Hydraulische Formelsammlung

Verfasser: Houman Hatami

Tel.: +49-9352-18-1225
Fax: +49-9352-18-1293
houman.hatami@boschrexroth.de

INHALTSVERZEICHNIS

Beziehungen zwischen Einheiten

Größe	Einheit	Symbol	Beziehung
Längen	Mikrometer	µm	1µm = 0,001mm
	Millimeter	mm	1mm = 0,1cm = 0,01dm = 0,001m
	Zentimeter	cm	1cm = 10mm = 10.000µm
	Dezimeter	dm	1dm = 10cm = 100mm = 100.000µm
	Meter	m	1m = 10dm = 100cm = 1.000mm = 1.000.000µm
	Kilometer	km	1km = 1.000m = 100.000cm = 1.000.000mm
Flächen	Quardratzentimeter	cm^2	$1cm^2 = 100mm^2$
	Quadratdezimeter	dm^2	$1dm^2 = 100cm^2 = 10.000mm^2$
	Quadratmeter	m^2	$1m^2 = 100dm^2 = 10.000cm^2 = 1.000.000mm^2$
	Ar	a	$1a = 100m^2$
	Hektar	ha	$1ha = 100a = 10.000m^2$
	Quadratkilometer	km^2	$1km^2 = 100ha = 10.000a = 1.000.000m^2$
Volumen	Kubikzentimeter	cm^3	$1cm^3 = 1.000mm^3 = 1ml = 0{,}001l$
	Kubikdezimeter	dm^3	$1dm^3 = 1.000cm^3 = 1.000.000mm^3$
	Kubikmeter	m^3	$1m^3 = 1.000dm^3 = 1.000.000cm^3$
	Milliliter	ml	$1ml = 0{,}001l = 1cm^3$
	Liter	l	$1l = 1.000\ ml = 1dm^3$
	Hektoliter	hl	$1hl = 100l = 100dm^3$
Dichte	Gramm/ Kubikzentimeter	$\frac{g}{cm^3}$	$1\frac{g}{cm^3} = 1\frac{kg}{dm^3} = 1\frac{t}{m^3} = 1\frac{g}{ml}$
Kraft Gewichtskraft	Newton	N	$1N = 1\frac{kg \bullet m}{s^2} = 1\frac{J}{m}$ 1daN = 10N
Drehmoment	Newtonmeter	Nm	1Nm = 1J
Druck	Pascal	Pa	$1Pa = 1N/m^2 = 0{,}01mbar = \frac{1kg}{m \bullet s^2}$
	Bar	Bar	$1bar = 10\frac{N}{cm^2} = 100.000\frac{N}{m^2} = 10^5 Pa$
	$psi = \frac{pound}{inch^2}$	Psi	1psi = 0,06895 bar
	$\frac{kp}{cm^2}$		$1\frac{kp}{cm^2} = 0{,}981bar$

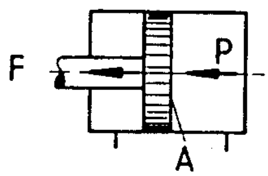
Masse	Milligramm	mg	1mg = 0,001g
	Gramm	g	1g = 1.000mg
	Kilogramm	kg	1kg = 1000g = 1.000.000 mg
	Tonne	t	1t = 1000kg = 1.000.000g
	Megagramm	Mg	1Mg = 1t
Beschleunigung	Meter/ Sekundenquadrat	$\frac{m}{s^2}$	$1\frac{m}{s^2} = 1\frac{N}{kg}$ 1g = 9,81 m/s^2
Winkel-geschwindigkeit	Eins/ Sekunde Radiant/ Sekunde	$\frac{1}{s}$ $\frac{rad}{s}$	ω = 2•π•n n in 1/s
Leistung	Watt	W	$1W = 1\frac{Nm}{s} = 1\frac{J}{s} = 1\frac{kg \bullet m}{s^2} \bullet \frac{m}{s}$
	Newtonmeter/ Sekunde	Nm/s	
	Joule/ Sekunde	J/s	
Arbeit/ Energie Wärmemenge	Wattsekunde	Ws	$1Ws = 1Nm = 1\frac{kg \bullet m}{s^2} \bullet m = 1J$
	Newtonmeter	Nm	
	Joule	J	
	Kilowattstunde	kWh	1kWh = 1.000 Wh = 1000•3600Ws = 3,6•10^{6}Ws
	Kilojoule	kJ	= 3,6•10^{3}kJ = 3600kJ = 3,6MJ
	Megajoule	MJ	
Mechanische-Spannung	Newton/ Millimeterquadrat	$\frac{N}{mm^2}$	$1\frac{N}{mm^2} = 10bar = 1MPa$
Ebener-Winkel	Sekunde	´´	1´´ = 1´/60
	Minute	´	1´ = 60´´
	Grad	°	1° = 60´ = 3600 ´´= $\frac{\pi}{180°}$rad
	Radiant	rad	1rad = 1m/m = 57,2957°
			1rad = 180°/π
Drehzahl	Eins/Sekunde	1/s	$\frac{1}{s} = s^{-1} = 60\,min^{-1}$
	Eins/Minute	1/min	$\frac{1}{min} = min^{-1} = \frac{1}{60s}$

