

## 2 Physikalische Grundlagen ölhydraulischer Systeme

### 2.1 Grundlagen über Druckflüssigkeiten

DIN-Normen (wie z. B. DIN 51524) benutzen das Wort „Druckflüssigkeiten“ als Oberbegriff für Hydraulikflüssigkeiten. Diese beeinflussen als Energieübertrager Funktion, Betriebsverhalten und Lebensdauer der Anlagen. Wichtigster Betriebsparameter ist dabei die Viskosität.

#### 2.1.1 Aufgaben und Anforderungen

**Aufgaben:** Die Hauptaufgaben der Druckflüssigkeit bestehen in der Energie- und Signalübertragung. Typische Nebenaufgaben betreffen Schmierung, Reduzierung von Verschleiß, Korrosionsschutz, Dämpfung, Wärmeabfuhr und Reinigung.

**Anforderungen:** Sie können von Anlage zu Anlage verschieden sein. Eine hohe Viskosität begünstigt die Schmierung und verringert die Leckverluste – erhöht jedoch die Scher- und Strömungsverluste. In Anlehnung an [2.1], an Praxiserfahrungen und reichhaltige Normen ergeben sich folgende Anforderungen:

1. Günstiges *Viskositäts-Temperatur-Verhalten* („*V-T-Verhalten*“):  
Über einen möglichst weiten Temperaturbereich sollte sich die Viskosität möglichst wenig ändern mit auch ausreichender Fließfähigkeit bei tiefen Temperaturen. Die Viskosität sollte infolge mechanischer Beanspruchung während der Einsatzzeit möglichst nicht abfallen (*Scherstabilität* der Additive).
2. Gute *Schmierungs- und Verschleißschutzeigenschaften*:  
Gute Benetzungsfähigkeit der Oberflächen, um die Ausbildung tragender hydrodynamischer Schmierfilme zu unterstützen. Bei Mischreibung sollten Reibungszahl und Verschleiß möglichst klein sein – etwa durch die Fähigkeit zur Bildung von „Reaktionsschichten“.
3. Gute *Korrosionsschutzeigenschaften* und gute *Verträglichkeit* mit Dichtungen, Gummi, Kunststoffen, Buntmetalllegierungen und sonstige Werkstoffen.
4. *Alterungsbeständigkeit* auch unter harten Bedingungen, wie beispielsweise bei mobilen Maschinen mit relativ hohen Betriebstemperaturen: Widerstand gegen thermisch bedingte Oxidation (Säurebildung) und ebenso gegen Polymerisation (Schlamm- und Harzbildung).
5. Günstiges Verhalten gegenüber Luft, d. h. gutes *Luftabscheidevermögen*, *geringe Neigung zur Schaumbildung*, gutes *Luftlösevermögen*.
6. Ausreichende *Filtrierbarkeit*.
7. Gutes *Wärmeleitvermögen*.

8. *Umweltschonung/Entsorgung*: Praktikable und wirtschaftliche Entsorgung verbrauchter Druckflüssigkeiten. Diese sollten möglichst nicht toxisch sein und sich durch geringe Flüchtigkeit auszeichnen.

Zuweilen wird der Begriff *Druckfestigkeit* missverstanden. Gängige Druckfluide haben hier *keine* praktisch relevanten physikalischen Grenzen. An gehärteten Zahnradflanken treten z. B. im EHD-Kontakt Fluiddrücke bis um 30.000 bar auf. Gefährdet sind aber gewisse Additive (Zerteilung langer Molekülketten), wenn ein hohes Schergefälle auftritt.

Aus obigen Anforderungen resultieren Ölspezifikationen, die in Normen festgelegt wurden (Kriterien, Zahlenwerte, Toleranzen, Prüfverfahren). Als Einstieg ist DIN 51 524 geeignet. Besonders verbreitet sind mineralische Hydrauliköle der Klasse HLP 46.

### 2.1.2 Arten und Stoffdaten

**Arten:** Standardfluide der Hydraulik (siehe auch [2.2, 2.3] und ISO 6743-4) sind

- *Druckflüssigkeiten auf Mineralölbasis* (DIN 51 524, ISO 6743-4)
- *Schwer entflammbare Druckflüssigkeiten* (Luxemb. Report, CETOP RP 97 H)
- *Biologisch schnell abbaubare Druckflüssigk.* (VDMA 24568, DIN ISO 15380)

**Tafel 2.1** strukturiert die beiden ersten Gruppen. Weitere übliche Fluide sind:

- *Motorenöle* (HD-Öle)
- *Getriebeöle* (Standardqualitäten)
- *Universalöle* (UTTO, STOU)
- *Getriebeöle für Automatikgetriebe* (ATF-Öle)
- *Sonstige Flüssigkeiten* (z. B. Bremsflüssigkeiten)

*Druckflüssigkeiten auf Mineralölbasis* sind die häufigsten Arbeitsfluide. Sie werden speziell für diese Verwendung gemischt und mit Additiven versehen [2.2, 2.3]. Diese sollen bestimmte Eigenschaften verbessern, beispielsweise das Viskositäts-Temperatur-Verhalten, den Verschleißschutz (Reaktionsschichten bilden), die Korrosionsschutzeigenschaften und die Alterungsbeständigkeit.

*Schwer entflammbare Druckflüssigkeiten* haben eine erheblich höhere Zündtemperatur als Mineralöle oder brennen gar nicht. Sie finden daher in feuer- und explosionsgefährdeten Anlagen Verwendung, wie z. B. im Bergbau oder in Hüttenwerken [2.4]. Unterschieden wird zwischen wasserhaltigen Druckflüssigkeiten auf Mineralölbasis und wasserfreien Druckflüssigkeiten auf synthetischer Basis.

Hohe Wasseranteile (HFA, HFB, HFC) können die Schwerentflammbarkeit wesentlich verbessern. Bei ihrem Einsatz sind die im Vergleich zu Mineralölen teilweise ungünstigeren Eigenschaften zu beachten, bei HFA-Flüssigkeiten z. B. die

**Tafel 2.1:** Überblick über Druckflüssigkeiten auf Mineralölbasis und schwer entflammbare Druckflüssigkeiten (angelehnt an Eckhardt [2.1] und einschlägige Normen)

## Mineralöle

DIN 51 524	ISO 6743-4	Zusammensetzung	Einsatzbereiche
(H)*	HH	ohne besondere Wirkstoffzusätze (Grundöle)	Anlagen ohne besondere Anforderungen (selten)
HL	HL	mit Wirkstoffen zum Erhöhen des Korrosionsschutzes und der Alterungsbeständigkeit. DIN 51 524, Teil 1	Anlagen mit mäßigen Drücken, jedoch hohen Temperaturen. Gutes Wasserabscheidungsvermögen
HLP	HM	wie HL, jedoch weitere Zusätze zur Minderung des Fressverschleißes b. Mischreibung. DIN 51 524, Teil 2	Anlagen mit hohen Drücken und Temperaturen. Hochwertiges, sehr verbreitetes Hydrauliköl, insbesondere HLP 46
HVLP	HV	wie HLP, jedoch weitere Zusätze zur Verbesserung des Viskositäts-Temperatur-Verhaltens. DIN 51 524, Teil 3.	Gegenüber HLP erweiterter Temperaturbereich mit tiefen Startwerten infolge flacherer Viskositätskennlinie
HLDP	(-)	wie HLP, jedoch Zusätze zur Lösung von Ablagerungen (detergierend) und begrenzt wassertragend (emulgierend/dispersierend)	Anlagen mit Wasserzutritt zur Ölfüllung (Kondenswasser, Kühlschmierstoffe bei Werkzeugmaschinen, mobile Systeme)

## Schwer entflammbare Flüssigkeiten \*\*

ISO 6743 / CETOP Lux. Ber. / VDMA	Zusammensetzung	Einsatzbereiche
HFA	Öl-in-Wasser-Emulsion oder synth. wässrige Lösung mit max. 20% Konzentrat	Bergbau, hydr. Pressen, Temperaturbereich 5 bis 55 °C
HFB	Wasser-in-Öl-Emulsion mit max. 60% Ölanteil	Bergbau, Temperaturbereich 5 bis 60 °C
HFC	wässrige Polymerlösung mit 35–55% Wasser	Bergbau, Gießereien, mäßige Drücke, Umweltschutz, Temperaturbereich -20 bis 60 °C
HFDU	Carbonsäureester (wasserfrei, synthetisch)	Temperaturbereich -35 bis 100 °C, verbreiteter als HFDR
HFDR	Phosphorsäureester (wasserfrei, synthetisch)	Kraftfahrzeuge, Luft- und Raumfahrt, Temp.-ber. -20 bis 150 °C

\* Die nationale Normung der Bezeichnung „Hydrauliköl (H)“ wurde 1982 ersatzlos gestrichen, entsprechende Öle werden seitdem mit DIN 51 517, Teil 1, abgedeckt

\*\* Normen siehe DIN 51 502 (Bezeichnungen), ISO 6743-0 und -4 sowie CETOP RP 97 H und Luxemburger Bericht/EG (Spezifikationen), DIN 51 345 (Verträglichkeit mit Metallen), DIN 51 346 (Beständigkeit). Richtlinien siehe VDMA 24 317, VDMA 24 568 und 24 569 (Anforderungen, Umstellungen).

geringere Schmier- und Dichtfähigkeit – vor allem wegen niedrigerer Viskosität – und das schlechtere Korrosionsverhalten [2.5 bis 2.7]. Diese Nachteile lassen es meist nicht zu, die in normalen Hydraulikanlagen üblichen Druck- und Temperaturwerte zu erreichen. Nach [2.4] gab es auch Probleme mit Wälzlagern. Daher wird versucht, die ganze Konstruktion ggf. gezielt an Druckflüssigkeiten mit hohen Wasseranteilen anzupassen (u. a. Gleitlager statt Wälzlager) [2.8].

Über Wassermischungen hinaus gibt es auch ernsthafte Versuche, Leitungswasser als Druckflüssigkeit einzusetzen [2.9]. Es gibt auch Anwendungen, nicht jedoch bei hohen Anforderungen wie sie z. B. in der Mobilhydraulik gegeben sind.

Die synthetischen HFD-Flüssigkeiten sind wasserfrei und thermisch hoch belastbar. HFDU-Öle (Turbinen, Flughydraulik) sind rückläufig, während der Marktanteil der HFDR-Öle steigt (gute Schmierungseigenschaften, gute biologische Abbaubarkeit, Entflammbarkeit etwa wie HFC).

*Biologisch schnell abbaubare Druckflüssigkeiten* dienen dem Schutz des Menschen und der Umwelt (Luft, Boden, Wasser, Wasserschutzgebiete) – langfristig auch den begrenzten Vorräten an Erdöl. Nach [2.10] gelangt nur etwa die Hälfte des verkauften Hydrauliköls in die Entsorgungswirtschaft zurück und man muss annehmen, dass ein gewisser Teil die Umwelt belastet (Stand 1996).

In jüngerer Zeit kristallisierten sich die folgenden drei Flüssigkeitsgruppen als „HE-Fluide“ (Hydraulic Ecological Fluids) heraus [2.10]:

- Rapsölbasische Flüssigkeiten (Triglyzeride) HETG
- Polyglykole HEPG
- Synthetische Ester HEES

Ihre Eigenschaften (mit Vor- und Nachteilen) wurden z. B. in [2.11, 2.12] beschrieben, technische Anforderungen in der VDMA-Richtlinie 24568 niedergelegt. Die Normen ISO 6743-4 und DIN ISO 15380 definieren noch eine vierte Kategorie HEPR (= synthetische Kohlenwasserstoffe).

Ein wichtiges Kriterium für „umweltfreundlich“ ist die Zuordnung zu den gesetzlich geregelten drei Wassergefährdungsklassen. Geräteseitig geht das Volumen des Fluids ein, fluidseitig dessen toxische Daten und seine biologische Abbaubarkeit. Auch Mineralöl ist übrigens biologisch abbaubar, aber es dauert relativ lange. Für die „Umölung“ auf biologisch schnell abbaubare Fluide ist die „VDMA Umstellungsrichtlinie 24569“ hilfreich.

*Rapsöl* wurde u. a. wegen seiner Eigenschaft als nachwachsender Rohstoff erforscht [2.11 bis 2.17], auch angewendet, aber später vielfach durch biologisch abbaubare synthetische Esteröle ersetzt. Rapsöl hat hervorragende Eigenschaften bezüglich Schmierung und Korrosionsschutz. Nach [2.12] deckt sich seine Visko-

sitäts-Temperatur-Kennlinie etwa mit derjenigen des verbreiteten mineralischen Hydrauliköls HLP 46. In weiten Bereichen verläuft sie sogar flacher (ähnlich HVLP 46) – steigt aber leider unterhalb von  $-5\text{ °C}$  stärker an. Kritisch sind auch hohe Temperaturen über  $70\text{ °C}$ , und zwar vor allem bezüglich oxydativer Stabilität (Verharzen infolge der mehrfach ungesättigten Fettsäuren). Beide Grenzen lassen sich durch Additive verschieben, wobei aber auch deren biologische Abbaubarkeit nötig ist. Ein weiterer Nachteil ist nur sehr schwer in den Griff zu bekommen: die Neigung zur Hydrolyse, d. h. zur Verseifung bei Wasserzutritt. Der Zielkonflikt entsteht dadurch, dass genau diese Eigenschaft die biologische Abbaubarkeit unterstützt. Daher sind ggf. Maßnahmen an der Hydraulikanlage nötig, um den Wasseranteil unter  $100\text{ ppm}$  zu halten. Rapsöl ist mit Mineralölen mischbar.

*Polyglykole* sind als Druckflüssigkeit HEPG mechanisch und thermisch hoch belastbar mit z. T. sehr niedrigen Reibungszahlen, jedoch aggressiv gegenüber einigen Kunststoffen und Werkstoffpaarungen – ferner wasserlöslich und mit Mineralölen nicht mischbar. Papierfilter können zum Verstopfen neigen.

*Synthetische Ester* HEES neigen etwas zur Hydrolyse [2.18], weisen jedoch im Übrigen hervorragende Eigenschaften auf mit Standzeiten, die über denen von Mineralölen liegen können. Diese Flüssigkeiten sind teuer, haben aber den größten Marktanteil der HE-Fluide. Die Mischbarkeit mit Mineralölen ist gegeben.

Bei allen drei diskutierten biologisch schnell abbaubaren Druckflüssigkeiten wird die Additivierung dadurch erschwert, dass die Zusätze unter Umständen schlecht abbaubar sind. Gewisse Entlastungen verspricht man sich von dem Prinzip, Funktionen des Öls in die Oberfläche von Bauteilen zu verlagern, beispielsweise durch keramische Werkstoffe [2.19] oder spezielle Beschichtungen. Vor allem auf dem zweiten Gebiet gab es in den letzten Jahren große Fortschritte [2.20].

*Motorenöle* werden z. T. trotz ihres hohen Preises als Druckflüssigkeit verwendet, um eine weitere Ölsorte in der Lagerhaltung zu vermeiden (Logistik, Verwechslungsgefahr). Die Viskositäten mineralischer Mehrbereichs-Motorenöle (wie etwa 10W40) passen für viele Hydraulikanwendungen relativ gut. Motorenöle ertragen sehr hohe Temperaturen – Schwachpunkt ist für Hydrauliksysteme das Wasserabscheidevermögen.

*Getriebeöle* werden vor allem bei Hydrauliksystemen verwendet, die einen gemeinsamen Ölhaushalt mit Getrieben haben (wie teilweise bei Traktoren oder Baumaschinen). Übliche Mineralöle für Getriebe gehören oft zur SAE-Viskositätsklasse 90 (Kraftfahrzeug-Getriebeöle). In diesen Fällen ist die Viskosität für gängige Hydraulikanlagen eher zu groß. Bei Kompromissen (etwa Getriebeöl SAE 75W oder 80W) muss geprüft werden, ob die Schmierung des Getriebes noch gut genug ist (insbesondere für Zahnflanken und Gleitlager bei hohen Temperaturen).

