken. Die Parallelhaltung kann in den hydraulischen Stößelantrieb integriert sein, sofern dieser außer den Arbeitszylindern zusätzlich Eilgangzylinder aufweist. Letztere werden dann einzeln lagegeregelt. Abweichend zu dieser aktiven Variante nutzt die *passive Parallelhaltung* gesonderte Parallelhaltezyylinder, die im Gestell befestigt und mit den Ecken der Stößelplatte verbunden sind. Die lagegeregelten Parallelhaltezyylinder werden auf der Kolbenseite von dreistufigen Regelventilen (Nenngröße 32 . . . 50), auf der Ringseite vom Niederdruckspeicher mit konstantem Druck beaufschlagt. Die Versorgung erfolgt über die druckgeregelte Verstellpumpe mit Speicherbetrieb. Das Regelventil, dessen Hauptstufe als Einbauventil in Schieberbauart ausgeführt ist, kombiniert ein schnelles Vorsteuerventil (2-stufiges Servoventil) mit der elektrischen Rückführung in der Hauptstufe. Die im Vorsteuerventil integrierte Ansteuerelektronik schließt die Regelfunktion ein.

Der *Ziehkissenantrieb* einer hydraulischen Zieheinrichtung leitet die Ziehkissenkraft beim Niedergang des Stößels von z. B. zwei Gegenhaltezyindern (Hebezyindern) über die Hubbrücke (Ziehkissen) und Drucksäulen (Druckbolzen) in die Eckbereiche des Blechhalters ein. Beim einfachwirkenden Ziehwerkzeug bringt der Stößel sowohl die Umform- als auch die Blechhalterkraft auf, wobei gesteuerte hydraulische Zieheinrichtungen auch für große Ziehtiefen Werkstückqualitäten erzielen, die mit denen auf doppeltwirkenden Pressen vergleichbar sind. Indem man die Ziehkissenkraft weg- und zeitabhängig steuert, verwirklicht man eine *Blechhalterfeinsteuerung nach vorgegebenem Kraftprofil*. Ein weiterer Vorzug besteht darin, dass die Blechhalterkraft nicht bereits beim Stößelaufsetzen voll ansteht, so dass den Ziehprozess störende Schwingungen ebenso wie die Abstrahlung von Lärm gemindert werden. Hierfür beaufschlagt man die einzeln druckgeregelten Gegenhaltezyylinder ebenfalls über dreistufige Regelventile, deren Hauptstufe als Einbauventil den Vorzug hoher Steldynamik mit dem des Rückleitens größer Volumenströme vereint.

Das *Gegenziehen* (Stülpziehen) ist ein kostengünstiges Umformverfahren, das in Verbindung mit dem hydraulischen Stößelantrieb möglich wird. Der Ziehkissenantrieb benötigt hierfür einen durch die Mitte des Pressentischs wirkenden Tischkissenzylinder. Beim Gegenziehen bringt der Stößel die Blechhalterkraft von oben, das aktive Ziehkissen die Umformkraft von unten auf. Indem der Ziehstempel (Unterwerkzeug) bei seiner Aufwärtsbewegung das Teil formt, ruht der Blechhalter auf der Matrize (Oberwerkzeug), sodass sich eine günstigere Energienutzung ergibt.

Umformende Werkzeugmaschinen sind durch *hohen Energieumsatz* gekennzeichnet, so dass sich eine unzureichende Energieausnutzung entsprechend nachteilig auf die Betriebskosten auswirkt. Außerdem wird die Gebrauchsdauer durch thermische Belastungen beeinträchtigt. Um sich auf längere Sicht zu behaupten, ist daher der Leistungsverlust der hydraulischen Presse an jenen der mechanischen Presse anzugleichen. Dies bedeutet insbesondere, dass der hydraulische Stößelantrieb sowohl nach *Güte der Energieausnutzung* als auch nach *Kürze der Zykluszeit* zu optimieren ist [115].

Ventilgesteuerte Zylinderantriebe können schnell und/oder sehr genau verfahren werden, weisen jedoch prinzipbedingt Drosselverluste an den Ventilsteuerkanten auf. Die Höhe der Verluste lässt sich lediglich durch teiloptimierende Maßnahmen herabsetzen, indem z. B. die *Versorgungsstationen* (Energieversorgung) mit *druckgeregelten Verstellpumpen* ausgestattet oder *Stetigventile mit niedrigeren Druckdifferenzen an den Steuerkanten* eingesetzt werden.

Um die *Energieausnutzung* wirksam zu *optimieren*, geht man bei Großpressen ab einem Volumenstrom von ca. 1000 l/min. auf einen direkten Pumpenantrieb über, der die Energie über einen verstellbaren Verdränger steuert. Im Vergleich zu ventilgesteuerten Stößelantrieben haben solche nach dem *Grundprinzip Verdrängersteuerung* die *Vorzüge*:

- höherer Wirkungsgrad,
- sehr viel geringere Kühlleistung,
- kleinere zu installierende Leistung.

Stößelantrieb mit Verdrängersteuerung. Der Presszylinder wird als *geregelter hydraulischer Servoantrieb* über die Pumpe als *pumpengesteuerter Zylinderantrieb* betrieben. Üblich ist der *offene Kreislauf*, wobei die Verstellpumpe in beide Richtungen fördern kann, um 2-Quadranten-Betrieb zu ermöglichen. Betreibt man eine Verstellpumpe axialer Bauart in Primärregelung, werden Position und Geschwindigkeit des Stößels über den Schwenkwinkelregler (Förderstromregelung), der vorgegebene Grenzwert für Druck über einen zusätzlichen Druckregler (Druckregelung) eingehalten. Förderstrom- und Druckregler arbeiten parallel auf das Stetigventil in der Pumpenverstellung. Solange der tatsächliche Druck niedriger ist als der elektronisch vorgegebene Maximalwert, arbeitet die Pumpe in Volumenstromregelung. Sobald der maximal eingestellte Druck erreicht ist, geht die Regelung stoßfrei in eine Druckregelung (Begrenzung des maximalen Drucks) über. Man bezeichnet dies als eine *ablösende Regelung*. Falls die im Elektromotor installierte Leistung niedriger ist als die Echtleistung der Pumpe ($P_E = q_{v1,max} \cdot p_{max}$), überlagert man eine vom Druck abhängige Begrenzung des Schwenkwinkels (Leistungsregelung).

Sind hohe Dynamik und Genauigkeit gefordert, versieht man die Pumpensteuerung mit externer Steuerölversorgung. Durch diese erzielt man unbeeinträchtigt vom Systemdruck und Leckstrom im Hauptkreis hohen Steuerdruck.

Zur Umsetzung zusätzlicher Steuer- und Sicherheitsfunktionen dient der aus standardisierten Elementen modular aufgebaute *Systemblock für Pressensteuerung*, der über die Druckleitung mit dem Pumpenstellsystem verbunden ist, Abb. 9.6.

Betreibt man den *pumpengesteuerten Zylinderantrieb* im *geschlossenen Kreislauf*, arbeitet die Verstellpumpe mit einem hydraulisch eingespannten *Zweistangenzyylinder* (Gleichlaufzylinder) zusammen. Wechselnde Förderrichtung und wechselnde Druckseite ermöglichen den 4-Quadrantenbetrieb. Bei kontrollierter Linearbewegung nach Prozessparametern erfolgt die Verstellung elektrohydraulisch (Servopumpe), sodass man diese Schaltung als *elektrohydrostatisches Getriebe* bezeichnet [67–75].

Der *Installationsaufwand* des pumpengesteuerten Zylinderantriebs *erhöht* sich mit der geschlossenen Kreislaufschaltung durch permanente Lecköleinspeisung über Rückschlagventile oder Hochdruckeinspeiseventil. Außer durch Vermeiden des Drosselverlusts lässt sich jedoch die *Energiebilanz* mittels Energierückgewinnung *verbessern*. Die beim Abbremsen des Stößels zurückgewonnene Energie kann ins elektrische Netz zurückgespeist oder zur Aufladung eines Schwungrads genutzt werden. Man *verkleinert* hierdurch die *installierte Antriebsleistung*, ebenso den Leistungsverlust und damit die Kühlleistung.

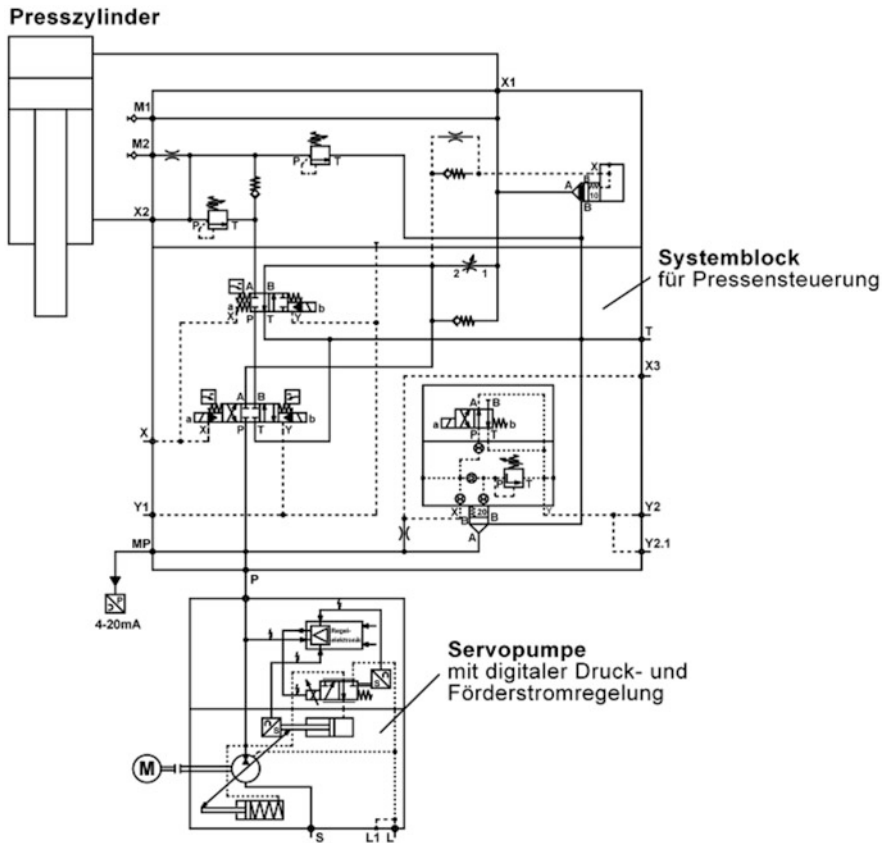


Abb. 9.6 Schaltplan Pressensteuerung mit Systemblock

Nachteilig im Vergleich zum ventilgesteuerten Zylinderantrieb ist, dass der pumpengesteuerte dem *Einfluss großer Leitungslänge* auf das dynamische Verhalten unterliegt, somit kompensierende Maßnahmen im Signalkreis notwendig werden. Auch benötigt man *je Verbraucher eine Verstellpumpe*, während bei Ventilsteuerung eine gemeinsame Druckstation (Energieversorgung) ausreicht, um mehrere Verbraucher zu betreiben.

Flüssigkeits-Hochdruckumformung. In umformenden Werkzeugmaschinen werden die Umformkräfte üblicherweise über das Werkzeug auf das Werkstück übertragen. Beim Hochdruckumformen mit flüssigen Wirkmedien begrenzt das Werkzeug lediglich die Außenkontur des fertigen Werkstücks. Dabei wird die Umformkraft durch den statischen Druck eingeleitet, der über das Medium unmittelbar auf die Innenfläche des Werkstücks wirkt und dieses so in die gewünschte Form zwingt. Das Hochdruckumformen ermöglicht es, die stoff- und gewichtsparende Bauweise mit komplizierter Formgebung zu verbinden. Man verringert hierbei die Zahl der Fertigungsschritte und gelangt zu hoher Maßgenauig-

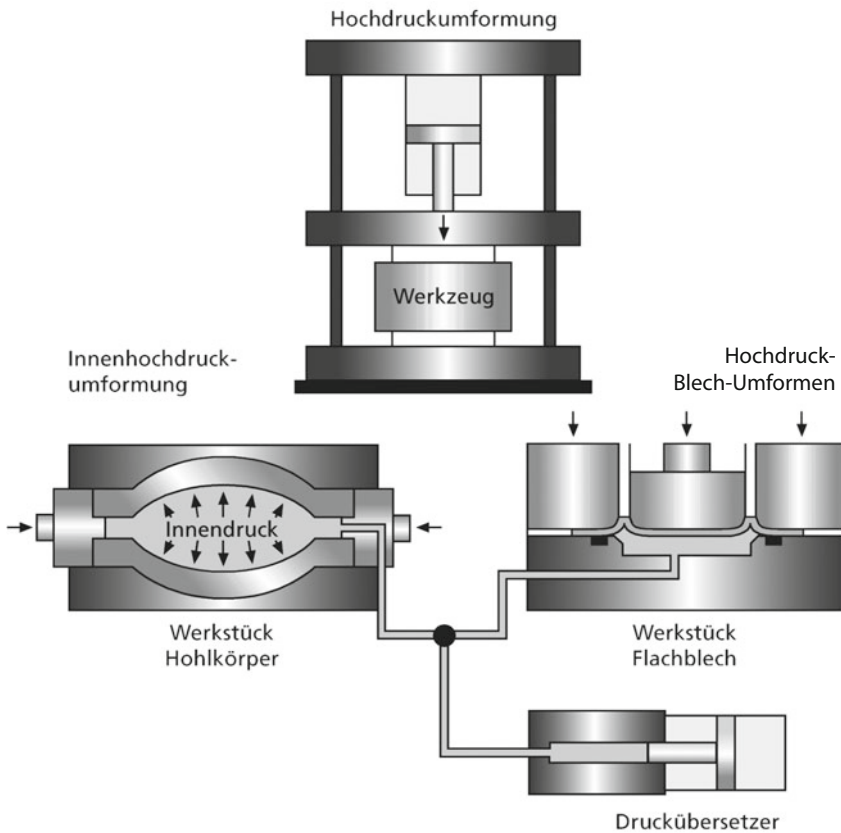


Abb. 9.7 Verfahren und Wirkprinzipien der Hochdruckumformung mit Flüssigkeit nach Breckner und Obert [77]

keit bei geringer Rückfederung sowie zu Verbundbauteilen aus verschiedenen Werkstoffen [77, 80].

Beim Umformen mit Druckflüssigkeit unterscheidet man zwei Verfahren, das *Innenhochdruckumformen von Hohlkörpern* und das *Hochdruckumformen von Blechen*, Abb. 9.7.

Innenhochdruckumformen (IHU). Rohkarosserien für Kraftfahrzeuge werden zunehmend aus „maßgeschneidert“ vorgefertigten Stahlblechen (tailored products) hergestellt. Das sind außer massiv umgeformten Pressteilen geschlossene dünnwandige Hohlprofile zusammengesetzt aus Stahlblechen unterschiedlicher Festigkeit, Dicke oder Oberflächenbeschaffenheit. So bildet das konische Mehrkantprofil den vorderen Längsträger, der aus einem lasergeschweißtem Rohr durch Innenhochdruckumformen gefertigt wird. Dieses dem Zugumformen nahe stehende Verfahren kann mit Biegen, Lochen, Kragenziehen

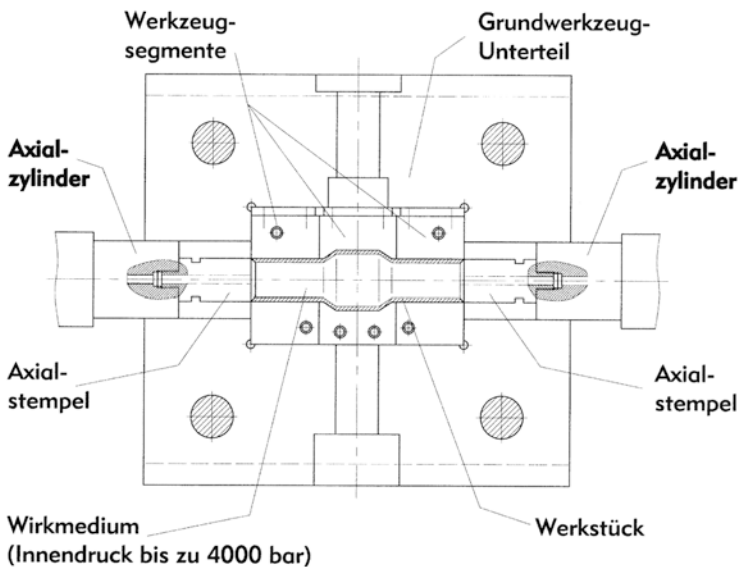


Abb. 9.8 Innendruckumformen mit segmentiertem Werkzeug, separatem Druckübersetzer verbunden mit Werkzeugschließkopf über elastisches Hochdruckelement nach Fraunhofer Institut IWU [81]

u. a. kombiniert werden. Die endkonturnahe Fertigung in einer einzigen Umformstufe wurde erst mit dem geregelten hydraulischen Servoantrieb in Form des *ventilgesteuerten Zylinderantriebs* möglich.

Außer in der Pressenanlage mit ihren vielfältigen Funktionen sind zusätzlich am Werkzeug präzise und schnelle Bewegungen auszuführen, um werkzeugspezifische Funktionen zu erfüllen. So folgt nach Einlegen des Ausgangsrohrs oder -profils und Schließen des Werkzeugs das Abdichten der Rohr- bzw. Profilen, um den erforderlichen Innendruck aufbauen zu können. Zum Abdichten dienen Axialstempel, die von Axialzylindern bewegt werden. Während des Aufweitens wird oftmals eine Axialkraft in das Werkstück eingeleitet, um Werkstoff in die Umformzone nachzuführen. Die Wanddicke des Rohres lässt sich hierdurch stetig verändern, da man dem Hochdruckumformen Merkmale des „Kaltfließpressens“ zuweist.

Um diesen höheren Umformgrad zu erreichen, werden die *Axialzylinder* als elektrohydraulische Linearachsen für hohe Dynamik und Genauigkeit ausgelegt [81], Abb. 9.8.

Der statische Druck des Wirkmediums, eine hochwasserhaltige Druckflüssigkeit, s. Abschn. 2.3.3, beträgt bis zu 4000 bar und wird auf der Sekundärseite eines *Druckübersetzers* erzeugt. Für Druckhaltung und Achssteuerung sind auf der mit Mineralöl betriebenen Primärseite hochgenaue Regelkreise erforderlich [77, 78, 80].

9.1.5 Prüfstände und Simulatoren

Kürzer werdende Produktlebenszyklen ziehen verkürzte Entwicklungsprozesse nach sich bei gleichzeitig steigenden Anforderungen an Leistung und Qualität. Um zeit-, material- und kostenaufwändige *Feldversuche* am Endprodukt einzusparen, führt man *interne Tests* an exemplarisch realisierten Lösungen als *Laborversuche* durch. Letztere sind Bestand einer *präventiven Qualitätssicherung*, die Schwachstellen und kritische Bereiche rechtzeitig erkennt. Anhand geplanten Vorgehens, etwa nach QFD (Quality Function Deployment) entsteht *Produktqualität in logischen Phasen* (Stufen). So sind in der Prozess- und Prüfplanung an kritischen Teilen Prüfschritte vorzunehmen, die erkennen lassen, ob festgelegte Qualitätsziele und Produktmerkmale umgesetzt worden sind. Hierzu zählen:

- Erfüllung von Rechtsvorschriften, insbesondere nach EG-Richtlinie im Bereich Maschinensicherheit (Maschinenrichtlinie 2006/42/EG), deren nationale Umsetzung durch das Produktsicherheitsgesetz (ProdSG vom 1. Dez. 2011) [127, 128, 165] und nach Ausführungsbestimmungen in harmonisierten europäischen Normen (DIN EN ISO 12100-1/2, DIN 1050 sowie spezifizierte Produktnormen),
- Frühe Markteinführung (Time-to-Market),
- Gewichtsreduzierung nach dem Prinzip „Werkstoff sparendes Gestalten“ (Leichtbau),
- Kostenreduzierung nach vorgegebenem Kostenziel (Target Costing).

Aus der Sicht der *Entwicklungsmethodik mechatronischer Systeme* (VDI 2206) sind tatsächliche und gewünschte Systemeigenschaften in Übereinstimmung zu bringen. Beim Durchlaufen der einzelnen Phasen werden für die Eigenschaftsabsicherung virtuelle, reale oder Kombinationen aus virtuellem und realem Versuch durchgeführt. Beim *virtuellen Versuch* beschreibt man das Gesamtsystem mit Hilfe von Modellen und simuliert es in seinem Verhalten (Rechnersimulation). Im *realen Versuch* muss das System physikalisch realisiert sein, um dessen Wechselwirkung mit dem jeweiligen Systemumfeld untersuchen zu können. Hierbei sind weitgehend betriebsgleiche Bedingungen, bei mechanischen Systemen bezüglich der Bewegungen, Kräfte, Momente, aufzubringen, um das Gesamtsystem in seiner Wechselwirkung beobachten zu können (experimentelle Simulation). Bei wachsender Komplexität geforderter Funktionen bedarf es integrierter Untersuchungen mit IT-Werkzeugen, um in strukturierten, systematischen Entwicklungsabläufen Funktion, Sicherheit und Zuverlässigkeit der Systeme auch unter kritischen Bedingungen zu verifizieren und zu validieren. So kann eine Kombination aus realen und virtuellen Teilen des Systems in einer *Hardware-in-the Loop (HIL)-Umgebung* untersucht werden.

Bei der *experimentellen Simulation* unterscheidet man Versuche an isolierten Einzelkomponenten (Komponentenabsicherung) und solche am Produkt im Verbund aller Komponenten (Erprobungsabsicherung) [129]. *Prüfstände* werden daher als *Komponentenprüfstände* oder als *Prüfstände für Ganzkonstruktionen* (Labormuster, Funktionsmuster, Vorserienprodukte) ausgeführt. *Funktionsprüfstände* sind gesonderte Versuchseinrichtungen, mit denen Funktionssicherheit und Haltbarkeit (Gebrauchsdauer) an Geräten nach produktspezifischen Prüfvorgaben ermittelt werden.

Die Umweltsimulation bestimmt die Wechselwirkung zwischen Umwelt, Mensch und technischen Erzeugnissen. Unter kontrollierbaren Bedingungen werden Einflüsse und Wirkungspfade in einem Systemmodell simuliert, um reale Wirkungen auf Funktion und Langzeitverhalten eines Objektes sowie auf dessen Qualität beschreiben zu können. Die Umweltsimulation kann sowohl eine abstrakte (numerische) als auch eine gegenständliche (physikalische) Modellierung erfordern (VDI 3958 Bl. 1). Auf letzterer beruhen die Umweltprüfungen (DIN EN 60068-1), die sich in *Umweltprüfverfahren* für unterschiedliche Arten der Belastung und Last-Zeit-Funktionen untergliedern (DIN EN 60068-2). Hierbei klassifiziert man die Umweltbedingungen nach verschiedenen Umwelteinflussgrößen (DIN EN 60721-3).

Die Werkstoffprüfung führt reale Versuche an Werkstoffproben und Bauteilen durch. Am jeweiligen Prüfobjekt bildet man mechanisch-technologische Versuchsparameter ab, die in *Werkstoffprüfverfahren* definiert sind. Letztere untergliedern sich ebenfalls nach Beanspruchungsart und Beanspruchungs-Zeit-Funktion (BZF) und werden durch Werkstoffprüfmaschinen (DIN 51 220) verwirklicht. Grundlegend ist der Zugversuch (DIN EN 10002-1), dessen axiale Beanspruchung mit zügigem Beanspruchungsablauf mittels Zugprüfmaschine (EN ISO 7500-1) aufgebracht wird [130, 131].

Das *hydraulische Aktorprinzip* ist zur Aufbringung von Bewegungs- und Lastgrößen, insbesondere von großen Kräften und Momenten, prädestiniert. Hohe Kraftdichte und Dynamik erweisen den *geregelten hydraulischen Servoantrieb* für gleich- bzw. wechselsinnige Längs- und Drehbewegung (Zylinder, Schwenkmotor, Motor) als geeignet für Laborversuche an Komponenten und Produkten.

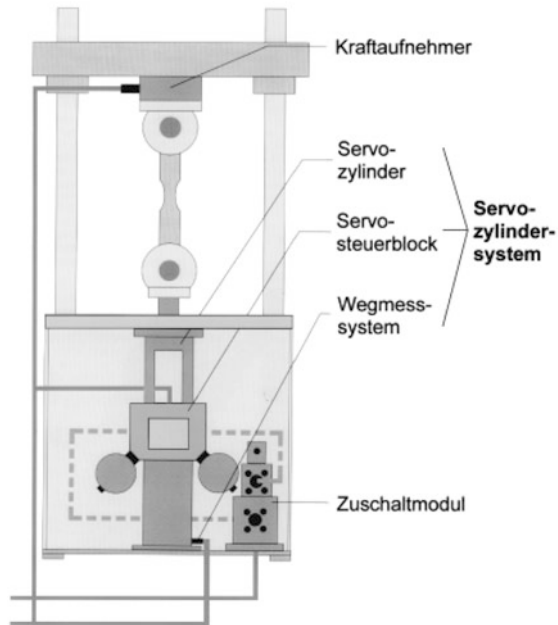
Prüfstände mit translatorischem Antrieb Sind Lastgrößen durch Längsbewegungen einzuleiten, werden diese von einem Präzisionszylinder (Prüfzylinder) erzeugt. Da mechanisch-technologische Versuchsparameter am Prüfobjekt unverfälscht abzubilden sind, bestehen hohe Forderungen bezüglich der am Prüfzylinder einzustellenden *Genauigkeit* (Richtigkeit und Präzision, DIN ISO 5725-1) und *Zuverlässigkeit*. Der lineare Prüfantrieb wird daher als *hydraulischer Servoantrieb* nach dem Grundprinzip Widerstandssteuerung, also als *ventilgesteuerter Zylinderantrieb* ausgeführt. Je nach der das Prüfverfahren bestimmenden Aufgabengröße unterscheidet man die *Betriebsart* nach

- kontrollierter Bewegung (Verformungs- bzw. Dehnungsregelung),
- kontrollierter Kraft (Kraftregelung),
- versuchsablaufbedingtem Prüfmodus (ablösende Mehrgrößenregelung).

Aufeinander abgestimmte Hydraulikkomponenten mit integrierter Elektronik fasst man zu einem *elektrohydraulischen Aktor (Aktorsystem)* zusammen und kombiniert diesen mit externen Sensoren und weiteren standardisierten Elektronikkomponenten. Man gelangt zu einer *Struktur mit Modulen*, die sich auf angepasstem Integrationsniveau in den einzelnen Prüfstand oder ein ganzes Prüffeld flexibel einfügen lässt.

Bevorzugtes Einsatzfeld sind *Prüfanlagen* bzw. *Prüfmaschinen*, mit denen das Werkstoff- und Bauteilverhalten untersucht wird, Abb. 9.9.

Abb. 9.9 Zugprüfmaschine, Aufbau durch modulare Integration linearer Aktorkomponenten, Bauart Bosch Rexroth



Die **Zugprüfmaschine** enthält ein Aktorsystem für gleichsinnige Längsbewegung, um Kraft oder Verformung längs der Probenachse mit zügigem Beanspruchungsablauf kontrolliert zu erzeugen. Beanspruchungen mit schwingendem Beanspruchungsablauf werden über wechselläufige Längsbewegung vom gleichen Aktorsystem aufgebracht. Letzteres erfüllt daher Antriebsfunktionen der Zug- wie der Schwingprüfmaschine. Als ein aus *einzelnen (vormontierten) Funktionseinheiten zusammenfügbarer Prüfaufbau* gliedert sich das Aktorsystem in den extrem reibungsarmen Präzisionszylinder (Servozylinder) als Prüfzylinder, die aufgebaute hochgenaue Stetigventileinheit (Servosteuerblock) und das integrierte elektrische Wegmesssystem (Sensor), s. Abschn. 3.5.9.2.

Der *Servozylinder* ist ein Gleichlaufzylinder (Zweistangenzylinder) mit hydrostatischer Stangenführung, der höchste Dynamik, Genauigkeit und Querkraftaufnahme ermöglicht.

Der *Servosteuerblock* ist direkt an den Zylinder angeflanscht und mit vorgesteuertem schnellen Proportional-Wegeventil (Regel-Wegeventil) oder 2- bzw. 3-stufigem Servoventil, schnell ansprechenden Druckbegrenzungsventilen und Blasenspeichern (Membranspeichern) bestückt.

Der *Sensor* ist ein innen liegender Wegaufnehmer, der berührungslos, in der Regel nach dem induktiven Messprinzip, arbeitet.

Diese Teilstrukturen schließt man modular zur kompletten hydraulischen Achse, dem *Servozylindersystem*, zusammen. Die regelnde Informationsverarbeitung für prüftechnische Anwendungen erfolgt durch *digitale Achssteuerung* [134]. So sind im *lokalen Achsrechner* (Reglermodul) für die Positions-, Kraft-, ggf. Amplitudenregelung entsprechende Regelalgorithmen implementiert und Schnittstellen zu externen Sensoren, etwa zu *DMS-Kraftaufnehmern* und analogen oder digitalen *Wegmesssystemen* (Dehnungsmesser) installiert. Über eine Daten-Schnittstelle wird mit

der *übergeordneten Steuerung* (PC oder SPS) kommuniziert. Dort erfolgen externe Sollwertvorgabe (Prüfprogrammierung), Messdatenerfassung und -verarbeitung. Zur Vereinfachung von Instandhaltungs- und Montagearbeiten dient der *Einrichtregler*. Das mit dem Hydroaggregat oder der zentralen Druckölversorgung verbundene *Zuschaltmodul* reduziert auf den Einrichtdruck und schaltet ruckfrei auf den Prüfdruck um.

Die **Zugprüfmaschine** mit vollständig *zusammengefügt*em (*fertig montiert*em) *Prüfaufbau* ist eine komplexe Funktionseinheit, bei der alle Komponenten zu einem übergeordneten Ganzen zusammengeschlossen, insbesondere Aktorsystem und Kraftrahmen räumlich integriert sind. Das hohe Integrationsniveau einer *Serienmaschine* bietet Vorzüge, die höchsten Anforderungen an Zuverlässigkeit, schnelle Datenübertragung, geringen Montageaufwand genügen [135]. Die servohydraulische Zugprüfmaschine enthält einen 2- oder 4-Säulen-Kraftrahmen, den Prüfzylinder mit hydrostatischer oder Schwimmring-Stangendichtung, eine digitale Steuerung, die je nach Prüfaufgabe flexibel zu einem Gesamtsystem zusammengeschlossen sind. Eine das Verhalten des jeweiligen Prüfaufbaus einbeziehende *adaptive Regelung* passt die Reglerparameter (PID) etwa nach Steifigkeitsänderungen der Probe laufend an. Darüberhinaus kann die adaptive Regelung mit *automatischer Regelkreisoptimierung*, *Amplitudenregelung* und *Zusatzfunktionen* gekoppelt werden.

Die **Torsionsprüfmaschine** enthält ein Aktorsystem für diskontinuierliche (wechselsinnige) Drehbewegung, um für schwingende Beanspruchung Wechselmoment oder Wechselverformung um die Probenachse kontrolliert zu erzeugen. Als ein aus *einzelnen Funktionseinheiten zusammenfügbarer Prüfaufbau* gliedert sich das Aktorsystem in den extrem reibungsarmen Schwenkmotor (Servoschwenkmotor) als Prüf-Drehzylinder, die aufgebaute hochgenaue Stetigventileinheit (Servosteuerblock) und den integrierten elektrischen Drehgeber (Sensor).

Der *Servoschwenkmotor* ist ein Drehflügel-schwenkmotor nach dem Kammersystem, der Drehbewegungen zwischen zwei Umkehrlagen (Schwenkbewegungen) ausführt. Eingesetzt wird die radial kraftausgeglichene Vierkammervariante (Doppelkolbenausführung) mit Gleitleisten- und Gleitringdichtung aus modifiziertem PTFE, die höchste Dynamik, Genauigkeit und Querkraftaufnahme erzielt.

Der *Servosteuerblock* ist mit dem Servoventil und Blasenspeichern (Membranspeichern) direkt an den Drehzylinder angeflanscht. Der *Sensor* ist ein angebauter Drehwinkel-aufnehmer. Diese Teilstrukturen schließt man modular zur kompletten hydraulischen Achse, dem *Kompakt-Servoschwenkmotor*, zusammen. Die regelnde Informationsverarbeitung erfolgt durch digitale Achssteuerung. So sind im *lokalen Achsrechner* Regelalgorithmen für den programmgesteuerten Versuch implementiert. Über Daten-Schnittstelle wird mit der *übergeordneten Steuerung* (PC) kommuniziert, die optimale Versuchsauswertung flexibel nach Versuchsaufgabe ermöglicht [136].

Die **Hochfrequenz-Schwingprüfmaschine** enthält ein Aktorsystem, das die Prüfkraft herkömmlich nach dem *elektromagnetischen* oder *elektrodynamischen Aktorprinzip* (Magnetvibrator bzw. Treibspule) erzeugt. Hierbei wird der Prüfaufbau mit steifer Probe im Resonanzbereich erregt (Hochfrequenzpulsator, Shaker) [137, 229].

Das *hydraulische Aktorprinzip*, wie es etwa durch volumetrisch oder ventilgesteuerte Pulsatoren zur Simulation von Druckwechseln (Innendruck-Pulsen) in Funktionsprüfständen verwirklicht wird, deckt den Nieder- bzw. Mittelfrequenzbereich ab [138, 139].

Prüfstände mit rotatorischem Antrieb. Sind Lastgrößen durch kontinuierliche (gleichsinnige) Drehbewegungen einzuleiten, werden diese von einem Hydromotor (Prüfmotor) erzeugt. Das Betriebsverhalten an Komponenten lässt sich meist nur in Langzeitversuchen ermitteln. Die drehende Leistungsübertragung ist daher mit hohem Energieumsatz verbunden. Um unvollkommene Energieausnutzung und deren nachteilige Auswirkung auf die Versuchskosten zu unterbinden, rückt man vom ventilgesteuerten Antrieb ab. Der Prüfantrieb wird als *hydraulischer Servoantrieb* nach dem Grundprinzip Verdrängersteuerung über den Hydromotor als Steller (Energisteller), also als *Antrieb mit Motorregelung* ausgeführt. Da die Sekundärregelung Vorzüge der Verdrängersteuerung mit solchen der Widerstandssteuerung vereint, lassen sich hohe Dynamik und Genauigkeit erzielen. Bei Drehzahl- und Drehmomentregelungen bezieht man hierfür adaptive Algorithmen in die digitale Antriebsregelung ein. Zugleich liegt ein *verlustarmer Antrieb* nicht zuletzt dadurch vor, als im Vierquadrantenbetrieb Energierückgewinnung in das elektrische Netz möglich ist. Die Motorregelung eignet sich insbesondere für Mehrfachprüfstände (Prüffelder), deren Antriebe an eine Ringleitung mit zentraler Druckflüssigkeitsversorgung angeschlossen sind.

Bevorzugtes Einsatzfeld sind *Komponentenprüfstände* zur Untersuchung des Betriebsverhaltens hochbeanspruchter Konstruktionselemente sowie *Funktionsprüfstände* zur Darstellung des Leistungsverhaltens an Kraftmaschinen [133, 143, 144], Abb. 9.10a.

Der **Motorenprüfstand** dient weniger zur Aufnahme stationärer Motorkennungen als vielmehr dazu, das instationäre Betriebsverhalten mit hoher Reproduzierbarkeit nachzubilden. Es handelt sich daher um einen *dynamischen Motorenprüfstand*, der Anfahr- und Schaltzustände wie Schwingungen im Antriebsstrang betriebsnah zu simulieren vermag, so dass durch Zeitraffung Erprobungszeiten verkürzt, eine höhere Zahl an Erprobungen ermöglicht werden kann.

Der Aufbau des Motorenprüfstands, Abb. 9.10b, gliedert sich in den *Prüfling* Verbrennungsmotor und in die *Belastungs-* und *Antriebseinheit* mit je einem verstellbaren Axialkolbenverdränger. Diese sind über das Konstant-Drucknetz verbunden, dessen Druckaufbau der druckgeregelt primäre Verdränger der Antriebseinheit übernimmt. Der sekundäre Verdränger ist mittels Tachogenerators, Stetigventils und unterlagerten Schwenkwinkelreglers in einen *Drehzahlregelkreis* einbezogen. Die mit aufgeprägtem Druck arbeitende Belastungseinheit stellt so die *Prüfgröße Drehzahl* in ihrem zeitlichen Ablauf ein. Liegt Bremsbetrieb vor, arbeitet der sekundäre Verdränger generatorisch und treibt die Drehstrommaschine übersynchron an. Es wird reiner Sinusstrom erzeugt; denn Hydrospeicher wirken glättend auf die Netzspannung. Die andere *Prüfgröße Drehmoment* lässt sich mittels *momentengeregelter Kraftstoffzumessung* über die Drehmomentmessnabe an der Motorwelle vorgeben.

Aufgrund spezifischer Vor- und Nachteile der Antriebsarten hat sich für Prüfstände mit ausschließlich rotatorischem Antrieb der *elektrische Rotationsantrieb* gegen den hydraulischen in großem Umfang durchgesetzt.

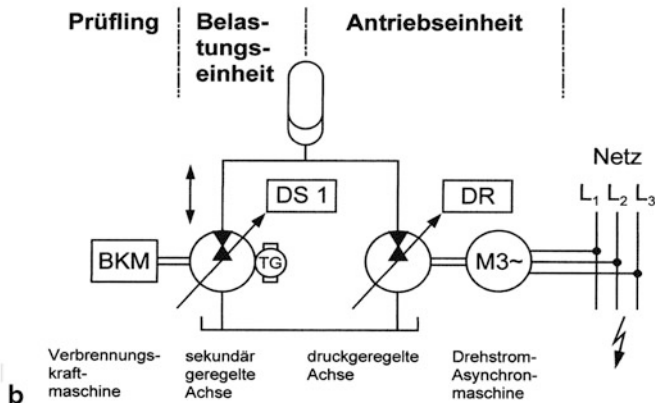
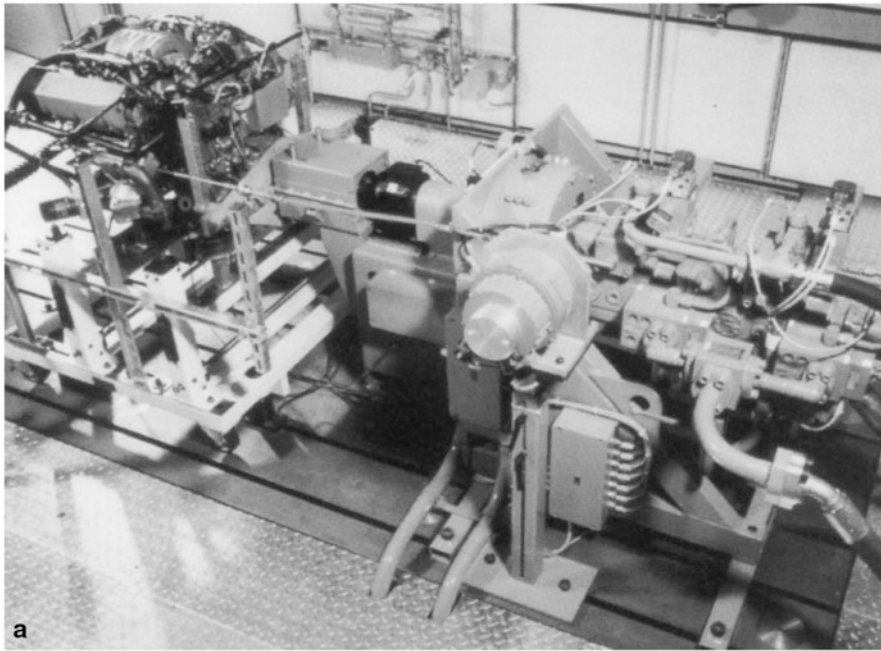


Abb. 9.10 Dynamischer Motorenprüfstand, Bauart Schenck/Bosch Rexroth [133, 145]. **a** Aufbau durch modulare Integration rotativer Aktorkomponenten, **b** Grundschemata für sekundär geregelten Prüfstand nach Kordak [143]

So herrscht beim *dynamischen Motorenprüfstand* der vollelektrische Antrieb vor. Die Asynchronmaschinen sind mit Käfigläufern ausgestattet, die niedriges Massenträgheitsmoment und Überlastbarkeit für hohen Drehzahlgradienten aufweisen. Die feldorientierte Vektorregelung eines *prozessorgesteuerten Frequenzumrichters* ermöglicht hohe Regeldynamik und Laufgüte im gesamten Drehzahlbereich sowie einfache Energierückspeisung ins Netz [146].

