

Formeln und Einheiten

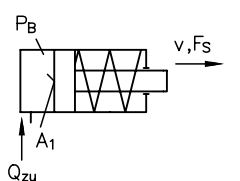
Die Planung und Auslegung von hydraulischen Anlagen ist nach den verschiedensten Gesichtspunkten durchzuführen, wobei die hydraulischen Elemente entsprechend den gewünschten Funktionsabläufen ausgewählt werden.

Wichtigste Voraussetzung dazu ist die Bestimmung bzw. Festlegung der relevanten Verbrauchergrößen, z.B. die Lasten (Lastkräfte, Last- bzw. Drehmomente), Bewegungsfunktionen (Wege, Geschwindigkeiten, Drehzahlen, zeitlicher Ablauf) u.a.

Erst danach lassen sich Hydroverbraucher (Hydromotoren, Hydrozylinder), Antriebseinheiten (Pumpen mit Antrieb), Steuer- und Regelgeräte (Ventilarten mit Betätigungen) sowie Verbindungselemente (Leitungen, Verzweigungen) festlegen.

Einen weiteren Einfluß auf die Auswahl von Hydraulikanlagen und Komponenten haben z.B. Geräuschemissionswerte und Betrachtungen zur Wärmebilanz.

Nachstehende Formeln und Tabellen sind unverbindlich und sollen die überschlägige Auslegung eines Hydrauliksystems erleichtern.

Anlagenkomponente	Formeln und Beschreibung	Schaltsymbol
allgemein	Grundgleichungen (verlustlose Betrachtung, statischer Zustand) $Q = \frac{V}{t}$ $V = A \cdot s$ $F = p \cdot A$ $p = \frac{F}{A}$ $Q = A \cdot v$ $M = \frac{V \cdot p}{2\pi}$ $v = \frac{s}{t}$ Kraft: F Druck: p Fläche: A Volumenstrom: Q Geschwindigkeit: v Volumen: V Zeit: t Weg (Hub): s Drehmoment: M	
Hydrozylinder • einfachwirkend	$A[\text{mm}^2] = \frac{\pi}{4} d^2[\text{mm}]$ $v\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right] = \frac{s[\text{mm}]}{1000 t[\text{s}]}$ $F_s[\text{N}] = -0,1 \cdot p_B[\text{bar}] \cdot A[\text{mm}^2]$ $p_B[\text{bar}] = \frac{-10 F_s[\text{N}]}{A_1[\text{mm}^2]}$ $Q_{zu}[\text{l/min}] = 0,06 \cdot A[\text{mm}^2] \cdot v\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$ d: Kolbendurchmesser (mm) A: Kolbenfläche (mm²) F_s: Kraft (N) p_B: Betriebsdruck (bar) v: Kolbengeschwindigkeit $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$ Q_{zu}: zufließender Volumenstrom (l/min) s: Hub (mm) t: Zeit (s)	

Anlagenkomponente

Formeln und Beschreibung

Schaltsymbol

- doppeltwirkend

Ausfahren

Grundgleichungen (Kräftegleichgewicht):

$$A_1 = \frac{\pi}{4} d_1^2 \approx 0,78 d_1^2$$

vereinfacht:

$$A_3 = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2)$$

$$p_1 [\text{bar}] = \frac{p_3 [\text{bar}] \cdot A_3 [\text{mm}^2] - 10 F [\text{N}]}{A_1 [\text{mm}^2]}$$

$$p_1 \cdot A_1 = p_3 \cdot A_3 - F$$

$$F [\text{N}] = \frac{-p_1 [\text{bar}] \cdot A_1 [\text{mm}^2] + p_3 [\text{bar}] \cdot A_3 [\text{mm}^2]}{10}$$

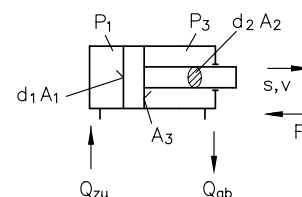
$$p_1 = \frac{1}{A_1} (p_3 \cdot A_3 - F)$$

$$Q_{zu} = A_1 \cdot v$$

 p_3 ergibt sich aus Leitungs- und Ventilwiderständen bei Q_{ab}

$$Q_{ab} = A_3 \cdot v$$

Achtung: Mögliche Druckübersetzung beachten !