*Universalöle* (UTTO: Universal tractor transmission oil; STOU: Super tractor universal oil) werden für die gleichzeitige Anwendung in Motoren, Fahrzeuggetrieben und Fahrzeughydrauliken angeboten. Ihre Viskositäten liegen im Bereich gängiger Motorenöle (ggf. Freigaben beim Maschinenhersteller anfragen).

*Sonstige Flüssigkeiten* betreffen vor allem spezielle Fluide der Kraftfahrzeugtechnik [2.21], insbesondere auch Bremsflüssigkeit [2.22] sowie der Luftfahrt [2.23].

**Stoffdaten für Druckflüssigkeiten.** Wichtigste Eigenschaft ist die Viskosität. *Mineralöle* sind daher in Viskositätsklassen (Viscosity Grades, VG) eingeteilt, insbesondere nach ISO 3448 bzw. DIN 51524. Der Nennwert gibt die kinematische Mittelpunktsviskosität bei 40 °C an, die Toleranz beträgt  $\pm 10\%$ , **Tafel 2.2**. Weitere Daten für die besonders verbreiteten HLP-Öle findet man in DIN 51 524, Teil 2. Unter ihnen hat HLP 46 einen hohen Anteil. Für den Betrieb ölhydraulischer Anlagen und Komponenten sind bestimmte Viskositätsgrenzen einzuhalten, die in der Regel vom Hersteller vorgeschrieben werden.

**Tafel 2.2:** ISO-Viskositätsklassen für Hydrauliköle nach DIN 51 524 (April 2006)

Viskositätsklasse (DIN 51 519)	Kinematische Viskosität bei 40 °C in mm <sup>2</sup> /s		Beispiele
	Nennwert	Toleranzbereich	
ISO VG 10	10	9,0 ... 11,0	HLP 10
ISO VG 22	22	19,8 ... 24,2	HLP 22
ISO VG 32	32	28,8 ... 35,2	HLP 32
ISO VG 46	46	41,4 ... 50,6	HLP 46
ISO VG 68	68	61,2 ... 74,8	HLP 68
ISO VG 100	100	90,0 ... 110,0	HLP 100

Nach Industrie-Empfehlungen gelten folgende Anhaltswerte (Saugleitung):

$$\begin{aligned}
 v_{\max} \text{ (Kaltstart, wenig Druck) } & \dots\dots\dots 1000 \text{ mm}^2/\text{s} \\
 v_{\text{Betrieb}} \text{ (Dauerbetrieb) } & \dots\dots\dots 16 \text{ bis } 36 \text{ mm}^2/\text{s} \\
 v_{\min} \text{ (Kurzzeitbetrieb) } & \dots\dots\dots 10 \text{ mm}^2/\text{s}
 \end{aligned}$$

Bei 200 bar steigt die Viskosität von Mineralölen z. B. um fast 50%.

Solche Stoffeigenschaften werden beim physikalischen Verhalten von Druckflüssigkeiten im nächsten Kapitel besprochen. Gute Unterlagen gibt es auch von den Herstellern von Druckflüssigkeiten (siehe z. B. [2.2] und [2.3]).

Als Übersicht (einschließlich schwer entflammbarer Druckflüssigkeiten) zeigt **Tafel 2.3** einige Faustwerte wichtiger Stoffdaten (aus verschiedenen Quellen).

**Tafel 2.3:** Faustwerte der wichtigsten Stoffdaten für mineralische und schwer entflammbare Druckflüssigkeiten für Umgebungsdruck (nach verschiedenen Quellen)

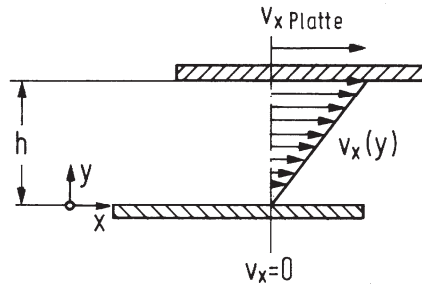
Stoffeigenschaften	Formelzeichen	Einheit	Mineral. Druckfl.	Schwer entflammbare Druckflüssigkeiten			Wasser
				HFA	HFC	HFD	
Kinemat. Viskosität bei 40 °C	$\nu$	mm <sup>2</sup> /s	10-46-100	1,5-2,0	22-46-68	15-46-100	~1
Dichte bei 15 °C	$\rho$	g/cm <sup>3</sup>	0,85-0,91	~0,99	1,04-1,09	1,14-1,45	~1
Wärmeausdehnungskoeffizient	$\gamma$	K <sup>-1</sup>	~7 · 10 <sup>-4</sup>	1,8 · 10 <sup>-4</sup>	~7 · 10 <sup>-4</sup>	~7,4 · 10 <sup>-4</sup>	2 · 10 <sup>-4</sup>
Kompressibilität	$\kappa$	bar <sup>-1</sup>	~7 · 10 <sup>-5</sup>	~4 · 10 <sup>-5</sup>	~2,9 · 10 <sup>-5</sup>	~3,8 · 10 <sup>-5</sup>	~4,5 · 10 <sup>-5</sup>
Kompressionsmodul	$K = \kappa^{-1}$	bar	~1,6 · 10 <sup>4</sup>	~2,5 · 10 <sup>4</sup>	~3,5 · 10 <sup>4</sup>	~2,6 · 10 <sup>4</sup>	2,2 · 10 <sup>4</sup>
Bunsen-Lösungskoeffizient	$\alpha$	-	0,08-0,09	0,02	0,01-0,02	0,01-0,02	0,02
Spezifische Wärmekapazität	$c$	kJ/(kg · K)	1,8-2,2	~4,2	3,1-3,3	1,3-1,5	4,183
Wärmeleitkoeffizient b. 20 °C	$\lambda$	W/(m · K)	0,12-0,14	0,60	0,3-0,4	0,11-0,13	0,598
Flammpunkt	$t_{\text{Flamm}}$	°C	220 (VG46)	-	-	240-300	-
Zündtemperatur	$t_{\text{Zünd}}$	°C	310-360	(keine)	(keine)	~500	-
Max. Betriebstemperatur	$t_{\text{max}}$	°C	90-110	55	60	90-150	50



## 2.1.3 Physikalisches Verhalten

### 2.1.3.1 Viskositätsverhalten

**Begriff der Viskosität.** Die Viskosität oder Zähigkeit der Druckflüssigkeit ist meistens der bedeutendste Betriebsparameter ölhydraulischer Komponenten und Anlagen. Die Viskosität gibt Auskunft über die innere Reibung der Druckflüssigkeit und ist daher für fast alle Strömungsvorgänge von Bedeutung – insbesondere für die Druckverluste durchströmter Rohrleitungen und Kanäle und für die Leckölverluste an Spalten. Darüber hinaus beeinflusst sie die Fähigkeit, Maschinenelemente durch hydrodynamisch erzeugte Tragfelder zu trennen, beispielsweise Wellen in Gleitlagern oder Kolben in Zylindern. Die Viskosität wird am besten durch zwei parallel gegeneinander bewegte Platten veranschaulicht, zwischen denen sich das Fluid befindet, **Bild 2.1**. Bleibt die untere Platte in Ruhe und wird die obere Platte mit der Geschwindigkeit  $v_{x\text{Platte}}$  nach rechts bewegt, so ergibt sich zwischen den Platten auf Grund der Haftbedingungen für „Newton’sche Flüssigkeiten“ eine lineare Geschwindigkeitsverteilung  $v_x(y)$  und es gilt:



**Bild 2.1:** Geschwindigkeitsverteilung in einer „Newton’schen Flüssigkeit“ zwischen zwei parallel zueinander bewegten Platten

$$\frac{v_x(y)}{y} = \frac{v_{x\text{Platte}}}{h}$$

Die auf die Flächeneinheit bezogene Reibungsschubspannung  $\tau$  ist proportional zur Steigung der Geraden  $v_x(y)$ , d.h. proportional zum Ausdruck  $dv_x / dy$ . Mit  $\eta$  als Proportionalitätsfaktor ergibt sich:

$$\tau = -\eta \cdot \frac{dv_x}{dy} \quad (2.1)$$

Das ist das bekannte, nach Newton benannte Reibungsgesetz für ideale Flüssigkeiten [2.24, 2.25], in dem  $\eta$  die *dynamische Viskosität* bedeutet. Für die Strömungsmechanik der Ölhydraulik ist auch die *kinematische Viskosität*  $\nu$  von Bedeutung, sofern Massenkräfte berücksichtigt werden – etwa bei der Bildung der Reynoldszahl „*Re*“ oder auch bei der vereinfachten Messung der Viskosität durch Ausfluss unter Schwerkraft. Die kinematische Viskosität  $\nu$  ergibt sich mit der Flüssigkeitsdichte  $\rho$  aus  $\eta$  zu:



$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (2.2)$$

Einheiten für die dynamische Viskosität  $\eta$ :

$$1 \text{ Ns/m}^2 = 1 \text{ Pa} \cdot \text{s} = 10^3 \text{ mPa} \cdot \text{s} \text{ (früher: } 1 \text{ cP} = 1 \text{ mPa} \cdot \text{s)}$$

Einheiten für die kinematische Viskosität  $\nu$ :

$$1 \text{ m}^2/\text{s} = 10^6 \text{ mm}^2/\text{s} \\ \text{(früher: } 1 \text{ cSt} = 1 \text{ mm}^2/\text{s)}$$

Faustwert und beispielhafte Umrechnung:

$$\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s} \text{ (HLP 46, } 60 \text{ }^\circ\text{C, } 210 \text{ bar)} \rightarrow \eta = 26 \cdot 10^{-3} \text{ Ns/m}^2.$$

**Viskositäts-Temperatur-Verhalten (VT-Verhalten).** Mit zunehmender Temperatur sinkt die Viskosität der Druckflüssigkeit, **Bild 2.2**. Der Gradient ist bei tiefen Temperaturen besonders groß. Hohe Temperaturen reduzieren die hydrodynamische Reibung (z. B. in Rohren) – ebenso aber auch die hydrodynamisch erzeugten Tragdrücke. Ferner steigen mit abnehmender Viskosität die Leckölverluste. Das VT-Verhalten kann durch empirisch gewonnene Gleichungen beschrieben werden. Für die *dynamische Viskosität* mineralischer Öle bei atmosphärischem Druck wurde 1921 folgender Ansatz von H. Vogel [2.26] publiziert:

$$\eta(\vartheta) = k \cdot e^{\frac{b}{c+\vartheta}} \quad (2.3)$$

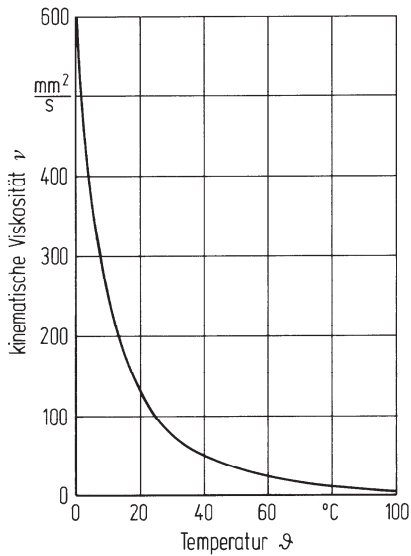
Die Konstante  $k$  wird darin in  $\text{Ns/m}^2$ , die Konstanten  $b$  und  $c$  werden in  $^\circ\text{C}$  eingesetzt. A. Cameron schlug 1966 vor, die Konstante  $c$  für Schmieröle einheitlich mit  $95 \text{ }^\circ\text{C}$  zu benutzen. Kahrs übernahm diese Empfehlung [2.27] – nach [2.28] passte hingegen für das dort verwendete Öl ein Wert von  $125 \text{ }^\circ\text{C}$  besser. Es gibt noch weitere Modelle wie z. B. das von Witt [2.29].

Die Abhängigkeit der *kinematischen Viskosität*  $\nu$  von der Temperatur wird meist nach Ubbelohde und Walter (1935) modelliert [2.30, 2.28, 2.31], siehe z. B. auch DIN 51 563:

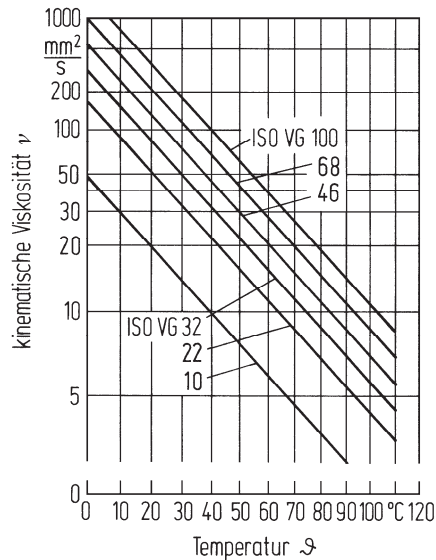
$$\log \log(\nu + 0,8) = \log \log(\nu_1 + 0,8) - m \log \frac{T}{T_1} \quad (2.4)$$

mit  $\nu$  in  $\text{mm}^2/\text{s}$ ,  $T$  in  $\text{K}$  und der Richtungskonstanten  $m$  [2.30].

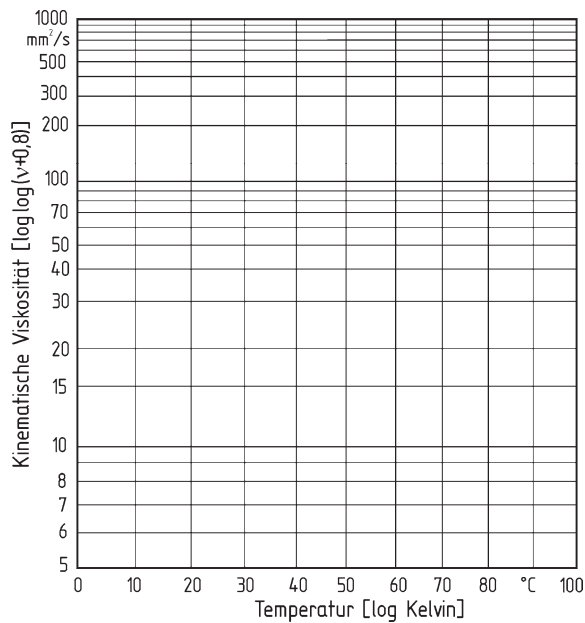
Die hohe Güte des Ansatzes wird 1983 in [2.28] ausdrücklich gewürdigt. In der Praxis benutzt man dieses Modell dazu, Abszisse und Ordinate so zu skalieren, dass die Funktionen  $\nu(T)$  sich als Geraden abbilden, siehe **Bild 2.3** und „Blanko“-Netz in **Bild 2.4** (z. B. für Eintragungen von Messpunkten).