Wichtige Kennwerte von Druckflüssigkeiten

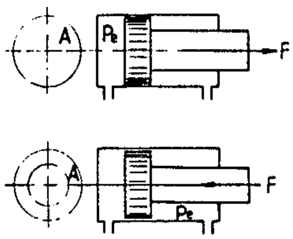
	HLP	HFC	HFA (3%)	HFD
Dichte bei 20°C [kg/m³]	880	1085	1000	925
Kinematische Viskosität bei 40°C [mm²/s]	10-100	36-50	0,7	15-70
Kompressions Modul E bei 50°C [Bar]	12000-14000	20400-23800	15000-17500	18000-21000
Spezifische Wärme bei 20°C [kJ/kgK]	2,1	3,3	4,2	1,3-1,5
Wärmeleitfähigkeit bei 20°C [W/mK]	0,14	0,4	0,6	0,11
Optimale Temperaturen [°C]	40-50	35-50	35-50	35-50
Wassergehalt [%]	0	40-50	80-97	0
Kavitationsneigung	gering	stark	Sehr stark	gering

Allgemeine hydraulische Beziehungen

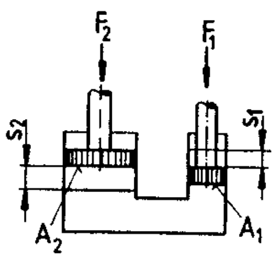
Kolbendruckkraft

Abbildung	Gleichung / Gleichungsumstellung	Formelzeichen / Einheiten
	$F = 10 \bullet p \bullet A$ $\mathrm{F} = \mathrm{p} \bullet \mathrm{A} \bullet \eta \bullet 10$ $\mathrm{A} = \frac{\mathrm{d}^2 \bullet \pi}{4}$ $d = \sqrt{\frac{4 \bullet F \bullet 0{,}1}{\pi \bullet p}}$ $p = 0{,}1 \bullet \frac{4 \bullet F}{\pi \bullet d^2}$	F = Kolbendruckkraft[N] p = Flüssigkeitsdruck[bar] A = Kolbenfläche[cm^2] d = Kolbendurchmesser[cm] η = Wirkungsgrad Zylinder

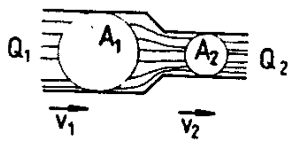
Kolbenkräfte

Abbildung	Gleichung / Gleichungsumstellung	Formelzeichen / Einheiten
	$F = p_e \bullet A \bullet 10$ $F = p_e \bullet A \bullet \eta \bullet 10$ $\mathrm{A} = \frac{\mathrm{d}^2 \bullet \pi}{4}$ A Für Kreisringfläche: $\mathrm{A} = \frac{(\mathrm{D}^2 - \mathrm{d}^2) \bullet \pi}{4}$	F = Kolbendruckkraft[N] p_e = Überdruck auf den Kolben[bar] A = Wirksame Kolbenfläche[cm^2] d = Kolbendurchmesser[cm] η = Wirkungsgrad Zylinder