Einfahren

Grundgleichungen (Kräftegleichgewicht):

$$p_1 \cdot A_1 = p_3 \cdot A_3 + F$$

vereinfacht:

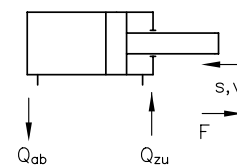
$$p_3 = \frac{1}{A_3} (p_1 \cdot A_1 - F)$$

$$p_3 [\text{bar}] = \frac{p_1 [\text{bar}] \cdot A_1 [\text{mm}^2] - 10 F [\text{N}]}{A_3 [\text{mm}^2]}$$

$$Q_{zu} = A_3 \cdot v$$

$$F [\text{N}] = \frac{p_1 [\text{bar}] \cdot A_1 [\text{mm}^2] - p_3 [\text{bar}] \cdot A_3 [\text{mm}^2]}{10}$$

$$Q_{ab} = A_1 \cdot v$$

 p_1 ergibt sich aus Leitungs- und Ventilwiderständen bei Q_{ab}  A_1 : Kolbenfläche (mm²) Q_{zu} : zufließender Volumenstrom (l/min) A_3 : Kolbenringfläche (mm²) Q_{ab} : abfließender Volumenstrom (l/min) d_1 : Kolben- Ø (mm) p_1 : kolbenseitiger Druck (bar) d_2 : Stangen- Ø (mm) p_3 : stangenseitiger Druck (bar) F : Kraft (N) s : Hub, Weg (mm)Hydropumpen /
Hydromotoren

Grundgleichungen:

$$\Delta p = p_1 - p_o \quad 1)$$

vereinfacht:

Verdrängungsvolumen pro Umdrehung (für Kolbenpumpen):

$$V = A \cdot h \cdot \pi$$

$$V [\text{cm}^3] \approx \frac{A [\text{mm}^2] \cdot h [\text{mm}]}{318}$$

Volumenstrom:

$$Q = V \cdot n$$

$$Q [\text{l/min}] \approx \frac{V [\text{cm}^3] \cdot n [\text{min}^{-1}]}{1000}$$

mittleres Drehmoment:

$$M = \frac{V \cdot \Delta p}{2\pi}$$

$$M [\text{Nm}] \approx \frac{V [\text{cm}^3] \cdot \Delta p [\text{bar}]}{62}$$

Leistung:

$$P_{\text{hydr}} = \Delta p \cdot Q$$

$$P_{\text{hydr}} [\text{kW}] \approx \frac{\Delta p [\text{bar}] \cdot Q [\text{l/min}]}{612}$$

abgegebene Leistung
(Motor)

$$P_{\text{mech}} = \frac{\Delta p \cdot Q}{\eta_T} = \frac{M \cdot 2\pi n}{\eta_T} \quad 2)$$

$$P_{\text{Antrieb}} [\text{kW}] \approx \frac{\Delta p [\text{bar}] \cdot Q [\text{l/min}]}{500}$$

aufgenommene Leistung
(Pumpe)

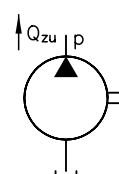
$$P_{\text{max}} = \Delta p \cdot Q \cdot \eta_T = M \cdot 2\pi n \cdot \eta_T \quad 2)$$

$$P_{\text{Ab}} [\text{kW}] \approx \frac{\Delta p [\text{bar}] \cdot Q [\text{l/min}]}{740} \approx \frac{M [\text{Nm}] \cdot n [\text{min}^{-1}]}{12000}$$

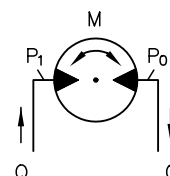
 V : Verdrängungsvolumen bzw. Schluckvolumen (cm³) A : wirksame Kolbenfläche (mm²) h : doppelter Hub (mm) n : Drehzahl (U/min) M : mittleres Drehmoment (Nm) p : Druck (bar) Δp : wirksamer Druck (bar) Q : Volumenstrom (l/min) P_{hydr} : hydraulische Leistung (kW) P_{mech} : mechanische Leistung (kW) η_T : Gesamtwirkungsgrad (enthalten volumetrisch
hydraulisch-mechanische Verluste)1) p_o ergibt sich aus Leitungs- und Ventilwiderständen2) mit Wirkungsgrad $\eta_T \approx 0,82$

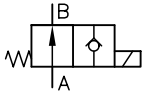
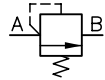
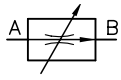
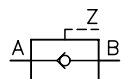
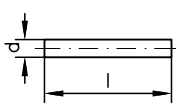
Faustwert: Um mit einem Volumenstrom von $Q = 1$ l/min einen Betriebsdruck von $p = 500$ bar zu erreichen, ist eine Antriebsleistung von ca. 1 kW notwendig !