**Bild 2.2:** Änderung der kinematischen Viskosität mit der Temperatur für Hydrauliköl HL 46, VI 100,  $p_0 = 1 \text{ bar}$ , nach [2.1]



**Bild 2.3:** Ubbelohde-Diagramm für Hydrauliköle ISO VG 10 bis 100, VI 100,  $p_0 = 1 \text{ bar}$ , nach [2.1]



**Bild 2.4:** Nach Ubbelohde und Walter generiertes „Blanko“-Netz zur Eintragung von Viskositätsgeraden über der Temperatur für Mineralöle

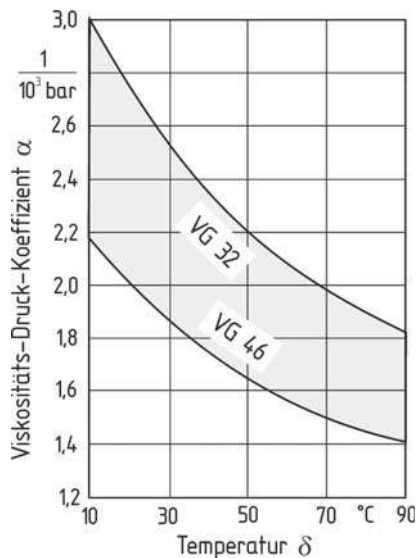
Der Anstieg der Viskosität mit fallender Temperatur wird auch mit Hilfe des „Viskositätsindex VI“ (ISO 3448, typisch z. B. VI = 100) beschrieben.

**Viskositäts-Druck-Verhalten (VP-Verhalten).** Mit zunehmendem Druck erhöht sich die Viskosität der Hydraulikflüssigkeit. Faustwert: Sie verdoppelt sich bei Druckerhöhung von 1 bar auf 400 bar für HLP 46 und übliche Betriebstemperatur (60–70 °C). Das VP-Verhalten wird durch ein von Barus [2.32] schon 1893 vorgelegtes und durch Kießkalt [2.33] 1927 bestätigtes Modell beschrieben

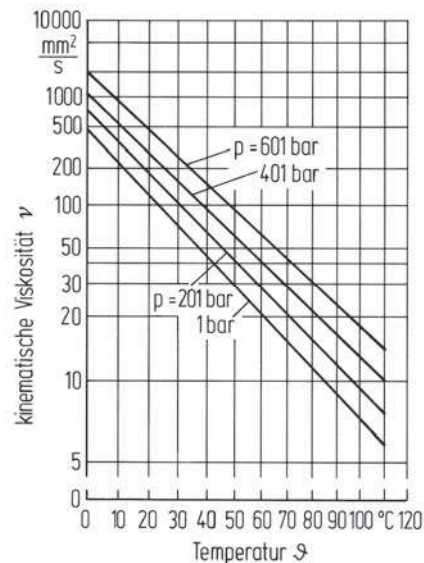
$$\eta(p) = \eta_0 \cdot e^{\alpha(p-p_0)} \quad (2.5)$$

Darin ist  $\eta_0$  die dynamische Viskosität bei atmosphärischem Druck  $p_0$  und  $\alpha$  der Viskositäts-Druck-Koeffizient.  $\alpha$  ist abhängig von der Ölstruktur, der Viskosität und der Temperatur. Setzt man Betriebsdruck  $p$  und Bezugsdruck  $p_0$  (Umgebung) in bar ein, ergibt sich  $\alpha$  in  $\text{bar}^{-1}$ .

Gemessene Werte wurden z. B. von Kahrs [2.27] mitgeteilt, **Bild 2.5**. Aus dem VT-Verhalten und dem VP-Verhalten lässt sich das Viskositäts-Druck-Temperatur-Verhalten (VPT-Verhalten) kombinieren. **Bild 2.6** zeigt dieses am Beispiel HL 46 (weitere Messwerte siehe [2.28], umfassende Modelle siehe Witt [2.34]).



**Bild 2.5:** Streufeld des Viskositäts-Druck-Koeffizienten für Gleichung (2.4), nach Kahrs [2.27]. Basis: 8 gängige Mineralöle (um 1970)



**Bild 2.6:** Kinematische Viskosität eines mineralischen Hydrauliköls (HL 46) in Abhängigkeit von Temperatur und Druck (nach Firmenangaben, Drücke absolut)

### 2.1.3.2 Dichte-Verhalten

**Übersicht.** Die Dichte  $\rho$  der Druckflüssigkeit ist das Verhältnis der Masse  $m$  zu deren Volumen  $V$ :

$$\rho = \frac{m}{V}$$

Sie ist eine maßgebliche Kenngröße der Druckflüssigkeit für die Berechnung von Strömungswiderständen und dynamischen Strömungskräften. Die Dichte ist etwas temperatur- und druckabhängig, **Bild 2.7**. Das Kennfeld gilt für ein typisches mineralisches Hydrauliköl. Fast identische Werte findet man in [2.28] (dort Bild 3) für ein Hydrauliköl „CLP 32“.

Erhöht man bei konstanter Temperatur den Druck, so steigt die Dichte wegen der Kompressibilität. Erhöht man die Temperatur bei konstantem Druck, verringert sie sich durch Ausdehnung.

**Dichte-Temperatur-Verhalten isobar.** Das Fluidverhalten kann für variable Temperatur bei konstantem Druck wie folgt modelliert werden:

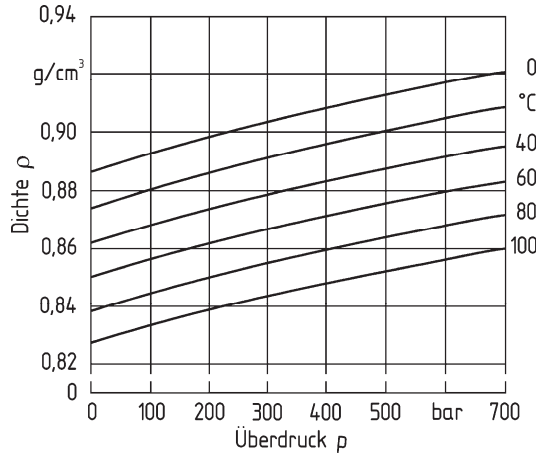
$$\rho(\vartheta) = \frac{\rho_0}{1 + \gamma(\vartheta - \vartheta_0)} \quad (2.6)$$

Darin sind  $\rho_0$  in  $\text{kg/m}^3$  und  $\vartheta_0$  in  $^\circ\text{C}$  die Bezugsgrößen und  $\gamma$  in  $1/\text{K}$  der Wärmeausdehnungs-Koeffizient. Dieser ermöglicht eine einfache Berechnung der Volumenzunahme  $\Delta V$  mit  $V_0$  als Ausgangsvolumen nach der Gleichung

$$\Delta V = \gamma \cdot V_0 (\vartheta - \vartheta_0) \quad (2.7)$$

Betrachtet man z. B. in Bild 2.7 bei 220 bar Druck eine Temperaturerhöhung von  $0^\circ\text{C}$  auf  $60^\circ\text{C}$ , so verringert sich die Dichte dabei von  $0,900$  auf  $0,863 \text{ g/cm}^3$ .

Dieses entspricht einem gemittelten Wärmeausdehnungskoeffizienten  $\gamma$  von etwa  $7,0 \cdot 10^{-4} \text{ K}^{-1}$ . Die Volumenzunahme beträgt nach obiger Gleichung  $4,2\%$ .



**Bild 2.7:** Dichte-Druck-Verhalten in Abhängigkeit von der Temperatur (Hydrauliköl HL 46 mit VI = 100, nach Herstellerangaben). Andere Hydrauliköle ähnlich.

Faustwert: ca. 0,6% Änderung je 100 bar

**Dichte-Druck-Verhalten isotherm.** Die Dichte einer Druckflüssigkeit nimmt bei konstanter Temperatur mit steigendem Druck infolge Kompressibilität zu:

$$\rho(p) = \frac{\rho_0}{1 - \kappa \cdot (p - p_0)} \quad (2.8)$$

Darin sind  $\rho_0$  in  $\text{kg/m}^3$  und  $p_0$  in bar die Bezugsgrößen und  $\kappa$  in  $1/\text{bar}$  die Kompressibilität (auch „Kompressibilitätsfaktor“  $\beta$ ). Den reziproken Wert von  $\kappa$  nennt man Kompressions-Modul  $K$  (z. T. auch mit  $E$  bezeichnet):

$$K = \frac{1}{\kappa}$$

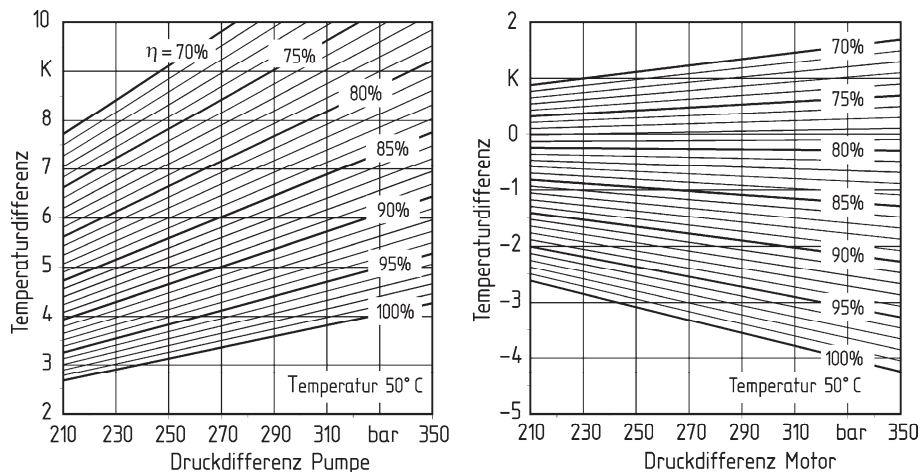
Beide Größen sind temperatur- und druckabhängig. Die Kompressibilität  $\kappa$  ermöglicht eine einfache Berechnung der Volumenabnahme bei Druckerhöhung nach der Gleichung

$$\Delta V = -\kappa \cdot V_0 (p - p_0) \quad (2.9)$$

Beispiel: Druckerhöhung in Bild 2.7 von 0 auf 300 bar bei  $60^\circ\text{C}$ , Dichte erhöht sich von 0,851 auf 0,867.  $\kappa \approx 6,3 \cdot 10^{-5} \text{ bar}^{-1}$ , Kompressionsmodul  $K \approx 16.000 \text{ bar}$ .

### 2.1.3.3 Temperaturverhalten bei adiabater Druckänderung

Verdichtet oder expandiert man Hydrauliköl wärmedicht ohne Reibung (z. B. in einem Drucktopf), so ändert sich die Fluidtemperatur um etwa 1,25 K je 100 bar. Dieses Phänomen kann man für die Wirkungsgradbestimmung nutzen, **Bild 2.8**.



**Bild 2.8:** Wirkungsgrade und Temperaturänderung bei Pumpen und Motoren mit internem Lecköl nach Witt [2.34, 2.35] f. Mobilöl DTE Medium,  $50^\circ\text{C}$ . Alle Mineralöle ähnlich

Eine Druckerhöhung (Kompression) bewirkt einen gleichzeitigen Anstieg der Temperatur – eine Entspannung (Dekompression) eine Temperaturabsenkung. Genauere Werte sind etwas abhängig von Ölsorte, Temperatur und Druck [2.36, 2.37]. Die Kennfelder erlauben eine thermodynamische Wirkungsgradbestimmung oder „Gesundheitsüberwachung“ von Verdrängermaschinen mit internem Lecköl. Das Phänomen gilt auch für Drosseln. Nach [2.35] wurde z. B. für eine Drossel-Entspannung von 100 bar auf Umgebungsdruck bei 50 °C Anfangstemperatur ein Anstieg von 4,3 K gemessen, der sich aus den Anteilen +5,55 K (aus Druck x Volumenstrom) und -1,25 K (Dekompression) zusammensetzt. Ein Verfahren zur kombinierten Erfassung der Stoffwerte, Drücke und Temperaturen wurde z. B. von Höfflinger vorgelegt [2.38].

#### 2.1.3.4 Luftaufnahmevermögen

Luft kann in Mineralölen gelöst oder ungelöst (Blasenform) enthalten sein. Gelöst beeinflusst sie die Öleigenschaften nicht, auch nicht die Kompressibilität. Im Sättigungszustand kann Mineralöl bei Atmosphärendruck  $p_0$  und 50 °C z. B. 9 Volumenprozent Luft in gelöster Form aufnehmen. Während dieser Wert von der Temperatur kaum abhängt, nimmt er mit dem Druck stark zu: Nach dem Henry'schen Gesetz gilt für das maximal gelöste Luftvolumen  $V_L$  (bis etwa 300 bar):

$$V_L = V_{\text{ÖL}} \cdot \alpha \cdot \frac{p}{p_0} \quad (2.10)$$

$V_{\text{ÖL}}$  ist das Ölvolumen bei Atmosphärendruck,  $\alpha$  der Bunsen'sche Lösungskoeffizient (für Mineralöl etwa 0,08 bis 0,09 leicht steigend mit der Temperatur). Für  $p$  ist der Absolutdruck einzusetzen. Je 100 bar beträgt das lösbare Luftvolumen das Acht- bis Neunfache des Ölvolumens – ein hoher Wert! Sobald das Aufnahmevermögen des Öls für gelöste Luft überschritten wird, bilden sich Luftblasen im Öl. Auch kann in Öl gelöste Luft in Luftblasen übergehen, wenn der Sättigungsdruck unterschritten wird, z. B. in der Ansaugleitung, in engen Krümmungen, hinter Drosselstellen usw. Ebenso können Luftblasen durch Ansaugen von Luft, durch Leckstellen oder Pantschen entstehen.

Luftblasen verkleinern den Kompressionsmodul  $K$ , können bei Druckerhöhung in einer Pumpe schlagartig verdichtet werden und extreme örtliche Temperaturen annehmen (Gefährdung von Dichtungen, Ölalterung, Geräusche, Gefahr kavitationsähnlicher Verschleiß- und Ermüdungserscheinungen [2.39]).

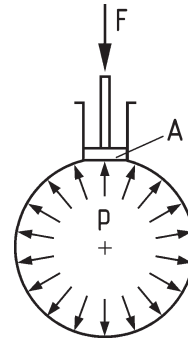
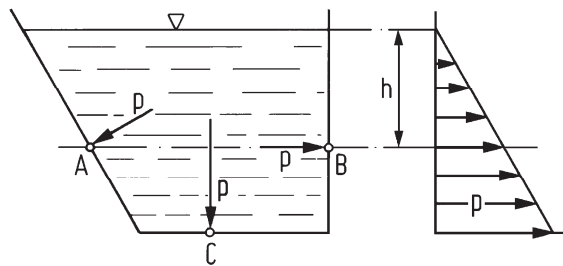
„Kavitationsähnlich“, weil es sich streng genommen um eine Mischung aus etwas Ölkavitation (Dampfdruck viel höher als bei Wasser) und aber erheblichen, meistens überwiegenden Luftblasenwirkungen handelt. Daher kommt der Luftabscheidung eine besondere Bedeutung zu [2.40] (siehe auch Kap. 6.3 Ölbehälter).