Werkstoffprüfung und Komponentenabsicherung erfolgen durch Versuche, die in kraftgebundener Anordnung gefahren werden. Hierbei ist die Kraftleitung über das Gestell (Kraftrahmen) bzw. einen zweiten Antriebsstrang (Verspannungsprüfstand) geschlossen. Demgegenüber finden Versuche zur *Umweltprüfung* in offener, d. h. nach außen kräftefreier Anordnung statt. Untersuchungsgegenstand sind funktionswichtige Baugruppen oder Strukturen des realisierten Gesamtsystems. Hierfür benötigt man *Prüfstände für Ganzkonstruktionen*, die als *Simulatoren* darüber hinaus dem Anspruch genügen, vorgegebene *Umweltbedingungen realitätsnah* wiederzugeben.

Sind Schwing- und Stoßbeanspruchungen an kleinen bis mittelgroßen Gegenständen zu realisieren, beherrscht der elektrodynamische Aktor das Anwendungsfeld. Mit dem elektrodynamisch erregten *Rüttel- oder Schockprüfstand* (Shaker) lassen sich Resonanzsuchlauf- (Gleitsinus-), Resonanzverweil- und Zufallsschwingversuche (Randomprozesstests) über ein breites Frequenzband durchführen [137, 229].

Hydraulische Großrüttelanlagen. *Hydraulik-Shaker* dienen der funktionssicheren Auslegung von Anlagen und Tragstrukturen etwa unter Erdbeben- oder Raumfahrtwirkung. Da hier langsame Lastwechsel unter verteilter Lasteinleitung an schwerlastigen Gegenständen und gegliederten Strukturen zu erzeugen sind, erweist sich das *hydraulische Aktorprinzip* als bevorzugt. Schwingungseinwirkungen in mehreren Wirkungsrichtungen simulieren *elektrohydraulische Aktoren* im niederfrequenten Bereich mit unterschiedlicher Zeitabhängigkeit.

Prüfungen und Tests am Boden sind für die Raumfahrt von großer Bedeutung. Um dynamischen Belastungsfolgen während des Starts stand zu halten, erweist sich der mechanische Schwingungstest an der Nutzlast einer Rakete, im Allgemeinen am Satelliten, als ein wesentliches Element der Erprobungsabsicherung [147, 148], Abb. 9.11.

Satellitenprüfstand HYDRA

Der achteckige *Prüftisch*, eine geschweißte Aluminium-Leichtbaustruktur, stützt sich auf einem seismisch gelagerten Stahlbeton-Fundament ab. Erregt werden Prüftisch und aufgebauter vollinstrumentierter *Satellit* über ein 6-Freiheitsgrad-Aktorsystem. Acht Servozylinder sind zu einem *mehrxialen Servozylindersystem* zusammengeschlossen und über spielfreie Kardangelenke an Prüftisch und Fundament befestigt. Die vier Horizontalzylinder koppelt man paarweise, um somit zwei hydraulische Achsen in der Waagerechten zu bilden. Die vier als Arbeits- und Korrekturzylinder betriebenen Vertikalzylinder lassen sich zu hydraulischen Achsen in der Senkrechten zusammenfassen. Das *digitale Kontrollsystem*, dessen modellbasierter Entwurf das Streckenverhalten von Aktorsystem und Prüfstruktur einbezieht, steuert die Servozylinder einzeln und simultan an. Letztere erzeugen kontrollierte Bewegungen in sechs Bewegungsachsen sowie in betriebsähnlichen Anregungsarten (Sinus-, Gleitsinus-, Transiententests). Abgedeckt wird der Frequenzbereich von 0,1 ... 100 Hz bei einer zugeladenen Nutzlast von 7 t. Gemessene Schwingeinwirkungen, etwa beim Durchbrechen der Schallmauer, können als betriebsgleiche Anregungen aufgegeben werden (Startzyklen-Nachfahrtstest). Über die *Leistungselektrik* der zentralen Steuerung erfolgen Bedienung, Zustands- und Sicherheitsüberwachung ausschließlich rechnergestützt. Angezeigt wird über eine auf den Prüfling abgestimmte Datenvisualisierung. Die *zentrale Druckflüssigkeitsversorgung* erfolgt über ein Ringleitungssystem mit geregelten Zuschalteinheiten, so dass stoßfreies Beaufschlagen

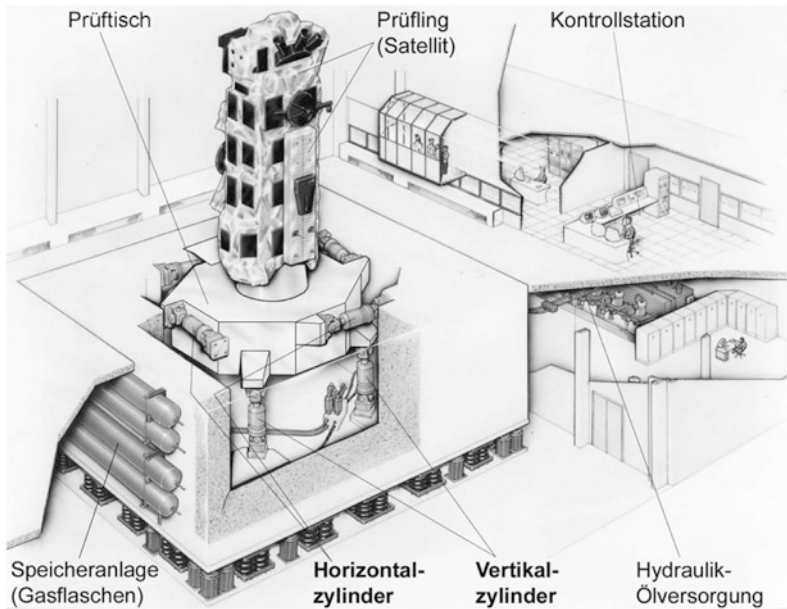


Abb. 9.11 Satellitenprüfstand HYDRA mit Testaufbau Polar-Plattform (PPF) bei der ESA/ESTEC (European Space Technology Centre) in Noordwijk, NL [147]

der Aktoren mit Druckflüssigkeit gesichert ist. Zur Deckung von Leistungsspitzen wird der große Schluckstrombedarf von einer Kolbenspeicher-Station abgedeckt, die mit vier nachgeschalteten Stickstoff-Gasflaschen (Gasnachschtaltung) verbunden ist.

Umweltbedingungen umspannen häufig eine Vielzahl an Systemeinwirkungen, so dass diese nicht sämtlich real abgebildet werden können. Daher genügen Simulatoren zunehmend der Forderung höherer Komplexität, im Versuch neben realen auch *virtuelle Teile des Gesamtsystems* abzubilden und diese miteinander zu kombinieren. Als Trainer dienen Simulatoren dazu, durch Zusammenwirken von manueller Befehlseingabe und virtueller Umweltdarstellung das Führen von Luft-, Wasser- und Straßenfahrzeugen ohne reale Gefährdung zu erlernen. *Trainingssimulatoren* wie Flug-, Schiffs- oder Fahr Simulator nutzen ein das Flug- bzw. Fahrverhalten beschreibendes mathematisches Modell, um Bewegungen der Kabine kontrolliert zu erzeugen. Als Prüfstand eröffnen sich dem Simulator weiterführende Aufgaben. *Entwicklungssimulatoren* tragen dazu bei, Suchfelder für neue Produktideen unter Berücksichtigung allgemeiner technologischer Trends einzugrenzen.

Fahr Simulator als Großprüfstand. In der Ausformung als Prüfstand stellt dieser eine Weiterentwicklung des Fahr Simulators dar. So sind *aktive Sicherheit am Fahrzeug*, aber auch *Komfort und Wohlbefinden* Konstruktionsziele, die nur im Zusammenhang mit allen Randbedingungen aus Fahrverhalten, technischer Sicherheit und Einfluss der Um-

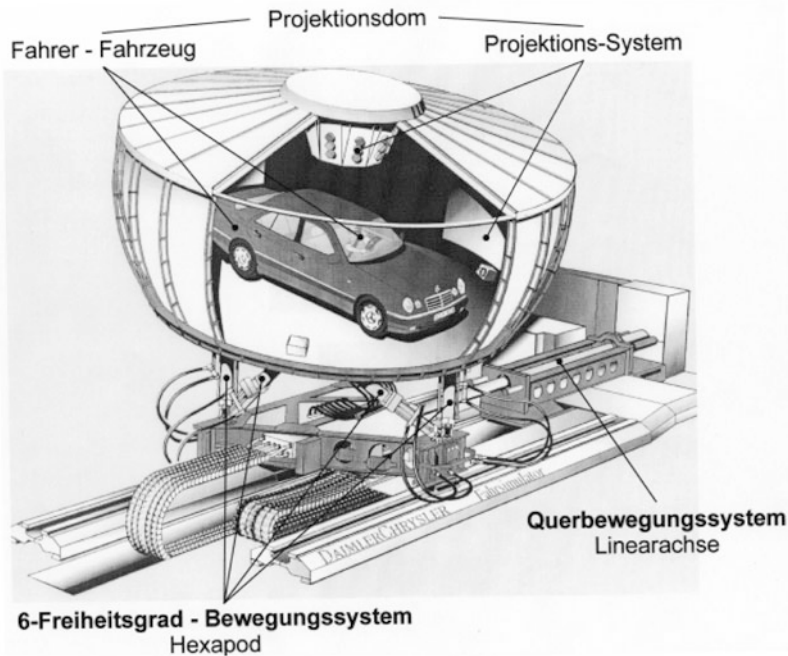


Abb. 9.12 Fahrsimulator Daimler-Benz FT1/FF mit Simulatorkabine Ganzfahrzeug bei Daimler Chrysler, Forschung und Technologie in Berlin-Marienfelde [149, 151]

welt definiert werden können (Fahrer-Fahrzeug-Umwelt-System). Für die *Beurteilung von Fahrzeug-Konzepten und -Systemen* bestehen daher weit höhere Anforderungen an den Fahrsimulator. Neben realen Bewegungsabläufen sind Verkehrsabläufe virtuell in Bild und Ton so zu simulieren, dass Verkehrereignisse und Fahraktionen sich in Echtzeit zur Folge haben. Erst aus dieser Wechselwirkung (Interaktion) lässt sich eine detaillierte Analyse fahrzeugtechnischer Neuerungen in alltäglichen und kritischen Verkehrssituationen ableiten [149–151], Abb. 9.12.

Daimler-Benz-Fahrsimulator

Das Ganzfahrzeug steht als Simulatorkabine im *Projektionsdom*, der das Verkehrsgeschehen auf einer Projektionswand abbildet. Die vom Fahrer getätigten Stellbewegungen werden als Steuerbefehle in den Zentralrechner eingegeben. Anhand des mathematischen Fahrzeugmodells werden vom Echtzeit-Fahrdynamikrechner (Host-Rechnersystem)

- das digitale Bildsystem (das gesamte Sichtfeld abdeckende Videobilder oder Computeranimationen),
- das Geräuschsystem (Stereo- oder Quadroton),
- das Bewegungssystem (Bewegungsrechner, Hydrauliksystem),
- das Rückstellsystem (Stellkraft an Bedienelementen)

gesteuert.

Das 6-Freiheitsgrad-Bewegungssystem simuliert die im Fahrbetrieb auftretenden Beschleunigungs-, Brems- und Fliehkräfte, indem es den Projektionsdom in allen Bewe-

gungsrichtungen verfährt (3 Drehungen: Wank-, Nick-, Gierbewegung; 3 Schiebungen: Längs-, Quer-, Hochbewegung). Hierzu dient eine *Parallelkinematik* basierend auf der Stewart-Plattform (Hexapod), bei der Arbeits- und Gestellplattform über 3 geschlossene kinematische Teilketten verbunden sind. Neben den Kardangelenken (passiven Drehgelenken) enthält jede der ebenen Teilketten 2 Hydraulik-Schubantriebe (aktive Schubgelenke). Die insgesamt 6 unabhängig ansteuerbaren *elektrohydraulischen Linearantriebe* sind Teil eines frei geführten räumlichen Stabwerks von hoher Struktursteife ohne reibungsbehaftete Führungsabstützung. Im Gegensatz zu seriellen Strukturen addieren sich Positionsfehler einzelner Bewegungsachsen nicht. Die parallele Struktur ermöglicht hohe Dynamik und Positioniergenauigkeit für große Nutzlasten. Als Achsantrieb dient ein *Servozylindersystem*, das aus extrem reibungsarmen Gleichgangzylindern in der Bauform mit nur einer Kolbenstange (geschachtelten Gleichgangzylindern) und Servosteuerblöcken (3-stufigen Servoventilen) mit Zusatzspeichern für Spitzengeschwindigkeiten besteht.

Das *Querbewegungssystem* bildet extreme Fahrmanöver wie Slalom, Schleuderfahrten, Doppelspurwechsel über die volle Straßenbreite nach, indem es eine geführte Seitenbewegung ausführt. Hierzu dient die zum Querschlitten geformte Gestellplattform, die von einem Hydraulik-Schubantrieb (aktivem Schubgelenk) in Gestalt einer *elektrohydraulischen Linearachse* horizontal verfahren wird. Der Querschlitten stützt sich auf Schienen über Längsführungen (passive Schubgelenke) ab. Als Achsantrieb dient ein *Gleichgang-Servozyylinder*, der als Langhubzylinder extrem reibungsarm gestaltet und mit der Plattform über einen integrierten Biegestab (Federgelenk) spielfrei verbunden ist. Der Servosteuerblock (3-stufiges Servoventil) mit integrierter Ventilelektronik ist zweikanalig ausführt, folglich als Teil der Sicherheitskette einbezogen in das *digitale Kontrollsystem*.

9.2 Anwendungsbeispiele in mobilen Arbeitsmaschinen

9.2.1 Hydrostatischer Fahrtrieb

Die *mobile Arbeitsmaschine* verrichtet eine Arbeit und wird mobil eingesetzt, sodass sich die Aufgabe einer *Arbeitsmaschine* mit der eines *Fahrzeugs* verbindet. Es besteht somit die kombinierte Anforderung, dynamische Abläufe zwischen *Fahr- und Arbeitsprozess* optimal abzustimmen und zugleich in *leichter Bauart* zu gestalten. Letzteres folgt bereits daraus, dass die eigene Energieversorgung mitzuführen ist. Für mobile Arbeitsmaschinen, die nach Umfang ihres Anforderungsprofils eine eigenständige Maschinengruppe bilden, erlangt die *hydrostatische Kraftübertragung* zunehmend an Bedeutung. Flexible Übertragung und einfache Wandlung größerer Leistungen sind Hauptmerkmale der Hydraulik, deren Bedeutung mit der Integration elektrischer Komponenten in mobile Systeme gestiegen ist. Das Zusammenwirken heterogener Komponenten setzt sich für den gesondert dargelegten Arbeitsprozess fort mit dem Ziel, gesamtoptimierte Lösungen herbeizuführen.

Beim *hydrostatischen Fahrtrieb* erfolgt die Verschaltung der Verdrängermaschinen im offenen Kreislauf lediglich dann, wenn untergeordnete Fahrtriebsfunktionen vorliegen. In der Regel arbeitet die von der Kraftmaschine getriebene Pumpe im geschlossenen Kreislauf mit dem achsantriebenden Hydromotor zusammen, s. Abschn. 6.3.3. Es liegt ein hydrostatisches Getriebe vor, bei dem Primär- und Sekundärteil über den Volumenstrom gekoppelt sind (Getriebe mit aufgeprägtem Volumenstrom q_V).

Die Abtriebsdrehzahl wandelt man durch *Verändern des Verdrängungsvolumens* (Verdrängersteuerung), wobei in der konventionellen Grundform die Pumpe verstellt wird (Pumpen- oder Primärsteuerung). Um großen Wandlungsbereich zu erzielen, ersetzt man den Konstantmotor durch einen Verstellmotor. Die Verstellung von Pumpe und Motor (Primär-/Sekundärsteuerung) wird meist sequenziell (Einzelsteuerung), selten kombiniert (Verbundsteuerung) vorgenommen.

Unterscheidet sich der hydrostatische Antrieb vom mechanischen Direktantrieb (dieselmechanischen Antrieb) bereits durch die Vorzugsmerkmale

- stufenlose Drehmoment-/Drehzahlwandlung bzw. Fahrgeschwindigkeitsänderung aus dem Stillstand ($i_A = \infty$),
- großer Wandlungsbereich, insbesondere bei sequenzieller Pumpen-/Motorverstellung (bis $i = 15$),

so erweist sich die hydrostatische Kraftübertragung auch im Vergleich zur hydrodynamischen als vorteilhaft, insbesondere die hydrostatische Antriebsvariante im geschlossenen Kreislauf vereint weitere Vorzugsmerkmale auf sich:

- aufgelöste Bauweise,
- stoßfreies Reversieren bzw. Fahrtrichtungsumkehr ohne Schalten (Wendebetrieb),
- automotiver Fahrbetrieb (Leistungsregelung),
- gute Steuer- und Regelbarkeit (Optimierung der Leistungsabgabe),
- hohes Anfahrmoment unabhängig von der Drehzahl des Verbrennungsmotors (Minimierung des Kraftstoffverbrauchs).

Insbesondere die beiden letztgenannten Merkmale befähigen den hydrostatischen Fahrantrieb sich den wechselnden Betriebsbedingungen mobiler Arbeitsmaschinen optimal anzupassen. Deren Arbeitszustand ist durch schwankenden Zugkraftbedarf, deren Bewegungsprofil durch niedrige Manövriergeschwindigkeiten und häufige Fahrtrichtungsumkehr gekennzeichnet [172, 219].

Die quadratische Abhängigkeit des Drehmoments von der Verbrennungsmotordrehzahl ermöglicht es dem hydrodynamischen Antrieb, das volle Motormoment lediglich in einer bestimmten Drehzahl – i. a. der vorgegebenen Lastdrehzahl – aufzunehmen. Wird diese Drehzahl unterschritten, etwa infolge lastbedingter Drehzahlrückung des Motors, reduzieren sich verfügbare Zugkraft und Geschwindigkeit. Demgegenüber deckt die hydrostatische Antriebsvariante aufgrund unabhängiger Drehzahl-/Drehmomentwandlung theoretisch das ganze Motorkennfeld ab. Regelt man die Leistungsabgabe nach geeigneter Führungsgröße, lässt sich der Motor innerhalb des verbrauchsoptimalen Drehzahlbereichs betreiben.

Mobile Arbeitsmaschinen rüstet man im *unteren Leistungsbereich* (bis $P_m = 60$ kW) fast ausschließlich mit hydrostatischer Kraftübertragung aus. Die aufgelöste Bauweise erlaubt die freizügige Anordnung der Getriebeteile Pumpe und Hydromotor, sodass der hydrostatische Fahrantrieb außer der Funktion des Verstellgetriebes die eines **Ferngetriebes** erfüllt. Je

nach Lage des Verbrennungsmotors (Front, Mitte, Heck) und Art des Achsantriebs (Vorder-, Hinter-, Allradantrieb) können vielfältige Triebstrang-Varianten verwirklicht werden mit dem weiteren Vorzug, optimale Schwerpunktlage ebenso wie gute Zugänglichkeit für die Instandhaltung erzielen zu können. Die sekundärseitige Integration der Hydraulik in den Achsantrieb oder in das Radgetriebe im Freiraum der Felge verringert bzw. erübrigt mechanische Übertragungselemente wie Gelenkwellen, in dem sie kardanlose Kraftübertragung vom

- hydrostatischen Achsantrieb (Hydroachse) bis zum
- Einzelradantrieb (Radmotor)

ermöglicht.

Beim *Einzelradantrieb*, der sich durch große Bodenfreiheit und gute Manövrierbarkeit auszeichnet, sind mehrere Hydromotoren in der Regel hydraulisch parallel angeordnet. Um für den Einsatz im Gelände (Off-Road-Einsatz) das Durchrutschen eines oder mehrerer Antriebsräder zu unterbinden, muss die Funktion der *Differenzialsperre* hydraulisch verwirklicht werden [206].

Mit einem *Stromteilverventil*, s. Abschn. 4.4.4, lässt sich über druckkompensierte Stromventile nach dem Drosselprinzip erreichen, dass jedem Radmotor lastunabhängig gleich großer Schluckstrom zufließt. Um dem Nachteil hoher Drosselverluste entgegen zu wirken, wurden für Arbeitsmaschinen mit hohem Fahranteil *verlustarme Differenzial-Sperrsysteme* (Einzelradantrieb ohne Stromventil) entwickelt.

Das *Zweikreis-Anti-Schlupf-System* arbeitet mit zwei Pumpen, die mit jeweils zwei Konstantmotoren im geschlossenen Kreislauf zusammengeschaltet sind. Bei diesem Zweikreisystem werden die Niederdruckleitungen überkreuzt, d. h. der Rücklaufstrom von einem Motorenpaar wird zum Niederdruckanschluss der Pumpe geführt, die das andere Motorenpaar hochdruckseitig beaufschlagt.

Die *elektronische Antriebs-Schlupf-Regelung* (ASR) wird bei mobilen Arbeitsmaschinen eingesetzt, die mit Verstellmotoren ausgerüstet sind, um hohe Zugkraft bzw. Maximalgeschwindigkeit zu erzielen. Die Drehzahlabweichung eines Antriebsrads im Vergleich zu den anderen wird als Schlupf gemessen und durch kompensierende Änderung des Abtriebsmoments rückgängig gemacht. Der rechnergeführte Eingriff des Reglers erfolgt über das Verstellglied des jeweiligen Radmotors (Landmaschinen, Baumaschinen) [166, 198, 205].

Vom *mittleren Leistungsbereich* an (ab $P_m = 60$ kW) ist für mobile Arbeitsmaschinen der durch Primär-/Sekundärsteuerung erzielbare Wandlungsbereich nicht mehr ausreichend. Daher erschließt sich der hydrostatischen Antriebsvariante im Vergleich zur bewährten hydrodynamischen dadurch ein zunehmend breiteres Anwendungsfeld, dass auf Großwinkeltriebwerke (Schwenkelwinkel 45°) zurückgegriffen und/oder der hydrostatische Antrieb Teil eines *zusammengesetzten Fahrzeuggetriebes* nach unterschiedlichen **Antriebsstrangkonzepthen** wird [167].

Für die hydrodynamische Kraftübertragung kombiniert man den Drehmomentwandler mit einem Lastschaltgetriebe, um den Wandlungsbereich zu vergrößern.

Beim *hydrostatischen Antrieb mit Schaltgetriebe* ordnet man -vergleichbar dem Turbinenrad- hier dem Sekundärteil Hydromotor ein Schaltgetriebe nach, dessen Stufigkeit dem für den Fahrbetrieb typischen Lastkollektiv angepasst ist. Der nutzbare Wandlungsbereich erweitert sich dadurch, dass man mit jedem Gang den hydrostatischen Wandlungsbereich erneut durchfährt. Allerdings ist bei dieser Getriebekombination jeder Gangwechsel mit einer Zugkraftunterbrechung verbunden, die erhebliche Schaltstöße zur Folge hat. Die Stoßeinwirkung des Schaltvorgangs lässt sich mindern, indem man die Maßnahme der geschwindigkeitsabhängigen Kraftschlussunterbrechung vorsieht [168]. Doch haben weiter gehende Forderungen an den Fahrtrieb zu fortentwickelten Getriebelösungen geführt.

Unter dem Begriff *Mehrmotorenkonzept* wandelt man den hydrostatischen Fahrtrieb dahingehend ab, dass sekundärseitig in den geschlossenen Kreislauf mehrere Verdrängereinheiten einbezogen werden, die hydraulisch gekoppelt sind. Diese wirken als gesteuerte Achsantriebe auf die Kraftübertragung des Triebstrangs ein derart, dass sich auch im *oberen Leistungsbereich* (bis $P_m = 300 \text{ kW}$) günstige Fahreigenschaften erzielen lassen, Abb. 9.13.

Beim *Zwei-Motoren-Antrieb mit Summiergetriebe* arbeitet die Pumpe mit zwei hydraulisch parallel geschalteten Motoren gleicher oder unterschiedlicher Baugröße zusammen. Die Motorleistungen werden über ein Summiergetriebe auf einer gemeinsamen Ausgangswelle zusammengeführt (Sammelgetriebe VDI 2127). Bei niedriger Fahrgeschwindigkeit und hohem Zugkraftbedarf schwenkt man auf größtes Schluckvolumen aus. Mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit bringt man den einen Motor zurück in Nullstellung, führt somit den gesamten Förderstrom dem zweiten Motor zu. Dieser kann ein Konstantmotor oder ebenfalls ein Verstellmotor sein. Da zumindest ein Motor an der Kraftübertragung beteiligt ist, erfolgt der Wechsel des Geschwindigkeitsbereichs ohne jegliche Zugkraftunterbrechung.

Dem Zwang zu hoher Energienutzung folgend richtet sich an den Fahrtrieb, insbesondere im oberen Leistungsbereich, die Forderung nach *verlustarmen Antriebskonzepten*.

Mit dem *Zwei-Motoren-Antrieb mit Summiergetriebe und Schaltkupplung* erzielt man eine Verbesserung des Wirkungsgrads bereits dadurch, dass man den in Nullstellung befindlichen, also an der Kraftübertragung nicht beteiligten Motor über eine Schaltkupplung vom Triebstrang trennt. Man verwendet Motoren unterschiedlicher Baugröße, wobei der größere im Arbeitsbetrieb hydraulisch zugeschaltet, bei Überschreiten der zulässigen Drehzahl mechanisch getrennt wird. Im Fahrbetrieb ist der kleinere Motor allein achsantriebend.

Beim *Zwei-Motoren-Antrieb mit lastschaltbarem Summiergetriebe* liefern die beiden hydraulisch parallel arbeitenden Motoren ihr Antriebsmoment über zwei Wellen mit jeweils einer bzw. zwei Schaltstufen auf die mittige Ausgangswelle, welche die Achse antreibt. Die Komplexität dieser Variante erfordert den automatisierten Schaltungsablauf, der rechnergesteuert erfolgt. Die programmierbare Steuerung nimmt die gesamten Funktionen eines Antriebsmanagements wahr, das automotiv Pumpenregelung, Grenzlastregelung, Inchung sowie hydrostatisches Bremsen umfasst. Die Stufung der mechanischen Gänge nach Lastkollektiv erfolgt derart, dass der hydrostatische Antrieb im Bereich günstiger

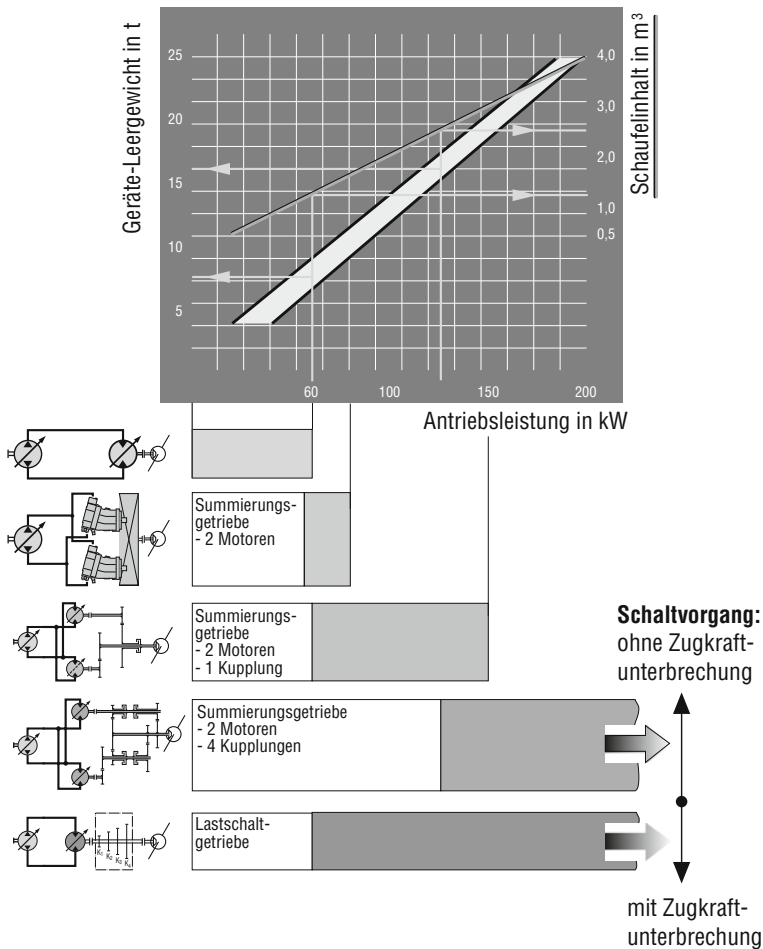


Abb. 9.13 Mehrmotorenkonzepte des hydrostatischen Fahrtriebs mit zugeordneten Leistungsbe-
reichen nach Rinck [168]

Wirkungsgrade arbeitet und andererseits eine zu große Schalthäufigkeit vermieden wird (Erdbaumaschinen).

Aus der Forderung nach höheren Fahrgeschwindigkeiten, insbesondere für *straßenzulässige Arbeitsmaschinen*, leiten sich verlustarme Antriebskonzepte ab, welche die Leistung flüssigkeitsgebunden und mechanisch auf getrennten Zweigen übertragen. Hierbei fällt dem hydrostatischen Zweig die stufenlos Wandelung, dem mechanischen die verlustarme Kraftübertragung zu. Unter Verwendung eines gesteuerten hydraulischen Antriebs lassen sich somit energieartbedingte Vorzüge des mechanischen mit denen des hydrostatischen Antriebs in zwei Varianten vereinen, Abb. 9.14.

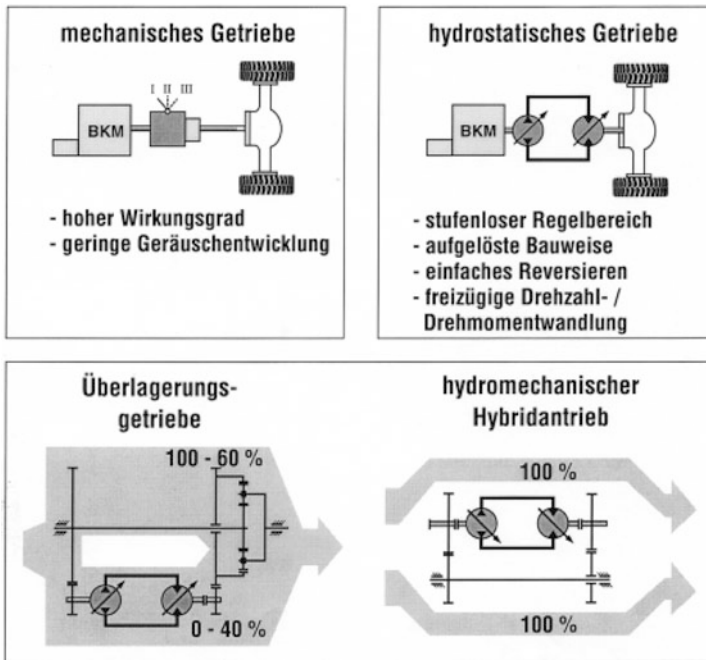


Abb. 9.14 Hydrostatischer Fahrtrieb mit leistungsverzweigtem Stufenlosgetriebe (SHL-Getriebe) bzw. mit mechanischer Überbrückung (Hybridantrieb) entsprechend unterem Teilbild nach Rinck [221]

Beim *stufenlosen hydrostatischen leistungsverzweigten Getriebe* (SHL-Getriebe) sind beide Zweige über ein dreiwelliges Planetengetriebe gekoppelt, das die Aufgabe eines Überlagerungsgetriebes wahrnimmt (hydrostatisches Koppelgetriebe, VDI 2152), [214]. Bewährt haben sich zwar mechanische Direktantriebe mit standardmäßig fein gestuftem Vielgang-Getriebe als Teillastschalt- oder Volllastschaltgetriebe. Doch um Arbeitsprozesse optimieren und automatisieren zu können, ist der Bedien-komfort zu erhöhen, der Fahrer zu entlasten. Diesen Anforderungen genügt das SHL-Getriebe, bei dem durch Kombination von Bereichseinstellung am mehrstufigen Planetengetriebe und Volumeneinstellung am Hydrostaten ein großer Gesamtübersetzungsbereich stufenlos durchfahren werden kann (Stellbereichspreizung). Dabei wird ein möglichst geringer Teil der Antriebsleistung hydrostatisch im Verstellzweig übertragen, während über den gesamten Wandlungsbereich der Vorzug des hohen mechanischen Wirkungsgrads bestehen bleibt.

Diese Variante eignet sich für mobile Arbeitsmaschinen hoher Fahrleistung, die über längere Betriebsphasen mit sehr unterschiedlichen Drehzahlübersetzungen arbeiten (Traktoren, Zugmaschinen), [169].

Eine elektrohydraulische Getriebesteuerung stellt nicht nur die benötigte Übersetzung automatisch so ein, dass Unstetigkeiten beim Bereichswechsel und Nulldurchgang geglättet

werden, sondern ist darüber hinaus mit dem Gesamtsystem vernetzbar. Übergreifende Systemfunktionen können dadurch erfüllt werden (ZF-Eccom) [170].

Beim *hydromechanischen Hybridantrieb* sind beide Zweige mittels zweier Schaltkupplungen entkoppelt, von denen jeweils eine ausgeschaltet ist. Es wird jeweils die volle Leistung des Verbrennungsmotors über einen Zweig geleitet. Man nutzt beim Anfahren und für niedrige Manövriergeschwindigkeiten den hydrostatischen Antrieb, während für höhere Transportgeschwindigkeiten der Motor zur Achse durchgekuppelt wird. Über den mechanischen Direktantrieb erfolgt der Fahrbetrieb verlust- und geräuscharm. Hybridantriebe zeichnen sich durch Einfachheit im konstruktiven Aufbau wie in der Größenstufe zur Baureihe aus, da standardisierte Baugruppen verwendet werden können (Kommunalfahrzeuge, Landmaschinen).

Vielseitigkeit beweist der hydrostatische Antrieb nicht allein als Fahrtrieb, der in seiner konventionellen Grundform wie in den dargestellten abgewandelten Varianten die Fahrzeugbewegung erzeugt. Neben dieser fallen jedoch die Fahrzeuglenkung und die Stellbewegungen diverser Einrichtungen für den Arbeitsprozess an, die ebenfalls hydraulisch ausgeführt werden. Schließlich nutzt man die flüssigkeitsgebundene Energieform, um die Bedienung zu erleichtern, Betätigungskräfte zu verringern oder den Komfort im Arbeitsprozess zu erhöhen. Die Fahrzeughydraulik selbstfahrender Arbeitsmaschinen stellt folglich ein komplexes Hydrauliksystem dar, das aus *Fahrhydraulik* sowie *Arbeits- und Lenkhydraulik* besteht, ferner zunehmend höheren Anforderungen des Bedienungskomforts genügt. Bezieht man die einzelnen hydraulischen Antriebe in getrennte Kreisläufe ein (Mehrkreisssystem), sind mindestens zwei Pumpen, z. B. je eine für den hydrostatischen Fahrtrieb und den Arbeitsantrieb mit der hydrostatischen Lenkeinrichtung erforderlich. Die sekundär geregelte Antriebsvariante bildet insofern eine Ausnahme, als es bei dieser nur eines Antriebsaggregats für die Fahrzeug- und Arbeitsbewegungen bedarf, wird doch der Energiestrom allen Sekundäreinheiten über eine einzige Druckleitung zugeführt (Einkreisssystem).

Die Leistung des Verbrennungsmotors teilt sich über die Pumpen auf die Kreisläufe - bzw. von einer Druckleitung direkt auf mehrere Verbraucher - auf, sodass der hydrostatische Antrieb aus der Sicht getriebetechnischer Ordnungsprinzipien die Aufgabe eines **Parallelgetriebes**, und zwar in der Funktion eines *Verteilgetriebes* (VDI 2127), wahrnimmt. Die installierte Leistung (Eckleistung) aller Verbraucher von Fahr- und Arbeitsantrieb übersteigt die verfügbare Leistung des Verbrennungsmotors um ein Mehrfaches. Erfolgen Fahr- und Arbeitsbetrieb gleichzeitig, ist daher Vorkehrung gegen Überlastung des Motors zu treffen. Hierzu nutzt man den energieartbedingten Vorzug, Steuer- und Regelsignale in den Leistungsfluss einleiten zu können, wobei diese verlustarm durch Verstellen des Fördervolumens (Verdrängersteuerung) erfolgt. Es werden daher Aufgaben hydraulisch ausgeführt, die aus getriebetechnischer Sicht **gesteuerten Antrieben** vorbehalten sind. So übernimmt die Fahrhydraulik an Stelle der starren Leistungsaufteilung eine Funktion höherer Komplexität, nämlich die der an die Motorleistung angepassten Leistungsabgabe.

Durch **Druckabschneidung** wird der Grenzsystemdruck bei steigendem Fahrwiderstand nicht überschritten, indem ein Druckventil auf die hydraulische Stelleinrichtung der Pumpe einwirkt und den Schwenkwinkel verkleinert (Druckregelung).

Bei der **Grenzlastregelung** kann die verfügbare Leistung des Motors für unterschiedliche Antriebe voll genutzt werden. Dabei besteht Leistungspriorität für die Nebenantriebe, d. h. für Arbeits- und Lenkhydraulik, wie es bei selbstfahrenden Arbeitsmaschinen sinnvoll ist. Steigt das Moment am Verbrennungsmotor an, fällt die Motordrehzahl auf einen kennzeichnenden Grenzwert (Lastdrehzahl) ab. Wird dieser unterschritten, reduziert sich der Steuerdruck und durch Rückschwenken der Fahrpumpe mindert sich die Leistungsabgabe an den Fahrtrieb. Die hydraulische Verstellung erfolgt drehzahlabhängig über ein Regelventil, das über einen Stellhebel (Inchhebel) mechanisch verstellt werden kann. Hierbei bewegt sich die Steuerdruckkurve unterhalb der Grenzlastkurve für reinen Fahrbetrieb parallel, so dass man für unterschiedliche Arbeitsbedingungen geringstmögliche Drehzahlrückung erzielt.