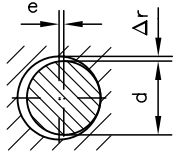
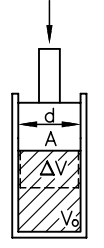
Hydropumpe

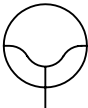


Hydromotor



Anlagenkomponente	Formeln und Beschreibung	Schaltsymbol
Ventile Wegeventile Druckventile Stromventile Sperrventile	Druckverluste durch strömende Flüssigkeit Der Druckverlust in Hydrauliksystemen setzt sich zusammen aus: • Ventilwiderständen • Rohrwiderständen • Formwiderständen (Krümmer etc.) Druckverluste Δp der Ventile, die durch die strömende Flüssigkeit hervorgerufen werden, können den Δp - Q - Kennlinien der entsprechenden Dokumentationen entnommen werden. Im allgemeinen kann man für eine erste überschlägige Auslegung von ca. 20... 30% Leistungsverlust in der Gesamtsteuerung ausgehen.	Beispiele: Wegeventil  Druckbegrenzungsventil  Stromregelventil  entsperrbares Rückschlagventil 
Blenden (ideal, scharfkantig) z.B. Einsteckblenden Typ EB; Blendenrück- schlagventile Typ BC, BE	Grundgleichung: $Q \approx \alpha \cdot \frac{\pi}{4} d^2 \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$ vereinfacht: $Q \approx 0,55 d^2 [\text{mm}] \cdot \sqrt{\Delta p [\text{bar}]}$ $d \approx 1,37 \cdot \frac{Q [\text{l/min}]}{\sqrt{\Delta p [\text{bar}]}}$ $\Delta p \approx \left(\frac{1,81 \cdot Q [\text{l/min}]}{d^2 [\text{mm}]} \right)^2$ Q: Volumenstrom (l/min) Δp: Druckdifferenz zwischen A u. B (bar) d: Blendendurchmesser (mm) ρ: Dichte (ca. 0,9 g/cm³) α: Durchfließzahl (ca. 0,78)	
Rohre / Schläuche	Die Rohr- bzw. Schlauchdurchmesser sollten so ausgelegt werden, daß ein möglichst geringer Durchflußwiderstand entsteht. Grundgleichungen: $Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$ $\lambda_R = \frac{64}{Re}$ $\Delta p = \lambda_R \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho}{2} v^2$ λ_R: Rohrwiderstandsbeiwert Δp: Druckverlust (bar) l: Rohrlänge (m) d: Rohrdurchmesser (mm) ν: kinematische Viskosität (mm²/s) Q: Volumenstrom (l/min) Re: Reynoldszahl (< 2300) ρ: Dichte (ca. 0,9 g/cm³) v: Durchflußgeschwindigkeit $\left(\frac{m}{s} \right)$ vereinfacht: $Q [\text{l/min}] \leq 0,108 \cdot d [\text{mm}] \cdot v \left[\frac{\text{mm}^2}{s} \right]$ $d [\text{mm}] \geq \frac{9,2 \cdot Q [\text{l/min}]}{v \left[\frac{\text{mm}^2}{s} \right]}$ $\frac{\Delta p [\text{bar}]}{l [\text{m}]} \approx \frac{6,1 \cdot v \left[\frac{\text{mm}^2}{s} \right] \cdot Q \left[\frac{l}{\text{min}} \right]}{d^4 [\text{mm}]}$	