## 2.2 Grundlagen aus der Hydrostatik

### 2.2.1 Hydrostatisches Verhalten von Flüssigkeiten

Eine in einem Behälter vorhandene ruhende Flüssigkeit kann nur Normalkräfte auf Behälterwände und -boden übertragen. Die in **Bild 2.9a** durch Gravitation an den Stellen A, B und C vorhandenen Drücke  $p$  wirken immer senkrecht zu Behälterwänden und Boden. Ihre Größe wächst mit dem Eigengewicht der betrachteten Flüssigkeitssäule, das heißt mit dem Höhenunterschied  $h$ :

$$p = \rho \cdot g \cdot h \quad (2.11)$$



**Bild 2.9a:** Hydrostatischer Druck einer ruhenden Flüssigkeit durch Gravitation

**Bild 2.9b:** Hydrostatischer Behälterdruck durch Kolbenkraft  $F$  auf Fläche  $A$

Bei der Berechnung ölhydrostatischer Anlagen kann das Eigengewicht der Flüssigkeitssäule gegenüber dem Arbeitsdruck in der Regel vernachlässigt werden. Der über eine äußere Kraft  $F$  erzeugte Druck ist entsprechend **Bild 2.9b**:

$$p = \frac{F}{A} \quad (2.12)$$

### 2.2.2 Energiewandlung mit Kolben und Zylinder

Für die in **Bild 2.10** gezeigte Hebevorrichtung mit der Hubkraft  $F_2$  und der Betätigungskraft  $F_1$  wird der aufzubringende *Arbeitsdruck* oder *Lastdruck*

$$p = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad (2.13)$$

Sieht man von Leckölverlusten ab, so verdrängt der Kolben mit der Fläche  $A_1$ , wenn er um den Weg  $s_1$  bewegt wird, das Flüssigkeitsvolumen  $V_1$ :



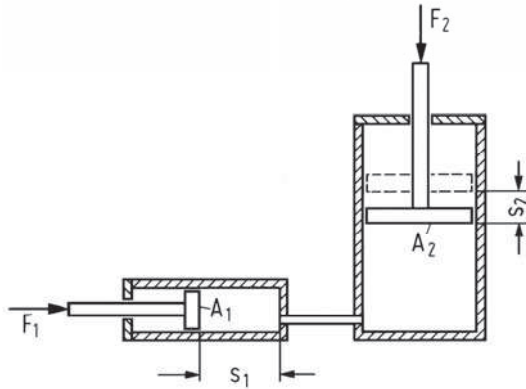
Das Verschiebevolumen beträgt  
leckölfrei

$$V_1 = V_2 = A_1 \cdot s_1 = A_2 \cdot s_2$$

Daraus ergibt sich

$$\frac{s_1}{s_2} = \frac{A_2}{A_1} \quad (2.14)$$

Die Kraftverstärkung ist  $\frac{F_2}{F_1}$ .



**Bild 2.10:** Schema einer Hebevorrichtung mit Pump- und Hubzylinder

Sie entspricht bei einer Vernachlässigung jeglicher Reibung dem Verhältnis der Kolbenflächen:

$$F_2 = \frac{A_2}{A_1} \cdot F_1 \quad (2.15)$$

Umgekehrt wird die *Hubgeschwindigkeit*  $v_2$  kleiner als die dafür aufgebraachte Geschwindigkeit  $v_1$ , denn es gilt

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{A_2}{A_1} \quad (2.16)$$

Die auf dem Wege  $s_1$  ( $s_2$ ) aufgewendete Kolbenkraft  $F_1$  ( $F_2$ ) ergibt die *Arbeit*

$$W = F_1 \cdot s_1 = F_2 \cdot s_2 \quad (2.17)$$

und die Leistung

$$P = F \cdot v$$

Mit  $F = A \cdot p$  und  $v = \frac{Q}{A}$  ergibt sich daraus erwartungsgemäß die hydrostatische Leistung zu

$$P = p \cdot Q \quad \text{siehe auch (1.2)}$$

Darin ist  $Q$  der Volumenstrom und  $p$  der Verschiebedruck.

### 2.2.3 Energiewandlung mit rotierendem Verdränger

In **Bild 2.11** ist das Schema einer Pumpe mit rotierendem Verdrängerkolben dargestellt. Der Kolben mit der Fläche  $A$  legt bei einer Umdrehung gegen den Lastdruck den Weg  $2\pi \cdot r$  zurück und verdrängt dabei das Flüssigkeitsvolumen

$$V = 2\pi \cdot r \cdot A \quad (2.18)$$

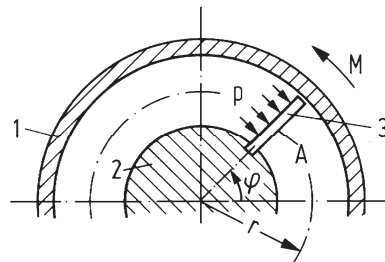
Dieses Verdrängungsvolumen nennt man bei einer Hydropumpe das „Hubvolumen“, bei einem Hydromotor das „Schluckvolumen“.

Der *Volumenstrom* ergibt sich mit der Drehzahl  $n$  zu:

$$Q = V \cdot n \quad (2.19)$$

Betrachtet man für verlustfreien Betrieb ein aus Pumpe (1) und Motor (2) bestehendes Hydrogetriebe, so gilt mit  $Q_1 = Q_2$ :

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{V_2}{V_1} \quad (2.20)$$



**Bild 2.11:** Schema einer Pumpe mit rotierendem Verdränger.

1 festes Gehäuse, 2 Rotor, 3 Flügel,  $r$  effektiver Radius

Bei der in Bild 2.11 gezeigten Verdrängermaschine wirkt das *Drehmoment*

$$M = p \cdot A \cdot r \quad (2.21)$$

Mit  $A = V/2\pi \cdot r$  erhält man durch Einsetzen das *verlustlose mechanisch-hydrostatische Gleichgewicht für Rotation*:

$$M = \frac{p \cdot V}{2\pi} = \frac{p \cdot Q}{2\pi \cdot n} \quad \text{bzw.} \quad M [\text{Nm}] = \frac{p[\text{bar}] \cdot V[\text{cm}^3]}{20\pi} \quad (2.22)$$

Die Gleichung (2.22) ist für die Projektierung besonders bedeutsam, weil sie für Pumpen und Motoren gilt und von deren Bauart völlig unabhängig ist. Die verlustlos aufgenommene oder abgegebene *Leistung* beträgt

$$P = M \cdot \omega = M \cdot 2\pi \cdot n = p \cdot Q \quad (2.23)$$

Setzt man  $Q$  in [l/min] und  $p$  in [bar] ein, so ergibt sich für eine verlustlose Leistungsberechnung die wichtige Zahlenwertgleichung

$$P[\text{kW}] = \frac{Q [\text{l/min}] \cdot p [\text{bar}]}{600} \quad (2.24)$$

## 2.3 Grundlagen aus der Hydrodynamik

Bei der Berechnung strömungsmechanischer Vorgänge (Hydrodynamik) ging man zunächst vom Idealfall der reibungsfreien, inkompressiblen Flüssigkeit aus. In weiteren Schritten berücksichtigte man die Flüssigkeitsreibung durch Einbeziehung des Stoffwertes „Viskosität“ und dessen Abhängigkeiten von weiteren Parametern, insbesondere der Temperatur und dem Druck.

Für die strömungstechnische Modellierung ölhydraulischer Komponenten und Anlagen gelten vor allem folgende Grundlagen als bedeutsam:

- *Kontinuitätsgleichung*: Erhaltung der Masse längs eines Stromfadens
- *Bernoulli-Gleichung*: Erhaltung der Energie längs eines Stromfadens
- *Druckverluste beim Fluidumlauf*: Reibungsbehaftete Strömungen
- *Strömungsmodelle für spezielle Geometrien*: Drosseln und Spalte
- *Impulssatz und Energiebilanz*: Kraftwirkungen strömender Flüssigkeiten.

Für Routineberechnungen in der Praxis stehen die Zusammenhänge zwischen Volumenströmen und Druckverlusten meistens im Vordergrund. Sie sollen daher auch im Folgenden besonders berücksichtigt werden.

### 2.3.1 Kontinuitätsgleichung

Für die stationäre, reibungslose Strömung einer inkompressiblen Flüssigkeit gilt das Gesetz von der Erhaltung der Massen, **Bild 2.12**. Es besagt, dass der durch den Querschnitt  $A_1$  fließende Massenstrom  $\dot{m}_1$  gleich dem durch den kleineren Querschnitt  $A_2$  fließenden Massenstrom  $\dot{m}_2$  ist; bei Flüssigkeiten mit gleich bleibender Dichte gilt dies auch für die instationäre Strömung. Der Massenstrom ist die pro Zeiteinheit durch einen bestimmten Rohrquerschnitt fließende Flüssigkeitsmasse:

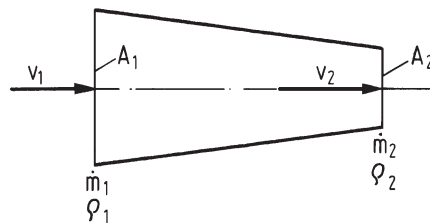
$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot v \quad (2.25)$$

mit  $v$  als mittlerer Geschwindigkeit und es gilt nach Bild 2.12:

$$\rho_1 \cdot A_1 \cdot v_1 = \rho_2 \cdot A_2 \cdot v_2 \quad (2.26)$$

und bei gleich bleibender Flüssigkeitsdichte, d. h. inkompressiblem Fluid:

$$A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2 \quad (2.27)$$



**Bild 2.12:** Flüssigkeitsströmung durch ein sich verengendes Rohr

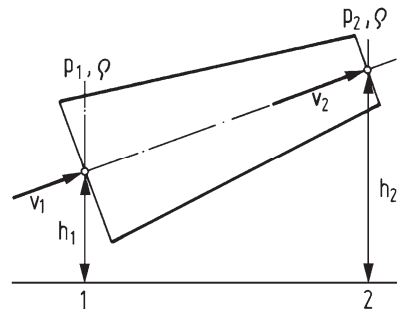
### 2.3.2 Bernoulli'sche Bewegungsgleichung

Die Bernoulli'sche Gleichung geht davon aus, dass der Energieinhalt einer stationär und reibungslos strömenden idealen Flüssigkeit in jedem Punkt des Stromfadens zu jeder Zeit konstant ist [2.41].

Aus dieser Annahme ergibt sich, dass die Summe aus den drei folgenden charakteristischen Druckanteilen entlang des Stromfadens nach Bernoulli in jedem Punkt konstant ist:

- *Hydrostatischer* Druck (in der Ölhydraulik der Arbeitsdruck)
- *Hydrodynamischer* Druck, auch „Geschwindigkeitsdruck“
- Druck infolge von *Gravitation*, auch „Höhendruck“

Als Beispiel sollen an Hand von **Bild 2.13** zwei Stromfadenpunkte 1 und 2 betrachtet werden. Die Druckbilanz wird durch die Bernoulli'sche Gleichung für ein inkompressibles Fluid wie folgt beschrieben:



**Bild 2.13:** Flüssigkeitsströmung durch ein geneigtes Rohr mit sich verengendem Querschnitt

$$p_1 + \frac{\rho \cdot v_1^2}{2} + \rho \cdot g \cdot h_1 = p_2 + \frac{\rho \cdot v_2^2}{2} + \rho \cdot g \cdot h_2 \quad (2.28)$$

Darin ist  $p$  der statische Druck,  $\rho$  die Fluideichte,  $v$  die mittlere Geschwindigkeit und  $g$  die Gravitationsbeschleunigung (weitere Größen siehe Bild 2.13).

Allgemein gilt für ein inkompressibles, reibungsfreies Fluid ( $\rho_1 = \rho_2$ ):

$$p + \frac{\rho \cdot v^2}{2} + \rho \cdot g \cdot h = \text{const.} \quad (2.29)$$

Da der Höhendruck gegenüber dem dynamischen und statischen Druck in der Ölhydraulik meist vernachlässigt werden kann, gilt vereinfacht:

$$p + \frac{\rho \cdot v^2}{2} = \text{const.} \quad (2.30)$$

Auf dieser für inkompressible und reibungsfreie Flüssigkeiten gültigen vereinfachten Druckbilanz kann nun die Berechnung der Druckverluste in Hydraulikrohrleitungen mit realen Stoffwerten aufbauen.

Diese Berechnung wird im nächsten Kapitel behandelt.

### 2.3.3 Druckverlust in Rohrleitungen

#### 2.3.3.1 Grundlegende Betrachtungen

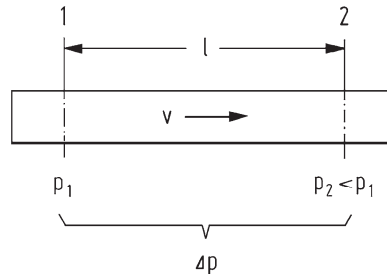
**Physikalische Entstehung der Rohrreibung.** Im Gegensatz zu den o. g. idealisierten Annahmen sind reale Flüssigkeiten weder inkompressibel noch reibungsfrei, vielmehr hat die Reibung eine ganz wesentliche Bedeutung für die Berechnung und die Beurteilung dynamischer Vorgänge bei Flüssigkeiten, insbesondere auch für die Bestimmung der Druckverluste in Rohrleitungen.

Die Reibung entsteht aus Schubspannungen des viskosen Fluids, die infolge von Geschwindigkeitsgefällen quer zur Strömungsrichtung entsprechend Bild 2.1 bzw. Gl. (2.1) entstehen. Das betrifft sowohl die Reibung innerhalb der Flüssigkeit als auch den Sonderfall der Reibung zwischen Flüssigkeit und Wand (Grenzschicht). Die Größe der Reibung wird dementsprechend vor allem durch die Zähigkeit (Viskosität) des Fluids und die Geschwindigkeitsverhältnisse bestimmt. Die Gleitbewegungen unter Schubspannung erzeugen Wärme – die notwendige Energie wird der Druckenergie entnommen. Den entsprechenden Verlustdruck  $\Delta p$  kann man in die vereinfachte Bernoulli-Gleichung, d. h. in Gl. (2.30) einführen:

$$p + \frac{\rho \cdot v^2}{2} + \Delta p = \text{const.} \quad (2.31)$$

Betrachten wir hierzu in **Bild 2.14** ein Rohrstück konstanten Durchmessers (und damit konstanten dynamischen Druckes).

Von 1 nach 2 entsteht durch Reibung ein Druckverlust. Wegen des konstanten dynamischen Druckanteils muss der statische Druck  $p$  in Strömungsrichtung um den Verlustdruck  $\Delta p$  absinken. In der Ölhydraulik sind die üblichen Viskositäten viel größer als z. B. bei Wasser. Daher ergeben sich in den Rohrleitungen nicht vernachlässigbare Druckverluste.



**Bild 2.14:** Druckabfall in geraden Rohren

**Grundansatz für den Druckabfall in Rohrleitungen.** Der Ansatz für den Druckabfall einer reibungsbehafteten Flüssigkeit bei der Durchströmung eines Rohres geht auf Prandtl zurück und lautet wie folgt:

$$\frac{dp}{dl} = -\lambda_R \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (2.32)$$

Durch Integration erhält man die bekannte Gleichung für den Druckabfall einer inkompressiblen, stationären, isothermer Strömung:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \lambda_R \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (2.33)$$

In dieser Gleichung bedeuten entsprechend Bild 2.14:

- $\Delta p$  Druckabfall von Rohrquerschnitt 1 nach 2
- $d$  Innendurchmesser des Rohres
- $l$  Rohrlänge
- $v$  auf  $d$  bezogene mittlere Strömungsgeschwindigkeit
- $\rho$  Dichte der Flüssigkeit

Der Faktor  $\lambda$  ist der *Rohrwidestandsbeiwert*, der nicht konstant, sondern eine Funktion der Reynolds'schen Zahl  $Re$  ist.

$$\lambda_R = f(Re) \quad (2.34)$$

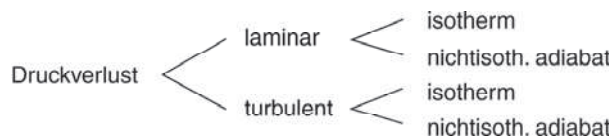
$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{v \cdot d \cdot \rho}{\eta} = 21\,221 \cdot \frac{Q \text{ [l/min]}}{d \text{ [mm]} \cdot \nu \text{ [mm}^2/\text{s}]} \quad (2.35)$$

mit  $\nu$  als kinematischer und  $\eta$  als dynamischer Viskosität.

Man unterscheidet zwischen *laminarer* Strömung (Schichtenströmung, Zähigkeitskräfte überwiegen gegenüber Massenträgheitskräften) und *turbulenter* Strömung (ungeordnete Strömung, Wirbel, Querbewegung auch senkrecht zur Rohrachse, Massenträgheitskräfte überwiegen gegenüber den Zähigkeitskräften).