Bei der **automotiven Steuerung** lässt sich der Steuerdruck unabhängig von der Drehzahl über ein hydraulisches Inchventil oder Vorsteuergerät beliebig reduzieren. Variiert die Drehzahlvorgabe, bewegt sich der Steuerdruck nicht unterhalb sondern entlang der Grenzlastkurve.

Grenzlastregelung ebenso wie deren besondere Ausführungsform als automotive Steuerung wurden bisher mittels Incheinrichtung mechanisch-hydraulisch verwirklicht. Weiter gehende Leistungsanpassung mit Übernahme zusätzlicher Steueraufgaben ohne nennenswerten Mehraufwand erzielt man in der elektrohydraulischen Ausführung. Ein Mikrorechner verarbeitet nach programmiertem Regelalgorithmus die Eingangssignale Gaspedalstellung sowie Motordrehzahl und regelt die elektrisch ansteuerbare Stelleinrichtung der Arbeitspumpe aus. Über deren Fördervolumenbegrenzung beschränkt die *elektrohydraulische Leistungsregelung* das Antriebsmoment, damit die Leistungsabgabe an die Arbeitshydraulik selbsttätig auf einen zulässigen oberen Wert. Dieser bestimmt sich aus der Höhe der angeforderten Fahrleistung derart, dass die aufgenommene Gesamtleistung des Hydrauliksystems die verfügbare Motorleistung nicht überschreitet. Die fortlaufende Anpassung der Leistungsabgabe sichert über den gesamten nutzbaren Motordrehzahlbereich optimale Verwertung der Kraftstoffenergie [171, 172].

Das **Antriebsstrangmanagement** stimmt die Drehzahlregelung des Motors und die Getriebesteuerung so aufeinander ab, dass mehrere Zielfunktionen wie Einsparen von Kraftstoff, Erhöhung des Bedienkomforts, Reduzierung der Lärmemission gleichzeitig realisiert werden. Die Optimierung nach mehreren Größen erfordert eine Strategie mit Gewichtungen, die maschinenspezifisch festzulegen sind. Ein solches teilautomatisiertes Management ist vor allem im Teillastbereich sinnvoll [112].

9.2.2 Hydraulik in der Arbeitsausrüstung

Im *Arbeitsprozess* mobiler Maschinen sind Bewegungen unterschiedlicher Funktion wie Hubbewegungen an Staplern, Ladern, Traktoren oder Drehbewegungen an Drehwerken, Anbaugeräten zu erzeugen. Im Gegensatz zum Fahrtrieb ist der Arbeitsantrieb kein

kontinuierlicher Dreh- sondern ein Stellantrieb, der vorzugsweise eine rückkehrend aussetzende Längs- oder Drehbewegung ausführt (Bewegungsform „wechselsinnig Schieben oder Drehen mit Rast“, VDI 2727, Bl. 1).

Die hydraulischen Stellantriebe für Linear- und Schwenkbewegung können aufgrund ihrer hohen Kraftdichte und räumlich getrennten Anordnung (Fernstellantrieb)

- unter kleinen Einbaubegrenzungen eingebaut werden, die abmessungbestimmend sind,
- mit dem Arbeitsgerät mitbewegt werden, ohne durch anordnungsbestimmende räumliche Randbedingungen gebunden zu sein,
- unmittelbar an den Wirkorten angebracht werden, an denen die Energieabgabe erfolgen soll.

In der Mobilhydraulik haben die *gesteuerten hydraulischen Antriebe* einen hohen Entwicklungsstand erreicht. Um mehrere Verbraucher parallel betreiben zu können, haben sich zur Energieversorgung der Arbeitshydraulik heute weltweit vor allem vier *Steuerungssysteme* bewährt:

- Drosselsteuerung
- Load-Sensing-Steuerung (LS-Steuerung)
- Negative-Flow-Control-Steuerung (NFC-Steuerung)
- Positiv-Flow-Control-Steuerung (PFC-Steuerung).

Drosselsteuerungen, NFC- und PFC-Steuerungen wurden bereits in Abschn. 6.3.2 vorgestellt.

Load-Sensing-Steuerung. Sie ermöglicht *hohe Energienutzung* auch *im Teillastbetrieb*. Indem man den Lastdruck zum Regler zurückführt, lassen sich Förderstrom und Versorgungsdruck an den Bedarf des Verbrauchers anpassen. Load-Sensing-Steuerungen, die als Kombination von Verdränger- und Widerstandssteuerung aufgefasst werden können, eröffnen damit dem Arbeitsantrieb den Vorzug, den *verlustarmen Antriebskonzepten* insbesondere für den mittleren und oberen Nutzlastbereich zugerechnet zu werden. Bei mehreren parallel betriebenen Verbrauchern wird der Versorgungsdruck an den Lastdruck des höchst belasteten Verbrauchers angepasst. Hierfür regelt man den Förderdruck auf einen Druckwert oberhalb des höchsten Lastdrucks. Zu letzterem besteht damit eine bestimmte Druckdifferenz, die konstant bleibt. Es stellt sich *lastdruckunabhängige Volumenstromaufteilung* ein. Diese bringt den grundlegenden Vorzug des hohen Bedienkomforts mit sich. Da der Durchfluss der Ventilöffnung auch unter Laständerung proportional ist, gelangt stets der durch den Steuerhebel angeforderte Volumenstrom zum Verbraucher. Eingestellte Bahnkurven bleiben somit erhalten.

Hydraulisch-mechanisches Loadensing nutzt ein hydraulisches Signalleitungssystem mit Wechselventilkette, deren logische Verknüpfung den höchsten Lastdruck aus dem Block verketteter *Loadensing-Wegeventile* (LS-Wegeventile) zurückmeldet.

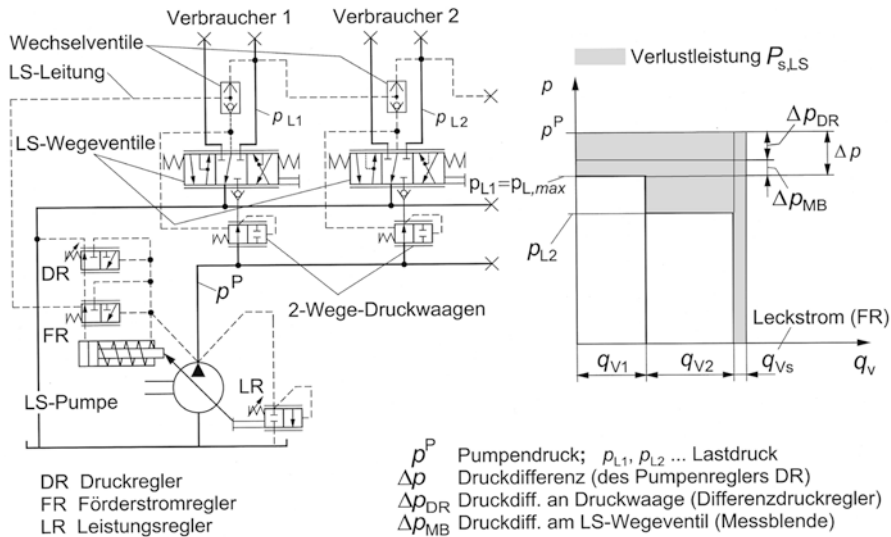


Abb. 9.15 Hydraulisch-mechanisches Loadensing mit Verstellpumpe (CCLS) und Lastkompensation durch Einzeldruckwaagen, Schaltung und Leistungsbilanz nach Backé [172]

Beim *Loadensing mit Konstantpumpe* erfolgt die Rückmeldung an den Druckregler (DR), der im *Open-Center-Load-Sensing-Kreislauf* (OCLS) den überschüssigen Volumenstrom über die Druckwaage an den Tank abzweigt, damit lediglich druckabhängige Verluste minimiert. Demgegenüber verwendet man beim *Loadensing mit Verstellpumpe* einen Druck-Förderstrom-Regler (DFR), der im *Closed-Center-Load-Sensing-Kreislauf* (CCLS) neben der Druckanpassung den Volumenstrom an den Bedarf der Verbraucher mittels hydraulischer Stelleinrichtung angleicht, so dass druck- und volumenstrombedingte Verluste reduziert werden.

Es können prinzipbedingt *mehr Verbraucher unabhängig* voneinander bewegt werden *als Pumpen vorhanden* sind.

Bei Load-Sensing-Systemen, die von einer oder zwei Hauptpumpen versorgt werden, ist hierfür allerdings der Förderdruck an den jeweiligen Lastdruck der niedriger belasteten Verbraucher anzugleichen, sodass auch an deren Wegeventilen die gleiche Druckdifferenz konstant anliegt. Dabei ist nachteilig, dass bei großen Lastdruckunterschieden der einzelnen Verbraucher sowie bei großen Volumenströmen drosselbedingte Verluste hinzunehmen sind.

Die Funktion der Lastkompensation übernehmen *Einzeldruckwaagen* (Individual- oder Sektionsdruckwaagen), die den Wegeventilen in *unterschiedlichen Schaltungsvarianten* zugeordnet sind [172, 206, 220].

Steuerungen des Systems Loadensing mit Verstellpumpe werden aus LS-Wegeventilen (4-Wege-Prinzip) im Closed-Center-Kreislauf (CCLS) aufgebaut und zu einem LS-Ventilblock zusammengefasst, in den häufig *vorgeschalbete Einzeldruckwaagen* (Zulauf- oder Primärdruckwaagen) integriert sind, Abb. 9.15.

Die Druckwaagen halten die Druckdifferenz Δp_{MB} an den LS-Wegeventilen konstant, so dass im Parallelbetrieb Lastdruckunabhängigkeit erzielt und wechselseitige Beeinflussung der Verbraucher unterbunden wird. Die Steuerkanten der Wegeventile (Messblenden) sind mit den Druckwaagen in Reihe geschaltet. Beide wirken zusammen und erfüllen jeweils die hydraulische Funktion des *Stromregelventils*, s. Abschn. 4.4.2. Der Versorgungsdruck stellt sich auf den hydraulisch zurückgeführten höchsten Lastdruck $p_{L,max}$ ein, indem ersterer vom Druckregler (DR) um die vorbestimmte Druckdifferenz Δp größer gehalten wird. Letztere setzt sich aus den Druckdifferenzen Δp_{DR} an Druckwaage und Δp_{MB} an Steuerkante des höchst belasteten Wegeventils zusammen. Die Pumpe stellt über den Förderstromregler (FR) den angeforderten Summenvolumenstrom zu den Verbrauchern bereit, der lediglich um den anfallenden Leckstrom q_{Vs} größer ist. Somit folgt aus dem Kreislauf mit geregelter Verstellpumpe (CCLS) im Vergleich zur Konstantpumpe (OCLS) die günstigere Leistungsbilanz.

Übersteigt jedoch der Verbraucherstrom den maximalen Förderstrom, stellt sich bei der Schaltung mit Zulaufdruckwaagen, Abb. 9.16a, undefinierte Steuerung der Verbraucher ein. Es kommt zu unkoordiniertem Bewegungsablauf bzw. Stillstand bei den Verbrauchern. Diesen im Grenzbetriebszustand (Unterversorgung) auftretenden Nachteil beheben Wegeventile mit zu den Steuerkanten in den Ventilen *nachgeschalteten Einzeldruckwaagen* (Ablauf- oder Sekundärdruckwaagen), Abb. 9.16b.

In dieser Schaltungsvariante geht die hydraulische Funktion der Druckwaage auf die des *Stromteilers* zurück [172]. Nicht die Druckdifferenz Δp_{MB} am Wegeventil (dargestellt als verstellbare Messblende) wird gemessen, vielmehr der höchste Lastdruck $p_{L,max}$ – bzw. der etwas erhöhte Druck p_1 – hinter alle Messblenden übertragen. An diesen liegt daher die gleiche reduzierte Druckdifferenz Δp an und der Förderstrom wird entsprechend den Durchflussquerschnitten (a_{DA})_{*i*} der Wegeventile aufgeteilt. Dieses bei Stromteilverventilen, s. Abschn. 4.4.4, genutzte Prinzip der volumetrischen Kopplung durch Widerstandssteuerung bleibt auch bei Unterversorgung wirksam. Der Bewegungsablauf verlangsamt sich zwar, jedoch für die parallelen Verbraucher gleichanteilig und ohne Stillstand herbeizuführen, Abb. 9.16c. Bahnkurven lassen sich reproduzierbar einhalten.

Steuerblöcke mit Stromteilerfunktion werden in Bauformen ausgeführt, für die sich unterschiedliche produktbezogene Begriffe eingeführt haben. Bewährte Beispiele hierfür sind LS-Ventilblöcke mit integrierten Druckwaagen nach dem System *lastdruckunabhängiger Durchflussverteilung* (LUDV) [185, 186] bzw. nach dem *Synchron-Control-System* (LSC) [173].

Beim LUDV-Ventil besteht die der Messblende des Steuerkolbens nachgeschaltete Druckwaage aus einem Regelkolben und einer Druckfeder, die eine stabile Ausgangslage definiert. Der Steuerkolben übernimmt die Messblendenfunktion durch Zulauf- und Ablaufblenden in beiden Durchflussrichtungen. Der Volumenstrom wird durch die Blenden zur Druckwaage, von dort zurück zum Hauptkolben geleitet und den Verbraucheranschlüssen zugeführt, Abb. 9.17a.

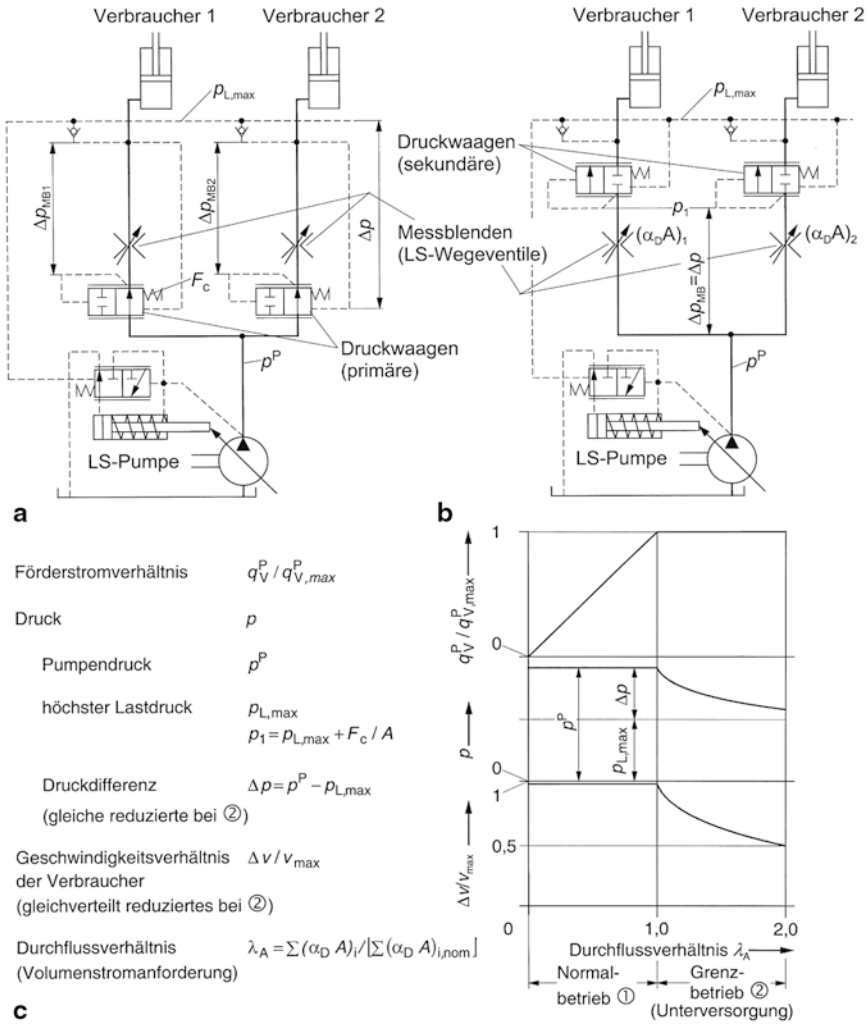


Abb. 9.16 Zuordnung von Einzeldruckwaagen zu Loadensing-Wegeventilen nach Backé [172]. **a** Vorgeschaltete Druckwaagen in Stromregler-Schaltung; **b** Nachgeschaltete Druckwaagen in Stromteiler-Schaltung; **c** Förderstrom, Druck und Geschwindigkeit über Volumenstromanforderung mit gleicher Reduktion durch Stromteilung bei Unterversorgung

Bei Einzelbewegung oder Erreichen des höchsten Lastdrucks wird letzterer über die Bohrung der Druckwaage zum Pumpenregler sowie zu den Einzeldruckwaagen mit niedrigerem Lastdruck gemeldet.

Beim LSC-Ventil [173] ist das speziell auf den Maschinentyp abgestimmte Kompensatorsystem im Innern des Steuerkolbens angebracht. Jedem der beiden Verbraucheran-

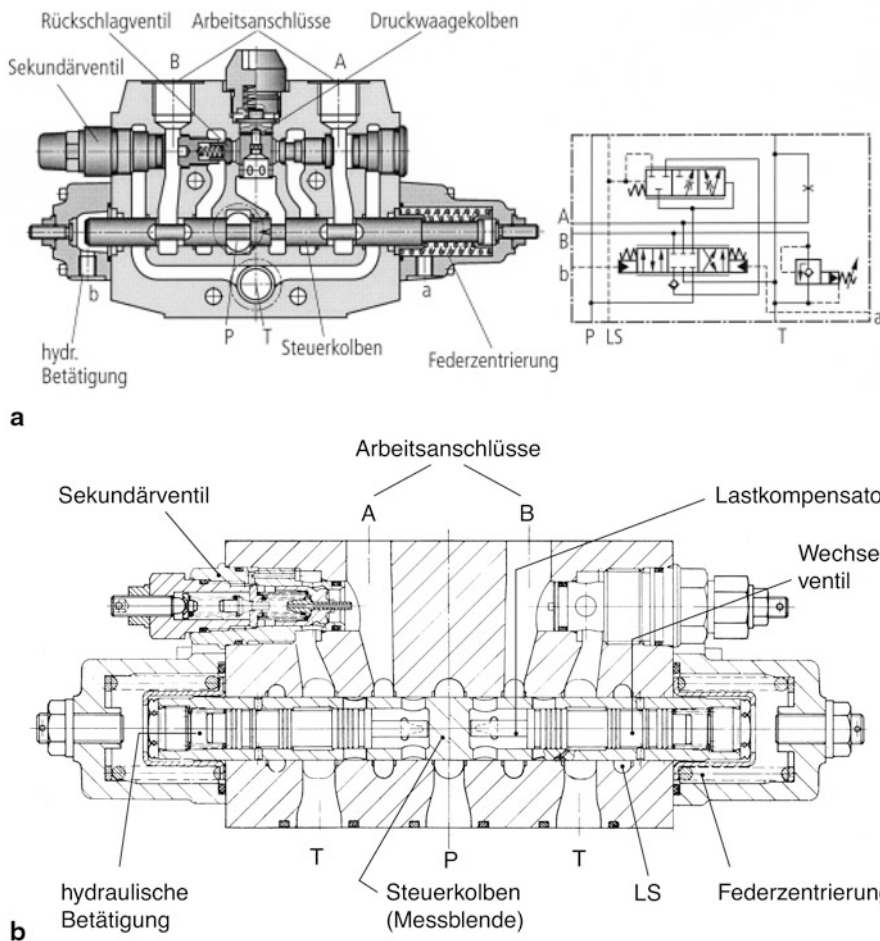


Abb. 9.17 Wegeventilelement eines Loadsensing-Steuerblocks mit integrierter sekundärer Lastkompensation, Längsschnitt und Symbol. **a** Bauart Bosch Rexroth, LUDV (M6-15); **b** Bauart Linde, LSC (VW) [173]

schlüsse ist ein Lastkompensator (Druckwaage) zugeordnet, innerhalb dessen sich das Wechselventil für die Lastdruckmeldung mitbewegt, Abb. 9.17b.

Eine alternative Lösung zur Lastkompensation bei Unterversorgung stellen LS-Ventilblöcke nach dem System *Automatische Volumenstrom-Reduzierung* (AVR) [174] dar. Beim AVR-Ventil, dessen Betätigung indirekt durch hydraulische Vorsteuerstufe erfolgt, wird zunächst der höchst vorkommende Druck in der externen Steuerölversorgung, damit der Durchfluss am weitest ausgesteuerten Hauptventil reduziert. Falls erforderlich senkt sich nach und nach der jeweils nächst niedrigere Steuerdruck solange ab, bis Förderstrom und Summe der Schluckströme ausgeglichen sind.

Das Loadsensing mit hydraulischen Signalleitungssystem findet breite Anwendung aufgrund von Vorzügen, die auf bewährter Technik, Robustheit und preisgünstiger Verfügbarkeit der Komponenten beruhen.

9.2.3 Fahrzeug-Management-System

Gesteigerte Anforderungen an Leistung, Sicherheit, Komfort sowie an bestmögliche Energienutzung verstärken den Trend zu hydraulischen gesteuerten Antrieben in Kraftfahrzeugen wie in mobilen Arbeitsmaschinen. Allerdings zeigt die zunehmende Integration elektrischer Komponenten an, dass derart komplexe Anforderungsprofile nur durch Trennung in *hydraulische Leistungsübertragung* und *elektrische Signalverarbeitung* zu erfüllen sind. Das mobile System erweist sich damit als *heterogen* und gliedert sich in die folgenden Teilsysteme. Es sind dies der *Fahrtrieb*, der das Antriebsstrangmanagement (Verbundsteuerung Motor/Getriebe), ggf. Antiblockiersystem (ABS), Antriebschlupfregelung (ASR) einschließt, die *Lenkeinrichtung* und der *Arbeitsantrieb*, der die Bewegungssteuerung parallel betriebener Verbraucher umfasst. Ein Konzept für das *Gesamtsystem Fahrzeughydraulik*, das sich an den prozessbedingten Antriebsfunktionen orientiert (Integration durch Funktionen), ist nur *maschinenspezifisch* zu erstellen. Ein solches integriertes Gesamtsystem fußt jedoch auf Funktionseinheiten der Mess-, Steuerungs- und Regelungstechnik, die bereits als kombinierbare Baueinheiten (Module) marktgängig sind.

Mikrorechner, die das Sensor-Aktor-Management selbstständig ausführen, sind als zentrale, hoch integrierte *Mikrocontroller* (Ein-Chip-Mikrorechner) speziell für den Einsatz in Fahrzeugen unter rauen Umgebungsbedingungen mit extremen Betriebstemperaturen ($-40^{\circ}\text{C} \dots +85^{\circ}\text{C}$) ausgerüstet (Anforderungsklasse DIN EN ISO 13849-1). Diese frei programmierbaren Steuer- und Regelkomponenten eignen sich als modular aufgebaute Bord-Computer mit hoher Echtzeitanforderung (kleine Zykluszeiten bzw. hohe Taktfrequenzen) für hochdynamische Regelungsalgorithmen. Mikrocontroller ermöglichen somit die feinfühligste Ansteuerung elektrohydraulischer Komponenten.

Sicherheitskonzept

Für die Sicherstellung eines ordnungsgemäßen Betriebs unterliegen elektronische Regelungssysteme für mobile hydraulische Antriebe weit höheren Anforderungen als für stationäre. Neben den Steuergeräten sind die Sensoren, die Vorsteuer- sowie die Ansteuergeräte elektrohydraulischer Komponenten in ein Sicherheitskonzept einzubeziehen. Die Sicherheitsforderungen sind nach elektrotechnischen Regelwerken, u. a. nach IEC 61 508 als *Safety Integrity Levels* (SIL) festgelegt. Neuzzeitliche Steuergeräte sichern das Schaltungs-Layout mehrstufig durch laufende Prozessor-Überwachung (Watchdogs), lesen Sensorikdaten über getrennte Schaltkreise redundant ein. Bei höheren Sicherheitsanforderungen kontrollieren sich zwei unabhängige Prozessoren gegenseitig auf gleiche Rechenergebnisse. Hierfür sind fortentwickelte Programmsysteme aus dem Bereich Kraftfahrzeuge verfügbar [153–155].

Mit zunehmender Komplexität der Antriebsfunktionen stellt sich für das Fahrzeugmanagement ein Aspekt als wesentlich heraus. Es ist dies die *Vernetzung der Steuerung*

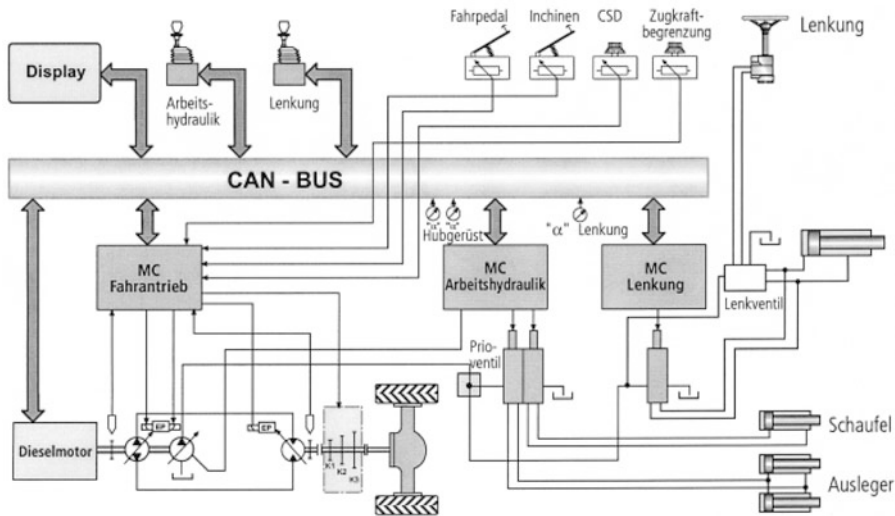


Abb. 9.18 Serielle Kommunikation zwischen Rechner-Subsystemen (Mikrocontrollerstrukturen MC) und Bedien-, Mess-, Steuer- und Sichtgeräten durch CAN-Feldbus in einer mobilen Arbeitsmaschine nach Rinck [221]

durch ein *Kommunikationssystem*, das in der unteren Ebene der Steuerungshierarchie (Feldebene) das Mikrorechnersystem mit den peripheren Komponenten über standardisierte Kommunikationsschnittstellen verbindet.

Komponenten, die mit einer seriellen Datenbus-Schnittstelle versehen sind, lassen den dezentralen Aufbau des Gesamtsystems zu. Verschiedene Subsysteme, z. B. für den Fahrtrieb, die Arbeitshydraulik, die Lenkung, verfügen über eigene Echtzeit-Rechnerkapazität (Mikrocontrollerstrukturen), arbeiten unabhängig voneinander und sind ebenfalls über den Datenbus miteinander verbunden. Die im System gemeinsam genutzten Sensor- und Steuerungssignale werden von den Teilnehmern untereinander ausgetauscht. Bediengeräte, Sensoren, Aktoren und Steuergeräte lassen sich optimal platzieren. Die serielle Schnittstelle stellt ferner eine einfache Zugangsmöglichkeit dar, um das System zu programmieren, zu konfigurieren und zu parametrieren. Über ein angebundenes Sichtgerät (Display) können für den Fahrer Prozessabläufe visualisiert, für das Servicepersonal Diagnose und Fehlerauswertung angezeigt werden.

Im mobilen Bereich hat sich das *CAN-Bus-System* (Controller Area Network) eingeführt (ISO 11898, ISO 11519-2) aufgrund relativ einfachen Bus-Protokolls, hoher Übertragungsgeschwindigkeit, installierbarer Übertragungssicherheit (implementierte Fehlererkennungsmechanismen), hoher Verfügbarkeit preiswerter CAN-Controller, Abb. 9.18.

Kommunikationsstruktur

CAN ist ein Multi-Master-System, bei dem mehrere Komponenten sowohl als aktive (Master) wie als passive Kommunikationspartner (Slave), d. h. gleichberechtigt im linearen Übertragungskanal ver-

bunden sind. Dies erfordert zur Konfliktvermeidung zwar eine Medienzugriffssteuerung, hat aber den Vorteil, dass das Bussystem auch bei Ausfall eines Teilnehmers für alle anderen voll verfügbar bleibt. Auf Grund der erforderlichen Signallaufzeit ist die einer bestimmten Datenübertragungsrate zugeordnete Netzausdehnung begrenzt (CANtypische Übertragungsrate: 80 kbit/s . . . 1 Mbit/s; maximale Netzausdehnung: 1000 . . . 40 m). Eindeutige Nachrichtenerkennungen (Identifizier) beinhalten keine Teilnehmeradresse sondern eine Information (Signalparameter), z. B. über die Temperatur, Drehzahl, Geschwindigkeit [175, 176].

Beim elektrohydraulischen Loadsensing werden Informationen über das Rückführsignal Lastdruck wie über das Stellsignal zur Ventilansteuerung elektrisch, für ein effizientes Fahrzeugmanagement insbesondere seriell über Datenbus-Schnittstelle übertragen.

Beispiele sind die *LS-Ventile* M4 [177, 178] und *SB/EHS* [179, 180], die nach dem Baukastenprinzip Bus-kommunikationsfähig ausbaubar sind. Bei ersterem ist mittels „Daisy-Chain“ Verdrahtung des LS-Steuerblocks insgesamt nur eine Leitung mit der Spannungsversorgung und CAN-Bus-Anbindung erforderlich. Die Bus-Leitung wird von Wegeventil- zu Wegeventilelement (Sektion zu Sektion) weitergeleitet. Bei letzterem sind in die elektrohydraulische Stelleinheit per Mikroprozessor CAN-, Spannungs- und PWM-Schnittstelle in die Ventilelektronik integriert. Damit können Eingangssignale flexibel erfasst, maschinentypische Anforderungen, insbesondere von Landmaschinen, im zentralen Steuergerät (EHR) programmiert werden.

Auf der Anwendungsschicht (Application Layer) existieren bereits einige genormte oder standardisierte höhere Protokolle, z. B. LBS (Landwirtschaftliches Bus-System), SAE J 1939, OSEK, CAL (CAN Application Layer).

CANopen beruht auf letzterem, dessen Spezifikation als *offenes Kommunikationssystem* für jeden Hersteller offen gelegt ist. Es enthält im OSI-Referenzmodell (Open Systems Interconnection) eine Software-Anwendungsschicht (Schicht 7), bei der Kommunikations- und Anwendungseigenschaften völlig entkoppelt sind. Die über das Netzwerk verteilte Applikation wird über Dienstelemente verwirklicht.

Im Gegensatz zum herstellerspezifischen Netz können beim *Standardnetz* Busteilnehmer bei Inbetriebnahme des Netzes frei konfiguriert werden. Um Austauschbarkeit der Geräte verschiedener Hersteller zu gewährleisten, ist die Definition der Datenobjekte in standardisierten Geräteprofilen festzulegen. Der Austausch der Daten geschieht während des Betriebs über das Objektverzeichnis. Mit dem Standardnetz *CANopen* vereinfacht sich die Kommunikation über Feldbus in mobilen Arbeitsmaschinen, da sich elektronische Komponenten verschiedener Zulieferer beliebig kombinieren, neue Komponenten in bestehende leicht integrieren lassen [181]. So ermöglicht die Implementierung einer *CANopen*-Schnittstelle in elektro-optischen/-magnetischen Winkelcodierern und induktiven Wegaufnehmern Messparameter (Nullpunkt, Messbereich, Signalrichtung) über die Software des integrierten CAN-Controllers zu ändern. Justierungen am Einbaort erübrigen sich [121, 122].

9.2.4 Bagger und Radlader

Unter den *Erdbaumaschinen* (DIN ISO 6165) sind *Bagger* weit verbreitet, da ihnen in der Variante des Hydraulikbaggers (ISO 6746-1, DIN 24 080) auf Baustellen die Funktion einer Universalmaschine zugewachsen ist. So können mit ihr Schüttgut oder Erdreich gelöst und geladen, Stapelgut verteilt, Abbrucharbeiten durchgeführt werden. Die hierfür umzusetzende Antriebsleitung wird auf die Arbeitseinrichtung (ISO 6746-2) hydrostatisch übertragen, z. B. auf eine Tieflöfleinrichtung (hier mit Monoausleger) [182], Abb. 9.19a.

Die vom Grabgefäß auszuführende Bodenbewegung stellt an den *Arbeitsantrieb* eine räumliche Bewegungsaufgabe, die durch Überlagern ebener Bewegungen gelöst wird. Die Arbeitseinrichtung führt sich auf die Mechanismenstruktur einer offenen Kette zurück. Als Bewegungserzeuger jedes einzelnen Gelenkschlags der Mechanismenkette dienen angelenkte hydraulische Stellantriebe für Linearbewegung. So fällt den schwenkbar befestigten Hydrozylindern 1, 2, 3 die Aufgabe zu, Material mit dem von Ausleger, Stiel und Schwinde geführten Löffel zu lösen, zu heben und abzuschütteln. Zum Lösen von Material sind durch die Zylinder Grabkräfte mit festgelegten Nennwerten aufzubringen, so vom Stielzylinder 2 die Reißkraft, von Löffelzylinder 3 die Losbrechkraft. Die Aufgabe, den Oberwagen zu drehen, nimmt das Drehwerk wahr. Bewegungserzeuger ist ein hydraulischer Stellantrieb für Drehbewegung, der als Hydromotor in das Drehwerkgetriebe integriert ist (Hydrogetriebemotor). Letzteres greift über das Ritzel in einen mit dem feststehenden Unterwagen verbundenen Zahnkranz ein. Im Vergleich zum früheren Seilbagger erreicht der Hydraulikbagger nach Tragfähigkeit, Arbeitsbereich und Leistung weit höhere Nutzwerte. Hydraulische Nebenantriebe lassen die Einleitung von Signalen auf einfache Weise zu, um gesteuerte Arbeitsbewegungen zu erzeugen.

Für die unterschiedlichen Baugrößen (Dienstgewichte) sind viele Varianten von Baggerhydrauliksystemen anzutreffen [183–186]. Als Beispiel einer *Arbeitshydraulik* für mittlere Baugrößen dient das Dreikreis-System mit separatem Drehwerksantrieb [182], Abb. 9.19b. Die parallel zu betreibenden Verbraucher werden jeweils über ein hydraulisch betätigtes Wegeventilelement 4 angesteuert, das mit dem Mehrventilblock eines Open-Center-Kreislaufs (OC) verkettet ist. Im Gegensatz zum einfachen OC-Betrieb (Konstantstromsystem) verwendet man eine geregelte Doppel-Verstellpumpe 6, mit der sich der Volumenstrom anpassen lässt. Am Befehlsgeber (Joystick) 1 gibt man außer der Bewegungsrichtung die Geschwindigkeit eines Verbrauchers vor, der ein Schluckstrom entspricht. Aus der Steuerhebelauslenkung folgt für das Wegeventil 4 der Steuerdruck, der mittels Vorsteuerstufe 3 mit externer Steuerölversorgung 7 eingestellt wird. Nach Druckbeaufschlagung verstellt sich der Hauptsteuerschieber, dessen Lage von 4 ebenso wie die Stellwege evtl. parallel betätigter Steuerachsen an das elektrische Regel- und Überwachungssystem (Mikrorechner) zurückgeführt werden. Letzteres ermittelt die Schwenkwinkel der Doppel-Verstellpumpe 6 derart, dass diese lediglich die Summe der benötigten Schluckströme fördert. Die Bedarfsstromsteuerung wird durch die Regenerations-schaltung ergänzt. Diese nutzt zum Senken des Auslegers dessen Gewichtskraft dazu, den Auslegerzylinder über die Ringraumrückspeisung zurückzustellen. Von den Drucksensoren werden dem Mikrorechner die Lastdrücke gemeldet, um zusätzlich den Förderdruck oberhalb des höchsten Lastdrucks regeln und Lastkompensation herbeiführen zu können. In dieser Variante der rechnergeführten elektrohydraulischen Steuerung verbinden sich bevorzugte Steuereigenschaften des einfachen OC-Kreislaufs mit dem Konzept des verlustarmen Antriebs. So zeichnet den Arbeitsantrieb die schnelle und feinfühligste Steuerung (entsprechend der Drosselsteuerung) ebenso aus wie die hohe Energienutzung im Teillastbereich (vergleichbar der LS-Steuerung).

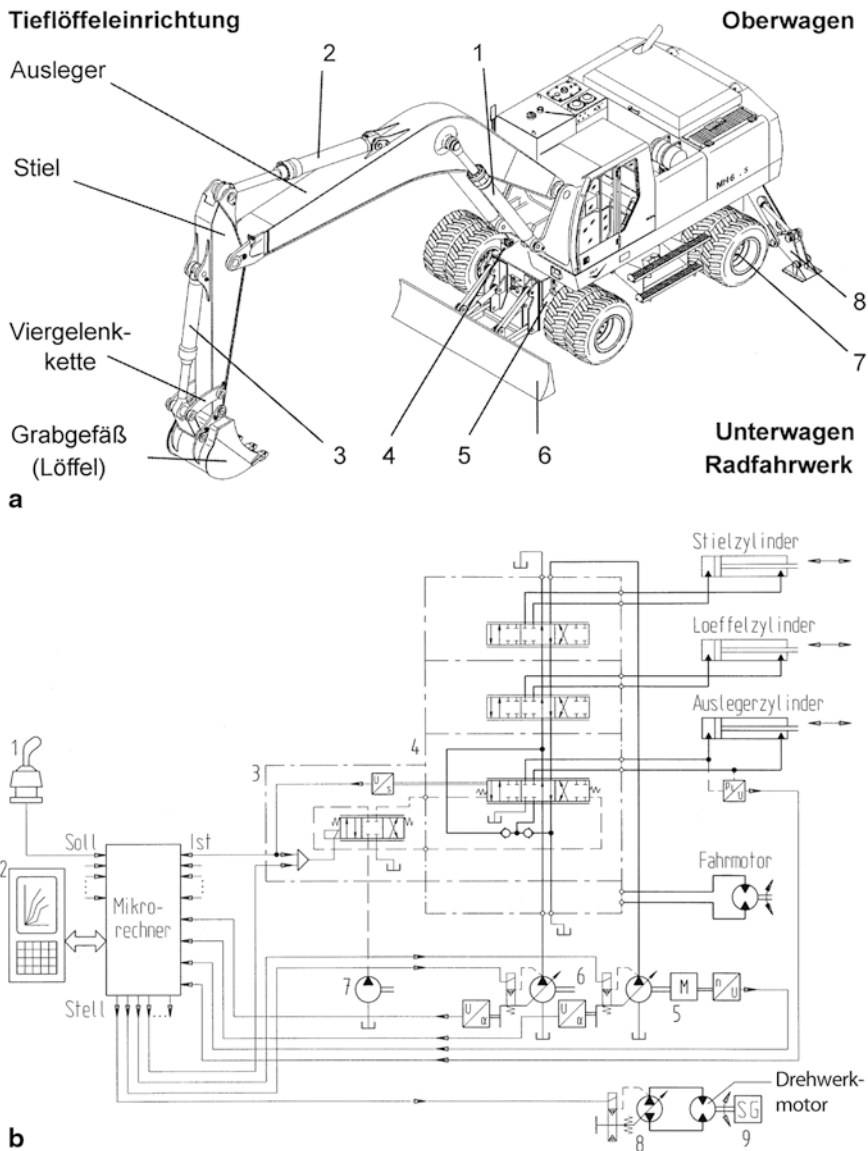


Abb. 9.19 Hydraulikbagger mit Radfahrwerk, Bauart Orenstein & Koppel [182], jetzt CNH Baumaschinen [187]. **a** Schemabild eines Mobilbaggers mit Tieföffleinrichtung, 1 Auslegerzylinder, 2 Stielzylinder, 3 Löffelzylinder, 4 Blockierzylinder, 5 Vorderachse (Pendel-Lenkachse), 6 Planierschild, 7 Hinterachse (Planeten-Starrachse mit integrierter Bremse), 8 Abstützbock (Pratze); **b** Kombiniertes Übersichtsschaltplan für elektrohydraulische Steuerung der Arbeitseinrichtung, 1 Handsteuereger, 2 Bedienpult, 3 Einzel-Vorstellventil, 4 Wegeventilelement, 5 Dieselmotor, 6 geregelte Doppel-Vorstellpumpe (Fahr- und Arbeitspumpe), 7 Steuerölversorgung, 8 geregelte Drehwerkpumpe, 9 Drehwerkgetriebe

Der Drehwerksantrieb 9 wird aus Sicherheitsgründen über eine separate Pumpe 8 versorgt, deren Schwenkwinkel dem Druck bzw. Beschleunigungsmoment des Schwenkmotors entspricht (Momentensteuerung). Verstellpumpe und Drehwerksmotor arbeiten im geschlossenen Kreislauf, also in verlustarmer Verdrängersteuerung zusammen. Energierückgewinnung während des Bremsvorgangs ist möglich, wenngleich nur bei gleichzeitiger Hubbewegung weiterer Verbraucher nutzbar.