Anlagenkomponente	Formeln und Beschreibung	Schaltsymbol
Formwiderstände (Krümmer etc.)	Grundgleichungen: $\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} v^2$ $v = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi d^2}$ 90° Krümmer $\zeta = 0,15$ gerade Rohrverschraubung $\zeta = 0,5$ vereinfacht: Winkelverschraubung $\zeta = 1,0$ $\Delta p[\text{bar}] = 2,2 \cdot \zeta \cdot \frac{Q^2 [\text{l/min}]}{d^4 [\text{mm}]}$ Δp : Druckverlust (bar) ζ : Widerstandsbeiwert v : kinematische Viskosität (mm ² /s) d : Leitungsdurchmesser (mm) ρ : Dichte (ca. 0,9 g/cm ³)	
Leckölverluste (durch konzentrische (e = 0) und exzentrische Spalten)	Grundgleichung: $Q_L = \frac{\pi \cdot d \cdot \Delta r^3}{12 \cdot v \cdot p} \cdot \frac{\Delta p}{l} (1 + 1,5 \cdot \varepsilon^2)$ vereinfacht: $Q_L = 1848 \cdot \frac{d \cdot \Delta r^3}{v} \cdot \frac{\Delta p}{l} (1 + 1,5 \cdot \varepsilon^2)$ $\varepsilon = \frac{e}{\Delta r}$ e : Exzentrizität (mm) Δr : Spaltmaß (mm) Δp : Druckdifferenz (bar) d : Durchmesser (mm) v : kinematische Viskosität (mm ² /s) l : Spaltlänge (mm) p : Dichte (ca. 0,9 g/cm ³)	
Volumenänderungen (infolge Druckerhöhung)	Grundgleichungen: $\Delta V = \beta_p \cdot V_o \cdot \Delta p$ mit $\Delta p = p_2 - p_1$ p_1 : Anfangsdruck (bar) vereinfacht: p_2 : Enddruck (bar) $\Delta V = 0,7 \cdot 10^{-4} \cdot V_o \cdot \Delta p$ V_o : Ausgangsvolumen (l) $\left(\text{mit } \beta_p \approx 0,7 \cdot 10^{-4} \frac{1}{\text{bar}} \right)$ ΔV : Volumenänderung (l) β_p : Kompressibilität	
Volumenänderungen (infolge Temperatur- erhöhung)	Grundgleichungen: $\Delta V = \beta_T \cdot V_o \cdot \Delta \vartheta$ mit $\Delta \vartheta = \vartheta_2 - \vartheta_1$ ϑ_1 : Anfangstemperatur (°C) ϑ_2 : Endtemperatur (°C) vereinfacht: $\Delta \vartheta$: Temperaturänderung (K) $\Delta V = 0,7 \cdot 10^{-3} \cdot V_o \cdot \Delta \vartheta$ V_o : Ausgangsvolumen (l) $\left(\text{mit } \beta_T \approx 0,7 \cdot 10^{-3} \frac{1}{\text{K}} \right)$ ΔV : Volumenänderung (l) β_T : Ausdehnungskoeffizient	
Druckerhöhung infolge Temperaturerhöhung (ohne Volumenausgleich)	$\Delta V = 0,7 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta p = 0,7 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta \vartheta$ d.h. $\Delta \vartheta \approx 1 \text{ K} \triangleq \Delta p \approx 10 \text{ bar}$ Achtung: Bei Temperaturerhöhungen von in sich geschlossenem Ölvolumen entsteht ein Überdruck! (u.U. muß ein Druckbegrenzungsventil als Überlastschutz vorgesehen werden) Faustwert: Eine Temperaturerhöhung von 1K bewirkt eine Drucksteigerung von ca. 10 bar.	