Darüber hinaus muss beachtet werden, dass Strömungsvorgänge in beiden Fällen sowohl *isotherm* (Temperatur konstant) als auch *nicht isotherm* ablaufen können.

Letzterer Fall tritt in der Ölhydraulik wegen des Wärmeeinbaus aus den besprochenen und meistens relativ großen Druckverlusten auf. Streng genommen muss man bei nicht isothermer Berechnung auch noch den Wärmeaustausch des Rohres mit der Umgebung berücksichtigen. Vernachlässigt man diesen, so gilt für *adiabate* Bedingungen (wärmedichtes Rohr) das Schema von **Tafel 2.5**.



**Tafel 2.5:** Vier wichtige Fälle für die Berechnung der Druckverluste in wärmedichten Rohrleitungen

Diese vier Fälle sollen im Folgenden behandelt werden.

### 2.3.3.2 Laminare Rohrströmung

**Laminare isotherme Rohrströmung.** Diese tritt bei Reynoldszahlen, Gl. (2.35), unter etwa 2000 auf (kleine Rohrdurchmesser, mäßige Strömungsgeschwindigkeiten und Temperaturen) und sie ist mathematisch elegant und exakt modellierbar. *Isotherm* bedeutet: konstant angenommene Temperatur und damit konstante Viskosität sowohl über dem Rohrquerschnitt als auch in Rohrlängsrichtung.

Unter diesen Bedingungen lässt sich die Strömungsmechanik exakt berechnen. Dieses soll im Folgenden geschehen – auch als Beispiel für die gute rechnerische Zugänglichkeit laminarer Strömungen. Als Ansatz dient nach **Bild 2.15** ein im Flüssigkeitsstrom mitfließendes kleines zylindrisches Flüssigkeitselement  $\pi \cdot y^2 \cdot l$ . Dieses möge sich im Gleichgewicht mit der umgebenden, im Strom fließenden Flüssigkeit befinden. Auf die Stirnflächen dieses Zylinderelements wirken dann links die Druckkraft  $p_1 \cdot \pi \cdot y^2$  und rechts die infolge der Druckverluste entlang der Länge  $l$  etwas kleinere Kraft  $p_2 \cdot \pi \cdot y^2$ . Insgesamt ergibt sich daraus die resultierende axiale Druckkraft:  $(p_1 - p_2) \cdot \pi \cdot y^2 = \Delta p \cdot \pi \cdot y^2$ . Ihr entgegen wirkt infolge der Schubspannung  $\tau$  auf die Mantelfläche die Schubkraft  $2\pi \cdot y \cdot l \cdot \tau$ .

Bei Gleichgewicht gilt:

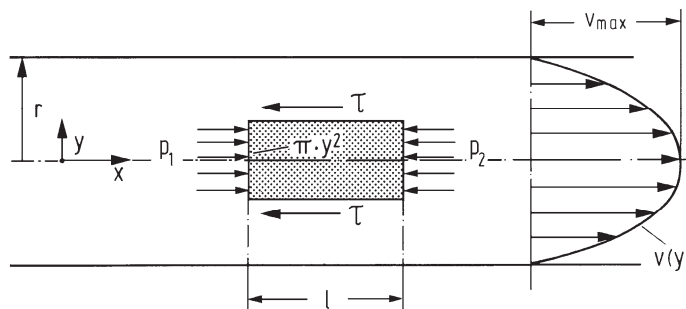
$$\Delta p \cdot \pi \cdot y^2 = 2\pi \cdot y \cdot l \cdot \tau \quad (2.36)$$

Für  $\tau$  gilt nach dem Newton'schen Reibungsgesetz, Gl. (2.1):

$$\tau = -\eta \cdot \frac{dv}{dy}$$

Damit ergibt sich nach Kürzen und Umstellung

$$\frac{dv}{dy} = -\frac{\Delta p}{\eta \cdot l} \cdot \frac{y}{2}$$



**Bild 2.15:** Spannungen und Geschwindigkeitsprofil bei laminarer Rohrströmung



Durch Integration erhält man mit der Bedingung  $v = 0$  bei  $y = r$  die Gleichung des Rotationsparaboloids

$$v(y) = -\frac{\Delta p}{4\eta \cdot l} \cdot (y^2 - r^2) \quad (2.37)$$

Der Maximalwert der Strömungsgeschwindigkeit in der Rohrachse ergibt sich mit  $y = 0$  zu

$$v_{\max} = \frac{\Delta p}{4\eta \cdot l} \cdot r^2 \quad (2.38)$$

Der durch den Rohrquerschnitt fließende Volumenstrom ist formal gleich dem Inhalt des Rotationsparaboloids. Durch Integration von Gl. (2.37) über konzentrische Flächenelemente  $dA = 2\pi \cdot y \cdot dy$  erhält man mit den Grenzen  $y = 0$  und  $y = r$  das von Hagen und Poiseuille um 1840 erstmals veröffentlichte Gesetz für den Volumenstrom bei laminarer, isothermer Rohrströmung:

$$Q = \frac{\pi \cdot r^4}{8\eta \cdot l} \cdot \Delta p = \frac{\pi \cdot d^4}{128\eta \cdot l} \cdot \Delta p \quad (2.39)$$

Für die mittlere Geschwindigkeit im Rohr gilt dabei

$$v = \frac{Q}{\pi \cdot r^2} = \frac{\Delta p}{8\eta \cdot l} \cdot r^2 \quad (2.40)$$

Sie entspricht damit genau der halben maximalen Strömungsgeschwindigkeit:

$$v = 0,5 \cdot v_{\max}$$

Eine Auflösung von Gl. (2.40) nach dem Druckabfall  $\Delta p$  ergibt

$$\Delta p = 8 \cdot \eta \cdot \frac{l}{r^2} \cdot v \quad (2.41)$$

Man erkennt aus dieser Gleichung, dass der Strömungswiderstand  $\Delta p$  bei laminarer Strömung linear mit der Geschwindigkeit wächst. Da es sich um ein Gesetz handelt, kann Gl. (2.41) bei sehr genau kontrollierter Fluidtemperatur sogar zur experimentellen Bestimmung der Viskosität benutzt werden [2.27].

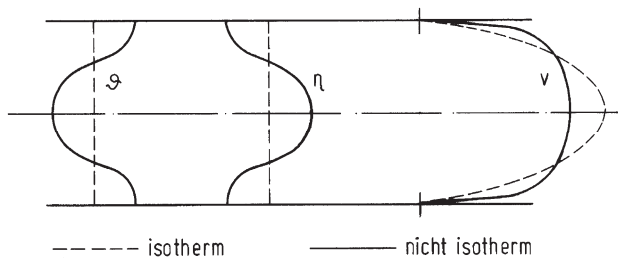
Setzt man die Gleichungen (2.41) und (2.33) gleich, so wird

$$\lambda_R = \frac{64}{Re} \quad (2.42)$$

Diese Funktion ist eine Hyperbel, die sich im doppelt logarithmischen Netz als Gerade abbildet – hierauf wird später noch Bezug genommen.

**Laminare nicht isotherme adiabate Rohrströmung.** Obwohl in der Praxis meist mit isothermer Rohrströmung gerechnet wird, kann bei bestimmten Anwendungsfällen der Ölhydraulik – anders als bei Strömungsvorgängen mit Wasser – der Ansatz einer nicht isothermen Strömung sinnvoll sein. Vereinfachend sollen dabei adiabate (wärmedichte) Verhältnisse vorausgesetzt werden.

Hydrauliköl hat eine etwa 50-fach höhere Viskosität als Wasser, und die Viskosität ist zusätzlich besonders stark temperaturabhängig (siehe Abschnitt 2.1.3.1). Hohe Viskosität bedeutet hohe Reibung, insbesondere bei großem Schergefälle  $dv/dy$  an der Rohrwand bzw. in deren Nähe. Dadurch ist dort die Temperaturerhöhung am größten, **Bild 2.16**. Entsprechend ergeben sich in Rohrwandnähe die geringsten Viskositäten. Dieses hat im Vergleich zur isothermen Behandlung eine Verringerung des Strömungswiderstands zur Folge.



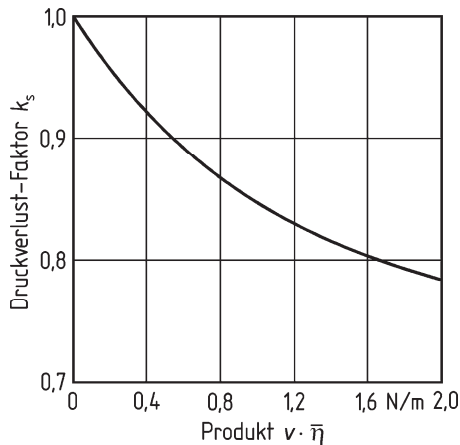
**Bild 2.16 :** Temperatur- ( $\vartheta$ ), Viskositäts- ( $\eta$ ) und Geschwindigkeitsverlauf ( $v$ ) über dem Rohrquerschnitt bei isothermer und nicht isothermer laminarer Rohrströmung (Schema)

Nach Kahrs [2.27] kann die Berechnung des Druckabfalls unter Verwendung der allgemeinen Druckabfallgleichung, Gl. (2.33), dadurch geschehen, dass man zusätzlich die Faktoren  $k_s$  und  $k_x$  einführt:

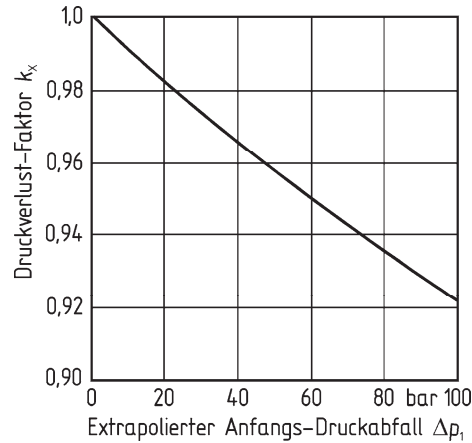
$$\Delta p = k_s \cdot k_x \cdot \lambda_R \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (2.43)$$

Der Faktor  $k_s$  berücksichtigt den Einfluss von Temperatur- und Viskositätsänderungen über dem Rohrquerschnitt und ist im Wesentlichen von dem Produkt aus der mittleren Strömungsgeschwindigkeit  $v$  und der mit der mittleren über dem Rohrquerschnitt errechneten dynamischen Viskosität abhängig, **Bild 2.17**.

Der Faktor  $k_x$  berücksichtigt den Einfluss von Temperatur- und Viskositätsänderungen über der Rohrlänge und ist vom Druckgefälle abhängig. **Bild 2.18** zeigt die Auftragung über dem extrapolierten Anfangsdruckabfall. Dieser extrapolierte Anfangsdruckabfall kann mit Gl. (2.43) bei Einsetzen von  $k_x = 1$  ermittelt werden. Wie man erkennt, kann die Temperaturerhöhung in Strömungsrichtung bei mäßigem Druckverlust vernachlässigt werden (z. B.  $k_x = 0,99$  bei etwa 12 bar).



**Bild 2.17:** Druckverlustfaktor  $k_s$  für laminare, nicht isotherme, adiabate Rohrströmung (nach Kahrs [2.27])



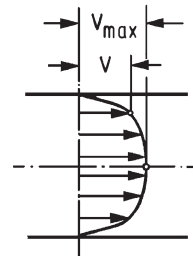
**Bild 2.18:** Druckverlustfaktor  $k_x$  für laminare, nicht isotherme adiabate Rohrströmung. Näherungsweise Verlauf für übliche Viskositäten (nach Kahrs [2.27])

### 2.3.3.3 Turbulente Rohrströmung

**Turbulente isotherme Rohrströmung.** Für den Geschwindigkeitsverlauf über dem Rohrquerschnitt ergibt sich bei turbulenter Strömung ein im Verhältnis zur laminaren Strömung mehr abgeflachtes Strömungsprofil, **Bild 2.19**. Die mittlere Geschwindigkeit beträgt für den isothermen Fall etwa

$$v = (0,79 \dots 0,82) v_{\max} \quad (2.44)$$

Bei Medien kleiner Viskosität, wie etwa Luft und Wasser, findet der Umschlag von laminarer in turbulente Strömung in einem sehr engen Bereich der  $Re$ -Zahl um den Wert 2320 statt. Bei Strömungen in Ölhydraulikanlagen lässt sich der Übergang infolge von möglichen Störeinflüssen (z. B. Pulsation) meist nicht so genau festlegen. Im turbulenten Bereich sind der Längsbewegung der Strömung unregelmäßige Querbewegungen überlagert. Jedoch bildet sich in der Nähe der Rohrwand stets eine dünne laminare Grenzschicht [2.42] aus. Die Dicke dieser Grenzschicht verringert sich mit wachsender  $Re$ -Zahl. Ist die Dicke der laminaren Grenzschicht größer als die größte Erhebung an der Rohrwand, so spricht man von einem hydraulisch glatten Rohr, das günstige Strömungsverhältnisse ermöglicht.



**Bild 2.19:** Geschwindigkeitsprofil bei turbulenter Strömung

Ein solches Rohr hat dann den geringst möglichen Strömungswiderstand. Die dafür zulässigen Rauigkeiten sind bei den in der Ölhydraulik üblichen Präzisionsstahlrohren nach DIN 2391 meistens gut genug erfüllt.

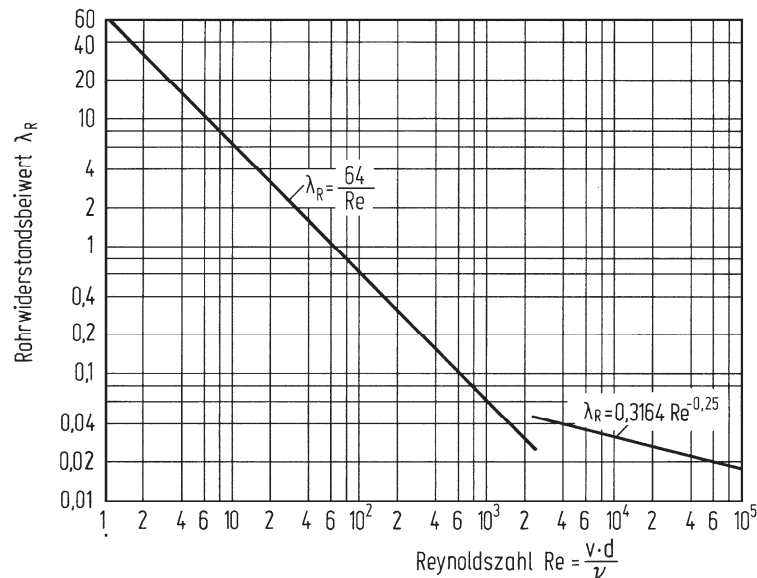
**Bild 2.20** zeigt die Rohrwiderstandsbeiwerte für isotherme, laminare Strömung (links) und isotherme turbulente Strömung (rechts) in Abhängigkeit von der  $Re$ -Zahl. Nach Kahrs [2.27] tritt der Übergangsbereich in der Ölhydraulik bei  $Re$ -Zahlen von 1900 bis 3000 auf.

Der linke Verlauf entspricht der oben abgeleiteten Gl. (2.42), der rechte dem Modell von Blasius (1913) für „hydraulisch glatte“ Rohre:

$$\lambda_R = 0,3164 \cdot Re^{-0,25} \quad (2.45)$$

Diese Gleichung ist eine einfache und für die Ölhydraulik bis  $Re = 10^5$  ausreichende Ersatzfunktion verschiedener bekannt gewordener komplizierterer Modelle anderer Forscher [2.41]. Häufig ergeben sich für Arbeitsströmungen in Hydraulikrohren Betriebspunkte in der Nähe des Übergangsbereiches mit  $\lambda_R$  um 0,04.