Anbaugeräte, z. B. Abbruchscheren und Hämmer für Abbrucharbeiten, können über eine Universalsteuerung an das Hydrauliksystem angeschlossen, bei elektrohydraulischer Ansteuerung auch Achsregelungen für automatische Arbeitsabläufe im Mikrorechner implementiert werden. Elektrohydraulik und Feldbuskommunikation erhöhen die Flexibilität der Baumaschine. So lassen sich über zwei CAN-Busse sämtliche Bedienelemente ebenso wie Pumpen und Ventile an die Zentralhydraulik anschließen. Mit zusätzlicher Sensorik und Elektronik können einsatz- wie fahrerspezifische Forderungen erfüllt werden (PCSIIV).

Radlader. Er ist die zweite vielseitig eingesetzte Baumaschine. Durch vorherrschende Knicklenkung und hohe Fahrgeschwindigkeit verbindet die radangetriebene Lademaschine gute Manövrierfähigkeit mit raschem Standortwechsel. Die Vorzugsmerkmale Zugkraft und Mobilität erschlossen dieser Arbeitsmaschine Aufgaben, die über den Laderbetrieb auf Baustellen hinausgehen. Hierzu gehören Werkeinsätze in der Stahl-, Stein- und Holzindustrie ebenso wie Einsätze im Kommunalbereich [188, 189]. Die hydrostatisch angetriebene Ladeschaufeleinrichtung besteht aus einer frontseitig angebrachten Hubwerkkinematik, die nach der Wirkbeziehung Reißkraft/Hubhöhe aufgabenspezifisch ausgelegt wird (hier als Z-Kinematik), Abb. 9.20a.

Mit der 1-Zylinder-Z-Kinematik lassen sich große Ausbrechkraft in Bodenlage des Ladegefäßes sowie hohe Kippgeschwindigkeit herbeiführen. Der Hubrahmen ist gleichmäßig zu heben und zu senken. Als Bewegungserzeuger für den Ladevorgang dienen die linearen Stellantriebe Kipp- 2 und Hubzylinder 3. Mit der Lear-Kinematik [190], die Vorzüge von Z- und Parallel-Kinematik vereint, sind gleichbleibende Reißkraft über den Hub ebenso wie Parallelführung von Schaufel oder Gabel erreichbar. Während beim Bagger Arbeits- und Fahrbewegung vorwiegend nacheinander erfolgen, vollzieht der Lader die Bodenbewegung an der Ladeschaufel bei gleichzeitigem Vorwärtsbewegen der Arbeitsmaschine. Der Forderung nach großer Zugkraft folgt im Fahrbetrieb die Forderung nach hoher Geschwindigkeit. Der Wechsel zwischen sehr unterschiedlichen Fahrzuständen stellt an den hydrostatischen Fahrtrieb von Radladern besondere Anforderungen. Hierfür nutzt man zusammengesetzte Fahrzeuggetriebe bevorzugt nach dem Mehrmotorenkonzept. Zwei verstellbare Hydromotoren (Fahrmotoren) unterschiedlicher Nenngröße bilden den Sekundärteil des hydrostatischen Getriebes, der in das nachgeschaltete schaltbare Summierungsgetriebe integriert ist. Dieses wird mit dem Verteilergetriebe (Kegelrad-Ausgleichgetriebe) 5 des hinteren Achsantriebs zu einer Getriebebaugruppe zusammengefasst [170, 192]. Mittels zweiteiliger Gelenkwelle setzt sich die Kraftübertragung auf die Vorderachse fort. Außer einem Selbstsperrdifferenzial weist auch der vordere Achsantrieb eine zusätzliche Übersetzungsstufe in der Radnabe (Planeten-Radnabengetriebe) 4 auf.

Um den Fahrer zu entlasten und die Produktivität zu verbessern, weist der Radlader hohen Bedienkomfort auf. Bisher der oberen Leistungsklasse vorbehalten Load-Sensing- und mikroelektronische Steuerungs-Systeme werden zunehmend kleineren Maschinengrößen erschlossen. Bei dem Radlader mittlerer Leistung ist das Gesamtsystem Fahrzeughydraulik an einen Mikrorechner angeschlossen, der das Sensor-Aktor-Management für Fahr-, Arbeits- und Lenkhydraulik selbstständig ausführt [190], Abb. 9.20b.

Das elektrohydraulische Load-Sensing-System für die *Arbeitshydraulik* wird von einer geregelten Doppel-Verstellpumpe 8 gespeist. Die eine Pumpe versorgt über Prioritätsventil 10 bevorzugt die Lenkung, die andere ausschließlich die Arbeitshydraulik. Um die Hub- und Kippfunktion an der Schaufel auszuführen, werden der jeweilige lineare Stellantrieb sowie ein möglicher Verbraucher für Zusatzfunktionen über die im Closed-Center-Kreislauf (CC) arbeitenden Proportional-Wegeventile 4, 5 bewegt. Diese elektrohydraulisch betätigten LS-Ventile weisen maschinenspezifisch integrierte LUDV-System- sowie Lasthaltefunktionen für alle Achsen auf, sind im Mehrventilblock (Monoblock) zusammengefasst und werden vom Mikrorechner angesteuert [193]. Dessen digitale Reglerstruktur bildet die Stellsignale aus den vom Handsteueregeber (Multifunktionshebel) 1 vorgegebenen Sollsignalen und den von Sensoren, z. B. Winkelsensoren an Hubrahmen, Kipphebel, zurückgeführten Istsignalen. Über Handsteueregeber 1 und Bremspedalgeber (Inchpedal) 3 wird die Aufteilung der verfügbaren Motorleistung auf Arbeits- 8 und Fahrpumpe 9 vorgegeben. Betriebsdaten des Verbrennungsmotors 6 sowie Zustände der hydraulischen Aktoren werden sensorisch laufend erfasst, um in das Fahrzeugmanagement automotives Fahrverhalten und elektrohydraulische Leistungsregelung einbeziehen zu können. Der automatisierte Schaltvorgang des Summierungsgetriebes 11 passt Zugkraft und Geschwindigkeit dem Prozessablauf an. Zentrale Koordinierung der Signale optimiert die Leistungsabgabe über den nutzbaren Motordrehzahlbereich, so dass sich die Umschlagleistung erhöht, der Kraftstoffverbrauch sinkt. Überschreiten Betriebsdaten Grenzwerte, werden diese am Bedienpult (Display) 2 visualisiert, Diagnose und Fehlerbewertung werden dem Service angezeigt.

Frei programmierbare Regelalgorithmen ermöglichen auf einfache Weise Zusatzfunktionen zu integrieren. So nutzt man Winkelsensorsignale von Hubrahmen und Kipphebel um gesteuerte Parallelführung des Lader-Werkzeugs zu verwirklichen. Die Hubbegrenzung des Hubgerüsts erfolgt ebenfalls gesteuert, indem man über die Teach-in-Taste des Multifunktionshebels 1 eine beliebige Grenzhöhe vorgibt. Ferner lassen sich automatische Schaufelrückführung nach dem Entleeren herbeiführen, Ausklopf-Intensität und Schaufelanschlagdämpfung steuern. Unter Nutzung des Schaufelgewichts als Tilgermasse kann eine aktive Schwingungstilgung vorgesehen werden [190, 193, 194].

9.2.5 Hebezeuge und Fahrzeugkrane

Zu den *Hebezeugen* zählen Auslegerkrane mit eigenem Antrieb, die mit oder ohne Lasten verfahren werden. *Fahrzeugkrane* erfüllen hohe Anforderungen des Kran- wie des Fahrzeugbaus, gehören somit einem jüngeren Zweig des Hebezeugbaus an (ISO 4306-1, ISO 4306-2, DIN 15001, Teil 7).

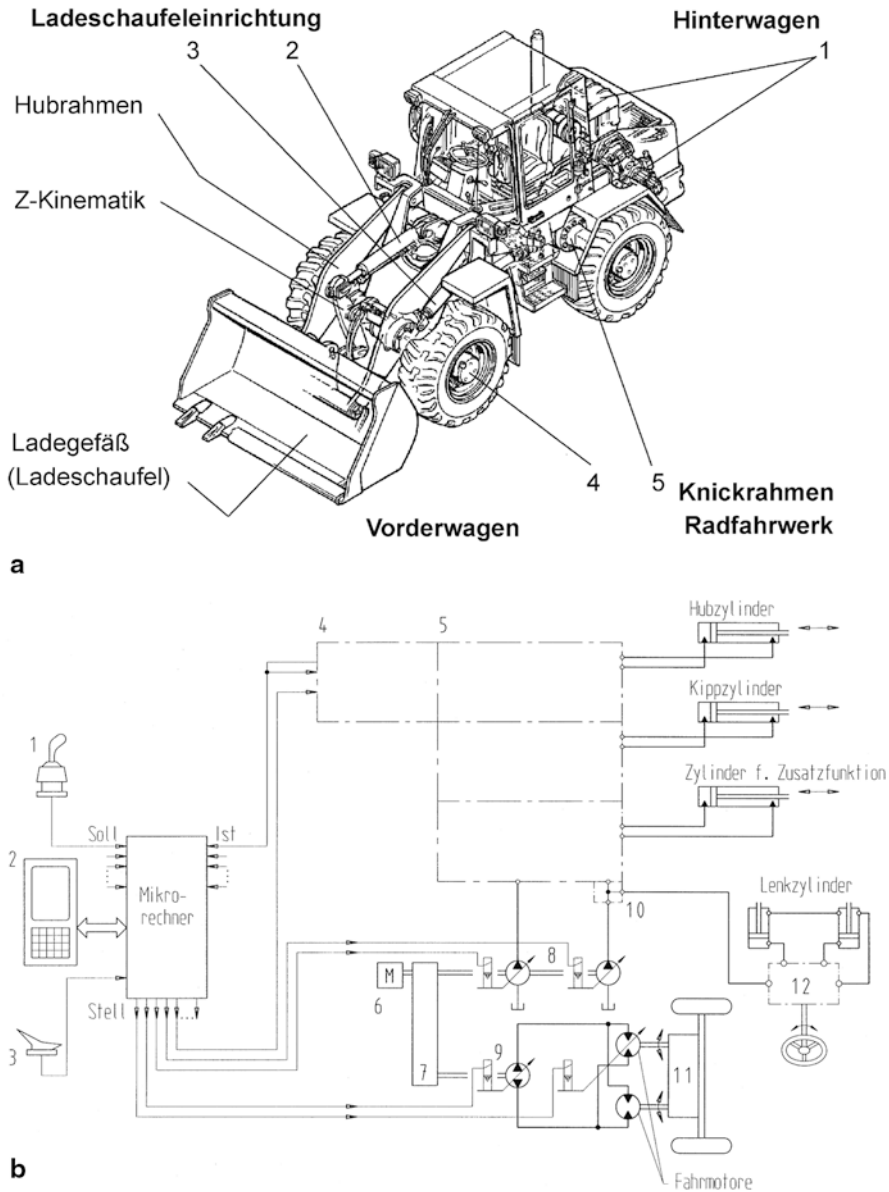


Abb. 9.20 Radlader, Bauart Orenstein & Koppel [190], jetzt CNH Baumaschinen [191]. **a** Schemabild eines Radladers mit knickgelenktem Rahmen, 1 Dieselmotor mit Verstellpumpen (Kombinationspumpe), 2 Kippzylinder, 3 Hubzylinder, 4 Vorderachse (Starrachse mit Selbstsperrdifferenzial), 5 Hinterachse (Pendelachse mit Selbstsperrdifferenzial); **b** kombinierter Übersichtsschaltplan für Gesamtsystem Fahrzeughydraulik, 1 Handsteueregeber, 2 Bedienpult, 3 Fahr- bzw. Bremspedalgeber, 4 Einzel-Vorsteuerventil, 5 Proportional-Wegeventilelement, 6 Dieselmotor, 7 Pumpenverteilergetriebe, 8 geregelte Doppel-Verstellpumpe (Arbeitspumpen, davon eine vorzugsweise Lenkpumpe), 9 geregelte Verstellpumpe (Fahrpumpe), 10 Prioritätsventil, 11 lastschaltbares Summiergetriebe, 12 Lenk-Ventilblock

Schnelle Fahr- und Einsetzbarkeit verhalfen dem gleislosen Fahrzeugkran auf Reifen zum Durchbruch, indem man den Kran so ausrüstete, dass er sowohl auf der Straße fahren als auch an der Baustelle eingesetzt werden kann (straßenzulässige Fahrzeugkrane). Mittels gefederter Achsaufhängung und Mehrradantrieb wird eine der Fahrzeuggröße angemessene Geländegängigkeit erzielt (All-Terrain Krane, Autokrane). Schnell fahrende Autokrane für hohe Traglast (80 t und darüber) werden mit zwei Motoren ausgestattet (Zwei-Motorenkrane). Mit dem Entwicklungsschritt vom montierbaren Gittermastausleger zum Teleskopausleger in dünnwandiger Vollwandbauweise gelang es, den Vorteil der schnellen Einsatzbereitschaft mit dem der großen Tragfähigkeit zu verbinden. Neuzzeitliche Autokrane weisen einen Kranantrieb mittels Dieselmotor und hydrostatischer Kraftübertragung auf (Diesel-Hydraulik-Kran), der sich dem mit mechanischer oder elektromotorischer Kraftübertragung (diesel-mechanischer bzw. Diesel-Elektro-Kran) über ein weites Anwendungsfeld als überlegen erwies.

Der Teleskop-Autokran hat einen auf dem Fahrgestell drehbaren Kran-Oberwagen (Drehkran) mit einem vertikal drehbaren 5-stufigen Teleskopausleger 1, Abb. 9.21a.

Dessen Kräfte und Momente werden von der Drehbühne über eine Drehverbindung 3 auf den Fahrgestellrahmen des Unterwagens geleitet [195, 196]. Um das Eigengewicht zu verringern ist der Ausleger als Einholmträger mit prismenförmigem Querschnitt gestaltet, die Teleskopschübe sind in profilumschließenden Gleitführungen abgestützt. Das Ausfahren des Teleskopauslegers 1 erfolgt durch einen einstufigen Langhubzylinder geringen Zusatzgewichts, so dass sich mit diesem Ausschubsystem große Hubhöhe (z. B. 60 m, Typ LTM 1225, Bauart Liebherr) bzw. Ausladung (54 m) bei der geforderten Traglast erzielen lässt. Der Antriebsstrang im Fahrgestell geht vom leistungsstarken Fahr-Dieselmotor 8 mit angeflanschem Automatik- und Achsversatzgetriebe aus, setzt sich über Verteilergetriebe und Gelenkwellen zu den Achsen fort. Um den Baustellenverkehr unter Geländebedingungen zu ermöglichen, stützt sich der Unterwagen auf 6 Achsen, von denen 4 mit Differenzialsperren versehen angetrieben werden. Die mit dem Dieselmotor gekoppelte Konstant-Mehrstrompumpe bildet zum dieselmechanischen Fahrentrieb den hydraulischen Hilfsantrieb, der die Lenkhilfe, Abstützung 6, Achsfederung 7 mit Druckflüssigkeit versorgt. Durch hydropneumatische Federung ist das Niveau des Fahrgestells regulierbar, und das Fahrwerk passt sich den Bodenunebenheiten an, derart, dass vorbereitende Befestigungen des Baustellengrunds entfallen. Der leistungsschwächere Kran-Dieselmotor 4 im Oberwagen dient als Antriebseinheit für den hydraulischen Kranantrieb.

Die Arbeitsbewegungen des Krans (Heben, Drehen, Ausleger-Heben (-Wippen) und -Ausfahren (-Teleskopieren)) erfolgen hydraulisch, Abb. 9.21b.

Über das Verteilergetriebe werden mehrere Hydraulikpumpen angetrieben, die das 4-Kreissystem der *Arbeitshydraulik* versorgen. Zwei Pumpen in Tandemanordnung bilden mit dem Hydromotor des Hub- bzw. dem des Drehwerks je einen geschlossenen Kreislauf. Durch Pumpenverstellung erfolgt die Geschwindigkeitsänderung beim Heben der Last bzw. beim Drehen des Oberwagens energiesparend über einen großen Stellbereich; durch Verstellen über die Nulllage hinaus wird die Umkehr der Bewegungsrichtung stoßfrei eingeleitet. Die Doppelpumpe in eingehäusiger Zwillinganordnung arbeitet mit dem

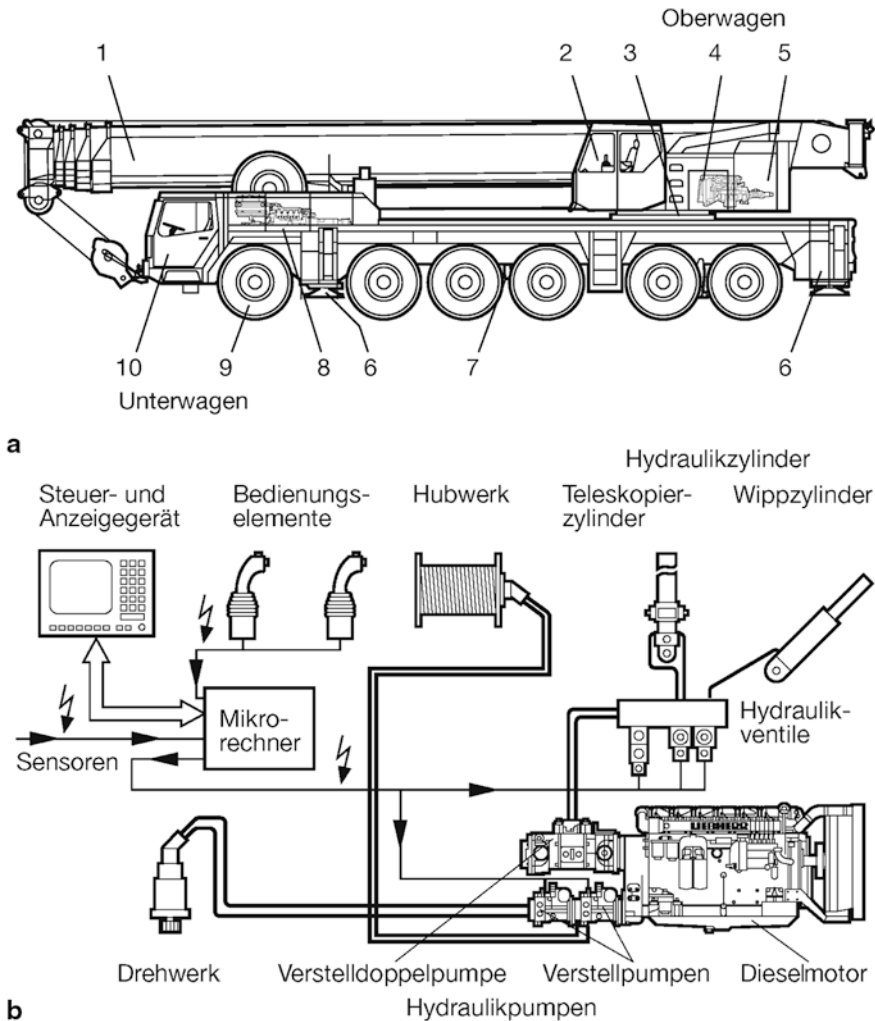


Abb. 9.21 Fahrzeugkran mit Teleskopausleger, Bauart Liebherr [195]. **a** Schemabild Transportstellung eines 6-achsigen Autokrans, 1 Teleskopausleger, 2 Oberwagen mit Krankabine, 3 Drehverbindung, 4 Dieselmotor für Kranantrieb, 5 Gegengewicht, 6 Abstützung, 7 hydropneumatische Federung, 8 Dieselmotor für Fahrtrieb, 9 Rad der 1. Antriebsachse, 10 Unterswagen (Fahrgestell) mit Fahrerkabine; **b** Kombiniertes Übersichtsschaltplan für Kransteuerung und rechnergeführte Vorwahlsteuerung der Hydraulikkomponenten

Wipp- und Teleskopierzylinder im jeweils offenen Kreislauf zusammen. Für das Wippen bzw. Teleskopieren des Auslegers enthält der von der leistungsgeregelten Doppelpumpe versorgte Kreislauf je ein gesteuertes Bremsventil in der hubseitigen Druckleitung, das entweder über die senkseitige Druckleitung oder fremd angesteuert wird [119].

Die elektrohydraulische Kransteuerung ermöglicht es, nicht nur alle Kranbewegungen durch Vorwahl feinfühlig auszuführen sondern auch wesentliche Sicherheitsfunktionen (z. B. LMB Lastmomentbegrenzung) in das Steuerungssystem zu integrieren (DIN EN ISO 13849). So lassen sich die von der Auslegerlänge, der aktuellen Ausladung und der angehängten Last abhängigen Geschwindigkeiten der Bewegungen Drehen und Wippen über die speicherprogrammierbare Steuerung einstellen. Nach Abspeichern der Kennlinie des Kranmotors kann durch Leistungsregelung Kraftstoff sparend und lärmarm über den gesamten Drehzahlbereich gefahren werden. Mittels Bord-Mikrorechner erfolgen Überlastsicherung und Tragfähigkeitsanzeige automatisch. Die Kranbewegungen in nach Tragfähigkeitstabellen beschriebenen Grenzen werden ständig angezeigt, bei Grenzannäherung sprechen vorgeschriebene Bewegungs- und Lastmomentbegrenzer an. Die vorrangige Überlagerung von Steuerfunktionen durch die Funktion der Überlastsicherung unterbricht Gefahr bringende Kranbewegungen, sobald der sichere Bereich verlassen wird.

9.2.6 Landmaschinen

Neben den Erdbaumaschinen, Fahrzeugkränen, Kommunalfahrzeugen sind *landwirtschaftliche Arbeitsmaschinen* ein wichtiges Anwendungsfeld mobiler hydraulischer Antriebe. Universale, mobile Energiequelle ist der *Traktor* (DIN EN 1152, DIN 11001-6), der als Zugmaschine für angehängte Landmaschinen ebenso wie als Träger für Anbaugeräte (DIN 11051) dient. Durch den Anbau hydraulisch zu treibender oder einzurichtender Arbeitsgeräte wird der Traktor zur selbstfahrenden Arbeitsmaschine für Transport, Ernte und Bodenbearbeitung [201, 208, 210], Abb. 9.22a.

Beim *Fahrtrieb* greift man herkömmlich auf den mechanischen Direktantrieb mit Handschaltgetriebe zurück, das als fein stufiges Vielgang-Getriebe ausgeführt ist. Entlastung des Fahrers bringt das automatische Volllastschaltgetriebe mit sich, wobei die Lastschaltung für Gang- und Wendeschaltung über Hebel oder Schalter betätigt wird. Mit der rechnergeführten Steuerung von Motor und Getriebe gelangt man zum Antriebsstrangmanagement, das zur Optimierung von Flächenleistung und -verbrauch lastseitige Einflussgrößen verarbeitet (APS: **A**utomatisches **P**owershift-Getriebe) [199]. Doch nimmt die Stelle des mechanischen Direktantriebs zunehmend das stufenlose hydrostatische leistungsverzweigte Getriebe (SHL-Getriebe) ein. Mit dem Großwinkel-Verstellmotor als Hydrostaten, einer axialen Bauform der Schrägachsenbauart, s. Abschn. 3.3.10, überdeckt man einen großen Wandlungsbereich. Ohne Zugkraftunterbrechung lassen sich Geschwindigkeit und Zugkraft jeglicher Einsatzbedingung anpassen. Überdies reicht der Gesamtwirkungsgrad an den des Volllastschaltgetriebes heran [200, 201]. Da die hydrostatische leistungsverzweigte Kraftübertragung den Vorzug des höheren Bedienkomforts mit dem des verlustarmen Antriebskonzepts verbindet, erschließt sich dem stufenlosen Schleppergetriebe außer der oberen nunmehr auch die mittlere Leistungsklasse [202]. Die elektrohydraulische Ansteuerung des SLH-Getriebes ermöglicht es, Zusatzfunktio-

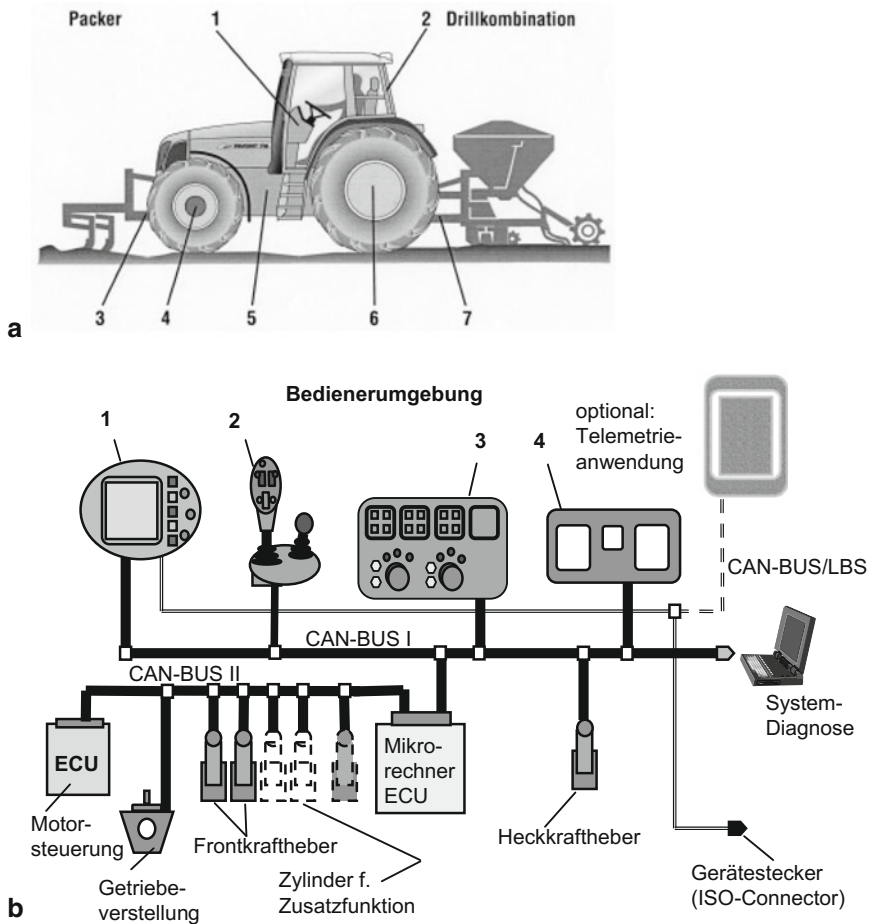


Abb. 9.22 Ackerschlepper mit Anbaugeräten, Bauart AGCO Fendt [202]. **a** Schemabild eines Mittelklasse-Traktors, 1 Bedienpult, 2 Traktorkabine (kippar), 3 hydraulisches Fronthubwerk, 4 Vorderachse (Pendelachse hydropneumatisch gefedert mit Planeten-Radnabenantrieb), 5 leistungsverzweigtes Hydrostatgetriebe, 6 Hinterachse (Starrachse mit Planeten-Achsantrieb), 7 hydraulisches Heckhubwerk; **b** Übersichtsplan für Gesamtsystem Traktorhydraulik, 1 Anzeige- und Bedieneinheit, 2 Handsteuergeber, 3 Seitenkonsole, 4 Kombiinstrument

nen wie Grenzlast- und Geschwindigkeitsregelung (Tempomatfunktion) auszuführen, um Arbeitsleistung und Kraftstoffverbrauch zu optimieren (Power/ECO-Strategie), [202].

Je nach Leistungsklasse und Ausstattung erfolgt die Energieversorgung der *Arbeitshydraulik* durch eine oder mehrere Pumpen, variiert das Steuerungssystem vom Drosselprinzip (Konstantstrom- oder OC-System) bis hin zum druck- und strom- regelnden Loadensing-Prinzip (LS mit Verstellpumpe oder CCLS-System). Mit den in mittlerer und oberer Leistungsklasse anzutreffenden LS-Ventilen verwirklicht man die feinfühlige

und verlustarme Steuerung. Integrierte Einzeldruckwaagen mit Strom teilender Lastkompensation (LUDV) halten auch bei Unterversorgung den Bewegungsablauf paralleler Arbeitsgeräte aufrecht bzw. verlangsamen diesen gleichanteilig [203].

Von der Zentralhydraulik, meist als Einpumpen-LS-System ausgelegt, werden verschiedene Verbraucher am Traktor durch eine Verstellpumpe über einen gemeinsamen Ölhaushalt für Arbeitshydraulik, Lenkung und Getriebe versorgt. Prioritätsventile bieten die Gewähr, dass für die Sicherheit relevante Funktionen wie hydraulische Lenkung, Bremskraftverstärkung und Getriebeschmierung zunächst versorgt werden, ehe z. B. Hubwerkszylinder oder weitere Funktionen angesteuert werden können. Zusätzlich versorgt die Zentralhydraulik Schaltvorrichtungen für Differenzialsperren, Allrad und Zapfwelle mit Steueröl. Viele Schlepper sind mit hydraulisch angetriebenem Fronthubwerk ausgerüstet, das simultane Bewegungen des Hub- und Schaufelzylinders erfordert. Die modular aufgebauten Ventileinheiten für unterschiedliche Steuerfunktionen lassen sich nach der Blockbauweise zu einem Haupt- oder Systemblock (zentralen modularen Steuerblock ZMS) zusammenfassen und verrohrungsarm in den Getriebekasten integrieren [204].

Es verstärkt sich in der Traktorhydraulik der Trend zum Loadensing mit elektrischem Signalleitungssystem (ELS), hält doch die Funktionssicherheit elektronischer Komponenten rauen Umgebungsbedingungen inzwischen weitgehend stand. Proportional-Wegeventile erlauben außer freizügiger Anordnung von LS-Ventilblock und Bedienteil die Einbeziehung der Traktorhydraulik in ein elektrohydraulisches Gesamtkonzept. Insbesondere eröffnet die Datenvernetzung über Feldbus (vorzugsweise CAN-Bus) den Vorzug des höheren Bedienkomforts, der sich aus der ergonomischen Gestaltung des Fahrerplatzes ebenso wie aus der (Teil-) Automatisierung von Arbeitsabläufe ergibt [14, 204].

Angehängte Landmaschinen. Die hydraulischen Verbraucher *angehängter Geräte* sind vorzugsweise über Druckmittelzapfstellen an einen gemeinsamen Kreislauf angeschlossen, wobei derzeit noch weitgehend autark arbeitende Gerätesteuerungen lediglich einen Pumpen-, Tank, ggf. LS-Anschluss zu den Ventilblöcken benötigen. Bezieht man die Geräteverbraucher als Teilnehmer in das serielle Kommunikationsnetz ein, können traktorseitige Wegeventile zur Gerätesteuerung genutzt, ggf. geräteseitig installierte Wegeventile gänzlich entbehrt werden. Über Datenbus-Schnittstelle wird der Traktorhydraulik Volumenstrom- und Druckbedarf aktuell mitgeteilt. Der größte Rationalisierungsgewinn im Gesamtverbund Traktor/Gerät lässt sich dadurch erzielen, dass ausschließlich vorhandene Ausstattungen des Traktors, elektronische wie hydraulische, zur Steuerung der Gerätefunktion herangezogen werden. So können der Pflugwendevorgang allein mit der Traktorhydraulik gesteuert, doppelwirkende Hubwerke für aktives Belasten angebaute Arbeitsgeräte vorgesehen werden [16, 17].

Eine Steuerungskonfiguration, mit der traktorseitige Komponenten integriert und ebenso Gerätefunktionen traktorseitig gesteuert werden können, ergibt sich aus dem vorliegenden Konzept der *Funktionstrennung in der Feldebene* [18], Abb. 9.22b.

Das Feldbussystem gliedert sich in parallele Übertragungskanäle, die einzeln mit jeweils gesteigerter Übertragungs- und geminderter Bitfehlerrate arbeiten. So erfolgt die serielle

Kommunikation zwischen dezentral aufgebauter Steuereinrichtung und den Aktoren und Sensoren über 3 Kanäle, die mit 4 Teilnehmergruppen verbunden sind. Den *Traktor-BUS* bilden die beiden Kanäle mit den Teilnehmern Bediengeräte, Hydraulik, Motorsteuerung. Ein dritter Kanal – dünn ausgezogen – bezieht sich auf den offenen *Traktor-Geräte-BUS*.

Die *Steuereinrichtung* für die Funktionssteuerung, unterteilt in Subsysteme unabhängig arbeitender Traktor-Jobrechner (Traktor-ECU: Electronic Control Units), verarbeitet vorrangig Informationen zu übergeordneten Fahrzeugsteuerungen und Parametrierungen. Die Steuerung auf unterer Ebene verlagert sich auf ein intelligentes Sensor-/Aktorsystem, das über gerätenahe Mikrocontroller und serielle Schnittstellen verfügt (Proportionalventile mit integrierter Elektronik, elektromotorische Stelleinheit für SHL-Getriebe).

Die aus mehreren Komponenten bestehende Bedienerumgebung entspricht einer *Mensch-Maschine-Schnittstelle* (Man-Machine-Interface MMI), wie sie bei Maschinenanlagen verwendet wird. Die universale Anzeige- und Bedieneinheit (Virtuelles Terminal) fasst bisher verteilte Anzeigesysteme und Bedienelemente zusammen, um indirekte Zugriffe über grafische Menüoberflächen einzuleiten. Direkte Zugriffe erfolgen über Multifunktionstasten (Softkeys), für ständige Betätigung mittels Handsteuergebers (Joystick und Kreuzschalthebel), für gelegentliche Betätigung mittels Seitenkonsole.

Die Vernetzung von Traktor- und Gerätesteuerung erfolgt über eine Bus-Leitung mit standardisierter *Datenbus-Schnittstelle* (LBS DIN 9684, ISO 11 783) in Form eines Steckers (ISO-Connector). Geräteteilnehmer, ohnehin zunehmend vernetzt im Anbaugeräte-BUS, werden nun auch mit der Bediener-Schnittstelle (Virtuelles Terminal) des Traktors verbunden. Anbaugeräte-Bedienoberflächen können so zentral dargestellt, betriebs- und gerätespezifische Daten abgespeichert und eingestellt werden. Der erweiterte Datenaustausch über den Traktor-Geräte-BUS erleichtert nicht nur Handhabung und Bedienung anzukuppelnder Geräte, sondern ermöglicht es, künftige integrierte Steuerungen zu optimieren.

Ein durchgängiges *Diagnosesystem* erfasst durch Vergleich logisch zu verknüpfender Sensordaten auch komplexe Funktionen und schwer erkennbare Fehler, die gespeichert und zentral über Sichtgerät (Kombiinstrument) angezeigt werden.

Mit dem beschriebenen maschinenspezifischen Konzept einer integrierten Gesamtsteuerung ist der Weg zum angestrebten *Traktor-(Geräte-) Management-System* bereits beschritten. Wesentliche prozessbedingte Funktionen werden elektrohydraulisch angesteuert wie Getriebe, Hubwerk und entsprechende Einzelschaltungen etwa Differenzial, Zapfwelle.

Durch weitergehende Vereinheitlichung in Steuerung und Signalverknüpfung werden sich die Automatisierung in Fahrzeugführung und Arbeitsablauf, der Betrieb nach vorgegebenen Optimierungsstrategien zunehmend vervollkommen. Hierunter fällt die selbsttätige Ansteuerung optimaler Betriebspunkte des Verbunds Dieselmotor/SHL-Getriebe, um durch konstante Zugleistung bei wechselnden Böden nach Flächenleistung und -verbrauch zu optimieren [19]. Außer dem Antriebsstrangmanagement wird man dem Traktorgerätemanagement größeres Gewicht beimessen. Insbesondere vereinfacht die ISO-kompatible Kommunikation den Datenaustausch mit der Festlegung im Land- und Forstmaschinenbereich auf das *Standardnetz ISOBUS* (ISO 11783). Komponenten und Datenformate für die offene Kommunikation werden zur Verwirklichung Geräte übergreifender (externer) Steuer- und Regelaufgaben nach dem Prinzip „*Gerät steuert Traktor*“

beitragen, die zentrale Bedienung aller Geräte vom Fahrersitz aus erlauben. ISOBUS-Netze lassen sich um Teilnehmer für Zusatzfunktionen erweitern, etwa um Jobrechner für Ortung und Navigation (GPS), Task-Controller (georeferenzierte Auftragsbearbeitung) und Diagnose-Schnittstelle [20].

Die Automatisierung landwirtschaftlicher Prozesse zieht neben durchgehender Vernetzung methodische Vorkehrungen zur funktionalen Sicherheit, etwa mittels Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse (FMEA), [21], sowie die Anforderung nach synchronen Bewegungsachsen am Trägerfahrzeug nach sich. Außer der Positionierung des Arbeitsgeräts ist dessen Bewegungsablauf nach Geschwindigkeit und Beschleunigung zu führen. Zwar ist die geforderte Präzision für mobile Anwendungen geringer, doch erfolgt die Auslegung elektrohydraulischer Mehrachssteuerungen auch hier mit Hilfe mechatronischer Lösungsansätze. Definiert man die denkbaren Systemgrenzen Versorgungs-, Steuerungs- und Verbrauchersystem, lässt sich durch Integration von Komponenten und Funktionen das Prinzip der „*verteilten Intelligenz*“ auf das Gesamtsystem Traktor-Geräte-Hydraulik übertragen [22].

Der Steuerung von Gerätefunktionen dient seit jeher das hydraulische Hubwerk am Heck, seit längerem auch an der Front, sodass diese traktorseitige Komponente gesondert betrachtet sei [23].