Anlagenkomponente	Formeln und Beschreibung	Schaltsymbol									
Hydrospeicher	Hydrospeicher werden zur Deckung eines bestimmten, plötzlich auftretenden Volumenstrombedarfs (schnelle, adiabate Zustandsänderung), zum Lecköl-ausgleich bzw. zur Schwingungsdämpfung (langsame, isotherme Zustands-änderung) verwendet.										
Zustandsänderungen isotherm (langsam) adiabat (schnell)	Grundgleichungen: $p_1 = 1,1 \cdot p_o$ $\Delta V = V_1 \cdot \left(1 - \frac{p_1}{p_2} \right)$ $\Delta V = V_1 \cdot \left(1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{0,71} \right)$ p_o: Gas-Fülldruck (bar) p_1: unterer Betriebsdruck (bar) p_2: oberer Betriebsdruck (bar) V_1: Ausgangsvolumen (l) ΔV: Volumenänderung (l)										
Kavitation	Öl enthält bei atmosphärischem Druck ca. 9 Volumenprozent Luft in gelöster Form. Die Gefahr von Luftblasenkavitation ist bei Atmosphärendruck unter 0,2 bar gegeben. Sie kann bei Saugvorgängen von Pumpen und Hydrozylindern sowie bei extremen Drosselstellen vorkommen und macht sich meist durch Geräuscentwicklung bemerkbar. Die Hydraulik-komponenten sind dabei einem erhöhten Verschleiß ausgesetzt.										
Wärmehaushalt Verlustleistung und Öltemperatur	Die hydraulischen Leistungsverluste in einer Hydraulikanlage werden vom Öl und den Anlagenkomponenten in Form einer Temperaturerhöhung gespeichert und teilweise über die Oberfläche der Anlage an die Umgebung abgegeben. Sie können überschlägig mit 20 - 30% der zugeführten Leistung angegeben werden. Nach der Aufwärmphase stellt sich ein Gleichgewicht zwischen zugeführter und abgegebener Wärme ein. Grundgleichungen: $P_v = 0,3 \cdot P_{hydr} \quad \vartheta_{\text{Öl max}} \approx \vartheta_{\text{Umg}} + c \cdot \frac{P_v}{A}$ <table border="0"> <tr> <td>frei umströmte Oberfläche</td> <td>$c \approx 75$</td> <td rowspan="4">vereinfacht:</td> </tr> <tr> <td>schlechte Luftzirkulation</td> <td>$c \approx 120$</td> </tr> <tr> <td>künstlicher Luftstrom ($v \approx 2 \text{ m/s}$)</td> <td>$c \approx 40$</td> </tr> <tr> <td>Wasserkühler</td> <td>$c \approx 5$</td> </tr> </table> $\vartheta_{\text{Öl max}} \approx \vartheta_{\text{Umg}} + c \cdot \frac{0,3 \cdot P_{hydr} [\text{kW}]}{A [\text{m}^2]}$ P_v: Verlustleistung, in Wärme umgesetzt (kW) P_{hydr}: hydraulische Leistung (kW) $\vartheta_{\text{Öl max}}$: max. Öltemperatur (°C) ϑ_{Umg}: Umgebungstemperatur (°C) A: Anlagenoberfläche (Behälter, Rohre etc.) (m²)	frei umströmte Oberfläche	$c \approx 75$	vereinfacht:	schlechte Luftzirkulation	$c \approx 120$	künstlicher Luftstrom ($v \approx 2 \text{ m/s}$)	$c \approx 40$	Wasserkühler	$c \approx 5$	
frei umströmte Oberfläche	$c \approx 75$	vereinfacht:									
schlechte Luftzirkulation	$c \approx 120$										
künstlicher Luftstrom ($v \approx 2 \text{ m/s}$)	$c \approx 40$										
Wasserkühler	$c \approx 5$										

Umrechnungstabelle

Größe	Kennzeichen	Einheit	≈	Faktor	x	Einheit
Druck	p	$1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	≈	10		bar
		1 MPa	≈	10		bar
		$1 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$	≈	1		bar
		1 psi	≈	0,07		bar
Kraft	F	$1 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2}$	=	1		N
		1 lbf	≈	4,45		N
Länge, Weg, Hub	l, s, h	1 in	≈	25,4		mm
		1 ft	≈	304,8		mm
Drehmoment	M	$1 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{s}^2}$	=	1		Nm
Leistung	P	1 PS, 1 hp	≈	0,74		kW
Fläche	A	1 ft ²	≈	92903		mm ²
		1 in ²	≈	645,16		mm ²
Volumen	V	1 ft ³	≈	28,92		l
		1 in ³	≈	$1,64 \cdot 10^{-2}$		l
		1 UK gal	≈	4,55		l
		1 US gal	≈	3,79		l
Temperaturen	T, θ	5 (°F-32)/9	≈	1		°C
Masse	m	1 lb	≈	0,45		kg
kinematische Viskosität	v	1 cSt	=	1		$\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$