Beispiel:  $Re = 2400$  ergibt sich bei einer Arbeitsleitung mit 0,014m (14mm) lichter Weite, 6 m/s Strömungsgeschwindigkeit und 35 mm<sup>2</sup>/s kinematischer Viskosität.



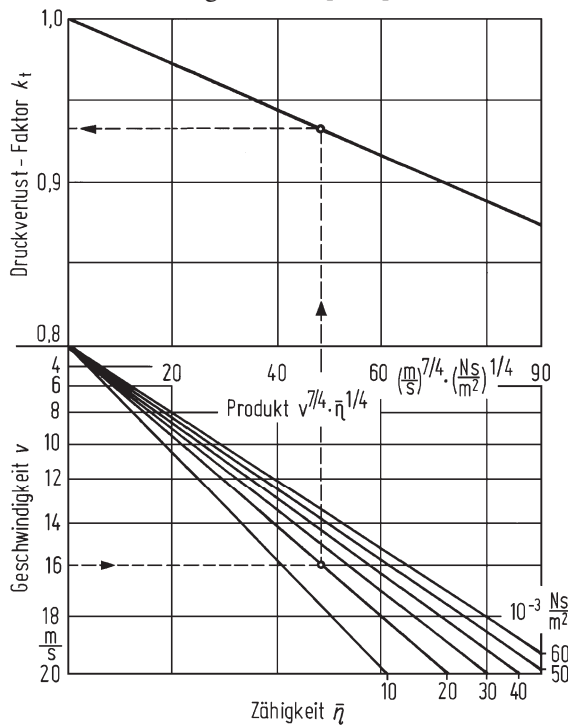
**Bild 2.20:** Rohrwiderstandsbeiwerte für die praktische Anwendung in der Ölhydraulik. Der linke Ast gilt für laminare isotherme Strömung (Hagen-Poiseuille) und der rechte für turbulente, isotherme Strömung für „hydraulisch glatte Rohre“ (Blasius)

**Turbulente nicht isotherme adiabate Rohrströmung.** Auch bei turbulenter Rohrströmung kann das nicht isotherme Verhalten mit Hilfe eines Korrekturfaktors berücksichtigt werden [2.27], der aus dem Nomogramm in **Bild 2.21** zu entnehmen ist. Damit wird für den turbulenten Bereich:

$$\Delta p = k_i \cdot \lambda_R \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (2.46)$$

Da der Faktor  $k_i$  immer kleiner als 1 ist, führt die Ermittlung des Druckabfalls bei nicht isothermer Betrachtung gegenüber isothermer Rechnung zu etwas kleineren Druckverlusten. Wie es das Nomogramm zeigt, sind die Unterschiede aber nur bei sehr hohen Strömungsgeschwindigkeiten und tendenzmäßig hohen Viskositäten von Bedeutung:

Selbst bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten in Arbeitsleitungen von z. B. 10 m/s ergeben sich für übliche Viskositäten  $k_i$ -Werte von nur 0,96 bis 0,97. Für das o. g. Beispiel käme 0,98 heraus – ein vernachlässigbarer Wert.

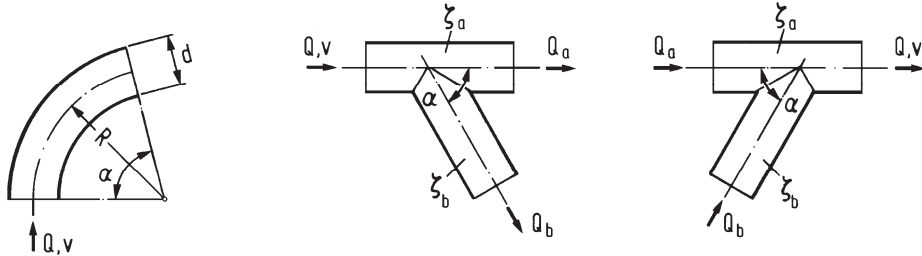


**Bild 2.21:** Nomogramm zur Bestimmung des Druckverlustfaktors  $k_i$  für turbulente nicht isotherme adiabate Rohrströmung und übliche Betriebsviskositäten der Ölhydraulik (nach Kahrs [2.27])

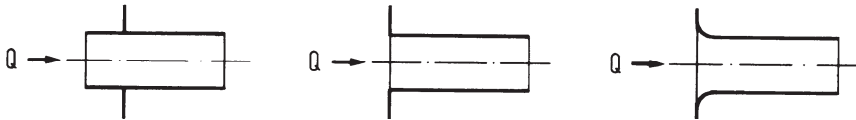
### 2.3.4 Druckverlust in Krümmern und Leitungselementen

Bei der Durchströmung von Rohrkrümmern und Leitungselementen wie Rohrverzweigungen, Rohrvereinigungen, Querschnittsänderungen und Rohreinläufen findet der Übergang laminar – turbulent bei vergleichsweise sehr kleinen Re-Zahlen statt. Für turbulente Druckverluste ist folgender Ansatz üblich:

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (2.48)$$



**Bild 2.22:** Rohrkrümmer, Rohrverzweigung, Rohrvereinigung



**Bild 2.23:** Rohreinläufe (links und mittig ungünstig, rechts günstig)

Die Strömungsgeschwindigkeit  $v$  wird üblicherweise auf den Rohrquerschnitt bezogen (auch bei Verschraubungen). Der Widerstandsbeiwert (nach [2.44] auch „Druckverlustzahl“) ist für viele Geometrien experimentell ermittelt worden [2.45, 2.46]. Praktische Werte werden für die in den **Bildern 2.22** und **2.23** skizzierten Elemente in **Tafel 2.6** bis **2.9** angegeben. Sie stammen aus Messungen bei relativ geringen Viskositäten (Viskosität hat bei Turbulenz kaum Einfluss auf  $\zeta$  [2.46]).

**Tafel 2.6:**  $\zeta$ -Werte für glatte Rohrkrümmer, siehe Bild 2.22 links (nach Eck [2.45])

$R / d$	$\alpha = 45^\circ$	$\alpha = 90^\circ$
1	0,14	0,21
2	0,09	0,14
4	0,08	0,11
6	0,075	0,09
10	0,07	0,11

**Tafel 2.7:**  $\zeta$ -Werte für Rohrverzweigungen, siehe Bild 2.22 mittig, nach Eck [2.45] (beide Röhre mit gleichem Durchmesser)

$Q_b / Q$	$\alpha = 45^\circ$		$\alpha = 90^\circ$	
	$\zeta_a$	$\zeta_b$	$\zeta_a$	$\zeta_b$
0,6	0,07	0,33	0,07	0,96
0,8	0,20	0,29	0,21	1,10
1,0	0,33	0,35	0,35	1,29

**Tafel 2.8:**  $\zeta$ -Werte für Rohrvereinigungen entspr. Bild 2.22 rechts, nach Eck [2.45] (beide Rohre mit gleichem Durchmesser)

$Q_b / Q$	$\alpha = 45^\circ$		$\alpha = 90^\circ$	
	$\zeta_a$	$\zeta_b$	$\zeta_a$	$\zeta_b$
0,6	0,05	0,22	0,40	0,47
0,8	-0,20	0,37	0,50	0,73
1,0	-0,57	0,38	0,60	0,92

**Tafel 2.9:**  $\zeta$ -Werte für Rohreinläufe, nach Hering [2.43]

Einlaufform nach Bild 2.23	scharfe Kante	gebrochene Kante
links	3,0	0,55
mittig	0,5	0,25
rechts	0,06 ... 0,005 je nach Wandrauigkeit	

Man erkennt die gravierende Bedeutung von Gestaltungsmaßnahmen für den Beiwert  $\zeta$ . Schon eine nur gebrochene Einlaufkante bewirkt gegenüber scharfer Kante einen nur etwa halb so großen Widerstandsbeiwert - physikalisch durch die verringerte Strahleinschnürung erklärbar. Bei abgerundeten Einlaufkanten kann man sogar den Zusatzwiderstand ganz vernachlässigen. Im laminaren Bereich steigen die  $\zeta$ -Werte mit abnehmender Reynoldszahl stark an. Chaimowitsch empfiehlt in [2.46] für zwei Re-Bereiche einen Korrekturfaktor  $b$ . Damit gilt:

$$\Delta p = \zeta \cdot b \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (2.49)$$

Praxisrelevant ist vor allem der Bereich  $Re = 2$  bis 500. Für ihn kann man die grafische Angabe aus [2.46] in folgende Gleichung kleiden:

$$b_{Re=2 \dots 500} \approx \frac{730}{Re} \quad (2.50)$$

### 2.3.5 Strömungsmechanik hydraulischer Widerstände

Bewusst eingesetzte hydraulische Widerstände werden in der Ölhydraulik – ähnlich wie in der Elektrotechnik – vor allem zur Steuerung angewendet. Man unterscheidet zwischen laminaren und turbulenten Widerständen.

**Laminare Widerstände.** Der Widerstand entsteht durch laminare Scherreibung. Die Konstruktion wird gezielt darauf ausgerichtet, laminare Bedingungen durch kleine  $Re$ -Zahlen zu sichern – beispielsweise durch Anwendung des Prinzips „Kapillare“: langer zylindrischer Kanal kleinen Querschnitts.

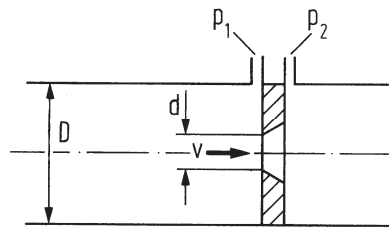


Die Berechnung laminarer Widerstände ist mathematisch sehr gut zugänglich. Für Kreisquerschnitte gilt z. B. die in Kap. 2.3.3.2 abgeleitete Gl. (2.39).

Bei laminaren Widerständen ist der Zusammenhang zwischen Ölstrom und Druckabfall linear, er entspricht damit bezüglich Analogie mit der Elektrotechnik dem Verhalten idealer Ohmscher Widerstände (vergleiche mit Kap. 1.3.3). Von Nachteil ist bei Fluiden die sehr starke nicht lineare Temperaturabhängigkeit, die durch den Einfluss der dynamischen Viskosität entsteht. Diesen Nachteil kann man bei turbulenten Widerständen weitgehend ausschalten.

**Turbulente Widerstände.** Der Widerstand entsteht hier dadurch, dass statischer Druck durch Querschnittsverengung nach der Bernoulli-Gleichung (Kap. 2.3.2) in dynamischen Druck umgesetzt wird und die kinetische Energie des Fluids nur teilweise zurück gewonnen wird, d. h. weitgehend durch Verwirbelung in Wärme übergeht. Durch scharfkantige Querschnittsverengungen kann man den Wandeinfluss (Grenzschicht) so weit unterdrücken, dass die Strömungsmechanik oberhalb gewisser *Re*-Zahlen von der Viskosität weitgehend unabhängig wird.

Hierzu zeigt **Bild 2.24** das bekannte Beispiel der „Blende“ mit zwei Druckmessstellen (1) und (2) unmittelbar vor und hinter der scharfkantigen Verengung.



**Bild 2.24:** Geometrie und Messstellen an einer scharfkantigen Blende

Die höchste Geschwindigkeit tritt nun nicht im engsten Querschnitt, sondern auf Grund der Massenkräfte (Strahlkontraktion) in Strömungsrichtung erst dahinter auf. Dadurch sinkt der statische Druck hinter dem engsten Querschnitt nach Bernoulli im freien Strahl zunächst noch etwas weiter ab.

Die Strömungsmechanik von Blenden ist wegen der Anwendung für die Messung von Volumenströmen gut bekannt. Das klassische deutsche Modell lautet:

$$Q = \alpha \cdot A_D \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho}} = \alpha \cdot A_D \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (2.51)$$

$A_D$  Querschnittsfläche der Blende,  $\rho$  Fluidichte,  $\alpha$  Durchflusszahl.

Dieser Widerstand ist im Gegensatz zu einer laminaren Kapillare nicht linear, aber dafür – wie gesagt – theoretisch und auch praktisch unabhängig von der Viskosität.

$\alpha$  berücksichtigt neben den genauen Orten der Druckmessungen vor allem die Strahlkontraktion auf Grund der Massenkräfte und ist daher vom Öffnungsverhältnis  $m$  und der Reynoldszahl *Re*-Zahl abhängig.

Es gilt:

$$m = \left(\frac{d}{D}\right)^2 \quad (2.52)$$

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (2.53)$$

Für „Normblenden mit Eckenentnahme“ findet man in der Literatur und in den relevanten Normen für  $Re$ -Zahlen  $>5000$  und  $m = 0,05 \dots 0,45$  Werte für  $\alpha$  bei etwa 0,6 bis 0,7. Diese sind als Faustwerte auch für die Ölhydraulik brauchbar.

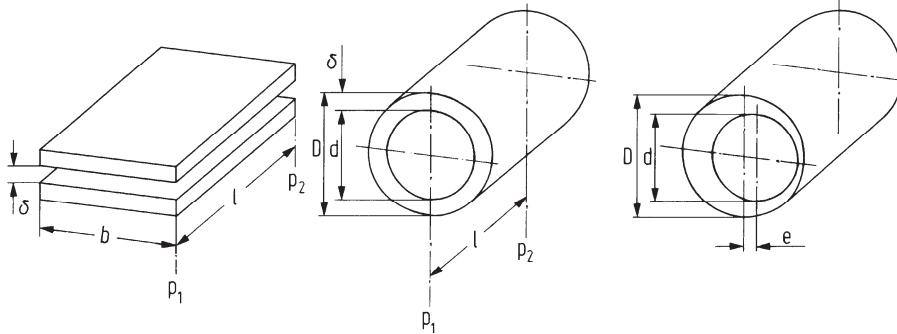
Die noch relativ neue Norm DIN EN ISO 5167 arbeitet nicht mehr mit  $\alpha$ , sondern mit einer ähnlichen Gleichung wie (2.51), jedoch mit dem Durchflusskoeffizienten  $C$ , der sich im Wert von  $\alpha$  unterscheidet. Umrechnungen sind möglich.

Gl. (2.51) kann im Prinzip auch für verstellbare Drosselquerschnitte in der Form von Schlitz- und Kerben angewendet werden. Nach [2.47] können die  $\alpha$ -Werte bei kleinen  $Re$ -Zahlen deutlich größer als 1 werden, dieses trat für einige typische Geometrien unterhalb von  $Re = 700$  bis 1000 auf, während oberhalb von etwa  $Re = 2000$  fast konstante Werte um  $\alpha = 0,7$  gemessen wurden. Bei genauen Vergleichen muss man sich die Messorte für die Drücke  $p_1$  und  $p_2$  und ggf. auch die für die  $Re$ -Zahl benutzte charakteristische Länge ansehen.

**Widerstände mit Übergangsbereichen laminar-turbulent.** Im Prinzip ist für jede durchströmte Geometrie ein solcher Übergang in einem bestimmten Bereich der Reynoldszahl  $Re$  zu erwarten. Daher ist es sehr sinnvoll, bei entsprechenden Berechnungen oder Messungen die  $Re$ -Zahl zu beobachten bzw. als Parameter festzuhalten [2.47]. Für die Auslegung von Steuerungen ist zu beachten, dass bei Annäherung von laminar an turbulent die Viskosität des Fluids und damit die Temperatur steigenden Einfluss auf die Widerstandscharakteristik gewinnt.