Anbaugeräte. Um sie stufenlos zu heben, zu senken und nach jeweiliger Aufgabengröße für die Feldbestellung zu führen, wird die Stellbewegung an Traktorhubwerken nach Zugkraft bzw. Lage geregelt. Die konventionelle *mechanisch-hydraulische Hubwerksregelung* (MHR) wird auch an kleineren Traktoren von der *elektrohydraulischen Hubwerksregelung* (EHR) abgelöst, die den Kraftheberzylinder über ein schnelles Proportional-Wegeventil (Regelventil) ansteuert. Die regelnde Zusatzfunktion lässt sich in einem Erweiterungsblock mit Kraftheberventil vereinen und mit dem Hauptblock verketteten [24, 205]. Darüber hinaus besteht durch *Integration der Elektronik in den Ventilblock* mit CAN-Schnittstelle (On Board Elektronik: OBE) die einfache Zugangsmöglichkeit, um das System Hubwerksregelung mit aktualisierter und anwenderspezifischer Funktionssoftware zu programmieren und zu parametrieren [25]. Die Modularisierung im Sinne der Mechatronik führt zu dezentralen Steuerungen, die für Landmaschinen einen Gewinn an Flexibilität und Verfügbarkeit (Diagnose, Service) mit sich bringen [114].

Lageregelung führt nach vorgewähltem Bodenabstand konstante Lage herbei, die am Heck vom Kraftheberzylinder über das Dreipunktgestänge eingestellt wird. Damit regelt man den Hub von Eggen, Mähwerken, Wenderechen, die als Arbeitsgeräte mit geringer Arbeitstiefe kleine Zugkraft erfordern. Hierfür wird die Lage des Hubwerks auf den Lagesensor übertragen und als Istwert an die elektronische Steuereinheit (ECU) geleitet. Dies erfolgt hier über Zahnsegmente an Hubwelle und Gehäuse nach dem potenziometrischen Messprinzip des Spannungsteilers [26], Abb. 9.23.

Die Steuereinheit bildet durch Vergleich mit dem von der Bedieneinheit vorgegebenen Lagesollwert die Stellgröße, mit der die elektrische Eingangsstufe des Kraftheberventils angesteuert wird. Die Eingangsstufe ist hier als Schrittmotor, die Hauptstufe als stetig veränderliches Sitzventil ausgebildet [27].

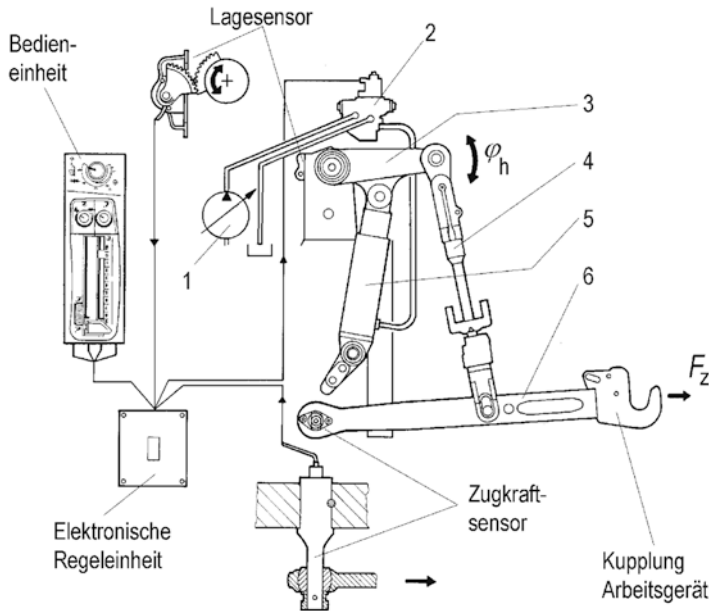


Abb. 9.23 Elektrohydraulische Hubwerksregelung (EHR), Bauart John Deere [26]. 1 Hydropumpe, 2 Kraft heberventil, 3 Hubarm, 4 Hubstange, 5 Kraft heberzylinder, 6 Unterlenker

Zugkraftregelung verändert die Arbeitstiefe von Pflügen und Gruppieren durch Eingriff des Heckkrafthebers derart, dass unabhängig von Unebenheit und Bodendichte die Zugkraft konstant bleibt. Hierfür wird die Zugkraft von einem Kraftsensor aufgenommen, der im Anlenkpoint des Unterlenkers als Lagerbolzen ausgebildet ist (Kraftmessbolzen). Unter den für die Kraftmessung geeigneten Aufnehmern gelangt hier der nach magnetostatischem Messprinzip arbeitende Hall-Sensor zum Einsatz. Der Istwert wird von der Steuereinheit mit dem eingestellten Kraftswert verglichen, um die Stellgröße für das Kraftheberventil zu bilden.

Mischregelung nutzt den Vorzug der elektrohydraulischen Hubwerksregelung, nicht nur die Regelungsart nach den Standardfunktionen Kraft- bzw. Lageregelung wechseln, sondern eine kombinierte Regelungsart wählen zu können. Hierbei wird ein einstellbares Sollwert-Verhältnis von Lage und Zugkraft vorgegeben. Überhöhte Schwankungen der Arbeitstiefe, wie sie infolge unvorhersehbarer Änderungen der Bodenbeschaffenheit auftreten, lassen sich somit eingrenzen.

Weitere Vorzüge der elektrischen Signalverarbeitung sind die Ausbaufähigkeit der Hubwerksregelung für komplexe Regelungsaufgaben. Durch Mehrfachnutzung vorhandener Sensoren, Anbringung von Sensoren für zusätzliche Messgrößen und Multifunktionalität des Kraftheberventils mit Proportionalverhalten können Zusatzfunktionen am Traktorhubwerk ausgeführt werden. Hierzu zählen die *Schlupfregelung* der Antriebsräder über die Zugkraft, *Druckregelung* zur optimalen Verdichtung des Ackerbodens sowie die *Nickschwingungsdämpfung* beim Transport schwerer Anbaugeräte.

Eine zusätzliche Funktion ist das *Wiegen der Nutzmasse* im Anbaugerät, etwa der Düngermasse im Düngerstreuer. Hierfür benötigt man außer dem Lagesensor am Hubwerk einen Drucksensor am Hubzylinder und einen Neigungssensor, der die Schräglage des Traktors erfasst. Ein gesonderter Wiegemodul gelangt mittels geeigneter Auswertestrategie für die Schwerpunktberechnung zu hoher Messgenauigkeit [24].

Als mechatronisches System ist der *modifizierte Dreipunktkraftheber*, [28, 29], anzusehen, der mit längengeregeltem Oberlenker, Hubstrebe und Seitenstabilisatoren ausgestattet ist. Durch automatische Längen Anpassung an die jeweilige Unterlenkerposition lassen sich die Bewegungsarten Steil- und Parallelaushub der Anbaugeräte realisieren. In einer Ausbauvariante für zusätzliche Freiheitsgrade können Oberlenker und beide Unterlenker separat lagegeregelt werden, so dass Hubwelle, Hubarme und Hubzylinder entfallen.

Schließlich kann man die Kopplung durch eine *kinematische Parallelstruktur* (Hexapod) mit 6 Zylindern verwirklichen [30].

9.3 Montage- und Handhabungseinrichtungen

Von den Teilfunktionen des Materialflusses Fördern und Lagern grenzt sich das *Handhaben* (VDI 2860) dadurch ab, dass nicht nur Positionsortsbedingungen, sondern zusätzlich immer Orientierungen des zu handhabenden Körpers festgelegt sind. Flexible Automation, die sich ohne manuelles Umrüsten auf veränderliche Bewegungsfolgen, Wege und Winkel einzustellen vermag, erfordert Bewegungseinrichtungen, die mehrere Teilfunktionen des Handhabens erfüllen.

Industrierobotern eröffnet sich als frei programmierbarer Bewegungseinrichtung mit selbsttätiger Programmbeeinflussung ein breites Anwendungsfeld, z. B. für das Beschicken von Produktionseinrichtungen oder das Führen von Werkzeugen. Aus getriebetechnischer Sicht sind Handhabungsgeräte in der Mehrzahl *serielle Roboter*, die auf *offenen kinematischen Ketten* aufbauen und Nachbildungen des menschlichen Arms darstellen. Die aufeinander folgenden Glieder sind durch mehrere Gelenke verbunden, die unabhängig voneinander angetrieben werden. Es handelt sich somit um *aktive Gelenke* (Gelenkachsen = angetriebene Bewegungsachsen). Das Führen eines Arbeitspunkts auf einer geforderten Bahn verwirklicht das **Führungsgetriebe** (VDI 2740 Bl. 2). Dieses legt man als gesteuerten Antrieb mit verteilt angeordneten *Bewegungsachsen* (VDI 2861 Bl. 1) aus. Letztere bilden ein Bewegungssystem, das räumliche Bewegungen durch Überlagern ebener Bewegungen erzeugt. So ergeben die vom Werkzeug oder Endeffektor in gleicher Fertigungsfolge auszuführenden Fertigungs-, Handhabungs- und ggf. Prüfschritte eine räumliche Bewegungsaufgabe, die sich durch Zusammensetzen ebener Gelenkgetriebe lösen lässt. Die Planung und Optimierung von Führungs-Bewegungsaufgaben erfolgt durch rechnergestützte Typ- und Maßsynthese [93, 94]. Die optimale kinematische Struktur für gegebene Handhabungsaufgaben kann durch systematischen Vergleich von Anforderungs- und Leistungsprofil ausgewählt werden [95, 96]. Aufgrund günstigen geometrischen Kennwerts der Aufteilung bevorzugt man unter den Gelenken des Freiheitsgrads $f = 1$ solche für Rotation/Drehung, so dass *Industrieroboter mit Drehgelenken in den Hauptachsen* (Gelenkroboter) die Mehrzahl vorkommender Anforderungsprofile abdecken. Am häufigsten anzutreffen sind daher Industrieroboter der Bauformen Schwenk- und Kipparm- sowie

Vertikal- und Horizontal-Knickarm [97, 98]. Motor und Anpassungsgetriebe werden von der zugeordneten Bewegungsachse mitgeführt oder der vorherigen Bewegungsachse zugeordnet. Für letztere Variante ist zusätzlich ein Übertragungsgetriebe vorzusehen, das meist gleichzeitig die vom aktiven Gelenk für Translation/Schiebung eingeleitete Bewegung in Drehung umformt. In der Roboteraktoria gelangen folglich neben Rotationsantrieben auch Linearantriebe, etwa mit hydraulischer Energieart, zum Einsatz (z. B. Großmanipulatoren).

Eine alternative kinematische Struktur liegt dem *parallelen Roboter* zugrunde, der in jüngerer Zeit hinzugekommen ist. Hierbei nutzt man räumliche Gelenkgetriebe, die aus *geschlossenen kinematischen Ketten* unterschiedlicher Zusammensetzung aufgebaut sind [120]. Parallelroboter weisen Vorzüge auf, die den größeren konstruktiven Aufwand für spezifische Anwendungen rechtfertigen. Ein solches Anwendungsfeld stellen die Simulatoren dar.

Handhabungsaufgaben und -systeme bilden einen Schwerpunkt in der *Prozessautomatisierung*, der einen eigenständigen Industriezweig begründet. Dieser lässt sich mit den Begriffen „Montage- und Handhabungstechnik, Industrieroboter“ umreißen [99].

Robotersteuerungen. Handhabungseinrichtungen sind *mechatronische Systeme*, die als mobile, redundante oder autonome Funktionseinheiten insbesondere für komplexe Operationsbereiche eingesetzt werden. Diese Systeme sind mit *Steuerungen für gestaffelten Automatisierungsgrad* nach unterschiedlichen *einsetzungsspezifischen Kenngrößen* (VDI 2861 Bl. 2) ausgerüstet. Entsprechend leiten sich die Anforderungen an die Achsantriebe (Aktoren) mit elektrischer, pneumatischer oder hydraulischer Energieart aus den Belastungs-, kinematischen und Genauigkeits-Kenngrößen ab.

Mikroelektronik und Mikrosystemtechnik brachten leistungsfähige digitale Elektronikbaugruppen wie Mikrocontroller und Speicherbausteine hervor, die hohe Verarbeitungsgeschwindigkeit erlauben. Die Einbeziehung peripherer Funktionen ermöglicht es, Messsignale aufzunehmen und Stellsignale zu erzeugen. Mit dem in die Systemumwelt *eingebetteten Rechner (Embedded Controller)* vollzieht man die Integration von Prozesswissen und Steuerfunktionen in die Komponenten.

Der Bewegungsablauf ist ein zeitkontinuierlich ereignisdiskreter Prozess, dessen Regelung unterteilt und den Antriebsregelungen zugeordnet wird. Dadurch ergibt sich für *Bewegungssteuerungen (Motion Control)* ein offenes, d. h. durch *Modularisierung* erweiterbares Automatisierungssystem, das die Grundlage zur dezentralen Steuerung des Prozessablaufs bildet. Hohe Anforderungen an die Software führen zu modularer Konfiguration, benutzerfreundlicher Grafikoberfläche, Visualisierung der Abläufe. So kann die Montageautomation für kurze Umrüstzeiten flexibel gestaltet werden.

Die *Vernetzung der Automatisierungsgeräte* erfordert Feldbus-Systeme wie die eingeführten Profibus und CAN-Bus, an die sich Sensoren und Aktoren unterschiedlicher Energieart anschließen lassen. Die Ablösung herkömmlicher SPS-Steuerungen durch den Industrie-PC (IPC) verstärkt den Trend zu *PC-basierten Steuerungen mit offenen Standards*. Hier eröffnet das Industrial Ethernet mit dessen einheitlicher Datenschnittstelle OPC (OLE for Process Control) Produktionslinien, die sich mit geringem Zusatzaufwand erweitern und in ein vorhandenes Netzwerk integrieren lassen.

Ein durchgängiges und offenes Informationssystem verbindet die verschiedenen Ebenen eines Automatisierungssystems, d. h. durch *Hierarchisierung* lässt sich die flexible, vernetzte Produktion herbeiführen. So kommuniziert die Steuerungs-, Produktions- oder Automatisierungsebene (Control-Ebene) als unterste Ebene mit der Betriebsleit- oder Produktionsplanungs-Ebene (Execution-Ebene).

Die hierfür eingesetzten Programmsysteme (Manufacturing Execution Systems: MES) lassen sich nicht nur horizontal vernetzen sondern bilden die vertikale Schnittstelle vom Produktionsprozess zur Unternehmensleit- oder -planungs-Ebene (Enterprise Resource Planning: ERP-Ebene).

Roboteraktoriik. Die Integration elektronischer Komponenten hat Antriebsmodule (komplette Achsen) für unterschiedliche Energiearten hervorgebracht, die sich als *mechatronische Funktionsmodule* durch *erweiterte Gesamtfunktionalität* sowie *kompakte Bauweise* auszeichnen.

Handhabungsaufgaben erstrecken sich häufig auf das Bewegen von Objekten kleinen Nutzwichts, z. B. an manuell gesteuerten Bewegungseinrichtungen oder in der Beschichtungstechnik. Die zu beschreibende Führungs-Bewegung wird von *elektropneumatischen Achsen* für Dreh- und Längsbewegungen (Druckluft-Lamellenmotor oder Pneumatikzylinder) erzeugt. Für Handhabe- und Beschickungsoperationen eignen sich Zylinder-Schlitten-Einheiten, bei denen ein *kolbenstangenloser Zylinder* und eine Schlitteneinheit mit Führung räumlich zusammengefasst sind. Angesteuert über vernetzbare pneumatische Proportionalventile lassen sich diese Funktionsmodule in autonome Systeme für die Fabrikautomation einbinden. Eine weitere Bauart für Längsbewegungen ist der *kurzhubige Membranzylinder*. Mit diesem lässt sich über ein Bandgetriebe die Fingerbewegung eines Greifsystems reibungsarm erzeugen. Angesteuert über pulsmodulierte pneumatische Schaltventile führt der flexible Industriegreifer feinfühligere Bewegungen aus, wie sie für Montageaufgaben in automatisierten Bearbeitungszentren gefordert werden [100].

Für mittlere Nutzlasten und/oder Reichweiten kommt der elektrische Stellantrieb meist kombiniert mit Anpassungsgetriebe zum Einsatz, sodass hier die *elektromechanische Achse* für Dreh- und Längsbewegung vorherrscht. An Stelle von Gleichstromantrieben bevorzugt man neben dem umrichter-gesteuerten Drehstromantrieb den *elektrischen Servoantrieb*, da die Taktzeiten des Arbeitsprozesses kürzer, die Anforderungen an die Positioniergenauigkeit höher werden. Im Funktionsmodul „Achse“ wird das Verhalten des Servomotors vom *Getriebeeinfluss* überlagert. Letzterer wirkt sich durch elastische Verdrehnachgiebigkeit und hystereseebedingten Positionsfehler (Getriebe-lose) auf die Genauigkeit aus. Diesen Einfluss mindert man dadurch, dass man dem Servomotor ein hochübersetzendes Kompaktgetriebe nachschaltet. Bevorzugte Bauarten kennzeichnet eine Vielzahl parallel tragender Formelemente (Planeten-, Well-, Kurvenscheibengetriebe). Derartige *vorgespannte (spielfreie) Präzisionsgetriebe* verringern den statischen Getriebeeinfluss [101, 102].

Mit dem *Hohlwellenantrieb*, der Servomotor (AC-Servoantrieb), Wellgetriebe (IH-Verzahnung) und Drehimpulsgeber zum kompakten Modul zusammenfasst, verbinden sich nicht nur hohe Positioniergenauigkeit und Leistungsdichte. Auch der dynamische Getriebeeinfluss lässt sich mindern [230]. Allerdings ist die Begrenzung durch dynamische Getriebekennwerte (Verfahrensgeschwindigkeit, Beschleunigungsvermögen) prinzipbedingt nicht aufhebbar.

Bei *elektrischen Rotationsantrieben* (Direktantrieben) entfällt der Getriebeeinfluss, doch kann der elektrische Servoantrieb als alleiniges Antriebskonzept nicht Teil der bewegten Struktur sein. Das Verhältnis Drehmoment zur Masse des Motors (massebezogenes Drehmoment) ist hierfür zu ungünstig.

Zunehmende Produktionsleistung und Automatisierung von Fertigungssystemen, nicht zuletzt beschränkte Einbauverhältnisse, rücken das *hydraulische Aktorprinzip* ins Blickfeld. Hohe Kraftdichte und Dynamik machen die *elektrohydraulische Achse* für Dreh- und Längsbewegungen (Schwenkmotor und Zylinder) wirtschaftlich nutzbar.

Als *hydraulischen Rotationsantrieb* setzt man den hydraulischen Schwenkmotor vorzugsweise nach dem direkt wirkenden Drehkolben-Kammersystem ein, s. Abschn. 3.4.5 und 3.4.6. Die geforderte Laststeife stellt man durch Nachschalten eines vorgespannten Präzisionsgetriebes (hochübersetzenden Kompaktgetriebes) her. Der Hydrogetriebemotor macht allerdings durch genannte Einflüsse prinzipbedingte Vorzüge rückgängig. Diesen Nachteil umgeht man dadurch, dass der Schwenkmotor als *geregelter servohydraulischer Antrieb* (Servoschwenkmotor) betrieben wird. Die räumliche Einbindung des Schwenkmotors in das Gelenk führte zur tragenden, getriebelosen Einheit des *gelenkintegrierten Antriebs*. Dessen Struktur muss Zusatzlasten übertragen können, um für den Einbau in Armkonstruktionen geeignet zu sein [103, 104]. Im Zuge steigender Forderungen nach elastischen Handhabungssystemen für komplexe Arbeitsabläufe sind größere Massen in durch Hindernisse eingeschränkten Arbeitsräumen zu bewegen. Hierfür bedarf es eines Gelenkantriebs, der nicht aus dem Armquerschnitt herausragt. Fasst man zwei um 90° versetzte Drehzylinder in einem Gehäuse zusammen, gelangt man zur *hydraulischen Kompaktgelenkeinheit für zwei Freiheitsgrade*. Hauptziel der Gestaltoptimierung war hierbei, das Gelenkvolumen über den gesamten Schwenkbereich möglichst klein zu halten [105].

Erst indem man Drehzylinder, Drehwinkelaufnehmer und Stetigventil zu einem mechatronischen Funktionsmodul räumlich zusammenfasst, folgt die *elektrohydraulische Rotationsachse* (Direktantrieb) mit erweiterter Gesamtfunktionalität. Durchgehend digitale Signalverarbeitung mittels Achsrechners und dessen vertikale Vernetzung binden die Achse funktionell in die übergeordnete Bewegungssteuerung ein. Nimmt man den gelenkübergreifenden Zylinderantrieb modular aufgerüstet zur *elektrohydraulischen Linearachse* (Direktantrieb) hinzu, lassen sich die Industrieroboter mit gelenkintegrierten Antrieben in den Hauptachsen zu Bauformen mit Lineararm erweitern.

Als Lösungsalternative zum vorherrschenden elektromechanischen Achsantrieb behauptet sich das hydraulische Aktorprinzip in bestimmten problembezogenen Anwendungsfeldern wie den folgenden:

- Schwerlastbereich (große Nutzlast und/oder Reichweite);
- explosionsgefährdeter Bereich (frei von Funkenschlag);
- Betrieb in stark belastender Umgebung (Hitze und Staub).

Die Merkmalkombination des kompletten Antriebsmoduls

- hohe Genauigkeit,
- kurze Zykluszeiten,
- kleiner Einbauraum

erschließt der elektrohydraulischen Achse weitere industrielle Anwendungen.

Großmanipulatoren gehören zu den *hochflexiblen Handhabungssystemen* (HfH-Systemen), die Leistungsprofile von Manipulatoren und solche von Industrierobotern in einer Bewegungseinrichtung vereinigen [106]. Die Bewegungssteuerung kann manuell bis hin zu automatisiert durch Programm erfolgen. Mit Reichweiten bis zu 60 m erlauben redundante Großmanipulatoren das Positionieren und Orientieren schwerer Lasten über große Entfernungen. Ein für den stationären wie für den mobilen Einsatz konzipierter Großmanipulator setzt sich aus Ständer und Gelenkarm mit vorgegebenen Bewegungskomponenten für Dre-

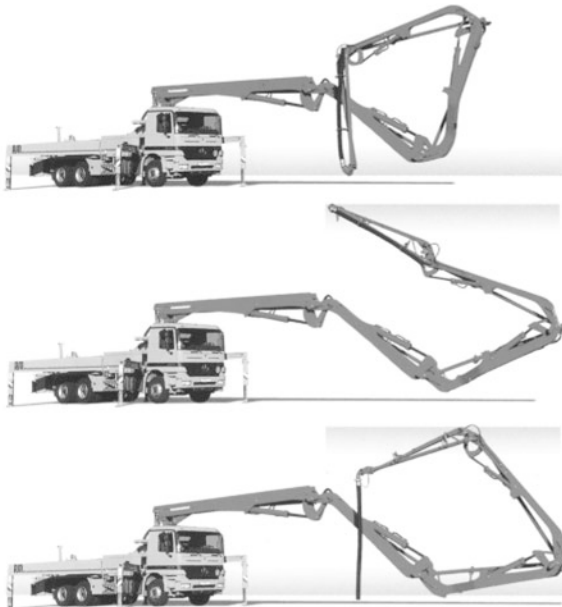
hung zusammen. *Elektrohydraulische Achsen* erzeugen an den Antriebsgliedern gesteuerte Einzelbewegungen. Deren Gesamtheit führt den Werkzeugarbeitspunkt (Tool Center Point – TCP) zu eindeutiger Position und Orientierung des Endeffektors. Außer dem Greifer für Handhabungen sind Ausführungen für spezielle Arbeitsbewegungen in Gebrauch. Die Führungs-Bewegung des Endeffektors erfolgt nach definierten Genauigkeitskenngrößen.

Als *autonome mobile Systeme* dringen Großmanipulatoren in bisher nicht automatisierte Bereiche vor, um sich wiederholende Arbeitsabläufe im Freien unter erschwerter Zugänglichkeit durchführen zu können. *Serviceroboter* reinigen die Außenhaut von Flugzeugen, sandstrahlen und beschichten Schiffswände, druckwasserreinigen oder sandstrahlen Hochhausfassaden und Brücken. Eine konventionelle Anwendung ist der Einsatz eines Großmanipulators als *Betonverteiler*.

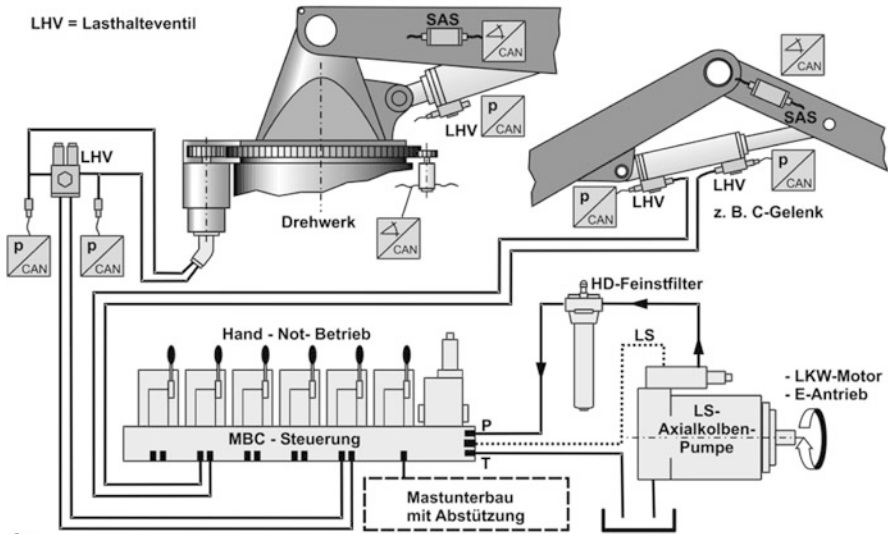
Autobetonpumpen dienen zur rationellen Einbringung und Verteilung des von Fahrmitarbeitern angelieferten Betons auf Baustellen. Aufgebaut auf einem LKW-Chassis zweigt der Betonverteiler über den Nebenabtrieb des Verbrennungsmotors Arbeitsleistung ab. Die Leistungsübertragung an allen Komponenten des *Arbeitsantriebs* erfolgt hydraulisch. Dies bezieht sich sowohl auf die Bewegung des Verteilermastes, die Abstützung des Fahrzeugs wie auf den Betrieb der Betonpumpe. Als Träger der Förderleitung für pumpfähigen Beton fällt dem Manipulator die Bewegungsaufgabe zu, den TCP so zu führen, dass der Endschlauch in vorgegebener Höhe über dem Einbringungsort steht. Eine Autobetonpumpe enthält zwei wesentliche Funktionseinheiten, den *Verteilermast* und die *Betonpumpe* [108].

Der **Betonverteilermast** ist ein für den mobilen Einsatz konzipierter Großmanipulator mit z. B. vierarmiger Knickkinematik, die auch bei begrenztem Arbeitsraum kollisionsfreies Ein- und Ausfahren zulässt, Abb. 9.24a.

Der *Ständer* umgibt die vertikale Hauptachse für Drehung. Gestreckt, d. h. bei größter Reichweite, ist eine Volldrehung des Knickarms ausführbar. Die Drehbewegung wird von einer *elektrohydraulischen Rotationsachse* kontrolliert erzeugt, die sich aus Stetigventileinheit und Hydromotor mit untersetzendem Getriebe (Hydrotriebemotor) zum Drehwerk zusammensetzt. Der sich an den Ständer anschließende Verteilermast ist mehrfach geknickt und weist somit horizontale Hauptachsen für Drehung auf. Mit den in einer Ebene liegenden Drehgelenken bildet der Mast eine offene Mechanismenkette. Die Drehungen werden auf die Mastarme von Vier- oder Sechsgelenkketten nach Watt übertragen. In diesen Gelenkgetrieben sind Schiebungen die umzuformenden Antriebsbewegungen, die von *elektrohydraulischen Linearachsen* kontrolliert eingeleitet werden. Letztere setzen sich aus Stetigventil und Hydrozylinder funktional zusammen. Die stetig veränderlichen Wegeventile für Drehwerk und Mastzylinder fasst man zu einem Block verketteter Proportional-Wegeventile räumlich zusammen, Abb. 9.24b. Ein zusätzliches WBV-Ventil (Wahlartenbetriebsventil) und der redundante Proportionalmagnet zu jeder Ventilachse ergeben für die elektrisch anzusteuern Einzelbewegungen eine doppelte Absicherung. Bei Spannungsausfall erfolgt die Ansteuerung über die proportionale Nothandbetätigung. Sind größere Durchflüsse einzustellen, sorgt das elektrohydraulische Loadensing (ELS) mit Verstellpumpe für verlustarme Druckflüssigkeitsversorgung am Verteilermast MBC (Modular Boom Control).



a



b

Abb. 9.24 Autobetonpumpe mit vierarmigem Verteilmast, Bauart Putzmeister [109]. **a** Eingabe des Arbeitsbereichs durch Festlegen von oberer und unterer Grenze; **b** Übersichtsschaltplan der hydraulischen Maststeuerung MBC

Zur Minderung von Gewicht und Lastmoment sind Ausleger und Unterbau als *Leichtbaustruktur*, die Linearachsen als *kunststofffaserverstärkte Hochleistungszyylinder* (CFK-Zylinder) ausgeführt.

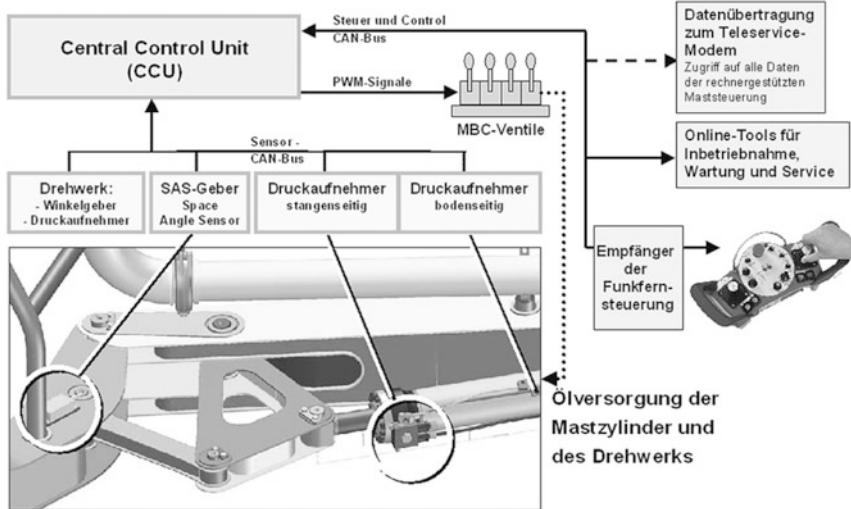
Die **Betonpumpe** ist eine einfach wirkende Zweizylinder-Hubkolbenpumpe, deren schiebende Verdränger großen Hub durchlaufen. Die Verdränger arbeiten im Gegentakt und werden von zwei Arbeitszylindern hydraulisch angetrieben. Deren Kolbenstangen übertragen die für das Ansaugen und Ausschieben benötigten Gestängekräfte unmittelbar auf die Scheibenkolben der Betonpumpe. Große Gestängekraft tritt insbesondere beim Ausschieben zäher Stoffe auf, so dass mit *hydraulischem Triebwerk* höchste Anforderungen in der Hoch- und Weitförderung von Beton zu erzielen sind. Die treibenden Hydrozylinder arbeiten mit einer schnell *reversierenden Axialkolbenpumpe im geschlossenen Kreislauf* ventillos zusammen (Frei-Fluss-Hydraulik). Die Steuerung der Betonpumpe erfolgt zwangsläufig durch einen als schwenkbaren Rohrkrümmer gestalteten Schwingschieber (Rohrweiche). Dieses wird vom Umsteuerzylinder hydraulisch betätigt und verbindet Aufgabetrichter und zugeordnete Stützen mit minimaler Umlenkung.

Im Gegensatz zum Handhabungssystem mit Greifer bewegt sich der Manipulator auf nicht reproduzierbaren Bahnen, so dass beim Betonverteiler eine *unstrukturierte Bewegungssteuerung* vorliegt. Der Bediener erzeugt durch Ansteuerung der Einzelachsen die Gesamtbewegung des TCP. Um geforderte Genauigkeitskenngrößen einhalten zu können, ist für den aufgabenspezifisch zu optimierenden Großmanipulator methodisches Vorgehen bei der Entwicklung nahe liegend. So gründet der Entwurfsprozess mechatronischer Systeme auf dem modellbasierten Vorgehen, um durch Iterationen im Entwicklungsstadium Produkteigenschaften abzusichern. Für den konkreten Ablauf eines *modellbasierten Systementwurfs* lassen sich rechnerunterstützte Werkzeuge zur Modellbildung nutzen. Diese sind entsprechend involvierter Domäne unterschiedlich ausgeprägt. Das *Programmsystem CALMADI* (Computer-Aided Large Manipulator Design) ermöglicht die Dimensionierung und Auslegung von Großmanipulatoren unter den Aspekten Kinematik, Statik und Hydraulik [107]. Die Durchgängigkeit der Entwurfsumgebung ist Voraussetzung dafür, dass dieses domänenspezifische Verhaltensmodell mit Standard-Werkzeugen zur Gestaltmodellierung (CAD) oder Strukturanalyse (FEM) gekoppelt werden kann. Die ganzheitliche Betrachtung auf Modellebene erfordert die modelltechnische Integration von Werkzeugen des regelungstechnischen und elektronischen Entwurfs, um zur domänenübergreifenden Simulation des mechatronischen Systems zu gelangen. Ergebnis eines *integrativen Entwurfs* des Produkts Großmanipulator ist der Betonverteilermast in Leichtbauweise mit fortentwickelter Maststeuerung [109, 110].

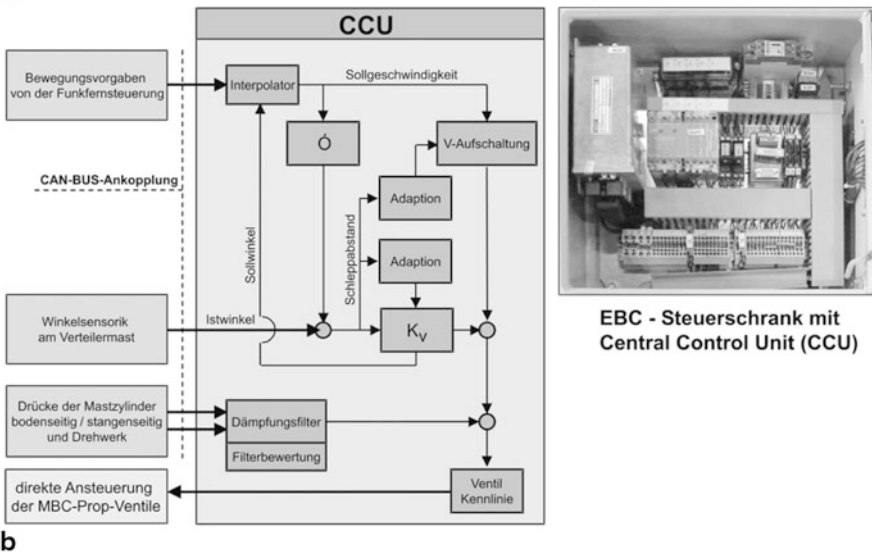
Die **rechnergestützte Maststeuerung** EBC (Ergonomic Boom Control) ersetzt die konventionelle Maststeuerung, bei der das Drehwerk und jeder Mast einzeln anzusteuern sind. Stattdessen ist kontinuierliches Fahren des Mastes mit nur *einem Befehlsgeber* (Joystick) möglich, über den lediglich die Position des Endschlauchs eingestellt wird (One Touch Control), Abb. 9.25a.

Das Nachfahren der einzelnen Arme erfolgt rechnergesteuert. Ein *Mikrocontroller* CCU (Central Control Unit) verarbeitet als zentraler, hochintelligenter Mikrorechner mittels *externer Sensorik* aktuelle Winkelinformationen der Mastgelenke und Drucksignale der Mastzylinder. Adaptive Regelalgorithmen ermöglichen gleichbleibende Verfahrensgeschwindigkeit bis in die Endlagen, Abb. 9.25b. Teilautomatisches Aus- und Einfalten des Armpaketes und gleichzeitiger Kollisionsschutz erhöhen Ergonomie und Sicherheit beträchtlich. Zusatzfunktionen wie aktive Bedämpfung und Kompensati-

on der Mastdurchbiegung bewirken schwingungsarme bzw. von der Maststellung wie Fördermenge unabhängige Endschlauchpositionierung. Eine *Servicediagnoseeinheit* verfügt über Auswerteprogramme, mit denen aus verfügbaren Messgrößen eine zustandsabhängige Maschinendiagnose zu erstellen ist.



a



b

Abb. 9.25 Rechnergestützte Maststeuerung EBC, Bauart Putzmeister [109]. **a** Serielle Kommunikation zwischen zentraler Steuereinheit (Mikrocontrollerstrukturen CCU) und Sensorik bzw. Kontrolleinheit mit Datenübertragung für Fernsteuerung, Diagnose und Inbetriebnahme; **b** Blockschaltbild und Aufbau der zentralen Steuereinheit

9.4 Hydraulik in Kraftfahrzeugen

9.4.1 Automatgetriebe

In Kraftfahrzeugen hat sich neben dem Rädergetriebe mit wenigstens vier wählbaren Übersetzungen (Gängen), nämlich dem klassischen Zwei-Wellen-Schaltgetriebe, die hydrodynamische Kraftübertragung bewährt. Bekannt ist die hydrodynamische Kupplung mit Momentenwandlung (Trilok-Wandler), die mit einem Mehrgang-Schaltgetriebe kombiniert wird. Während des Anfahrens arbeitet die Strömungsmaschine als Föttinger-Getriebe (Drehmomentwandler). Die Antriebsleistung der Verbrennungskraftmaschine wird an die Lastcharakteristik des Fahrzeugs (Zugkrafthyperbel über Fahrgeschwindigkeit) angepasst, indem man die Motorkennlinie einer Kennungswandlung, den Wandlungsbereich einer Stufung nach Lastkollektiv (Verteilung der Bedarfsmomente) unterzieht. Im Kupplungspunkt erfolgt im Leitrad keine Impulsänderung mehr, die Strömungsmaschine arbeitet wegen Momentengleichheit zwischen Pumpen- und Turbinenwelle als Föttinger-Kupplung. Bei vorhandener Überbrückungskupplung hebt diese den Schlupf auf, so dass während desfahrens die Antriebsleistung mechanisch mit geringen Verlusten übertragen wird [206].

Die nachgeschalteten Stufengetriebe sind in der Regel *Planetenkoppelgetriebe* (VDI 2157), eine spezielle Bauform dreiwelliger Umlaufrädergetriebe, die wenigstens über zwei Wellen miteinander verbunden sind. Je nach Kopplung einzelner Zentralwellen mit Antrieb, Abtrieb und Gestell (Gehäuse) lassen sich mit einem Umlaufräderzug verschiedene Übersetzungen (Gänge) realisieren.

Der Anforderungskatalog an Fahrzeuggetriebe, welcher Drehmomentkapazität, Leistungsdichte, Anfahrkomfort, Strategie der Übersetzungseinstellung und Schaltkomfort umfasst, wird von der Getriebekombination Drehmomentwandler und Planetenkoppelgetriebe weitgehend erfüllt (Wandler-Automatgetriebe). Bewährt haben sich 5-Gang-Planetengetriebe mit mechatronischen Schaltungen, die vielfältige Fahrertyp- und Streckenerkennungen beinhalten und danach die Schaltprogramme variieren [207, 208]. Stand der Technik ist das 6-Gang-Wandler-Automatgetriebe (ZF), das bei gesteigerter Leistungsdichte, d. h. in kleiner und leichter Bauweise, minderen Kraftstoffverbrauch und höhere Beschleunigung erzielt [209]. Der Wandler mit Überbrückungskupplung wird mit einem Stufengetriebe kombiniert, das einen Lepelletier-Planetenradsatz und 5 Schaltelemente enthält. Dieser Umlaufräderzug fußt auf dem vierwelligigen Ravigneaux-Planetenradsatz, ergänzt um einen weiteren dreiwelligen Planetenradsatz.

Bis auf die Stufenlosigkeit verwirklicht die in mehrgängige Stufenautomatgetriebe integrierte hydrodynamische Kraftübertragung eine fast ideale Getriebefunktion.

Stufenlose Fahrzeuggetriebe (CVT-Getriebe) werden in mechanischer Energieart als *Reibschlussgetriebe* (VDI 2155) ausgeführt. Diese Getriebebauform bietet in den Varianten Zugmittelgetriebe (z. B. Laschenkette/Kegelscheibe „Multitronik“ von Audi) oder Wälzgetriebe (z. B. Halbtoroid-Variator von Nissan) nur dann Vorteile, wenn Getriebe-kennwerte erzielt werden, deren Güte die der Stufenautomatgetriebe übertrifft. In der Leistungsdichte und Drehmomentkapazität erreichen Stufenlosgetriebe mit *hydrostatischer*

Kraftübertragung prinzipbedingt hohe Gütewerte, nicht jedoch im Wirkungsgrad bzw. im Kraftstoffverbrauch. Die hydrostatische Energieart kann daher in der Kraftübertragung nur dann bestehen, wenn lediglich ein Teil der Leistungsübertragung hydraulisch erfolgt. Diesen hält man mittels Leistungsverzweigung (Verteilgetriebe) im Vergleich zum mechanischen Teil gering, um den Gesamtwirkungsgrad anzuheben. Den durch Zusammenschluss zweier Verdrängermaschinen umgeformten, flüssigkeitsgebundenen Leistungsanteil leitet man über den Verstellzweig eines *Stellkoppelgetriebes* (VDI 2157). Entsprechend dem Prinzip der äußeren Leistungsverzweigung verläuft der hydraulische Strang parallel zum mechanischen, wobei beide Leistungsflüsse in einer Planetenradstufe vereint werden, die als dreiwelliges Umlaufgetriebe (Sammelgetriebe) arbeitet. Ursprünglich als Industriegetriebe entwickelt [210], fanden *hydrostatische Koppelgetriebe* (VDI 2152) mit kompakter Bauform und hohem Gesamtwirkungsgrad zunehmend in Fahrzeugen Anwendung [211–214]. Unter dem Gattungsbegriff *stufenlose hydrostatische leistungsverzweigte Getriebe* (SHL-Getriebe) optimiert man diese Fahrzeuggetriebe nach konstruktiven Ziel-funktionen. Letztere bestehen darin, entweder die Baugröße der Verdrängermaschinen oder den Leistungsanteil über dieselben zu minimieren [215, 216]. So lassen sich im Vergleich zum 5-Gang-Handschaftgetriebe beim SHL-Getriebe mit fünfwelligem Planetengetriebe und vier Lastschaltgängen beachtliche Kraftstoffeinsparungen in den Teillastbereichen erzielen [217]. Nicht zuletzt wegen des hohen Wirkungsgrades beim Anfahren wurde ein Konzept des SHL-Getriebes vorgeschlagen, das sich aus dem konstruktiv ausgereiften 6-Gang-Automatgetriebe (ZF) dadurch ergibt, dass man den hydrodynamischen Wandler gegen einen hydrostatischen Stellzweig austauscht (H-Automatgetriebe) [218].

9.4.2 Fahrassistenzsysteme und Stoßdämpfer

H. J. Meyer

In Kraftfahrzeugen dienten bereits frühzeitig hydraulische Komponenten zur Unterstützung der Fahrzeugbedienung durch Muskelkraft. So ließ sich durch hydraulische Bremsbetätigung die Fußkraft auf einfache Weise vervielfachen und durch Servolenkung die Handkraft für die Lenkbewegung verstärken. Für die hydraulische Stellkrafterzeugung in Kraftfahrzeugen spricht, dass unter Bezug auf die Leistung Gewicht und Bauvolumen gering sind. Diese aufgrund hohen statischen Drucks zu erzielenden Kenngrößen erfüllen die Forderung, Gewicht und Bauraum von Stellgeräten (package) zu minimieren. Weitere prinzipbedingte Vorzüge sind hohe Dynamik und gute Steuerbarkeit des flüssigkeitsgebundenen Energiestroms. Ermöglicht erstere die schnelle Leistungsentnahme aus Hydrospeichern, gewinnt letztere in mechatronischen Systemen der Fahrzeugführung zunehmend Bedeutung. Mit Einführung elektronischer Komponenten in Kraftfahrzeugen lassen sich durch elektrohydraulische Stelleinrichtungen (Aktoren) Energie- und Signalfluss mit geringem Aufwand verknüpfen, somit einfache Kraft- und Lageregelungen aufbauen.

Fahrdynamik. Sie definiert das Gesamtverhalten des Systems Fahrer-Fahrzeug-Umwelt und stellt einen der Anwendungsbereiche für die Kraftfahrzeughydraulik dar. Weitere Anwendungsbereiche lassen sich aus fahrdynamischer Sicht nach Wallentowitz [206] zu richtungsorientierten Systemen zusammenfassen. So bilden die Fahrzeugkomponenten Motor, Getriebe und Bremsanlage ein System, das vorrangig die Längsdynamik beeinflusst. Die Querdynamik wird durch das Lenkungssystem wesentlich bestimmt, während die Vertikaldynamik grundlegend vom Federungs- und Dämpfungssystem abhängt [152].

Dem **System Längsdynamik** ist die hydrostatische Kraftübertragung zugeordnet, deren Besonderheiten am Beispiel Automatgetriebe (SHL-Getriebe) dargelegt sind, s. Abschn. 1.3.2. Zur Stabilisierung der Längsdynamik während des Bremsvorgangs wurden aktive Sicherheitssysteme entwickelt. Es sind dies Regelsysteme mit Bremseingriff, aus denen komplexe Fahrdynamik-Regelsysteme hervorgingen. Letztere beziehen die Stabilisierung im querdynamischen Grenzbereich ein.

Fahrerassistenzsysteme. Sie unterstützen den Fahrer in kritischen Fahrsituationen [157]. Im Vordergrund stehen dabei in der Regel Sicherheitsaspekte. Fahrerassistenzsysteme können nach Seiffert [154] in drei *Gruppen* klassifiziert werden:

- Assistenzsysteme für Steuer- und Regelaufgaben des Fahrers oder des Fahrbetriebes (z. B. Regensensor, automatische Spiegelabblendung),
- Assistenzsysteme für Steuer- und Regelaufgaben, die durch den Fahrer bestimmt werden (z. B. Einparkhilfe mit Hilfe von Abstandssensorik, zuschaltbarer Allradantrieb),
- Assistenzsysteme für Steuer- und Regelaufgaben des Fahrens, die die Systeme besser und sicherer steuern bzw. regeln können als der Fahrer (z. B. elektronisches Stabilitäts-Programm ESP).

Die *bekanntesten Fahrerassistenzsysteme* sind:

- ABS – Antiblockiersystem,
- ASR – Antriebs-Schlupf-Regelung,
- ESP – Elektronisches Stabilitäts-Programm,
- Bremsassistent,
- Abstandsregler, Abstandssensor,
- Abbiegeassistent,
- ACC – Adaptive Cruise Control Adaptive Fahrgeschwindigkeitsregelung,
- ISA – Intelligent Speed Adaption.

Assistenzsysteme können als mechatronische Systeme aufgefasst werden. In diesen übernimmt die Hydraulik die Funktion des Aktors. Ein typisches Beispiel ist das *Antiblockiersystem* ABS. Dieses nutzt die Reibeigenschaften der Reibpaarung Gummi-Asphalt aus, bei der im üblichen Radschlupfbereich der Haftreibbeiwert größer ist als der Gleitreibbeiwert. Für die Paarung Gummi-Asphalt beträgt der Unterschied etwa 20 %. Diese Eigenschaft führt zu dem Ergebnis, dass ein Rad an der Grenze zum Blockieren einen höheren Haftreibbeiwert als ein blockiertes und damit gleitendes Rad hat. Aus diesem Grund wird mit dem ABS versucht, ein Blockieren der Räder nahezu zu verhindern.

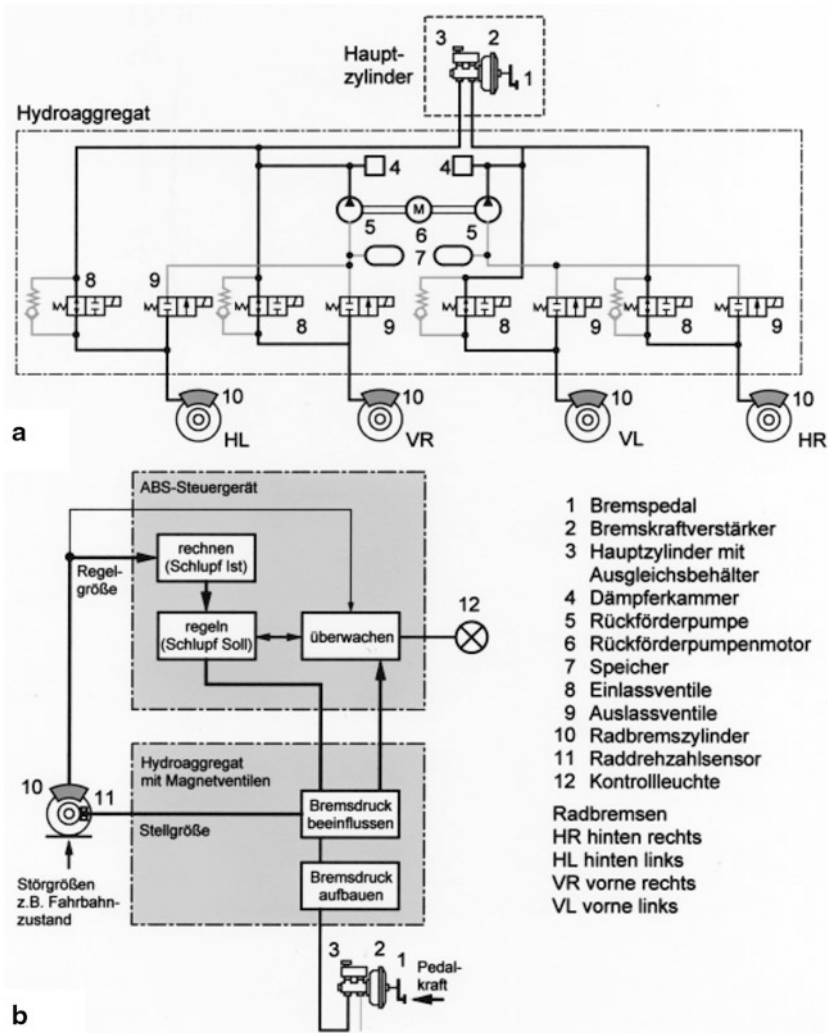


Abb. 9.26 Antiblockiersystem ABS mit 2/2-Magnetventilen, Bauart Bosch [155]. **a** Hydraulik-Schaltplan für 4-Kanal-System mit diagonaler Bremskreisaufteilung; **b** Übersichtsschaltplan des Regelsystems mit Bremsengriff

Demzufolge befindet sich beim ABS an jedem Rad ein Drehzahlsensor zur Erfassung der Raddrehzahl. Diese Information wird an ein Steuergerät weitergeleitet, das diese auswertet und daraus Stellsignale für das Hydrogerät ermittelt. Kurz bevor das Rad anfängt zu blockieren, wird der Bremsdruck am Radbremszylinder solange reduziert, bis das Rad sich wieder dreht. Danach wird der Druck wieder erhöht. Der grundsätzliche Aufbau lässt sich aus getrennt dargestellten hydraulischem Leistungsteil und elektrischem Signalteil entnehmen, Abb. 9.26a.

Zentrale Elemente des Hydrogerätes sind elektromagnetisch betätigte Wegeventile, die als Schaltventile den Durchfluss vom Haupt- zum Radbremszylinder öffnen oder schließen. Den geschlossenen Wirkungsablauf des geregelten Bremsengriffs zeigt Abb. 9.26b.

In neueren Systemen werden vorwiegend 2/2-Magnetventile eingesetzt. Das Einlassventil zwischen dem Haupt- und Radbremszylinder sorgt für den Druckaufbau. Das Auslassventil übernimmt die Aufgabe des Druckabbaues zwischen dem Radbremszylinder und der Rückförderpumpe. Dieser grundsätzliche Aufbau ist für jedes Rad vorhanden. Im Normalbetrieb befindet sich das Einlassventil in offener Ruhestellung, so dass der im Hauptzylinder durch die Pedalbetätigung aufgebaute Druck direkt an dem Radbremszylinder anliegt. Nimmt der Schlupf zwischen Rad und Fahrbahn in Folge eines rutschigen Untergrundes wie Eis zu, erhöht sich die Gefahr des Blockierens. Die Magnetventile werden nun so geschaltet, dass der anliegende Druck gehalten wird. Das bedeutet, dass das Einlassventil geschlossen wird und eine stärkere Pedalbetätigung zu keiner Druckerhöhung am Radbremszylinder führt. Rutscht das Rad trotz dieser Maßnahme durch, wird das Auslassventil geöffnet und die Bremsflüssigkeit wird mit Hilfe der Rückförderpumpe kontrolliert abgepumpt. Die Folge ist ein Absenken des Radbremsdruckes solange, bis das Rad sich wieder dreht.

Neben der Antiblockierfunktion übernehmen neuere Systeme auch die Bremskraftverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse und ersetzen damit den üblichen mechanischen Bremskraftverteiler. Da mit Hilfe der Antiblockierfunktion die maximale Bremskraft zwischen Rad und Fahrbahn übertragen wird, kann die Bremswirkung gegenüber der mechanischen Lösung verbessert werden. Weiterhin können die für das ABS genutzten Radensoren für eine *Antriebs-Schlupf-Regelung* ASR verwendet werden. Bei diesem werden durch gezieltes Abbremsen von Rädern mit großem Schlupf die Traktion und Fahrstabilität verbessert.

Eine weitere Entwicklung ist die *Elektrohydraulische Bremse* SBC, die die Funktionalität des ABS und des Elektronischen Stabilitäts-Programms ESP integriert. Hierbei wird die mechanische Betätigung des Bremspedals mit elektronischen Sensoren redundant erfasst und an das Steuergerät übertragen. In diesem werden die Signale berechnet, die in der Hydraulikeinheit zur Druckmodulation für die Radbremsen umgewandelt wird. Das SBC kann auf Grund seiner „brake by wire“-Funktionalität die Bremsdrücke unabhängig vom Fahrereinfluss regeln. Es lassen sich auf Grund der stärkeren Nutzung von elektronischen Systemen zur Informationsverarbeitung mit diesem System weitere Funktionen realisieren, die über das ABS hinausgehen, z. B. der komfortable *Bremsengriff mit adaptiver Geschwindigkeitsregelung* ACC. Das Zusammenwirken von elektrohydraulischer Stelleinheit mit Steuereinheit und übergeordnetem Fahrzeugführungssystem zeigt Abb. 9.27.

Im System *Querdyamik* ist die Fahrzeuglenkung ein wichtiges Einsatzfeld für die hydraulische Unterstützung der Fahrzeugbedienung. Hierbei handelt es sich um Fahrerassistenzsysteme, die eine geschwindigkeitsabhängige Lenkunterstützung und eine Regelung des Radlenkwinkels zur Erhöhung der Fahrstabilität ermöglichen [156]. Auch hier werden ähnlich wie bei den Bremssystemen mechanische, hydraulische und elektronische Komponenten gekoppelt, um die genannten Funktionen realisieren zu können.

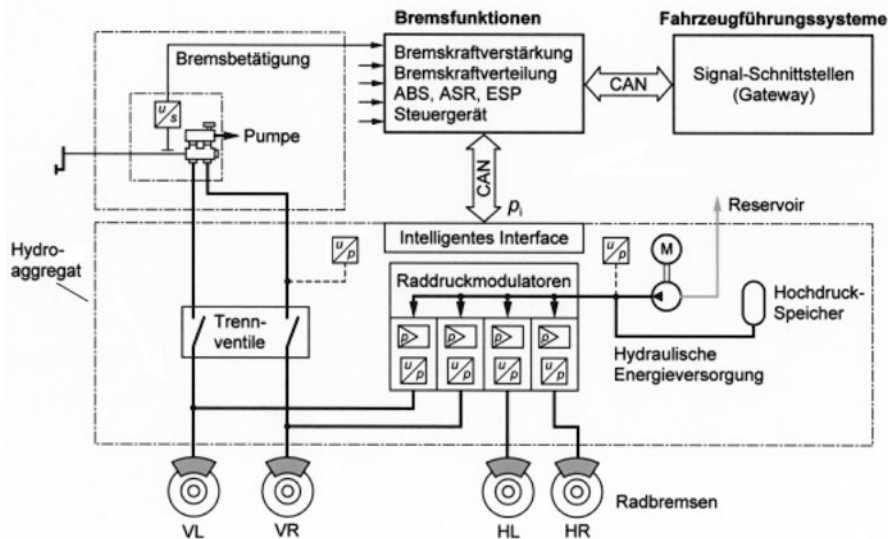


Abb. 9.27 Elektrohydraulische Bremse SBC, Bauart Bosch [155], Übersichtsschaltplan mit Funktionsmodulen

Ein vorrangiges Entwicklungsziel bei hydraulischen Servolenkungen ist die Reduzierung des Energiebedarfs. Da nur in etwa 15 % der Betriebszeit des Fahrzeuges gelenkt wird, sind die Verluste bei Systemen mit riemengetriebenen Konstantpumpen (HPS-hydraulic power-steering) im Stand-by-Betrieb sehr hoch [156, 157]. Alternative kraftstoff sparende elektrische Lenksysteme (EPS – electric power-steering) kommen aber auf Grund der heutigen 14-V-Bordnetze nur für kleine Fahrzeuge in Betracht. Bei *hydraulischen Servolenkungen* werden z. Z. daher zwei Entwicklungsrichtungen verfolgt:

- Systeme mit regelbaren Stromregelventilen (druckgeregelt oder elektrisch geregelt),
- Systeme mit Verstellpumpe,
- elektrohydraulische Servolenkung (EHPS) mit elektromotorgetriebener Pumpe.

Hinsichtlich reduzierten Energiebedarfs sind hydraulische Servolenkungen mit elektromotorgetriebener Pumpe (EHPS) am günstigsten. Im Vergleich zu anderen Systemen wird die Hydraulikpumpe nicht direkt vom Verbrennungsmotor sondern über das elektrische Bordnetz von einem Elektromotor angetrieben. Dies ergibt den Vorteil, auch bei abgestelltem Verbrennungsmotor eine Lenkunterstützung zu gewährleisten. Weiterhin kann der Elektromotor bedarfsgerecht angesteuert werden, so dass die Lenkung der jeweiligen Fahrsituation angepasst betrieben werden kann.

Dem *System Vertikaldynamik* ist das Federungs- und Dämpfungssystem zugeordnet, dessen Aufgaben nach *Causemann* [158] im:

- Abstützen des Aufbaus,
- Isolieren des Aufbaus gegen Stoßerregungen infolge Fahrbahnebenheiten,
- Aufrechterhalten des Kontakts zwischen Rad und Fahrbahn

bestehen. Abfederung und Dämpfung des Fahrwerks haben wesentlichen Einfluss auf Fahrsicherheit und Fahrkomfort. Von den in Kraftfahrzeugen angewendeten Dämpfungsprinzipien unterscheidet man pneumatische, hydraulische und unkonventionelle (neue).

Im Vergleich zu Luftfederung und hydropneumatischer Federung beherrscht der hydraulisch wirkende Dämpfer (Flüssigkeitsdämpfer) das Anwendungsfeld. Der (passive) Standarddämpfer wird als Teleskopdämpfer in Einrohr- und Zweirohrbauart ausgeführt. Zur Verbesserung von Sicherheit und Komfort werden zunehmend *verstellbare Dämpfungssysteme* eingesetzt, die auch geregelt (aktiv) betrieben werden können. Um das Fahrverhalten schnell und flexibel beeinflussen zu können, sind hohe Verstellgeschwindigkeiten und geringes Leistungsgewicht zu fordern. Schwingungsdämpfer mit hydraulischen Komponenten erweisen sich hier als Aktoren, die im Zusammenwirken mit elektronischen Komponenten prinzipbedingte Vorzüge aufweisen. Kurze Stellzeiten erreicht man durch Bypassschaltungen über außen liegende *Schaltventile* [158, 206].

Ersetzt man diese durch *Proportionalventile*, lässt sich der Schwingungsdämpfer stetig verstellen. Man erweitert den Arbeitsbereich von diskreten Dämpferkennlinien auf ein kontinuierliches Dämpferkennfeld (Continuous Damping Control CDC Sachs [159]).

Elektrorheologischer Dämpfer. Unter den stetig verstellbaren Dämpfern nimmt der ER-Dämpfer eine Sonderstellung ein. Der als Ringspalt ausgelegte Bypass (ER-Ventil) ist mit der Kolbendichtung zwischen oberer und unterer ER-Flüssigkeitskammer funktionell zusammengefasst und in den Dämpfer räumlich integriert. Der Verstelldämpfer mit innen liegendem ER-Ventil hat den Vorzug, lediglich den seitlichen Einbauraum des passiven Standarddämpfers (Einrohrbauart) zu benötigen. Damit erhöht sich die Freizügigkeit der Anordnung (Einbauflexibilität) ebenso wie sich die Anzahl der Bauteile verringert. Hieraus folgen weitere Vorzüge. So bringt das Steuern ohne bewegte Teile extrem kurze Stellzeiten ($t_s = 6 \text{ ms}$) und zugleich erhöhte Zuverlässigkeit mit sich, Abb. 9.28a.

Die Änderung der Viskosität erfolgt nach dem *elektrorheologischen Aktorprinzip* über das elektrische Feld. Die elektrische Hochspannung wird durch die Kolbenstange am elektrisch isolierten Kolben angelegt. Metallischer Kolbeneinsatz und Zylindermantel bilden das Elektrodenpaar das ER-Ventils. Der Ringspalt ist mittels einer gewundenen Dichtschnur als schraubenförmig verlaufender Rechteckkanal ausgebildet. Unter Beibehaltung der Kolbenhöhe bildet sich die Spaltströmung über die Länge der Kanalwindung aus, so dass sich eine ausreichende Druckdifferenz ohne Verringerung des Kolbenhubs aufbauen lässt. Stimmt man ER-Basisflüssigkeit und Wirkstoffzusätze entsprechend ab, kann mit verbessertem Kaltfließverhalten der Temperaturbereich für optimale Viskosität vorgegebenen Betriebstemperaturen angepasst werden.

Der Verlauf der Dämpferkraft über der Kolbengeschwindigkeit ist in Zug- und Druckrichtung unterschiedlich. Um gute Bodenhaftung der Räder und genügend Federungskomfort gleichzeitig zu verwirklichen, strebt man ein Verhältnis von Zug- zu Druckstufe größer eins an. Der Verlauf der *Dämpferkennlinie* (F , v -Diagramm) sowie deren Auffächerung zum *Dämpferkennfeld* infolge elektrischer Feldeinwirkung zeigt Abb. 9.28b.

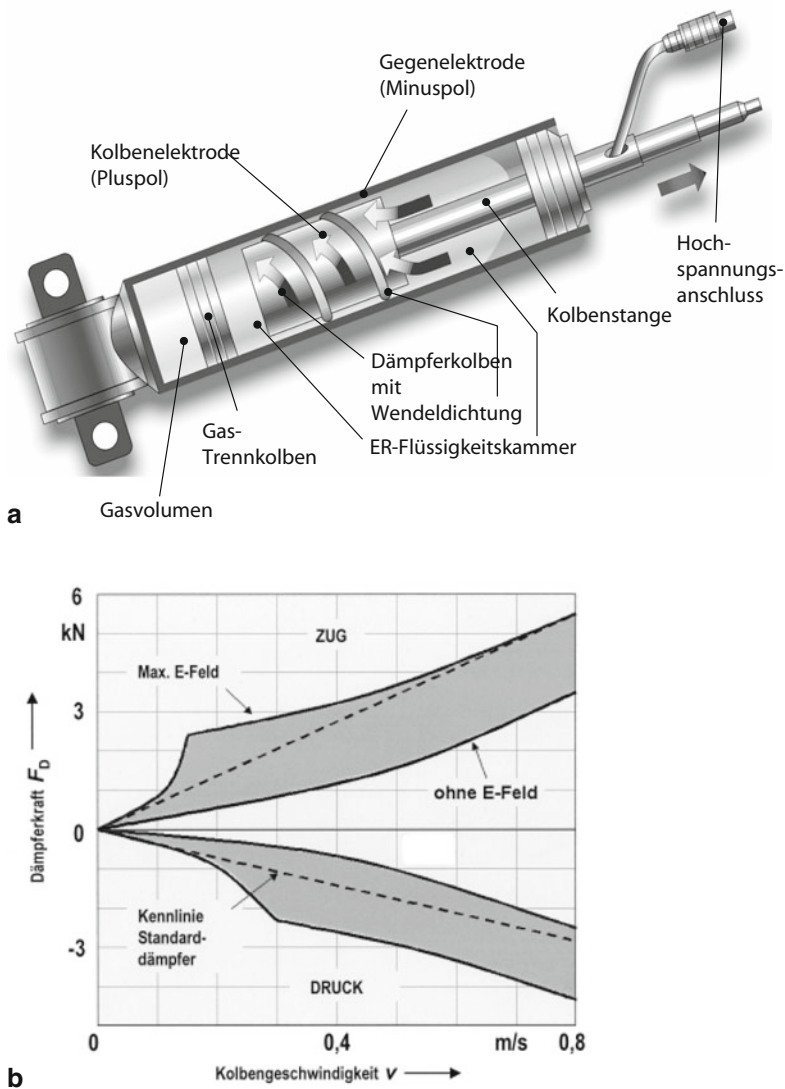


Abb. 9.28 Elektrorheologischer Dämpfer, Bauart Fluidicon [161]. **a** Aufbau des Verstelldämpfers in Einrohrbauart mit innen liegendem ER-Ventil; **b** Dämpferkennfeld (F_D - v -Diagramm) mit Arbeitsbereichen in Zug- und Druckrichtung

Innerhalb der durch ER-Feldeffekt erzielbaren Bandbreite lässt sich die Dämpfung stetig verstellen derart, dass beide Anforderungen, große Fahrsicherheit wie maximal erreichbarer Komfort, weitgehend in Einklang zu bringen sind. Der *progressive Anteil* des Kennfelds bringt im Bereich sehr kleiner Einfedergeschwindigkeiten weiches Abrollen der Reifen, mit zunehmender Geschwindigkeit gute Stabilisierung des Aufbaus mit sich. Mit größerer Spreizung bildet sich aus beiden progressiven Anteil-

len des Kennfelds ein *degressiver Übergangsverlauf* heraus. Dieser kommt der Forderung entgegen, die Schwingungsisolierung des Aufbaus gegen höherfrequente Stoßerregungen zu optimieren.

Reicht das ER-Dämpferkennfeld nicht aus, um je nach Beladungszustand und Fahrbahnoberfläche die Dämpfung optimal einzustellen, kann parallel zum ER-Ventil eine Vorabstimmung mechanisch, z. B. mittels Rückschlagventils, vorgesehen werden.

Literatur

1. Schönnenbeck, G., Wagner, P.: Die Entwicklung mechanisch stufenloser Umschlingungsgetriebe (VDI-Bericht 1709), S. 15–16. VDI-Verlag, Düsseldorf (2002)
2. Helduser, S.: Grundlagen elektrohydraulischer Antriebe und Steuerungen, 1. Aufl. Vereinigte Fachverlage, Mainz (2013). ISBN 978-3-7830-0387-1
3. Berger, K.-J.: Hydrodrive GMH. Rohr-Mühle für das Mahlen von mittelharten und harten Materialien. Mannesmann RIQ (Europ. Ed.), Nr. 3, S. 17 (1988)
4. Firmenschrift Bosch Rexroth, Lohmann+Stolterfoht, Witten: Hydraulischer Antrieb Hydrodrive GMH. RD 76 108.06.00
5. NN: Kraftvolle Hydraulik. Hydraulischer Direktantrieb für Zerkleinerungsanlagen. Fluid. **30**, 24 (1996)
6. Firmenschrift Hägglunds Drives, Haan: Lieferprogramm. GE 386-3H. Compact CB. GE 661-3H
7. Jaufmann, Ch., Kerstiens, P.: Untersuchungen zum Betriebsverhalten mehrmotoriger Rohrmühlen-Antriebe (VDI-Bericht 1533), S. 127–146. VDI-Verlag, Düsseldorf (2000)
8. Firmenschrift A. Friedr. Flender, Bocholt: Zahnkranzgetriebe für Rohrmühlen, Branchenstandardgetriebe. W 106-5 DE/EN 8.96
9. Firmenschrift Bosch Rexroth, Lohmann+Stolterfoht, Witten: Hydrodrive-Antriebe helfen Abfälle zu entsorgen. Mitteilg. 1359/94
10. Kordak, R.: Anwendungsbeispiele sekundäreregelter Antriebe im Industrie- und Mobilbereich. In: Firmenschrift „Der Hydraulik Trainer“, Bd. 6, 2. Aufl., S. 81–113. Bosch Rexroth Service didactic, Erbach
11. Ebertshäuser, H., Bork, W.: O+P-Gesprächsrunde Moderne Hydraulik in der Hütten- und Walzwerktechnik. O + P. **34**, 86–98 (1990)
12. Hild, B., Tafelmeyer, R.: Anwendung elektro-hydraulischer Stellsysteme im Walzwerksbau. O+P. **34**, 100–103 (1990)
13. Keutgen, F., Kiersch, O.: Horizontal-Stranggießanlage mit ausgereiftem Antriebs-Konzept. Fluid. **25**(2), 16–19 (1991)
14. Fölster, N., Forcher, J., Jessen, S., Wiegandt, M.: Fluidtechnik in Traktoren und Landmaschinen. O + P. **46**, 107–119 (2002)
15. Keuper, G., Jessen, S.: Steuerung von Anbaugeräten mit der Elektrohydraulik des Traktors (VDI-Ber. 1503), S. 389–394. VDI-Verlag, Düsseldorf (1989)
16. Keuper, G., Jessen, S.: Pflugwendesteuerung mit der Ventiltechnik des Traktors. O + P. **44**, 514–517 (2000)
17. Keuper, G., Jessen, S.: Steuerstrategien für doppeltwirkende Hubwerke. O + P. **47**, 264–269 (2003)
18. Hofmann, R.: Traktorelektronik neue Generation: Konzept und Realisierung am Beispiel des Fendt Favorit 700 (VDI-Bericht 1503), S 75–80. VDI-Verlag, Düsseldorf (1999)
19. Seeger, J.: Wirkungsgraduntersuchung des Systems „Dieselmotor-Leistungsverzweigtes Getriebe“. O + P. **45**, 672–677 (2002)

20. Hübner, R.: Landwirtschaftliche BUS-Systeme in der Prüfung (VDI-Bericht 1716), S. 199–204. VDI-Verlag, Düsseldorf (2002)
21. Martinus, M.: System-FMEA als Methode bei der Entwicklung von Landmaschinenelektronik (VDI-Ber. 1716), S. 357–362. VDI-Verlag, Düsseldorf (2002)
22. Lang, T.: Mechatronik und verteilte Intelligenz in der Mobilhydraulik (VDI-Bericht 1716), S. 363–367. VDI-Verlag, Düsseldorf (2002)
23. Coenen, H., Lang, Th.: 50 Jahre Dreipunktkuppler und mögliche Entwicklungspotenziale (VDI-Bericht 1503), S. 395–402. VDI-Verlag, Düsseldorf (1999)
24. Firmenschrift Bosch Rexroth, Mobile Hydraulics, Elchingen: Antriebs- und Steuerungssysteme für Traktoren
25. Müller, G.: On Board Elektronik (OBE). O+P. **46**, 594–595 (2002)
26. Firmenschrift John Deere, Mannheim: Referenz 270-20-330, Kraftheber-Wirkungsweise der Kraftheberregelung. In: Technisches Handbuch Traktoren 6020 bis 6920 S. Wirkungsweise und Prüfungen. TM 4641 Bild (01 Sept. 2001)
27. Becker, M.: Schrittmotor als Aktuator für Hydraulik-Wegeventile. O + P. **44**, 249–253 (2000) (und: (VDI-Bericht 1503). VDI-Verlag, Düsseldorf 1999, S. 409–412)
28. Lang, Th., Harms, H.H.: Mechatronik bei mobilen Arbeitsmaschinen. In: Mechatronische Systeme für die Industrie. 3. Aufl., S. 10–14. VDMA Verlag, Frankfurt a. M. (2003)
29. Firmenschrift GKN Walterscheid, Lohmar: Traktor-Anbausystem für Heck und Front (TAS); multifunktionale Seitenstrebe, Hubstrebe, Oberlenker mit aktiver Längenregelung. TAS 179 . . . 184 DE 3-1
30. Fedotov, S., Bernhardt, G., Rudnik, R.: Prototyp und Steuerung einer neuartigen Geräteschnittstelle mit sechs Freiheitsgraden. (VDI-Ber. 1716), S. 99–104. VDI-Verlag, Düsseldorf (2002)
31. O + P-Gespräch: Erlebt die Hydraulik eine Renaissance im spanenden Werkzeugmaschinenbau? O + P. **39**, 378–391 (1995)
32. O + P-Gespräch: Hydraulik in spanenden Werkzeugmaschinen. O + P. **47**, 520–537 (2003)
33. Stockbauer, G.: Renaissance der Hydraulik – Mehrspindel-Drehautomat mit hydraulischen Antrieben. O + P. **41**, 140–146 (1997)
34. Drechsler, R.: Feldbusfähige Elektrohydraulik. O + P. **49**, 698–700 (2005)
35. Kordak, R.: Hauptantrieb einer Werkzeugmaschine. In: Firmenschrift „Der Hydraulik Trainer“. Bd. 6. 2. Aufl. Bosch Rexroth Service didactic, Erbach, S. 81–82 (1996)
36. Groß, H.; Hamann, J.; Wiegärtner, G.: Elektrische Vorschubantriebe in der Automatisierungstechnik. Wiley-VCH, Weinheim (2001)
37. Daniel, Ch., Krauß, F.: Innovative Steuerungs- und Antriebskonzepte. VDI-Z Special Antriebstechnik, April 96, 23–29
38. Vier, E.: Hydraulische Antriebstechnik bewegt Werkzeugmaschinen. O + P. **47**, 86–91 (2003)
39. Vier, E.: Automatisierter Entwurf geregelter hydrostatischer Systeme. VDI-Z Fortschr.-Ber. Reihe 8, Nr. 795. VDI-Verlag, Düsseldorf (1999)
40. Drechsler, R.: Hydraulik in spanenden Werkzeugmaschinen. O + P. **46**, 308–311 (2002)
41. Leutner, V., Müller, U., Feuser, A., Köckemann, A.: Elektronik in der Fluidtechnik. O + P. **42**, 367–372 (1998)
42. Köckemann, A.: Zur adaptiven Regelung elektrohydraulischer Antriebe. Diss. Fortschr.-Bericht VDI-Z, Reihe 8, Nr. 174. VDI-Verlag, Düsseldorf (1999)
43. Köckemann, A.: Dezentrale Steuerungs- und Regelungssysteme für elektrohydraulische Antriebe. 2. Int. Fluidt. S. 63–72. Kolloqu, Dresden (2000)
44. Hahmann, E.: Hardware-in-the-Loop-Simulation zur Unterstützung der Entwicklung einer digitalen Hydraulikachse-Regelungstechnik. O + P. **45**, 15–20 (2001)
45. Vollmer, F.: Laststeife servohydraulischer Antriebe. O + P. **45**, 496–500 (2001)

46. Meuser, M., Vollmer, F.: Servohydraulische Antriebe. Verbesserung der Laststeifigkeit durch Piezoaktoren. O + P. **47**, 663–669 (2003)
47. Firmenschrift Bosch Rexroth, Automatisierungstechnik, Industriehydraulik, Stuttgart: Hydraulische CNC-Achse mit Sinumerik 840 D und HLA-Modul.
48. Baldy, M.: Der Feldbus – Ein Kommunikationsstandard auch für fluidtechnische Antriebe. O + P. **41**, 154–165 (1997)
49. Baldy, M.: Geräteprofil für elektrohydraulische Zylinderantriebe am InterBus. O + P. **42**, 246–250 (1998)
50. Bublitz, R.: Profil Fluidtechnik – Ein Geräteprofil für die Hydraulik. O + P. **43**, 595–601 (1999)
51. Werner, B.: Hydraulische Positionier- und Bahnsteuerungen mit InterBus. O + P. **44**, 557–561 (2000)
52. Murrenhoff, H.: Abschlussbericht AIF-Forschungsvorhaben „Intelligente hydraulische Achse“. Institut für fluidtechnische Antriebe und Steuerungen (IFAS). RWTH Aachen 2000.
53. Siller, E.: Hydraulische Antriebe und offene Steuerungstechnologie – ein Antriebskonzept für die Zukunft. O + P. **40**, 448–454 (1996)
54. Heidenfelder, R., Schmidt, S.: Hochdynamische positionsgeregelte Zylinderachsen. O + P. **48**, 100–102 (2004)
55. Firmenschriften Bosch Rexroth, Industrial Hydraulics, Lohr: HNC 100 Serie 2 X-digitale Regelelektronik mit NC-Funktionalität. RD 30131-P/03.03 und Digitale Achsensteuerung HNC 100, Typen VT-HNC 100-1 und -2. RD 30131/02.03.
56. Glotzbach, J.: Moderne Antriebstechnik in der Industriehydraulik. O + P. **47**, 222–225 (2003)
57. Firmenschrift s. 227., Industrial Hydraulics, Lohr: Proportionalventil IAC-P mit integriertem digitalen Achs-Controller für Druck- und Volumenstromregelung. RD 29015-P/09.02
58. Firmenschrift s. 228.: Regelventil IAC-R mit integriertem digitalen Achs-Controller für Lage-, Druck- und Volumenstromregelung mit NC-Funktionalität. RD 29090-P/04.03
59. Firmenschrift A.H. Schütte, Köln: CNC-Mehrspindeldrehautomaten. Baureihe PC und CNC-Sechsspindeldrehautomat S 32 PC. F.C. 01.00.1000. 2. Aufl. A 942
60. Stammen, C.: Condition-Monitoring-Funktionen für intelligente hydraulische Antriebe. O + P. **47**, 541–542, 640–648 (2003)
61. O + P-Gespräch: Hydraulik für Pressen und Umformmaschinen. O + P. **43**, 356–372 (1999)
62. Autorenkollektiv: Handbuch der Umformtechnik (Firma Schuler). Springer, Berlin (1996)
63. Richter, M.: Moderne Antriebskonzepte im Pressenbau. O + P. **40**, 688–695 (1996)
64. Firmenschrift Bosch Rexroth, Industrial Hydraulics, Lohr: Fachtagung Drive & Control für Pressen. Nov. 2002. RD 00835/11.02
65. Helduser, S., Doege, E., Li, H., Brandt, J.: Antriebs- und Prozessautomatisierung hydraulischer Pressen. O + P. **46**, 618–625 (2002)
66. Firmenschrift Bosch Rexroth, Industrial Hydraulics, Lohr: 4/2-, 4/3- und 5/2-, 5/3-Proportional-Wegeventile, vorgesteuert, ohne elektrische Wegrückführung. Typ WRZ, WRZE, WRH. RD 29115/02.02
67. Feuser, A., Liebler, G., Köckemann, A.: Elektrohydraulische Achsen mit Verstellpumpen zur Verbesserung des Wirkungsgrades. O + P. **42**, 378–383 (1998)
68. Bücker, P.: Pumpen-Regelsysteme in der Umformtechnik. O + P. **47**, 404–408 (2003)
69. Firmenschrift s. 240: Druck- und Förderstrom-Regelsystem Typ SYHDFEE. Rd 30035/12.02
70. Berbuer, J.: Neuartige Servoantriebe mit passiver Verdrängersteuerung. Dissertation, RWTH Aachen. 1998
71. Lodewyks, J.: Differentialzylinder im geschlossenen hydrostatischen Getriebe. O + P. **37**, 394–401 (1993)
72. Lodewyks, J.: Der Differentialzylinder im geschlossenen hydrostatischen Getriebe. Dissertation, RWTH Aachen (1995)