### 2.3.6 Leckölverlust durch Spalte

An druckbeaufschlagten Spalten zwischen Funktionsflächen in Verdrängermaschinen oder Ventilen entstehen Leckölströme. Diese dienen zwar auch zur Schmierung der Elemente, beeinflussen jedoch das Betriebsverhalten von Anlagen sowohl bezüglich Wirkungsgrad (Verluste) als auch bezüglich der Qualität von Steuerungen und Regelungen. Überschlägige Vorausberechnungen können mit Hilfe der im Folgenden aufgeführten Gleichungen für die in **Bild 2.25** skizzierten wichtigsten Spaltformen durchgeführt werden. Unter der Voraussetzung, dass es sich um die üblichen relativ breiten Spalte mit kleinen Spaltweiten (häufig 0,001 bis 0,020 mm) und um laminare, isotherme Leckölströmung handelt, können die folgenden Gleichungen ähnlich wie Gl. (2.39) hergeleitet werden.



**Bild 2.25:** Wichtige Spaltformen – ebener, konzentrischer und exzentrischer Spalt

a) ebener Spalt:

$$Q_L = \frac{b \cdot \delta^3}{12 \cdot \eta} \cdot \frac{p_1 - p_2}{l} \quad (2.54)$$

b) konzentrischer Spalt:

$$Q_L = \frac{\pi \cdot d \cdot \delta^3}{12 \cdot \eta} \cdot \frac{p_1 - p_2}{l} \quad (2.55)$$

c) exzentrischer Spalt (nach [2.46, 2.48])

$$Q_L = \frac{\pi \cdot d \cdot \delta^3}{12 \cdot \eta} \cdot \frac{p_1 - p_2}{l} \cdot (1 + 1,5 \cdot \varepsilon^2) \quad (2.56)$$

In a) bis c) sind einzusetzen:

$$\delta = \frac{D - d}{2}$$

In c) ist einzusetzen:

$$\varepsilon = \frac{e}{\delta} \quad (2.57)$$

Man erkennt, dass der Leckstrom durch exzentrische Lage des Innenteils gegenüber einer zentrischen Lage grundsätzlich zunimmt, siehe Zusatzglied in Gl. (2.56). Bei einseitiger Anlage ( $\varepsilon = 1$ ) steigt der Leckölstrom auf das 2,5-fache an. Bei der Berechnung von Leckölverlusten durch Spalte ist zu beachten, dass bei genauer Modellierung die tatsächliche Viskosität im Fluid anzusetzen ist, wobei im Gegensatz zur Rohrleitung die Temperatur der „Wandung“ sehr bedeutsam ist. Wegen der kleinen Fluidmasse im Vergleich zur umgebenden Festkörpermasse

und wegen des dünnen Fluidfilms folgt die Fluidtemperatur weitgehend der Oberflächentemperatur der Festkörpermasse. Adiabate Bedingungen können daher hier nicht angenommen werden. Bei größeren Temperatur- und Druckunterschieden sind numerische Verfahren zu empfehlen.

Darüber hinaus muss bei b) und c) beachtet werden, dass sich die Spaltweite und damit auch der Leckölverlust infolge unterschiedlicher Wärmeausdehnungen der Elemente während des Betriebes verändern kann. Diese Abhängigkeit ist wegen der kleinen Spaltweiten und des kubischen Einflusses der Spaltweite auf den Leckstrom sehr sensibel. Eine Durchmesseränderung  $\Delta d$  infolge Temperaturänderung  $\Delta \vartheta$  berechnet man nach der Gleichung

$$\Delta d = d \cdot \beta \cdot \Delta \vartheta \quad (2.58)$$

Für Temperaturen  $\vartheta < 100 \text{ }^\circ\text{C}$  gelten folgende Werte für den linearen Wärmeausdehnungskoeffizienten  $\beta$  in  $1/\text{K}$ . GG:  $1,05 \cdot 10^{-5}$ , St: 1,1 bis  $1,2 \cdot 10^{-5}$  (rostfrei höher), Ms:  $1,85 \cdot 10^{-5}$ , Al-Legierungen: 2,1 bis  $2,4 \cdot 10^{-5}$ .

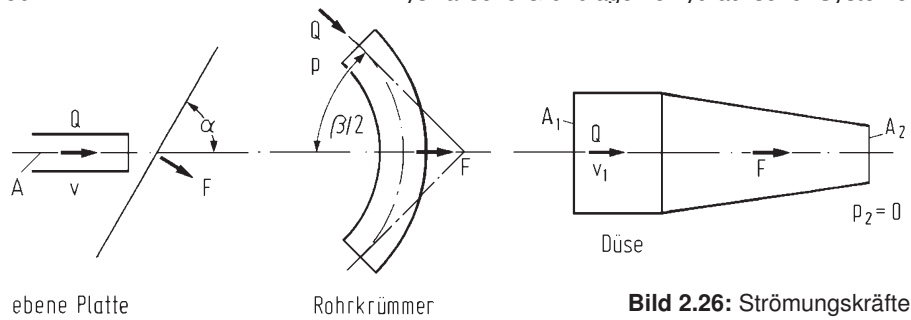
### 2.3.7 Kraftwirkung strömender Flüssigkeiten, Druckstöße

**Impulssatz.** Wenn sich die Geschwindigkeit einer strömenden Flüssigkeit nach Betrag und/oder Richtung ändert, werden nach dem Impulssatz Massenkräfte auf die Führungselemente ausgeübt. Anschauliche Beispiele sind die Schubkraft einer Düse, die Kräfte an gebogenen Rohren und Schläuchen, Strömungskräfte an Ventilschiebern oder die Kraft beim Auftreffen eines Flüssigkeitsstrahls auf eine ebene Platte. Solche Kräfte lassen sich mit Hilfe des Impulssatzes bestimmen [2.41]. Er sagt aus, dass die zeitliche Änderung der gerichteten Größe  $m \cdot v$  eines Systems gleich der auf das System wirkenden gerichteten äußeren Kraft ist. Das „System“ wird durch ein „Kontrollgebiet“ definiert. In der Hydraulik kann man für viele Probleme dieser Art reibungsfreie stationäre Strömung ansetzen und erhält mit der Fluidichte  $\rho$  für das Kontrollgebiet mit der Grenzlinie R:

$$\Sigma F = \Sigma Q \cdot \rho \cdot v \quad (2.59)$$

In den Eintrittsquerschnitten des Kontrollgebietes wirkt die Reaktionskraft von  $Q \cdot \rho \cdot v$  in Strömungsrichtung – in den Austrittsquerschnitten entgegen der Strömungsrichtung. Zusätzlich sind ggf. alle Kräfte aus hydrostatischen Druckfeldern anzusetzen. Alle Anteile werden geometrisch addiert. Die Resultierende steht mit der am Kontrollgebiet angreifenden äußeren Kraft  $F$  im Gleichgewicht.

Nach dieser Regel ergeben sich für die in **Bild 2.26** skizzierten Elemente die auf der nächsten Seite aufgelisteten folgenden Gleichungen:



**Bild 2.26:** Strömungskräfte an Bauelementen

a) Strahlkraft auf eine ebene geneigte Platte (Normalkraft):

$$F = Q \cdot \rho \cdot v \cdot \sin \alpha \quad (2.60)$$

Für  $\alpha = 90^\circ$  ist

$$F = Q \cdot \rho \cdot v = \dot{m} \cdot v \quad (2.61)$$

b) Kraft auf Rohrkrümmer:

$$F = 2(p \cdot A + \rho \cdot Q \cdot v) \cdot \cos \frac{\beta}{2} \quad (2.62)$$

c) Kraft auf Düsenmantel:

$$F = Q \cdot \rho \cdot v_1 \cdot \frac{1}{2} \left( \frac{A_1}{A_2} - 1 \right)^2 \quad (2.63)$$

**Schallgeschwindigkeit und Stoß.** Die Schallgeschwindigkeit berechnet sich zu

$$c = \sqrt{K / \rho} \quad (2.64)$$

mit  $K$  als Kompressionsmodul und  $\rho$  als Dichte.

Wird bei einer Rohrströmung (Geschw.  $v$ ) ein Absperrventil schnell geschlossen, entsteht ein Druckstoß. Wenn die Schließung schnell genug erfolgt, wird die gesamte Bewegungsenergie der Ölsäule in potenzielle Energie „aufgestaut“. Aus der Gleichsetzung der beiden Energien ergibt sich mit Einsetzen von  $K = c^2 \cdot \rho$  nach Gl. (2.64) die maximale Stoß-Druckanhebung nach Joukowski/Allievi zu

$$\Delta p = c \cdot \rho \cdot v \quad (2.65)$$

Interessant ist hieran, dass Leitungslänge oder Fluidvolumen *nicht* eingehen. Erklärung: Steigt die Masse, steigt auch das abfedernde Kompressionsvolumen.

Real sind die Druckanstiege meist geringer infolge „unterkritischer“ Schließzeiten.

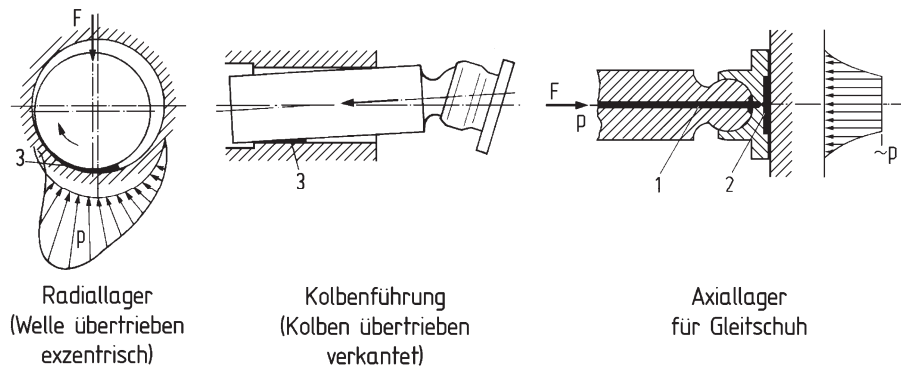
## 2.4 Tragende Ölfilme

**Bedeutung.** In der Ölhydraulik werden Gleitlager nicht nur als Lagerelement für eine rotierende Welle verwendet, sondern treten auch in anderen Formen auf, als:

- Arbeitskolben in Zylinderbohrungen von Axialkolbenmaschinen
- rotierende Zylindertrommeln gegen feste Steuerböden
- Gleitschuhe auf Schrägscheiben von Axialkolbenmaschinen
- Flügel von Flügelzellenmaschinen gegen Außenring
- Dichtungslippen auf glatten Dichtflächen, Drehdurchführungen u. a.

Derartige Gleitkontakte sind oft hoch belastet – trotzdem ist ein trennender, tragender Ölfilm anzustreben.

**Hydrodynamischer und hydrostatischer Tragdruck.** Zur Veranschaulichung werden in **Bild 2.27** drei typische Fälle gezeigt.



**Bild 2.27:** Tragende Ölfilme (Beispiele)

Beim *Radial-Gleitlager*, wie es z. B. in Zahnradpumpen vorkommt, wird das Fluid durch Haften an der Welle in den Spalt gezogen, wodurch bei (3) der Tragdruck entsteht [2.49]. Alternativ kann dieser auch durch Verdrängung erzeugt werden, wenn z. B. Welle und Lagerschale stillstehen und die Last umläuft oder rasch ihre Richtung ändert. Eine solche Tragdruckerzeugung durch „Verdrängung“ ist sogar besonders wirksam (siehe „hydrodynamisch wirksame Winkelgeschwindigkeit“).

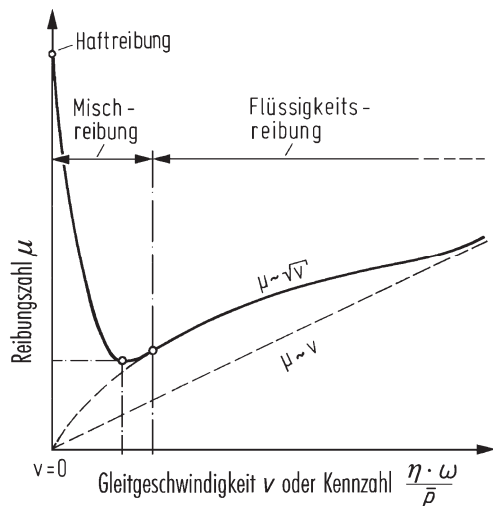
Das zweite Beispiel zeigt die *Paarung Kolben-Zylinder* einer Schrägscheiben-Axialkolbenpumpe. Der Kolben fährt gegen Öldruck ein und wird durch die vom Gleitschuh eingeleiteten Querkräfte verkantet (Kap. 3.1.2). Durch die bewusst kurze Führungslänge der „Buchse“ entsteht infolge von Translation bei (3) ein Tragdruck, der das Betriebsverhalten gegenüber einer durchgehenden „Buchse“ im Pumpenbetrieb nachweisbar verbessert [2.50]. Zusätzlich rotiert der Kolben je nach

Gelenkreibung mehr oder weniger stark (nach [2.50] ungünstig). Für die gezeigte Kolben-Zylinder-Paarung ist es sehr ungeschickt, den Kolben mit Umfangsnuten (Eindrehungen) zu versehen [2.50] (Tragfilmdränage, siehe Gleitlager [2.51]).

Das rechte Beispiel von Bild 2.27 zeigt die Wirkung eines *hydrostatischen Tragfeldes*. Der Druck wird über die Bohrung (1) dem Arbeitsraum des Zylinders entnommen. Die Resultierende des hydrostatischen Druckfeldes (2) entspricht *nicht ganz* der axialen Kolbenkraft  $F$  – typisch sind nach [2.52] 90 bis 95%. Der Rest muss hydrodynamisch erzeugt werden, man spricht daher hier von einer *hydrostatischen Entlastung*. Die komplexe Reibungsmechanik der Gleitschuhe wurde eingehend von Böinghoff erforscht [2.53].

Bei einem echten *hydrostatischen Lager* wird immer die volle Last hydrostatisch getragen, und zwar nach dem Druckaufbringen ohne jede Berührung [2.54, 2.55]. Dafür ist ein Konzept zur Spalthöhenstabilisierung notwendig, z. B. ein starker Vorwiderstand oder eine Konstantpumpe je Tragfeld. Beim Gleitschuh würden sich nach diesem Prinzip extrem kleine Drosselelemente ergeben [2.52]. Die in Bild 2.27 erkennbare Verengung im Zufluss (häufig 0,5 bis 1 mm  $\varnothing$ ) wäre dafür viel zu groß. Sie dient eher der Leckstrombegrenzung bei Verkannten. Systeme dieser Art werden heute mit aufwändigen Simulationsverfahren modelliert [2.56].

**Analyse der Reibungszustände geschmierter Gleitstellen.** Bedeutende Grundlagen hat R. Stribeck um 1900 geschaffen [2.57]. C. Biel bezeichnet 1920 und dann Vogelpohl 1954 die „Stribeck-Kurve“ als Kennzeichen des allgemeinen Reibungsverhaltens geschmierter Gleitstellen [2.58]. **Bild 2.28** zeigt die Reibungszahl  $\mu$  über der Gleitgeschwindigkeit  $v$  bzw. der Kennzahl  $\eta \cdot \omega / \bar{p}$  für ein Gleitlager [2.58].



**Bild 2.28:** Stribeck-Kurve für Gleitlager. Bei Auftragung über der Gleitgeschwindigkeit müssen dynamische Viskosität  $\eta$  und mittlere Flächenpressung  $\bar{p}$  konstant gehalten werden. Eleganter ist die Auftragung über der angeschriebenen Kennzahl (auch als *Gümbel-Hersey-Zahl* bezeichnet).

$\eta$  dynamische Viskosität  
 $\omega$  Winkelgeschwindigkeit  
 $\bar{p}$  spezifische Belastung



Die Kurve beginnt bei hoher Haftreibung ( $v = 0$ , inniger Kontakt), um mit wachsender Gleitgeschwindigkeit und Tragdruckentwicklung auf ein Minimum abzufallen. Danach steigt sie bis zum „Ausklinkpunkt“ progressiv an. Hier beginnt der Bereich der Vollschmierung. Nach degressivem Anstieg geht sie nach einem Wendepunkt in die sog. *Petroff-Gerade* über: *konzentrischer Wellenlauf*, Berechnung siehe [2.49]. Im Mischreibungsgebiet sind die Gleitflächen grundsätzlich einem Verschleiß unterworfen, bei Flüssigkeitsreibung aber völlig getrennt. Der weitere Anstieg der Reibungszahl ergibt sich auf Grund des zunehmenden Schergefälles, Gl. (2.1). Jeder Dauerbetrieb sollte weit genug rechts vom Ausklinkpunkt liegen.

Die einfache Darstellung der Reibungszahl über der Gleitgeschwindigkeit ist sehr verbreitet, jedoch wegen der Bedingung einer *konstanten Viskosität* messtechnisch wegen der nach rechts steigenden Verlustwärme kaum zu realisieren. Daher wird die zweite Darstellung über der Ähnlichkeitskennzahl  $\eta \cdot \omega / \bar{p}$  empfohlen, für die Vogelpohl in [2.58] den Namen *Gümbel-Hersey-Zahl* unterstützte. Es handelt sich um eine reziproke, vereinfachte Form der sog. *Sommerfeld-Zahl* [2.49], bei der man das relative Lagerspiel  $\psi$  heraus nahm. Definition von  $\psi$ :

$$\psi = (R - r)/r \quad (2.66)$$

mit  $R$  als Lagerschalen- und  $r$  als Wellenradius.

Mit der *Gümbel-Hersey-Zahl* muss die Viskosität (bzw. meistens die Temperatur) nur noch festgestellt, aber nicht mehr konstant gehalten werden, was Experimente außerordentlich vereinfacht. Es können sogar alle drei Variablen  $\eta$ ,  $\omega$  und  $\bar{p}$  frei floaten oder eingestellt werden und ergeben trotzdem zuverlässigere Stribeck-Kurven als bei der Auftragung über  $v$  – bedeutsam z. B. für Validierungen.

Beim Einsatz vieler hydrostatischer Maschinen wird das Mischreibungsgebiet oft durchfahren, vor allem bei mobilen Arbeitsmaschinen. Daher sind ein schmales Mischreibungsgebiet und ein tief liegendes Reibungsminimum durch möglichst intelligente *hydrostatische Entlastungen* und gezielte Förderung *hydrodynamischer Tragdrücke* anzustreben. Die Aussagen der Stribeck-Kurve wurden für geschmierte Gleitstellen hydrostatischer Maschinen mehrfach nachgewiesen, z. B. in [2.59, 2.53] für „Gleitschuhe“ sowie in [2.50] erstmalig auch für quer belastete Kolben von Schrägscheiben-Axialkolbenmaschinen. Neuere Ansätze mit PVD-Beschichtungen [2.20] zielen auf einen reduzierten Verschleiß bei Mischreibung in Verbindung mit umweltfreundlichen, niedrig additivierten Arbeitsfluiden.

**Abschließend eine wichtige, leider nicht immer beachtete Regel:** *Die örtliche Viskosität des Fluids sollte bei der experimentellen Erforschung geschmierter Gleitstellen (z. B. auch bei Reibungsmessungen an dynamischen Dichtungen) zur Modellbildung unbedingt ermittelt und dokumentiert werden.*

**Literaturverzeichnis**

- [2.1] Eckhardt, F.: Druckflüssigkeiten – Auswahl, Eigenschaften, Probleme, Anwendung. Teil I bis IV. O+P 24 (1980) H. 2, S. 81-84; H. 3, S. 167-173; H. 4, S. 275-279 und H. 6, S. 358-364 (darin insgesamt 104 weitere Lit.).
- [2.2] Bock, W.: Hydraulic Oils. In: Mang, Th. und W. Dresel (Hrsg.): Lubricants and Lubrication. Weinheim: WILEY-VCH 2001, S. 246-300.
- [2.3] Frauenstein, M.: Hinweise über Druckflüssigkeiten für Konstrukteure. Firmenschrift der Mobil Oil AG, Hamburg, 3. Aufl. 1980.
- [2.4] Reichel, J.: Druckflüssigkeiten der Gruppe HFC und das Verschleißverhalten von Verdrängermaschinen. O+P 29 (1985) H. 3, S. 157-162.
- [2.5] Reichel, J.: O+P-Gesprächsrunde: Wohin führt der Weg der Wasserhydraulik? O+P 41 (1997) H. 2, S. 68-74, 76-80, 82-85.
- [2.6] Elfers, G. und A. Spijkers: Servohydraulik auf Wasserbasis. O+P 41 (1997) H. 10, S. 725-729.
- [2.7] Reichel, J.: Druckflüssigkeiten für die Wasserhydraulik. O+P 43 (1997) H. 4, S. 254, 266, 268, 270-272.
- [2.8] Oberen, R.: Entwicklung eines Schrägscheibenmotors für die Wasserhydraulik. O+P 42 (1998) H. 2, S. 105-110.
- [2.9] Trostmann P. und P. M. Clausen: Wasserhydrauliksysteme. O+P 40 (1996) H. 10, S. 670, 674, 676-679.
- [2.10] Staeck, D.: O+P-Gesprächsrunde: Wann sind biologisch schnell abbaubare Druckflüssigkeiten problemlos einsetzbar? O+P 40 (1996) H. 5, S. 306-308, 310, 312, 314, 317, 318, 320-322, 324 und 326.
- [2.11] Staeck, D.: Die „neuen“ Druckflüssigkeiten – Biologisch abbaubare umweltschonende Medien. O+P 34 (1990) H. 6, S. 385, 386, 388-395 (darin 13 weitere Lit.).
- [2.12] Galle, R.: Umweltschonende Druckflüssigkeiten. O+P 35 (1991) H. 4, S. 356, 359, 360, 362, 364, 366, 369 b (darin 16 weitere Lit.).
- [2.13] Busch, Ch.: Untersuchungen an Rapsöl als Druckübertragungsmedium. O+P 35 (1991) H. 6, S. 506, 508, 510, 512, 514–519 (siehe auch Diss. RWTH Aachen 1995).
- [2.14] Römer, A.: Einsatz von biologisch abbaubaren Hydraulikflüssigkeiten in der Mobiltechnik. O+P 38 (1994) H. 10, S. 626–630.
- [2.15] Römer, A.: Biologisch schnell abbaubare Hydrauliköle für Traktoren und Landmaschinen. O+P 43 (1999) H. 3, S. 188–190, 192, 194, 195 (s. Diss. TU Braunschweig 2000).
- [2.16] Remmele, E., B. Widmann, H. Schön und B. Wachs: Hydrauliköle auf Rapsölbasis. Landtechnik 52 (1997) H. 3, S. 136–137.
- [2.17] Werner, M. und H. Bock: Praxisnaher Kurzzeitprüfstand für biologisch schnell abbaubare Hydraulikfluide. O+P 42 (1998) H. 8, S. 516–518, 520, 521.
- [2.18] Kempelmann, C., A. Remmelmann und M. Werner: Perspektiven für die umweltschonende Hydraulik. O+P 41 (1997) H. 5, S. 352–356, 359, 360, 362–367 (mit 13 weitere Lit.).
- [2.19] Schöpke, M. und D. G. Feldmann: Einsatz keramischer Werkstoffe in Axialkolbenmaschinen. O+P 41 (1997) H. 4, S. 242, 244, 246, 248, 250.

- [2.20] Murrenhoff, H. (Hrsg.): Umweltverträgliche Tribosysteme. Berlin, Heidelberg: Springer verlag 2010. (Siehe auch Diss. van Beber „PVD-Schichten in Verdrängereinheiten ...“ RWTH Aachen 2002).
- [2.21] German S. und E. Pelzer: Moderne Hydraulikmedien im Kfz. O+P 34 (1990) H. 12, S. 854, 855.
- [2.22] Burckhart, M.: Bremsflüssigkeit für die Zentralhydraulik in Kraftfahrzeugen? O+P 33 (1989) H. 3, S. 232, 234.
- [2.23] Jantzen, E.: Hydrauliköle in der Luftfahrt. O+P 28 (1984) H. 5, S. 320, 322, 323 (darin 11 weitere Lit.).
- [2.24] Newton, I.: Philosophiae naturalis principia mathematica. London: 1687.
- [2.25] Tietjens, O.: Strömungslehre. Band 1 (siehe dort S. 8). Berlin: Springer-Verlag 1960.
- [2.26] Vogel, H.: Das Temperaturabhängigkeitsgesetz der Viskosität von Flüssigkeiten. Physikal. Zeitschr. XXII (1921) H. 28, S. 645–646.
- [2.27] Kahrs, M.: Der Druckverlust in den Rohrleitungen ölhydraulischer Antriebe. VDI-Forschungsheft 537. Düsseldorf: VDI-Verlag 1970.
- [2.28] Peeken, H. und J. Blume: Druck- und Temperaturabhängigkeit der Kompressionskennwerte und Viskositäten eines mineralischen Hydrauliköls. Konstruktion 35 (1983) H. 12, S. 473–497.
- [2.29] Witt, K.: Die Berechnung physikalischer Kennwerte von Druckflüssigkeiten. O+P 16 (1972) H. 7, S. 279–283 (siehe auch ähnliche Diss. TH Eindhoven 1974).
- [2.30] Ubbelohde, L.: Zur Viskosimetrie. Leipzig: Hirzel, 1935 (1. Aufl.) und 1936 (2. Aufl.).
- [2.31] Peeken, H. und M. Spilker: Druck- und temperaturabhängige Eigenschaften von Hydraulikflüssigkeiten. Teil 1: Druck- und Temperaturverhalten der Viskosität von Hydraulikflüssigkeiten. O+P 25 (1981) H. 12, S. 903–907.
- [2.32] Barus, C.: Isothermals, Isopiestic and Isometrics Relative to Viscosity. American J. of Science 45 (1893) H. 266, S. 87-96.
- [2.33] Kießkalt, S.: Untersuchungen über den Einfluß des Druckes auf die Zähigkeit von Ölen und seine Bedeutung auf die Schmiertechnik. VDI-Forsch.-Heft 291. Berlin: VDI-Verlag 1927.
- [2.34] Witt, K.: Druckflüssigkeiten und thermodynamisches Messen. Frankfurt/M.: Ingenieur Digest 1974.
- [2.35] Witt, K.: Thermodynamisches Messen in der Ölhydraulik. „Einführung und Übersicht“. O+P 20 (1976) H. 6, S. 416-424 (weitere Arbeiten in nachfolgenden O+P-Heften).
- [2.36] Blume, J.: Druck- und Temperatureinfluß auf Viskosität und Kompressibilität von flüssigen Schmierstoffen. Diss. RWTH Aachen 1987.
- [2.37] Schmidt, A.: Charakterisierung umweltverträglicher Schmierstoff-Werkstoff-Kombinationen mittels tribologischem Datenbanksystem. Diss. RWTH Aachen 2001.
- [2.38] Höfflinger, W.: Entwicklung eines Meßverfahrens zur thermodynamischen Bestimmung des Wirkungsgrades ölhydraulischer Pumpen, Motoren und Getriebe. Fortschritt-Ber. VDI-Z. Reihe 14, Nr. 21. Düsseldorf: VDI-Verlag 1979.
- [2.39] Kleinbreuer, W.: Untersuchungen der Werkstoffzerstörung durch Kavitation in ölhydraulischen Systemen. Diss. RWTH Aachen 1980.

- [2.40] Leichnetz, J.: Verschäumtes Hydrauliköl - Verfahren zur Messung des Ölverhaltens. Diss. TU Braunschweig 2007. Aachen: Shaker Verlag 2007 (siehe darin Hinweis auf Diss. Weimann).
- [2.41] Truckenbrodt, E.: Fluidmechanik (Bd. 1 und 2). Berlin, Heidelberg, New York: Springer Verlag 1980.
- [2.42] Schlichting, H.: Grenzschichttheorie. Karlsruhe: Verlag G. Braun 1990.
- [2.43] Herning, F.: Stoffströme in Rohrleitungen. 4. Auflage. Düsseldorf: VDI-Verlag 1966.
- [2.44] Findeisen, D.: Ölhydraulik. 5. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag 2006 (darin besonders zahlreiche weitere Lit.).
- [2.45] Eck, B.: Technische Strömungslehre. Bd. 1, 9. Auflage (1988) und Bd. 2, 8. Auflage (1981). Berlin: Springer Verlag 1981 und 1988.
- [2.46] Chaimowitsch, J.M.: Ölhydraulik. Berlin: VEB Verlag Technik 1961.
- [2.47] Widmann, R.: Hydraulische Kennwerte kleiner Drosselquerschnitte. O+P 29 (1985) H. 3, S. 208, 213–217.
- [2.48] Becker, E.: Strömungsvorgänge in ringförmigen Spalten und ihre Beziehungen zum Poiseulleschen Gesetz. In: Mitt. Forschungsarbeiten Ing. Wes. H. 48, S. 1–42. Berlin: Verlag J. Springer (i. A. des VDI) 1907.
- [2.49] Vogelpohl, G.: Betriebssichere Gleitlager. Bd. 1: Grundlagen und Rechnungsgang. 2. Aufl. Berlin: Springer-Verlag 1967.
- [2.50] Renius, K. Th.: Untersuchungen zur Reibung zwischen Kolben und Zylinder bei Schrägscheiben- Axialkolbenmaschinen. Diss. TU Braunschweig 1973 und VDI-Forschungsheft 561. Düsseldorf: VDI-Verlag 1974.
- [2.51] Peecken, H.: Über den Einfluß der Unterteilung von Schmierflächen auf die Tragfähigkeit von Schmierfilmen. Diss. TH Braunschweig 1959. Auszug in Ing.-Archiv 29 (1960) H. 3, S. 199–218.
- [2.52] Renius, K. Th.: Zum Entwicklungsstand der Gleitschuhe in Axialkolbenmaschinen. O+P 16 (1972) H. 12, S. 494–497.
- [2.53] Böinghoff, O.: Untersuchungen zum Reibungsverhalten der Gleitschuhe in Schrägscheiben-Axialkolbenmaschinen. VDI-Forschungsheft 584. Düsseldorf: VDI-Verlag 1977.
- [2.54] Thoma, J.: Der Ölfilm als Konstruktionselement. O+P 13 (1969) H. 11, S. 524–528.
- [2.55] Rippel, H. C.: Design of hydrostatic bearings. Teil 1–10 in Machine Design 35 (1963).
- [2.56] Wieczorek, U. und M. Ivantysynowa: Computer aided optimization of bearing and sealing gaps in hydrostatic machines – the simulation tool CASPAR. Intern. J. of Fluid Power 3 (2002) H. 1, S. 7–20.
- [2.57] Stribeck, R.: Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager. Z. VDI 46 (1902) H. 36, S. 1341–1348; H. 38, S. 1432–1438 und H. 39, S. 1463–1470. Siehe auch Mitt. Forschungsarbeiten Ing. Wes. Nr. 7. Berlin: VDI-Verlag 1903.
- [2.58] Vogelpohl, G.: Die Stribeck-Kurve als Kennzeichen des allgemeinen Reibungsverhaltens geschmierter Gleitflächen. Z-VDI 96 (1954) H. 9, S. 261–268.
- [2.59] Renius, K. Th.: Experimentelle Untersuchungen an Gleitschuhen von Axialkolbenmaschinen. O+P 17 (1973) H. 3, S. 75–80.