73. Ziegler, R.: Auslegung und Optimierung schneller Servopumpen. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH): (1990)
74. Feuser, A., Dantelgraber, J., Spath, D., Wilken, O.: Servopumpenantriebe für Differentialzylinder. O + P. **39**, 540–544 (1995)
75. Schmidt, S.: Energiesparende Primär- und Sekundärregelung für Pressen. O + P. **47**, 747–750 (1997)
76. Kordak, R.: Energiesparende Schaltungskonzepte im Pressenbau. In: Firmenschrift „Der Hydraulik Trainer“. Bd. 6. 2. Aufl. Bosch Rexroth Service Didactic, Erbach, S. 150–156 (1996)
77. Breckner, M., Obert, Th.: Systemtechnik für Hochdruckumformung. O + P. **41**, 148–153 (1997)
78. Breckner, M., Schunder, J.: Wasser formt: Hydro-Umformung. O + P. **45**, 602–605 (2001)
79. Firmenschrift Schuler, Göppingen: Hydroforming-neuester Stand. (2000). In Form 2.00
80. Firmenschrift Bosch Rexroth, Industrial Hydraulics, Lohr: Wasser formt: Hydro-Umformung. 2000. RD 09348/12.00
81. Werle, Th., Schulze, B., Neugebauer, R., Kunke, E.: Metallschaum und Innenhochdruckumformung – Chancen innovativer Werkstoff- und Leichtbautechnologie. In: „Sächsische Fachtagung Umformtechnik (SFU)“, Fraunhofer-Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik (FhG IWU). Chemnitz, S. 199–215 (1997)
82. O + P-Gespräch: Elektrik oder Hydraulik für Spritzgießmaschinen-Antriebe? O + P. **46**, 70–97 (2002)
83. Firmenschrift Bosch Rexroth, Industrial Hydraulics, Lohr: Drive & Control für Maschinen zur Verarbeitung von Gummi- und Kunststoff. Rd 09913/10.98
84. Jaeger, A., Kübel, A., Schuster, F.: Modulare Antriebstechnik Teil 1 und 2. Kunststoffe. **91**, 46–52 und 111–114 (2001)
85. NN: Der Antrieb der Zukunft. Leise Axialkolbenpumpe spart Energie in Spritzgießmaschinen. O + P. **46**, 668–669 (2002)
86. Firmenschrift Bosch Rexroth, Industrial Hydraulics, Lohr: Druck- und Förderstrom-Regelsystem Typ SYDFEE. Rd 30030/05.02
87. Firmenschrift s. 273: Druck- und Förderstrom-Regelsystem Typ SYDFEC. Rd 30027/05.02
88. Meschia, M., Herold, D.-W., Mertlik, R.: Mit dem Bus in die Zukunft. Kunststoffspritzgießmaschinen mit CAN-Bus. O + P. **42**, 644–645 (1998)
89. Duffner, E.: Die Spritzgießmaschine im Wettstreit der Antriebstechnik., In: Fachtagung „Die Welt des Spritzgießens“. Süddeutsches Kunststoffzentrum (SKZ). Würzburg (2003)
90. Firmenschrift ARBURG, Loßburg: ALLROUNDER „advance“, Baureihe C und S. 524366 DE 01 (2004)
91. Helduser, S.: Abschlussbericht AIF-Forschungsvorhaben „Energienutzungsgrad für Kunststoff-Spritzgießmaschinen“. Institut für Fluidtechnik (IFD), TU Dresden (2002)
92. Helduser, S.: Elektrohydraulische Regelungssysteme mit drehzahlveränderbarem Pumpenantrieb. In: Beitragsmanuskript 3. Deutsch-Polnisches Seminar „Innovation und Fortschritt in der Fluidtechnik“, TU Warschau (Institut für Automatik und Robotik). Zakopane, 46–57 (1999)
93. Gierse, F.-J., Lohe, R., Schaeffer, Th.: Beschreibung von Führungs-Bewegungsaufgaben, Bewegungsskizzen-Tabellen. (VDI-Bericht 1423), S. 1–26. VDI-Verlag, Düsseldorf (1998)
94. Lohe, R., Wann, G., Schaeffer, Th.: Planung und Optimierung ebener Führungs-Bewegungsaufgaben. (VDI-Bericht 1567), S. 53–72. VDI-Verlag, Düsseldorf (2000)
95. Schopen, M.: Auswahl von Handhabungsgeräten nach kinematischen Strukturmerkmalen. VDI-Z. **129**, 52 (1987)
96. Schneider, B., Faskhody, B.: Berücksichtigung mechatronischer Überlegungen in der Entwicklungsstrategie für Maschinen. (VDI-Bericht 1567), S. 97–114. VDI-Verlag, Düsseldorf (2000)

97. Kreuzer, E.J., Lugtenburg, J.-B., Meißner, H.G., Truckenbrodt, A.: Industrieroboter. Springer, Berlin (1994)
98. Schmid, D. Fortschrittliche Robotersteuerungstechnik. Springer, Berlin (1991)
99. Bönker, Th., Kreis, W., Schmidt, G.: Montage- und Handhabungstechnik, Industrieroboter. Fachgebiete in Jahresübersichten. VDI-Z. **142**, 57–62 (2000)
100. Bauer, F., Murrenhoff, H.: Ein flexibler pneumatischer Greifer für industrielle Anwendungen. (VDI-Bericht 1631), S. 141–153. VDI-Verlag, Düsseldorf (2001)
101. Saffe, P.: Elektrohydraulische Antriebe für Handhabungsgeräte. O + P. **28**, 787–793 (1984)
102. Kalender, T.: Der Getriebefluss in mechatronischen Systemen.(VDI-Bericht 1146), S. 1–8. VDI-Verlag, Düsseldorf (1994)
103. Pritschow, G., Wurst, K.-H.: Aufbau von Industrierobotern mit modularen Antriebselementen. Robotersysteme. **2**, 105–109 (1986)
104. Pritschow, G., Wurst, K.-H., Keuper, G.: Elektrohydraulischer Gelenkantrieb für Industrieroboter. O + P. **30**, 359–366 (1986)
105. Angenheister, M., Hoppe, R., Wünsch, D.: Entwicklung und Optimierung einer hydraulisch angetriebenen Kompaktgelenkeinheit. (VDI-Bericht 1592), S. 153–168. VDI-Verlag Düsseldorf (2001)
106. Wanner, M.C.: Hochflexible Handhabungsgeräte. Kernforschungszentrum Karlsruhe: KFK-PFT Bericht 153 (1990)
107. Bindel, R., Mähner, K.: Rechnerunterstützte Dimensionierung des Hydraulikantriebs von Großmanipulatoren mit Knickarmkinematik. O + P. **41**, 417–420 (1997)
108. Benckert, H., Renz, H.-P.: Aufgaben und Lösungen für Betonpumpen. O + P. **46**, 358–366 (2002)
109. Benckert, H.: Mechatronic für die Maststeuerung von Autopumpen. Fachtagung Baumaschinentechnik. Dresden (2003)
110. Firmenschrift s. 301: Ergonic Boom Control EBC. PCI 05 906205. 1-3-13
111. Harms, H.H.: Komponenten und Systeme für mobile Arbeitsmaschinen. 4th International Conference on Fluid Power, Dresden, Bd. 2, S. 29–46 (2004)
112. Forche, J., Harms, H.H.: Antriebsstrangmanagement für Hydraulikbagger. 4th International Conference on Fluid Power, Dresden, Bd., S. 159–169 (2004)
113. Djurovic, M., Helduser, S., Keuper, G.: Neue Lösungen zum elektrohydraulischen Load-Sensing. 4. Int. Fluidt. Kolloquium Dresden, Bd. 2, S. 59–70 (2004)
114. Wojciechowski, T.: Mechatronische Systeme in der Mobilhydraulik und Chancen für die Dezentralisierung. 4th International Conference on Fluid Power, Dresden, Bd. 2, S. 207–215 (2004) (und O + P. 48, 353–355 (2004))
115. Helduser, S.: Elektrisch-hydraulische Systemtechnik. 4th International Conference on Fluid Power, Dresden, Bd. 1, S. 217–242 (2004)
116. Köckemann, A.: Systemlösungen für die Automation elektro-hydraulischer Antriebe. 4th International Conference on Fluid Power, Dresden, Bd. 1, S. 271–282 (2004)
117. Köckemann, A.: Plug & Play-Achsen für dezentrale Architektur. O + P. **48**, 320–321 (2004)
118. Richter, M.: Moderne hydraulische Pressen für die Produktion und Werkzeugprüfung. 4th International Conference on Fluid Power, Dresden, Bd. 1, S. 243–254 (2004)
119. Grünert, J., Kreissl, G., Kursatz, W.: Neue Kranantriebe und Steuerungen. O + P. **48**, 290–295 (2004)
120. Kerle, H.: Parallelroboter in der Handhabungstechnik – Bauformen, Berechnungsverfahren, Einsatzgebiete (VDI-Bericht 1111), S. 207–227. VDI-Verlag, Düsseldorf (1994)
121. Anonym: Sensoren fahren im offenen CAN-Bus. O + P. 48, 356–357 (2004)
122. Firmenschriften TWK-Consult, Düsseldorf: Elektrooptische/elektro-magnetische Winkelcodierer/-sensoren CRN/C bzw. RBx; induktive Wegaufnehmer mit CANopen-Interface IWN. 10636 ED, 11 367 AD, 11253 FD

123. Gausemeier, J., Michels, J.S., Redenius, A.: Modellierung und Planung von Produktentstehungsprozessen (VDI-Bericht 1842), S. 69–83. VDI-Verlag, Düsseldorf (2004)
124. Backé, W., Fees, G., Murrenhoff, H.: Innovative Fluidtechnik-Hochdynamischer Servoantrieb mit elektrorheologischen Flüssigkeiten. O + P. **41**, 441–443 (1997)
125. Fees, G.: Hochdynamischer elektrorheologischer Servoantrieb für hydraulische Anlagen. Dissertation, RWTH Aachen. Shaker Verlag 2003
126. Bonefeld, R., Feuser, A.: Drehzahlregelung von Motoren mit elastischer Last-Ankopplung. O + P. **48**, 450–454 (2004)
127. VDMA-Broschüre: Europäische Richtlinien und Sicherheitsnormen für Maschinen. 9. Aufl. Beuth, Berlin (2003). ISBN-Nr. 3-410-15741-7
128. Moritz, D.: Geräte- und Produktsicherheitsgesetz. C. Heymanns Verlag, Köln (2004)
129. Braunsperger, M., Ehrlenspiel, K.: Qualitätssicherung in Entwicklung und Konstruktion. **45**, 397–405 (1993)
130. Findeisen, D.: Gerätetechnische Verwirklichung von Schwingprüfmaschinen. Zwanglaufantriebe. Fortschr.-Bericht VDI-Z. Reihe 1, Nr. 116. VDI-Verlag, Düsseldorf (1984)
131. Erismann, T.H.: Prüfmaschinen und Prüfanlagen. Springer, Berlin (1991)
132. Eiden, H.: Hydro Control – Servohydraulische Ausrüstung für die Prüftechnik. O + P. **39**, 293–297 (1995)
133. Firmenschriften Bosch Rexroth, Industrial Hydraulics, Lohr: Prüf- und Simulationstechnik. RD 57032/04.95, RD 57086/03.99 und Hydro Control-Ausrüstung für die Prüftechnik. RD 57010/02.98
134. Firmenschriften s. 326: Hydro Control-Elektronik HCE-2X zur Reglung hydraulischer Antriebe in der Prüftechnik. RD 09400-P/08.01, RD 09400-01-P/10.01
135. Firmenschrift Instron, Darmstadt: Fast Track 8800 – Servohydraulische Prüfmaschinen. WB 1093 G
136. Firmenschrift Instron, Structural Testing Systems, Darmstadt: Torsions-Prüfsystem PD-F. POD: Ist 0028 AG
137. Findeisen, D.; Federn, K.: Konstruktive Lösungsvarianten von Schwingantrieben; Anwendungsbeispiel Schwingprüfmaschine. Teil II: Schwingprüfmaschinen mit hydraulischer und elektrischer Prüfkrafterzeugung. Konstruktion. **30**, 53–65 (1978)
138. Riedel, G., Raabe, U.: Energiesparende Antriebskonzepte für hydrostatische Impulsdruck-Prüfstände. O + P. **43**, 400–404 (1999)
139. Lohrenz, H.-J.: Hydraulische Pulser. O + P. **43**, 396–399 (1999)
140. Zaun, M.: Elektrorheologische Ventile für Zylinderantriebe. O + P. **48**, 445–449 (2004)
141. Adenstedt, R.: Neue elektro-rheologische Ventile zur Steuerung von Hydraulikzylindern. 30. Tagung DVM, Arbeitskreis Betriebsfestigkeit, S. 20–28. Stuttgart-Vaihingen (2003)
142. Firmenschriften Fludicon, Darmstadt: Rhe Act. The high performance actuator und Rhe Con. Adaptive Field Control for electrorheological Systems. DIV II CE
143. Kordak, R.: Anwendungsbeispiele sekundär geregelter Antriebe in der Prüf- und Simulationstechnik. In: Firmenschrift „Der Hydraulik Trainer“, Bd. 6. 2. Aufl. Bosch Rexroth Service didactic, Erbach, S. 115–141 (1996)
144. Findeisen, D.: Prüf- und Simulationstechnik für Fahrzeugkomponenten bis zum Ganzfahrzeug. 10. Fachtagung, Hydraulik und Pneumatik. Dresden, Workshop 2, S. 81–88 (1995)
145. Firmenschrift Schenck Pegasus, Darmstadt: Hydraulische Antriebe- und Belastungseinrichtung HSE für Motorenprüfstände
146. Firmenschrift s. 334: Elektrische Antriebe- und Belastungseinrichtung Dynas 3 für Motorenprüfstände. Technische Spezifikation. Version 2.1., 1.7.2004
147. Kretz, D.: Satellitenprüfstand HYDRA. Firmenschriften: Rexroth Information Quaterly (RIQ). **1**, 5–8 (1996). (2/1997, S. 29–32)

148. Kretz, D.: Design and performance characteristics and control and safety system of the hydraulic shaker at ESTEC. Proceed. 2nd. Int. Symp. Environmental Testing for Space Programs. ESA WPP-066, Oct. 1993, S. 99–104
149. Käding, W. et al.: Untersuchung des Einflusses von Reifen- und Fahrzeugparametern bei kleinen Querbeschleunigungen am Daimler-Benz-Fahrsimulator. (VDI-Bericht 1088), S. 281–298. VDI-Verlag, Düsseldorf (1993)
150. Firmenschrift Daimler Chrysler, Forschung und Technik, Stuttgart: Das Lab I Anthropotechnik. M. Kretschmer 0799
151. Matzewitzki, H., Mühlenbruch, A.: Der Daimler-Benz Fahrsimulator. Ein Instrument zur Fahrzeugentwicklung. Firmenschrift: Rexroth Information Quaterly (RIQ). 1, 3–7 (1995)
152. O + P-Gespräch: Hydraulik im Pkw, no problem? O + P. **44**, 492–504 (2000)
153. Braes, H.H., Seiffert, U.: Handbuch der Kraftfahrzeugtechnik. 3. Aufl. Braunschweig, Vieweg (2003)
154. Seiffert, U.: Quantensprung für die Fahrzeugsicherheit. 100 Jahre VDI-FT. Sonderausgabe ATZ. **106**, 48–51 (2004)
155. Firmenschrift Bosch, Kraftfahrzeugtechnik, Stuttgart: Konventionelle und elektronische Bremssysteme. Gelbe Reihe. Ausgabe 2002. AA/PDT-03.02-De
156. Müller, S.: Zukünftige verbrauchsarme Servolenkungen. ATZ. **106**, 310–318 (2004)
157. Kleist, A.: Moderne Lenksysteme im PKW. O + P. **46**, 565–568 (2002)
158. Causemann, P.: Kraftfahrzeugstoßdämpfer. Die Bibliothek der Technik Bd. 185. 2. Aufl. Verlag Moderne Industrie, Landsberg (2001)
159. Firmenschrift ZF Sachs, Schweinfurt: Systemdarstellung mit CDC-Dämpfer, Aufbaubesleunigungssensor, Radbeschleunigungssensor, CDC Ventil, Steuergerät (ECU)
160. Rosenfeldt, H., Rückert, A.: Neue Produkte auf ERF-Technologiebasis. In: Bericht Congress Intelligente Leichtbau Systeme. Marburg, S. 104 (2002)
161. Firmenschrift Fludicon, Darmstadt: Rhe Damp. The vibration damper with direct electrical control. DIV II CE
162. Firmenschrift Hägglunds Drives, Haan: Hägglunds in der gummiverarbeitenden Industrie. GE 503-1H
163. Findeisen, D.: Elektrohydraulik – ein eigenständiger Zweig der Antriebstechnik. VDI-Z. **137**, 61–67 (1995)
164. Schäfer, K.D.: Stetighydraulik. Grundlagen Ventiltechnik, Regelkreise. Verlag Moderne Industrie, Landsberg (2001). (Die Bibliothek der Technik; Bd. 215)
165. Produktionssicherheitsgesetz – ProdSG vom Dez. 2011, Homepage des Bundesministerium für Arbeit und Soziales. www.bmas.de. Zugegriffen 22. Jan 2014
166. Hartmann, B.: Verlustarme hydrostatische Einzelradantriebe für Arbeitsmaschinen im Off-Road Einsatz. O + P. **46**, 44–45 (2002)
167. Köhmäscher, T., Decken, M. et al.: Antriebsstrangkonzepete mobiler Arbeitsmaschinen. O + O. **49**, 1154–1157 (2005)
168. Rinck, S.: Hydraulische Antriebssysteme für Radlader großer Leistung. O + P. **39**, 158–167 (1995)
169. Jarchow, F.: Stufenlos wirkende hydrostatisch-mechanische Lastschaltgetriebe (VDI-Bericht 878), S. 169–188. VDI-Verlag, Düsseldorf (1991)
170. Pohlentz, J., Gruhle, W.-D.: Stufenloses hydrostatisch-mechanisch leistungsverzweigtes Getriebe. O + P. **46**, 154–158 (2002)
171. van Bracht, D., Fillon, Ph., Hacker, U., et al.: Neue Power-Management-Konzepete in Verbindung mit LUDV-Technologie und Closed-Center-Lenkaggregaten in Baggerladern. In: Firmenschrift Bosch Rexroth, Brueninghaus Hydromatik, Elchingen: Mobile, S. 83–91 (2000)
172. Backé, W.: Entwicklung der Hydraulik für mobile Anwendungen. O + P. **41**, 214–227 (1997)
173. Firmenschrift Linde, Material Handling, Aschaffenburg: LS-Ventile Bauart VW

174. Anonym: Ventile und Systeme für Mobilgeräte. O + P. **46**, 278–280 (2002)
175. Müller, U.: Bussysteme in der Fluidtechnik. O + P. **44**, 360–367 (2000)
176. Scholz, B., Wollschläger, M.: Sensor-/Aktorbus für fluidische Antriebe. O + P. **44**, 115–121 (2000)
177. Latour, Ch.: LS-Ventile nach dem Baukastenprinzip. In: Firmenschrift Bosch Rexroth, Brueninghaus Hydromatik, Elchingen: Mobile 2000, S. 23–29
178. Firmenschrift Bosch Rexroth, Mobile Hydraulics, Lohr: Hochdruck Load-Sensing Steuerblock in Scheibenbauweise Typ M 4-12; M 4-15 RD 64 278/03.01.; RD 64282/07.01
179. Keuper, G.: EHSe-elektrohydraulische Betätigung für Mobilwegeventile mit CAN-Bus-Ankopplung für Traktoren und landtechnische Arbeitsmaschinen. (VDI-Ber. 1356), S. 251–256. VDI-Verlag, Düsseldorf (1997)
180. Firmenschrift Bosch Rexroth, Mobile Hydraulics, Lohr: Elektrohydraulisch gesteuerte Wegeventile SB 12 LS-EHS und SB23LS-EHS
181. Unger, E., Witte, H., Poppy, W.: CANopen in mobilen Arbeitsmaschinen. O + P. **45**, 144–147 (2001)
182. Firmenschrift Orenstein & Koppel, Berlin: Mobil-Hydraulikbagger. Technische Daten. MH 5 compact
183. Holländer, C.: Baggern als Wissenschaft. Intelligente Hydrauliksysteme machen Bagger weitaus leistungsfähiger. Fluid 30, 10–14 (1996)
184. Holländer, C.: Belastungen und Leistungsfähigkeit von Baggerhydrauliksystemen. O + P. **41**, 603–609 (1997)
185. Anonym: LUDV-Steuerungstechnik für mobile Arbeitsmaschinen. O + P. **45**, 148–154 (2001)
186. Herfs, W., Fertig, G., Funk, H., et al.: Moderne Hydrauliksysteme für Mobil- und Raupenbagger. In: Firmenschrift Bosch Rexroth, Brueninghaus Hydromatik, Elchingen: Mobile 2000, S. 37–57
187. Firmenschrift CNH Baumaschinen (Case New Holland), Berlin: Mobilbagger MH 5.6
188. Eberle, C., Fölster, N., Ligocki, A., Seegler, J.: Tendenzen der Hydraulik in Baumaschinen-Neuigkeiten von der Bauma'98. O + P. **42**, 430–440 (1998)
189. Böning, I., Forche, J., Jessen, S., Wiegandt, M.: Tendenzen der Hydraulik in Baumaschinen-Neuigkeiten von der Bauma 2001. O + P. **45**, 404–410 (2001)
190. Firmenschrift Orenstein & Koppel, Berlin: Radlader. Technische Daten. L 10.5.E 573.2/2-0301 und L 25.5 E 574.1/2-1000
191. Firmenschrift CNH Baumaschinen (Case New Holland), Berlin: Radlader W 130
192. Leidinger, G.: Hydrotransmatic – ein neuartiger stufenloser, lastschaltfreier hydrostatischer Fahrtrieb. O + P. **36**, 222–232 (1992)
193. Latour, Ch., Beck, J.: Fahrtrieb und Arbeitshydraulik für einen Radlader. O + P. **44**, 310–317 (2000)
194. Geerling, G., Kliffken, M.: Neue Entwicklungen und Trends in der Mobilhydraulik. O + P. **42**, 478–483 (2003)
195. Firmenschrift Liebherr, Ehingen: Produktnutzen Mobilkran LTM 1225
196. Becker, R.: Das große Buch der Fahrzeugkrane. Bd. 1: Handbuch der Fahrzeugkrantechnik. KM-Verlag, Riedstadt (1999)
197. O + P-Gespräch: Traktoren und Landmaschinen – ein wichtiger Bereich der Mobilhydraulik. O + P. **45**, 70–85 (2001)
198. Fedde, Th., Heppner, J., Lang, Th.: Hydraulik in Landmaschinen. Agritechnica 2003. O + P. **48**, 29–37 (2004)
199. Firmenschriften John Deere, Mannheim: Erfolg durch Kompetenz. 6000er Serie – Das innovativste Traktorenkonzept und Serien 6020, 4 Zyl. 59... 88 kW; 6 Zyl. 110... 160 kW

200. Stroppel, A.: Hans Marschall – ein Pionier des deutschen Traktorenbaus. *Landtechnik*. **5**, 285–292 (1998)
201. Dziuba, P.F., Honzek, R.: Neues stufenloses leistungsverzweigtes Traktorgetriebe. *Agrartech Forsch.* **3**, 19–27 (1997)
202. Firmenschriften AGCO Fendt, Marktobendorf: Favorit 700, 800, 900 Vario und Farmer 400 Vario
203. Funk, H., Leuferink, H., Ruf, J.: Traktorhydraulik voll im Trend. *O + P* **45**, 86-01 (2001); und in: Firmenschrift Bosch Rexroth, Brueninghaus Hydromatik, Elchingen: Mobile 2000, S. 147–156
204. Brunotte, D., Fölster, N., Jessen, S., Wiegandt, M.: Fluidtechnik in Traktoren und Landmaschinen. *O + P* **44**, 24–32 (2000)
205. Hesse, H.: 25 Jahre elektronische Hubwerksregelung EHR für Traktoren. *O + P* **49**, 395–401 (2005)
206. Murrenhoff, H., Wallentowitz, H.: Umdruck zur Vorlesung Fluidtechnik für mobile Anwendungen. 2. Aufl. Aachen: Inst. f. fluidtechn. Antriebe und Steuerungen (IFAS)/Inst. f. Kraftfahrwesen (IKA) der RWTH Aachen 2003
207. Bauknecht, G., Bock, C., Gierer, G.: Das neue Fünfgangautomatikgetriebe für die überarbeiteten BMW-Achtzylinderomotoren. *ATZ*. **98**, 462–468 (1996)
208. Rösch, R., Kürschner, M., Zaiser, W.: Das automatische Getriebe W5A 330/580 für Personenvanwagen von Mercedes Benz-Aufbau und Betriebsverhalten des mechanischen Getriebeteils. *ATZ*. **97**, 386–392 (1995)
209. Scherer, H.: Das automatische Getriebe ZF 6 HP 26 – Getriebesystem, konstruktiver Aufbau und mechanische Bauteile. (VDI-Bericht 1610), S. 94–116. VDI-Verlag, Düsseldorf (2001)
210. Jarchow, F.: Leistungsverzweigte Getriebe. *VDI-Z.* **106**, 196–205 (1964)
211. Molly, H.: Hydrostatische Fahrzeugantriebe – Ihr Schaltung und konstruktive Gestaltung. *HTZ*. **68**, 103–110 und 339–344 (1966)
212. Heyel, W.: Möglichkeiten der Leistungsverzweigung in hydrostatischen Getrieben. In: Firmenschrift Linde, Aschaffenburg: Berichte aus Technik und Wissenschaft **44**, S. 16–34 (1970)
213. Müller, H.W.: Hydrostatische Umlaufgetriebe. *O + P* **14**, 513–516 (1970)
214. Jarchow, F., Benthake, H.: Hydrostatische Koppelgetriebe. (VDI-Bericht 228), S. 69–79. VDI-Verlag, Düsseldorf (1975)
215. Blumenthal, U.: Beurteilungskenngrößen für stufenlos wirkende hydrostatisch-mechanische Lastschaltgetriebe in Personenkraftwagen. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum (1989)
216. Lüning, V.: Simuliertes und wirkliches Verhalten von hydrostatisch-mechanischen Lastschaltgetriebe und konventionellen Getrieben in Personenkraftwagen.
217. Jarchow, F.: Fünfwellige Planetenzahnradgetriebe für stufenlose hydrostatische Getriebe mit Lastschaltgängen – SHL-Getriebe. (VDI-Bericht 1592), S. 35–55. VDI-Verlag, Düsseldorf (2001)
218. Tenberge, P.: Stufenloses Automatikgetriebe „H-Automat“. (VDI-Bericht 1592), S. 1–34. VDI-Verlag, Düsseldorf (2001)
219. Friedrichsen, W., v. Hamme, Th.: Hydrauliksysteme für Mobilmaschinen. *O + P* **30**, 833–834 (1986)
220. Harms, H.-H.: Entwicklungstendenzen in der Mobilhydraulik. *O + P* **38**, 172–182 (1994)
221. Rinck, S.: Moderne hydrostatische Antriebssysteme mit Mikroprozessorsteuerung für mobile Arbeitsmaschinen. *O + P* **43**, 154–163 (1999)
222. Feuser, A.: Elektrohydraulische Antriebstechnik in stationären und mobilen Arbeitsmaschinen. *O + P* **44**, 612–623 (2000)
223. O + P-Gespräch: Entwicklungstendenzen bei Baumaschinen. *O + P* **48**, 76–93 (2004)

224. Esders, H.: Elektrohydraulisches Load-Sensing für die Mobilhydraulik. O + P. **38**, 473–480 (1994)
225. Völker, B.: Verlustarme Leistungsentnahme aus einem Hydrauliknetz. O + P. **40**, 783–787 (1996)
226. Modler, K.-H.: Bewegungstechnische Lösungen für Bau- und Fördermaschinen. (VDI-Ber. 958), S. 247–258. VDI-Verlag, Düsseldorf (1992)
227. Chiang, M.-H.: Adaptive Achsregelung für den Hydraulikbagger. O + P. **42**, 442–448 (1998)
228. Brüser, Ch., Forche, J., Krollmann, J., Schumacher, A.: Tendenzen der Hydraulik in Baumaschinen. O + P. **48**, 418–427 (2004)
229. Findeisen, D.: Maschinen-Antriebssysteme für Schwingfestigkeits-Prüfungen. In: Werkstoffermüdung und Bauteilfestigkeit. Vorträge des DVM-Kolloquiums, S. 253–281. TU Berlin (1980)
230. Statter, R.: Hohlwellenausführung erweitert den Einsatzbereich spielarmer Getriebe, Antriebstechnik **34**, 32–34 (1995)

Sachverzeichnis

- (1/7)-Potenzgesetz der
 Geschwindigkeitsverteilung 38
- 2-Wege-Einbauventil 491
- 2-Wege-Stromregelventil 500, 503
- 4-Wege-Proportionalventilelement mit
 LS-Steuerung 597
- β -Mittelwert, zeitbezogener 396

- A**
- Abbaubarkeit, biologische 98, 99
- Abflussstromregelung 502, 505
- Abreibkupplung 648
- ABS 688, 954
- Abscheideleistung 688, 690
- Abschlusskörper 477
- Abschlussstück 477
- Absorption 84, 229
- Abtrieb 195, 259, 330, 362, 376
- Abtriebsmoment 335, 360
 an der Motorwelle 360
- ACC 980
- Achsantrieb 254, 317
- Achse
 - elektrohydraulische 972
 - intelligente 421
 - komplette hydraulische 418
- Achsrechner, lokaler 550, 934, 973
- Achsregelung 550
- Achssteuerung, digitale 550, 925, 935
- Adaptive Geschwindigkeitsregelung (ACC) 980
- Additiv 84, 91, 99–102
- Additivpaket 91
- Aeration 91, 121
- Ähnlichkeitsgesetz der Fluidmechanik 39, 58
- Aktor 721
 - elektrohydraulischer 548, 566, 723, 800,
 920, 933, 938
 - elektromechanischer 727
 - elektorrheologischer 726
 - Fluidenergie 726
 - geregelter 724
 - gesteuerter 724
 - intelligenter 725, 734
 - magnetostriktiver 519
 - nach Prinzip Widerstandssteuerung 519, 575
 - neuer 725
 - Piezo 223, 726
 - thermomechanischer 728
- Aktorprinzip 726
 - elektorrheologisches 920
 - hydraulisches 921–933
- Alterungsbeständigkeit 105
- Anbaugerät 909, 964
- Anbauteilezylinder 411
- Anlage, hydraulische 13, 42
- Anlagenwirkungsgrad 235
- Anlaufphase 355, 385
- Anlaufverhalten 268
 - Motoren 269
- Anlaufvorgang 276
- Anlaufwinkelbeschleunigung 280
- Anlaufzeit des Antriebs 277
- Ansaughöhe 126, 193
- Ansaugverlust 123, 246
- Anschluss, gesteuerter 463
- Anschlussplatte Ventil 472, 479, 586
- Ansteuerelektronik der Stetigventile 723
- Antiblockiersystem ABS 980
- Antrieb 144, 251
 - der Schließeinheit 842

- der Spritzeinheit 845
 - drehzahlveränderbarer 149, 254, 259, 290, 915
 - elektrohydraulischer 423, 719, 735, 810
 - geregelter servohydraulischer 973
 - gesteuerter 1, 739, 947
 - gesteuerter hydraulischer 949
 - gesteuerter hydrostatischer 920
 - hydraulischer 885, 913
 - hydrostatischer 1, 116, 259, 260, 284, 357, 387
 - mit Motorregelung 311, 936
 - mobiler hydraulischer 964
 - pumpengesteuerter 209
 - rotatorischer 936
 - sekundär geregelter 293, 312
 - stationärer hydraulischer 739
 - ventilgesteuerter 209, 719, 737
 - Antriebsaggregat 126
 - Antriebsdrehzahl 131
 - Antriebseinheit 116
 - Antriebskonzept, verlustarmes 293, 936
 - Antriebsleistung 746, 754
 - Antriebslösung 1
 - dezentrale 798
 - Antriebsmaschine 116
 - Antriebsmodul, hybrides 833
 - Antriebsmoment 133
 - Antriebsregelung 293, 561
 - Antriebs-Schlupf-Regelung ASR 943, 980
 - Antriebsstrangmanagement 948
 - Antriebssystem 719, 885
 - mechatronisches 418
 - Anzugskraft des Zylinders 382
 - Anzugsmoment 268, 276
 - Arbeitsantrieb 321, 681, 947
 - hydrostatischer 317
 - Arbeitsaustausch, Speicher 663
 - Arbeitsdruck 59, 83
 - Arbeitsfilter 697
 - Arbeitsfrequenzbereich 554
 - Arbeitshydraulik 736, 955, 960
 - Arbeitsmaschine
 - mobile 318, 755
 - straßenzulässige 945
 - Armaturn 635
 - Arten der Integration 318
 - A-Schalleistungspegel 155
 - ASR 656
 - Aufbauventil 471–473, 485
 - Aufbereitungstechnik 914
 - Aufsteckantrieb 914–916
 - Ausführungsgrundlage hydraulischer Anlagen 410
 - Ausgangsdruck 126, 144, 214
 - Auslegung, wärmetechnische, des Ölkühlers 618
 - Auslegungsdruck 59, 508
 - Außenschicht 640–643
 - Außenzahnradpumpe 162
 - Auswahl des Ölkühlers 712
 - Autobetonpumpe 974
 - Automatgetriebe 978
 - Automatische Volumenstrom-Reduzierung (AVR) 953
 - Axialkolbenmaschine 184
 - Axialkolbenmotor
 - Schrägsachsenbauart 305
 - Schrägscheibenbauart 305
 - Taumelscheibenbauart 305
 - Axialkolbenpumpe
 - in Schrägscheibenbauart 183
 - in Taumelscheibenbauart 183
 - Axialkolbensystem 159, 183
- B**
- Bagger 956
 - Basisflüssigkeit 91, 99, 984
 - Bauart der Hydrospeicher 651
 - Bauweise, aufgelöste 318, 942
 - Behälter-Anbaufilter 702
 - Behälterausstattung 111, 234
 - Behältervolumen
 - nach dem Förderstrom 234
 - nach Wärmeaustausch 241
 - Behälterwanne 244
 - Belüftungsfiler 700–703
 - Berechnungsdruck 59, 149, 377
 - Bernouillische Gleichung 29
 - für instationäre Strömung 33
 - für stationäre Strömung 31
 - Berührungsdichtung
 - an gleitenden Flächen 432
 - an ruhenden Flächen 431
 - elastische 430
 - Beschleunigung
 - des Zylinderantriebs 388

- in der Anlaufphase 358
- Beschleunigungsdruck 33
- Beschleunigungskraft 387
 - des Zylinders 399
- Beschleunigungsmoment 276–278
- Beschleunigungsvermögen 921
- Beschreibungsfunktion 554, 573
- Betätigung
 - direktwirkende 464
 - indirektwirkende 464
- Betätigungsart 464
- Betätigungseinrichtung für Ventile 461, 465, 468
- Betätigungselement an Ventilen 468
- Betätigungskraft am Wege-Schieberventil 479
- Betriebsdruck
 - am Pumpenausgang 147
 - auf der Ausgangsseite 75, 126, 152
 - auf der Eingangsseite 75, 118, 381
 - des Hydrosystems 661, 662
- Betriebsdruckdifferenz, nutzbare (Speicher) 127
- Betriebsdruckverhältnis Speicher 662
- Betriebssicherheit der Hydroanlage 99
- Betriebsüberdruck
 - maximaler, des Hydrosystems 661
 - zulässiger 621
 - des Hydrospeichers 662
- Betriebsviskosität 98, 104
- Bewegungsachse 920, 971
- Bewegungsaufgabe 8, 157, 335, 957
- Bewegungsphase 353, 377
- Bewegungssteuerung 739, 954, 973
- Bewegungssystem 940, 970
- Bewegungszylinder 399, 402
- Bezugstemperatur 77, 131
- Biofluid 97
- Blasenspeicher 651
- Blasiussches Widerstandsgesetz 44, 46
- Blende 72
- Blockbauweise 600
- Bode-Diagramm 554, 573
- Bördelverschraubung 627
- Bremse, elektrohydraulische 982
- Bremsen, hydrostatisches 944
- Bremsphase 355, 385
 - mit Endlagendämpfung 359
- Bypass-Stromregelung 505
- Bypass-Ventil Filter 698

C

- CAN-Bus-System 955
- CANopen 549, 803
- CC (Closed-Center-Kreislauf) 950, 960
- CCLS 950
- CFD-Simulation 56
- Closed-Center-Kreislauf 950, 960
- Closed-Center-Load-Sensing-Kreislauf (CCLS) 950
- Condition Monitoring (CM) 855, 909
- Continuously Variable Transmission (CVT) 3, 9
- Co-Simulation 823
- CVT-Getriebe 914, 978

D

- Dämpfer, elektrorheologischer 984
- Dämpfungsdruck 359, 390
- Datenbus-Schnittstelle 966
- Dauerdrehmoment 289
- Dicht- und Führungsspiel von Hydrogeräten 62
- Dichte 77
 - von Druckflüssigkeiten 77
- Dichtfläche 434
- Dichtungswerkstoff 106
- Differenzialsperre 943
- Differenzialzylinder 405–414
- Direktantrieb
 - linearer 921
 - rotatorischer 916
- Dispersion 86–88
- Doppelmotorantrieb 916
- Drehdurchführung 634
- Drehflügelschwenkmotor 362
- Dreh-Hub-Zylinder 374
 - Bauarten 374
- Drehkolbenmaschine 361
- Drehmomenterzeugung 305, 329
- Drehmomentregelung 311
- Drehsteife des Motors, hydraulische 281
- Drehverschraubung 633
- Drehwerkantrieb 321, 322
- Drehwinkelerzeuger, hydraulischer 360
- Drehzahl, stationäre 278, 285
- Drehzahländerung, stufenlose 327
- Drehzahlregelung 311–316, 919
- Dreipunktkraftheber 968
- Drossel 72
- Drosselrückschlagventil 500

- Drosselscheibe 73
 - Drosselsteuerung 497, 507
 - Drosselventil 499, 584
 - Druck
 - geodätischer 31
 - hydrostatischer 14
 - kinetischer 31
 - statischer 31
 - Druck-(Signal-)Kennlinie 569, 580
 - Druckabfall 134, 390
 - Druckabschneidung 948
 - Druckbegrenzungsventil 508
 - Druckbehälter 246, 651
 - Druckdifferenz 17, 64
 - atmosphärische 17
 - der Pumpe 127
 - des Zylinders 377
 - Druckfiltration 699
 - Druckflüssigkeit 13
 - schwerentflammbar (HF) 13, 92, 95
 - umweltverträgliche (HE) 13, 97
 - Druckflüssigkeitsnetz 679
 - Speicherantrieb 679
 - Druckflüssigkeitsüberwachung 109, 111
 - Druckflüssigkeits-Verbrauchsdiagramm 679
 - Druckflüssigkeitsversorgung, zentrale 678
 - Druck-Förderstrom-Regelung 950
 - Druckleitung 229, 618
 - Druckmittel 13
 - Druckmittelgetriebe 2
 - Druckmittelglied 2
 - Flüssigkeit in Rohrleitung 3
 - Druckpulsation 168, 186, 201
 - Druckreduzierventil 495
 - Druckregelung 208, 561
 - Druck-Stromregelung, ablösende 551, 922
 - Druck-Übertragungsfaktor 524, 552
 - Druckventil 491, 578
 - Druckverlust
 - in geraden Rohrleitungen 43
 - in Leitungsverbindungen 54
 - in Rohrkrümmern 49
 - in Ventilen 54
 - rohrlängenbezogener 56
 - Druckverlustzahl 49–54, 484
 - Druckwaage 502, 546
 - Durchflussgesetz
 - bei Innenströmung 62
 - der Blende 74
 - der Laminar-Drossel 73
 - des Servoventils 571
 - Durchflussmessung 74
 - Durchflussverteilung, lastdruckunabhängige (LUDV) 951
 - Durchflusszahl 74–76
 - Durchmesser, hydraulischer 838
 - Düsen-Prallplatte-System 821
- E**
- Echtzeit-Informationsverarbeitung 799
 - Eckfrequenz 555
 - EHL 922
 - EHR 956
 - Eigenfrequenz
 - des Hydrospeichers 675
 - des Zylinders 393
 - einer Flüssigkeitssäule 28
 - Eigenkreisfrequenz
 - des hydrostatischen Antriebs 285
 - des Motors 283
 - Eigenschaft
 - bauartkennzeichnende der Axialkolbenmaschine 294
 - rheologische 71
 - Einbau von Schlauchleitungen 635,
 - Einbausatz 488
 - Einbauteil 49, 75, 651
 - Einbauventil 391, 408–411, 487
 - Einbauventiltechnik in Blockbauweise 605
 - Eingangsdruck 119–126, 134, 265
 - Eingangsseite 118
 - Eingangsstufe, elektrische 517
 - Einkreishydraulik 678
 - Einlage 638
 - Einsatz von Biofluiden 97
 - Einschraubverschraubung 586
 - Einstelldrossel 498–501
 - Einteilung der Ventile 462
 - Einzeldruckwaage
 - nachgeschaltete 951
 - vorgeschalte 950
 - Einzelhydraulik 678
 - Einzelradantrieb 319, 349, 943
 - Einzelsteuerung 942
 - Elektrohydraulische Bremse (SBC) 982
 - Elektrohydraulische Hubwerksregelung (EHR) 969

- Elektrohydraulische Linearachse (EHL)
 - 421, 931
- Elektrohydraulisches Loadensing (ELS) 956
- Elektro-Hydropumpe 247
- Elektromotor 227, 233
- Elementpaarung
 - Gleitring/Segmentgleitschuh 205
 - Kolben/Zylinder 186, 196, 203
 - Kugel/Kugelpfanne 196
 - Schrägscheibe/ebener Gleitschuh 188
 - Zylindertrommel/Steuerspiegel 189
- ELS 966, 974
- Emissionskennwert
 - für Hydropumpen 219
 - technischer Schallquellen (ETS) 219
- Endlagendämpfung 359
- Energie, spezifische 32
- Energiedichte 31, 117–124
- Energiehöhe 32, 121
- Energiekapazität Speicher 651
- Energiequelle 6, 8
- Energierückgewinnung 169, 928
- Energiespeicherung 649
- Energiesteller 936
- Energieträger 13, 663
- Entsorgungstechnik 914
- Entwicklungsmethodik, mechatronische 730
- Erdbaumaschine 644
- Erntemaschine, selbstfahrende 964
- ETS 219
- Evolutionsstrategie 876

- F**
- Fahrtrieb 317, 326, 941
 - hydrostatischer 941
 - in aufgelöster Bauweise 259, 318
 - mit Kompaktachse 318
- Fahrtrieb, automotiver 942
- Fahrdynamik 979
- Fahrerassistenzsystem 980
- Fahrhydraulik 947
- Fahrsimulator 939
- Fahrzeuggetriebe 978
 - stufenloses 978
- Fahrzeughydraulik 954, 960
- Fahrzeugkran 960
- Fahrzeug-Management-System 954
- Federsteife des Zylinders, hydraulische 393
- Feinsteuerbereich 547, 596
- Feldbus, lokaler 258
- Feldbus-Schnittstelle, integrierte 549
- Feldbussystem 195, 966
- Fernbedienung Mehrwegeventile 594
- Fernbetätigung, elektrohydraulische 596
- Ferngetriebe 317, 942
- Feststoffverschmutzung 108, 684
- Filterart 697
- Filterbauform 702
- Filterelement 690
- Filterfeinheit 690
 - zugeordnete 691
- Filterkenngröße 690
- Filterkonzept 696
- Filterleistungsdaten 692, 695
- Filterleistungstest 692, 694
- Filtermaterial 694–697
- Filterüberwachung 702
- Fläche
 - gleitende 424, 432
 - ruhende 65, 430, 431
- Flächenverhältnis 377, 405
- Flammpunkt 103
- Flanschverbindung 409, 430
- Flügelzellenmotor 301
- Flügelzellenpumpe
 - doppelhubig 301
 - einhubig 175, 177
- Fluid 871
- Fluidmechanik 14, 54, 484
- Fluidtechnik 2, 31, 181
- Flüssigkeit 686
 - höherviskose 83
 - ideale 29
 - reale 35
 - reinviskose 80
 - sehr zähe 37, 45, 47
- Flüssigkeit in Rohrleitung 3
- Flüssigkeitsaufbereitung 383, 706
- Flüssigkeitsaufbewahrung 8
- Flüssigkeitsbehälter als Wärmeaustauscher 243
- Flüssigkeitsmasse 34, 78
- Flüssigkeitsreinhaltung 109, 696
- Flüssigkeitssäule 20
- Flüssigkeitsschalldämpfer 229
- Flüssigkeitsschallübertragung 227
- Folgeventil 495
- Förderdruck 127

Förderstrom 131, 210
 effektiver 133
 theoretischer 131
 Förderstrom-Druck-Regelung 177, 208
 Fördervolumen
 geometrisches 128
 theoretisches 128
 Formstück 49, 76
 Freilauf 320, 348
 Freilaufbetrieb 349
 Frequenz
 charakteristische 554
 phasenkritische 555
 Frequenzkennlinie 554, 573
 Fronthubwerk 965
 Fühlerventil 485
 Führungsgetriebe 970
 Funktionsblock-Bauweise 601
 Funktionsprüfstand 932, 936
 Fuzzy-Regelung 875, 876

G

Gas in Öl 109
 Gelenk, aktives 941
 Gelenkachse 367, 970
 Gerätefunktionalität, erweiterte 549
 Geräuschemission 216
 Geräuschemission-Kenngröße 216
 Gerotor-Motorprinzip 298
 Gesamtdämpfung
 des Zylinderantriebs 396
 hydrostatischer Antriebe 286
 Gesamtdämpfungsgrad 288
 Gesamtdruck 118
 Gesamtdruckverlust, relativer 61
 Gesamtkapazität, hydraulische 284, 289
 Gesamtverlustleistung 236
 Gesamtwirkungsgrad 139–147
 Geschwindigkeitsgefälle 72
 Geschwindigkeitsregelung 849, 926
 adaptive (ACC) 980, 982
 Geschwindigkeitssteuerung 497–509
 Geschwindigkeitsverteilung 35–38
 Gesetz
 der Hydrodynamik 29, 35
 der Hydrostatik 14
 von Hagen-Poiseuille 43, 73
 von Pascal 14

von Stokes 85
 Getriebe
 elektrohydrostatisches 928
 hydrodynamisches 201
 hydrostatisches 2, 735, 752
 leistungsverzweigtes 914, 965
 mit aufgeprägtem Volumenstrom 752
 Getriebekennwert, verallgemeinerter 8
 Getriebesystematik 2
 Giftwirkung auf Flora und Fauna 98
 Gleichlaufzylinder 405
 Gleitfläche 205, 634
 Gleitring 205, 410
 Gleitschuh, ebener 188, 310
 Grenzdrehzahl 122, 292
 Grenzlastregelung 944, 948
 Grenzschrift, laminare 37, 45
 Grenzwert der Strömungsgeschwindigkeit 36
 Größe, kinematische 388
 Großmanipulator 973–976
 Großrüttelanlage, hydraulische 125, 938
 Großwinkelmaschine 195, 308
 Großwinkel-Verstellmotor 325, 964
 Grundelement 485–589
 Grundgleichungen
 hydrostatischer Getriebe 753
 hydrostatischer Maschinen 132, 261
 Grundöl 91, 94
 Grundprinzip, Verdrängersteuerung 752, 928
 Grundstruktur
 mechatronischer Systeme 730
 von Aktoren 726
 Grundvariante des Modellsystems
 hydrostatischer Antrieb 287, 398
 Gruppenhydraulik 678

H

Hallraumverfahren 216
 Handhabungseinrichtung 970
 Hardware-in-the-Loop (HIL) 816, 828, 850
 H-Automatgetriebe 979
 HF 95
 Hierarchisierung 971
 HIL 816, 828, 850
 Hilfsenergie, hydraulische 723
 Hochdruckfilter 696, 705
 Hochdruckschlauch 641
 Hochdruckumformung 96, 929
 Hochfrequenz-Schwingprüfmaschine 935

- Hochmomentmotor, langsam laufender
 259, 348
 Hochmoment-Radmotor 326
 Höchstdruckschlauch 641
 Höhenverkettung 587
 Hub 374
 Huberzeuger, hydraulischer 376, 403
 Hubkolbenmaschine 200
 Hubwerksregelung, elektrohydraulische
 (EHR) 968
 Hüllflächenverfahren 216
 Hüttentechnik 917
 Hybridantrieb, hydromechanischer 947
 Hydraulikbehälter 233
 Hydraulikdichtung 430
 Hydraulikfilter 683
 Hydraulikflüssigkeit 95
 Hydraulikkupplung, leckagesichere 648
 Hydrauliköl 14, 709
 Hydraulik-Shaker 938
 Hydraulik-Steckkupplung 645
 Hydraulische Kenngröße 131, 261
 Pumpe 103
 Hydroachse 305
 Hydroanlage 116, 215
 Hydrodämpfer 654, 659, 676
 Hydrodynamik 29
 Hydrogerät 281, 705
 Hydrotriebemotor 303, 305, 329
 Hydromechanik 14
 Hydromotor 115, 739
 Hydropumpe 115, 117, 227
 Hydrospeicher 229, 617, 649,
 für großen Druckflüssigkeitsstrom 653
 Hydrostatik 14
 Hydrosystem 679, 684
 Hydrotransformator 760, 762
 Hydrozylinder 375, 385
- I**
- IHU 930
 Induktivität, hydraulische 34, 205
 Industriegetriebe 979
 Industrieroboter 367, 970
 Innenhochdruckumformen (IHU) 930
 Innenkneiter 914
 Innenschicht 44, 640
 Innenströmung 35, 72
- in Kanälen 40
 in Rohren 35
 Innenzahnradpumpe 144
 Instandhaltung 109
 hydraulischer Anlagen 244
 präventive 109
 vorbeugende 109
 zustandsabhängige 924
 Integration 538, 560
 funktionale 418, 549
 modulare 65
 räumliche 174, 550
 verteilter Komponenten 733
 Integration der Elektronik in das
 Stetigventil 538
 Integrationsgrad 422, 550
 ISO-MTD-Kapazität 694
 ISO-Reinheitsklassen 686
 ISO-Viskositätsklassifikation 93
- K**
- Kanalströmung 72, 429
 Kantenform 547
 Kapazität, hydraulische 21, 25, 396, 844
 Kapillar 73
 Keilspaltdichtung 429
 Kenngröße
 der Schubkolbentriebe 384
 der Verdrängermaschinenbauarten 151
 des Abtriebs 194, 366, 516
 des Antriebs 147
 dynamische 276, 355, 385
 Geräuschemission 216
 hydraulische
 des Motors 260, 353
 des Zylinders 377, 379
 Pumpe 117, 126
 von Hydrospeichern 660
 Kennwert
 des Anlaufverhaltens 272–274
 des Langsamlaufverhaltens 271
 dynamischer, Stetigventil 553
 physikalischer, Druckflüssigkeit 13, 102
 statischer, Stetigventil 547, 551
 Kleinaggregat 248
 Kolbendichtung 408–411
 Kolbenhub 193, 400, 525
 Kolbenkraft, effektive 381–383
 Kolbenschwenkmotor 369

- Kolbenspeicher 655–661
 hochfester 657
 Kombinationsverschraubung,
 richtungseinstellbare 624
 Kommunikation
 offene 967
 serielle 966
 Kommunikationsstruktur 955
 Kommunikationssystem 955
 offenes 956
 Kompaktachse 318
 Komponentenprüfstand 932, 936
 Kompressibilität 14
 isothermische 16, 78
 Kompressionsmodul
 isothermisches 17
 mittleres isentropisches 17, 18
 wahres 18, 21
 Konstantdrossel 498
 Konstantdrucksystem 509
 Konstantpumpe, drehzahlveränderbare 756
 Konstantpumpenantrieb,
 drehzahlveränderbares 254
 Konstantstromsystem 737
 Konstruktionskatalog, getriebetechnischer 149,
 290, 360
 Konstruktive Neuerung
 Lärminderung 232
 Motoren 300, 348
 Pumpe 191
 Kontinuitätsgleichung 29
 Kontraktionszahl 74
 Koppelgetriebe, hydrostatisches 946
 Körperschallübertragung 227
 Korrosionsschutz 104
 Kraftfahrzeug 930, 978
 Kraftmaschine 8, 941
 Kraftregelung 551, 583
 Kraftübertragung
 hydrodynamische 943, 978
 hydrostatische 941, 980
 Kraftzylinder 399
 Kransteuerung, elektrohydraulische 964
 Kugel 196, 512, 580
 Kugelgewindeschwenkmotor 371
 Kugelpfanne 189
 Kühlart 707
 Kühler als Wärmeaustauscher 707
 Kunststoff verarbeitende Maschine 254
 Kurvenrollen-Dreh-Hub-Zylinder 375
 Kurvenrollenschwenkmotor 370
- L**
- Laborversuch 932
 Lage- und Druckregelung, ablösende 922
 Lageregelung 312, 527–532, 537–550, 564, 968
 Laminar-Drossel 73
 Landmaschine 964
 angehängte 964, 966
 Langsamläufer 259, 289
 Langsamlaufverhalten 269
 Langsamverhalten Motoren 269
 Längsdynamik 980
 Längsverkettung 588
 Lärminderung 219
 an der Schallquelle 222
 bei der Schallausbreitung 227
 Lärmschutzmaßnahme 215
 Lastdruck 260, 377, 498, 541, 572, 742
 Lastdruckregelung 582
 Lastdruckunabhängige Durchflussverteilung
 (LUDV) 951
 Lastkompensation 950, 953
 LAV 85–90
 Leckströmung 64
 Leichtbauspeicher 653, 657
 Leistung, hydraulische 58, 132, 516, 735
 Leistungsänderung, zeitbezogene 280, 284
 Leistungsbilanz bei Drosselsteuerung 507
 Leistungsgetriebe 913
 Leistungsregelung, elektrohydraulische 948
 Leistungsübertragung, hydrostatische 1
 Leistungsverstärker 606
 LeitungsfILTER 705
 Leitungsventil 479
 Leitungswandung, hydraulisch glatte 46
 Leitungswirkungsgrad 59, 61
 Lenkhydraulik 947
 Linearachse
 elektrohydraulische (EHL) 421, 931
 elektromechanische 920, 923
 Linearaktor 418
 Linearantrieb, elektrohydraulischer 418
 Linearmotor 374, 519, 564
 Loadensing
 elektrohydraulisches 956, 974
 hydraulisch-mechanisches 950, 949
 mit Konstantpumpe 950

- mit Verstellpumpe 950
- Loadensing-Steuerblock 953
- Load-Sensing-Steuerung 949
- Löt- und Schweißverbindungen,
 - nichtlösebare 629
- Lötverbindung 622, 629
- LSC 951–953
- LS-Steuerung 596, 949
- LS-System, neues 596
- LS-Wegeventil 949–951
- LUDV 951, 960, 966
- Luft
 - gelöste 84
 - ungelöste (freie) 84, 222
- Luftabscheidevermögen (LAV) 84
- Luftkühlung
 - erzwungene 242, 707
 - natürliche 241, 707

M

- Maschine
 - hydrostatische 132, 143
 - Kunststoff verarbeitende 254
- Mechatronik 720
- Mechatronische Entwicklungsmethodik 730
- Mechatronisches Subsystem 421
- Mechatronisches System 418, 922
- Mehrfachteiler 510
- Mehrgrößenregelung 926
- Mehrmotorenantrieb 344, 345
- Mehrmotorenkonzept 944
- Mehrspindeldrehautomat 922, 923
- Mehrventilblock 590
 - mit LS-Steuerung 596
- Mehrwegeventil 594
- Mehrwegkupplung 648
- Membranspeicher 230, 658
- Mensch-Maschine-Schnittstelle 967
- Messblende 500–505
- Metallbearbeitung 917
- Mikrocontroller 954, 976
- Mikrocontrollerstruktur 955
- Mikrorechner 314, 948, 954
- Mindestanforderung, an Druckflüssigkeit 87,
 - 105, 122
- Mineralöl 92
- Minimum- β -Wert 693
- Mischregelung 969

- Mitteldruckschlauch 640, 643
- Mobilhydraulik 93, 243, 317, 326
- Modell für Verdrängermaschinen 151
- Modellexport 834
- Modellreduktion, dynamische 880
- Modellsystem hydrostatischer Antrieb 287, 398
- Modularisierung 732, 922, 971
- Modulbauweise 603
- Montagewand 586
- Motion Control 971
- Motor 115, 134, 259, 260
- Motorbauart, ausgeführte 362
- Motordrehmoment
 - effektives 262, 354
 - theoretisches 262
- Motorenauswahl, methodische 289
- Motorenprüfstand 936
- Motorkennfeld 266
- Motorkennlinie 265
- Motorleistung 135, 263
- Motorregelung 311, 919, 936
- Motorverstellung 310, 325, 341
- Motorwelle 258–264, 268–277, 280, 289, 312,
 - 350, 936
- Mühlenantrieb 914, 915
- Multifunktionalventil 490, 560
- Multipass-Test 693, 694

N

- Nachfüllvolumen 24–27
- NC-Funktionalität 550, 558
- Nebenstromfiltration 699, 706
- Nebenstromregelung 505
- Neuerung, konstruktive
 - Lärminderung 232
 - Motoren 300
 - Pumpe 209
- Newtonsches Reibungsgesetz 35, 62
- Nickschwingungsdämpfung 969
- Niederdruckfilter 700, 705
- Normalanlaufzeit 277
- Nutzkraft 374, 379–381, 399, 401
- Nutzvolumen Speicher 653, 664

O

- Oberflächenfilter 695
- Oberflächenschaum 87
- OC (Open-Center-Kreislauf) 957

- OCLS 950
 Öffnungs- und Schließungsverhalten
 Druckventile 492
 Öffnungsdruck 492, 513
 Ökotoxizität 98
 Ölkühler 707
 luftgekühlter 707
 wassergekühlter 709
 Open-Center-Kreislauf 957
 Open-Center-Load-Sensing-Kreislauf (OCLS) 950
 Orbit-Motorprinzip 298
- P**
 Parallelgetriebe 914, 947
 Parallelkolbensystem 161, 295
 Parallelschaltung, hydraulische 592
 Physikalischer Kennwert Druckflüssigkeit 13, 102
 Piezoaktor 223, 728–730
 Planetenkoppelgetriebe 978
 Plug-and-Play-Einheit 802
 Power rate 280
 Prandtl'sches universelles Widerstandsgesetz 46
 Pressarmatur 643
 Presse 850, 876, 925
 Primärregelung 557, 928
 Primärsteuerung 323, 327, 736
 Primärverschmutzung 684
 Produkt, mechatronisches 721
 Proportional-Drosselventil 584
 Proportional-Druckventil 578
 Proportionalmagnet 517, 531–539
 hubgesteuerter 532
 kraft gesteuerter 533
 lagegeregelter 534
 Proportional-Stromregelventil 584
 Proportionalventil 549
 mit integrierter Feldbus-Schnittstelle 549
 Proportional-Wegeventil 530, 539, 548
 einstufiges 557
 schnelles 538
 zweistufiges 557
 Prozess 847, 922
 Prüfanlage 933
 Prüfantrieb, linearer 933
 Prüfmaschine 933
 Prüfstand 119
 mit rotatorischem Antrieb 936
 mit translatorischem Antrieb 933
 Prüfzylinder 933–935
 Pulsation des Förderstroms 210
 Pumpe 116, 143, 147, 161, 181, 183
 druckkompensierte 162, 175, 177
 nicht selbstansaugende 123
 selbstansaugende 126
 Pumpenantrieb 250
 drehzahlveränderbarer 171
 Pumpenantrieb 250
 Pumpenausgang 147, 213, 757
 Pumpenauswahl, methodische 147
 Pumpenbauart, ausgeführte 157
 Pumpendrehmoment
 effektives 137
 theoretisches 132
 Pumpenkennfeld 146
 Pumpenkennlinie 143
 Pumpenleistung 132
 theoretische 132
 Pumpenregelung 598, 944
 Pumpenverstellung 193, 197, 207, 210
- Q**
 Querdynamik 980, 982
- R**
 Radantrieb 317, 320, 943
 Radialkolbenmotor
 außen beaufschlagt 332
 innen beaufschlagt 329
 Radialkolbenpumpe
 außen beaufschlagt 337
 innen beaufschlagt 345
 Radialkolbensystem 160, 200
 Radlader 956
 Radmotor 319, 329
 Rauheitshöhe, zulässige 45
 Reduzierwalzwerk 917
 Regelung
 ablösende 583, 928
 digitale 312
 Regelungskonzept, nichtlineares 785
 Regelungssystem 763, 783
 Regelventil 608
 dreistufiges 559
 mehrstufiges 557

- mit Tauchspule 555
 - Reglerfunktionalität 194, 550
 - Reibungsgesetz, Newtonsches 35, 62
 - Reibungskraft 483, 484
 - für den konzentrischen Ringspalt 71
 - für den parallelen ebenen Spalt 70
 - Reibungsverlust 43
 - Reihenkolbenpumpe 209
 - Reinheitsklasse
 - bauarttypische 155
 - der Hydraulikflüssigkeit 155, 686
 - Reverserschaltung 466, 524, 681
 - Reynolds-Zahl 39, 50
 - kritische 39
 - Rheologische Eigenschaften von
 - Druckflüssigkeiten 71
 - Richtlinie des lärmarmen Gestaltens 220
 - Richtungskonstante 104
 - Ringspalt
 - exzentrischer 70, 186
 - konzentrischer 41, 425
 - Ringspaldichtung
 - mit hydrostatischer Stangenführung 426
 - mit Schwimmring 424
 - Roboter, serieller 970
 - Roboteraktoriik 972
 - Robotersteuerung 971
 - Rohr, glattes 46
 - Rohrbogen 621
 - Rohrkrümmer 49, 52
 - Rohrlänge für Rohrkrümmer, äquivalente 52
 - Rohrleitung 43, 586
 - gerade 43
 - Rohrleitungskupplung 645
 - Rohrmontage 586
 - Rohrmühle 914
 - Rohrrauheit, äquivalente 45
 - Rohrreibungsverlust 43, 56–58
 - Rohrströmung 37, 45–47
 - Rohrverschraubung 622
 - gelötete 628
 - geschweißte 628
 - lösbar 622
 - lötbare (lösbar) 622, 624
 - Rohrwiderstandszahl
 - bei laminarer Strömung 43
 - bei turbulenter Strömung 44
 - Rollflügelmotor 303
 - Rotationsachse
 - elektrohydraulische 973
 - Rückführungssystem 516
 - Rücklauffiltration 699
 - Rückschlagventil 512
 - entsperbares 514
 - mit Feder 513
 - Rundzylinder 655
- S**
- Satellitenprüfstand 938
 - Saugrohrlänge 121, 182
 - Saugverhalten 118
 - SBC 982
 - Schallabstrahlung 154, 230
 - Schallausbreitung 227
 - Schalldruck 216–219
 - Schalleistung 216–220
 - Schallgeschwindigkeit in Flüssigkeiten 27
 - Schallintensitätsverfahren 218
 - Schallquelle, technische 219
 - Schaltmotor 301, 327, 341, 348
 - Schaltstellung 469
 - Schaltung
 - gemischte hydraulische 594
 - spezielle, am doppeltwirkenden 467
 - Zylinder 375
 - zur Volumensteuerung
 - (Geschwindigkeitssteuerung) 497
 - zur Volumensteuerung mit
 - 3-Wege-Stromventil 505
 - zur Volumenstromsteuerung 497
 - mit 2-Wege-Stromregelventil 502
 - Schaltungsbeispiel von Hydrospeichern 682
 - Schaltventiltechnik 474
 - Schaumverhalten 87, 88
 - Scherspannung 79
 - Scherströmung 35, 62, 64
 - Schichtenströmung 37, 64
 - Schlauch 229–233
 - Schlaucharmatur 638, 645
 - Schlauchleitung 635
 - Schleppstrom
 - für den konzentrischen Ringspalt 63
 - für den parallelen ebenen Spalt 63
 - Schleppströmung 62
 - Schließdruckdifferenz 493
 - Schluckstrom
 - effektiver 261, 265, 379
 - theoretischer 261, 353, 378, 405

- Schluckvolumen
 geometrisches 260, 307
 theoretisches 263, 299, 312
- Schlupfregelung 954, 969
- Schmierfilmdicke an Gleit- und
 Dichtflächen 687
- Schmutzkapazität 694
- Schneidringverschraubung 622, 627
- Schnellläufer 259, 292
- Schnellverschlusskupplung 645
- Schrägachsenbauart 183
 mit Schwenkgehäuse 195
 mit Schwenkschlitten 198
- Schrägscheibe 183, 305
- Schrägscheibenbauart 184, 186
- Schraubarmatur 642
- Schraubenpumpe 181
- Schredder 914, 917
- Schubkolbentrieb 399
- Schubspannung 80
- Schutzfilter 697
- Schweißkegelverschraubung 628
- Schweißverbindung 630
- Schwenkantrieb 357–360
- Schwenkgehäuse 195–199
- Schwenkmotor, hydraulischer 350
- Schwenkmotorbauart 351
- Schwenkmotorenauswahl, methodische 360
- Schwenkschlitten 198
- Schwenkverschraubung 632
- Schwenkwinkel, maximaler 360
- Schwenkwinkelregelung 194, 757
- Schwerantrieb 323, 341
- Schwingungsanalyse
 des Motors 285
 des Zylinders 395
- Schwingungskennwert
 des Motors 281
 des Zylinders 392
- Seele Schlauch 640
- Segmentgleitschuh 202
- Sekundäreinheit 316, 366
- Sekundärregelung 311, 342
- Sekundärsteuerung 505, 942
- Sekundärverschmutzung 684
- Serienschaltung, hydraulische 592
- Serviceroboter 974
- Servoantrieb 251
 elektrischer 251, 972
 geregelter hydraulischer 920, 928
 hydraulischer 254, 933
- Servo-Druckventil 577
- Servolenkung, hydraulische 983
- Servomotor 314–316
- Servopumpe 194, 209, 575
- Servoschwenkmotor 366–369
- Servoventil 516–519, 561
 dreistufiges 567
 einstufiges digitales 563
 zweistufiges 564
- Servozyylinder 418
- Servozylindersystem 422, 934
- SHL-Getriebe 946, 979
- Sicherheitskonzept mobile Antriebe 908
- Simulation
 des Antriebssystems 418
 dynamische, fluidtechnischer Systeme 816
 elektrohydraulischer Linearachsen
 (EHL) 922
- Simulationsauslegung Speicher 671
- Simulationswerkzeug, domänen-
 orientiertes 677
- Simulator 825, 846, 939
- Simulatorkopplung 813
- Spalt, paralleler ebener 68
- Spaltausgleich, hydraulischer 138, 162,
 169, 173
- Spaltenhöhenbereich,
 bauartkennzeichnender 154
- Spaltformel
 für den exzentrischen Ringspalt 68
 für den konzentrischen Ringspalt 67
 für den parallelen ebenen Spalt 66
- Spaltströmung 62, 64
 überlagerte 68
- Speicher 658
- Speicherantrieb 679–682, 925
- Speicherauslegung, konventionelle 668
- Speicherentnahmediagramm 679, 680
- Sperrflügelpumpe 179
- Sperrkreisschaltung zur Blockierung des
 Zylinders 514, 515
- Sperrventil 365, 488, 512, 588
- Spritzeinheit 844
- Spritzgießmaschine 757, 758, 743
- Stahlrohr, schwenkbare 521
- Standardaggregat 248
- Standardnetz 956

- ISOBUS 967
 - Stangendichtung 419, 433, 435
 - Stangenführung, hydrostatische 427–429
 - Stangenleistung 383
 - Startviskosität 103
 - Stationärhydraulik 243, 247, 328, 344, 348
 - Steckarmatur 642
 - Steife, hydraulische 20, 285
 - Steilgewinde-Dreh-Hub-Zylinder 375
 - Stellgewindeschwenkmotor 372, 373
 - Stellantrieb 312, 313, 366–368
 - Stelldynamik 251, 252, 325
 - Stelleinrichtung 194
 - elektrohydraulische 194
 - Steller 311, 312, 315, 474, 531
 - Stellgerät 314
 - Stellglied 312, 723, 790
 - Stellkoppelgetriebe 979
 - Stetigdruckventil 547
 - Stetigstromventil 585
 - Stetigventil 311, 342, 366, 421, 490, 538, 561
 - hydraulisches 421
 - vernetzbares 549
 - Stetigventileinheit mit erweiterter
 - Gerätefunktionalität 550
 - Stetigventiltechnik 922
 - Stetigwegeventil 548, 556, 583
 - Steuerkantengeometrie 521
 - Steuerschieber 521
 - Steuerspiegel 189, 310
 - Steuerung
 - analoge 194, 537, 725
 - automotive 948
 - digitale 312, 549
 - Steuerungsarchitektur, dezentrale 549, 798
 - Steuerungssystem 418, 922
 - Stoßdämpfer 979
 - Stößelantrieb 924–928
 - primäre Verdrängersteuerung 928
 - sekundäre Verdrängersteuerung 317, 936
 - Stößelparallelhalteantrieb 927
 - Strategie der Instandhaltung 109
 - Stromregelventil 500
 - Stromteiler 662
 - nach Drosselprinzip 511
 - nach Verdrängerprinzip 513
 - Stromteilerventil 510
 - Strömung
 - instationäre 33
 - laminare 35
 - stationäre 31, 42
 - turbulente 37
 - Strömungsform realer Flüssigkeiten 35
 - Strömungsgeschwindigkeit 30–50, 62–76
 - mittlere 37, 38, 43
 - zulässige 45
 - Stromventil 514, 584
 - Subsystem, mechatronisches 421
 - Summiergetriebe 837, 944
 - Summierungsgetriebe 945
 - Synchron-Control-System (LSC) 951
 - System
 - autonomes mobiles 974
 - fluidtechnisches 720, 816, 854, 871
 - Längsdynamik 980
 - mechatronisches 719
 - Querdynamik 980
 - Vertikaldynamik 980
 - Systematik
 - der Dreh-Hub-Zylinderbauarten 352
 - der Schwenkmotorbauarten 351
 - der Verdrängermaschinenbauarten 150
 - der Zylinderbauarten 400
 - Systemdämpfung 286–288
 - Systemdynamik 418, 845
 - Systementwurf, modellbasierter 815
 - Systemintegration 731, 732
 - Systemsimulation, ganzheitliche 823
- T**
- Tandemschaltung 594
 - Tauchkolben-Zylinder 404
 - Tauchspule 517, 555
 - Taumelscheibenbauart 160, 184, 185
 - Teilförderverhalten 147
 - Teillastverhalten 267
 - Teleskopzylinder 414
 - doppeltwirkender 416
 - einfachwirkender 414
 - Tiefenfilter 695
 - Tiefziehpresse, hydraulische 926
 - Torquemotor 517, 565
 - Torsionsprüfmaschine 935
 - Traktor 964, 967
 - Traktor-(Geräte-)Management-System 967
 - Traktor-Geräte-BUS 967
 - Traktorhydraulik 966
 - Tribosystem 301

- umweltverträgliches 100
- Triebwerk der Verdrängermaschine 157
- U**
- Überdeckung 521
- Übergangsbereich 642, 860
- Übertragungsverhalten hydraulischer Antriebe 516, 772
- Umformer, elektromagnetischer 531
- Umschaltregelung 561, 583
- Ungleichförmigkeitsgrad
 - effektiver, des Drehmoments 179
 - des Förderstroms 210
 - kinematischer, des Drehmoments 211
- Ungleichförmigkeitsgrad des Förderstroms 210
 - effektiver 213
 - kinematischer 211
- V**
- Ventil 461
- Ventilelektronik, digitale 550
- Ventilmontagesystem 600
- Ventilprofil 549
- Ventilregelung an der Sekundäreinheit 366
- Ventilsteuerung 739
 - an der Sekundäreinheit 316
- Ventilwirkungsgrad 59
- Verbindungsverschraubung 624
- Verbrennungsmotor 317, 318, 833, 947
- Verbundsteuerung 325
- Verdampfungsdruck 88
- Verdrängerelement in Druckflüssigkeit 9
- Verdrängermaschine 115
- Verdrängermaschinenbauart 116, 157
- Verdrängerprinzip 157, 295
- Verdrängersteuerung 752
 - primäre 928
 - sekundäre 317
- Verdrängervolumenbildung 306
- Verhalten
 - dynamisches 355, 385
 - gegen Dichtungswerkstoffe 106
- Verkettungssystem 587
- Verlustleistung 59, 235
 - im Leitungssystem 59
- Vernetzung der Steuerung 954
- Verriegelungsschaltung, hydraulische 594
- Verschlussstück 488, 512
- Verschmutzung
 - bei Stetigventilen 575
 - von Druckflüssigkeiten 106
- Verschmutzungsanzeiger 87, 699, 705
- Verschraubung, richtungseinstellbare 631
- Verstärkerstufe 519
- Verstärkungseinlage Schlauch 640
- Verstellgetriebe 914
- Verstellmotor 327, 341
- Verstellpumpe 209
 - drehzahlveränderbare 757
- Versuchseinrichtung 424, 932
- Verteilgetriebe 947
- Vertikaldynamik 980, 983
- Verwirbelungsverlust 49, 54
- Verzögerung
 - des Zylinderantriebs 389
 - in der Bremsphase 385
- Viskosität 79
 - dynamische 80
 - kinematische 80, 104
- Viskosität-Druck-Verhalten 80
- Viskositätsindex 104
- Viskosität-Temperatur-Verhalten 82, 89
- Voice-Coil-Motor 555
- Vollstromfiltration 699
- Volumenminderung 16–20
- Volumennutzungsgrad Speicher 653
- Volumenstrom-(Signal-)Kennlinie 541
- Volumenstromaufteilung,
 - lastdruckunabhängige 949
- Volumenstromsteuerung 500–508
 - mit 2-Wege-Stromregelventil 503
- Volumenstrom-Übertragungsfaktor 546, 551
- Volumenstrom-Ventilhub-Kennlinie 525, 584, 591, 597
- Vorsteuerstufe, hydraulische 516
- VP-Verhalten 80
- VT-Verhalten 82
- W**
- Walzenantrieb 917–919
- Wärmeabfuhr durch die Druckflüssigkeit 60
- Wärmeaustausch 240, 667
- Wärmehaushalt der Hydroanlage 61, 233
- Wasser in Öl 110
- Wassergefährdungsklasse (WGK) 98, 99
- Wege-Schieberventil 476, 479
- Wege-Sitzventil 477
- Wegeventil 462

drosselndes 485
mit festgelegten Schaltstellungen 465
nichtdrosselndes 465
Wegmesssystem 420
 elektrisches, für Hydrozylinder 529
Werkzeugmaschine
 spannende 920
 umformende 924
WGK 98
Widerstandsgesetz
 Blasiussches 44
 laminares 47
 Prandtl'sches universelles 46
Widerstandsschaubild
 des glatten Rohrs 47
 Druckverlustzahl 50
Widerstandssteuerung 237, 316, 510, 737
Wiegen der Nutzmasse 969
Winkelbeschleunigung
 des Schwenkantriebs 357
 in der Anlaufphase 356
Winkelverzögerung
 des Schwenkantriebs 358
 in der Bremsphase 357
Wirkdruck 74
Wirkstoffzusatz 91, 99
Wirkungsgrad
 der Energieübertragung 59
 hydraulisch-mechanischer 754
 volumetrischer 59, 133, 136, 144
Wirkungsgradcharakteristik 148, 162
Wirkungsgradoptimum 147, 267

Z

Zahnringmotor 297
Zahnringpumpe 161
Zahnstangenschwenkmotor 369
Zeitkonstante, thermische 239
Zentralhydraulik 678, 959
Ziehkissenantrieb 927
Zubehör 617
Zufallsverfahren, nichtwissensbasiertes 875
Zuflussstromregelung 504–508
Zugankerzylinder 407
Zugkraftregelung 969
Zugprüfmaschine 934
Zusammendrückung 19–22, 25
Zustandsänderung Speicher 15–18, 663
Zustandsgleichung für Flüssigkeiten 79
Zylinder 159, 186, 340, 374, 404,
 doppeltwirkender 286, 405
 einfachwirkender 404
Zylinderantrieb 397, 734, 921
 mit Motorregelung 936
 pumpengesteuerter 928
 ventilgesteuerter 925
Zylinderauswahl, methodische 399
Zylinderbauart, ausgeführte 352, 384, 400, 403
Zylinderdichtung
 dynamische 435
 statische 430
Zylinderleistung 383
Zylinderschaltung 467
Zylindertrommel 189, 199, 310