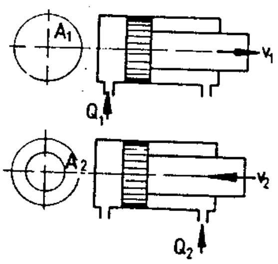
Hydraulische Presse

Abbildung	Gleichung / Gleichungsumstellung	Formelzeichen / Einheiten
	$\frac{\mathrm{F}_1}{\mathrm{A}_1} = \frac{\mathrm{F}_2}{\mathrm{A}_2}$ $\mathrm{F}_1 \bullet \mathrm{s}_1 = \mathrm{F}_2 \bullet \mathrm{s}_2$ $\varphi = \frac{F_1}{F_2} = \frac{A_1}{A_2} = \frac{s_2}{s_1}$	F_1 = Kraft am Pumpenkolben[N] F_2 = Kraft am Arbeitskolben[N] A_1 = Fläche des Pumpenkolbens [cm^2] A_2 = Fläche des Arbeitskolbens [cm^2] s_1 = Weg des Pumpenkolbens [cm] s_2 = Weg des Arbeitskolbens [cm] φ = Übersetzungsverhältnis

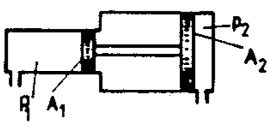
Kontinuitätsgleichung

Abbildung	Gleichung / Gleichungsumstellung	Formelzeichen / Einheiten
	$Q_1 = Q_2$ $Q_1 = A_1 \bullet v_1$ $Q_2 = A_2 \bullet v_2$ $A_1 \bullet v_1 = A_2 \bullet v_2$	$Q_{1,2}$ = Volumenströme [cm^3/s, dm^3/s, m^3/s] $A_{1,2}$ = Querschnittsflächen [cm^2, dm^2, m^2] $v_{1,2}$ = Strömungsgeschwindigkeiten [cm/s, dm/s, m/s]

Kolbengeschwindigkeit

Abbildung	Gleichung / Gleichungsumstellung	Formelzeichen / Einheiten
	$v_1 = \frac{Q_1}{A_1}$ $v_2 = \frac{Q_2}{A_2}$ $A_1 = \frac{d^2 \bullet \pi}{4}$ $A_2 = \frac{(D^2 - d^2) \bullet \pi}{4}$	$v_{1,2}$ = Kolbengeschwindigkeit [cm/s] $Q_{1,2}$ = Volumenstrom [cm^3/s] A_1 = Wirksame Kolbenfläche (Kreis) [cm^2] A_2 = Wirksame Kolbenfläche (ring) [cm^2]

Druckübersetzer

Abbildung	Gleichung / Gleichungsumstellung	Formelzeichen / Einheiten
	$p_1 \bullet A_1 = p_2 \bullet A_2$	p_1 = Druck im kleinen Zylinder [bar] A_1 = Kolbenfläche [cm^2] p_2 = Druck am großen Zylinder [bar] A_2 = Kolbenfläche [cm^2]

Hydraulische Systemkomponente

Hydropumpe

$$Q = \frac{V \bullet n \bullet \eta_{vol}}{1000} \text{ [l/min]}$$

$$P_{an} = \frac{p \bullet Q}{600 \bullet \eta_{ges}} \text{ [kW]}$$

$$M = \frac{1{,}59 \bullet V \bullet \Delta p}{100 \bullet \eta_{mh}} \text{ [Nm]}$$

$$\eta_{ges} = \eta_{vol} \bullet \eta_{mh}$$

Q = Volumenstrom [l/min]
V = Nennvolumen [cm^3]
n = Antriebsdrehzahl der Pumpe [min^{-1}]
P_{an} = Antriebsleistung [kW]
p = Betriebsdruck [bar]
M = Antriebsmoment [Nm]
η_{ges} = Gesamtwirkungsgrad (0,8-0,85)
η_{vol} = volumetr. Wirkungsgrad (0,9-0,95)
η_{mh} = hydr.-mechanischer Wirkungsgrad(0,9-0,95)

Hydromotor

$$Q = \frac{V \bullet n}{1000 \bullet \eta_{vol}}$$

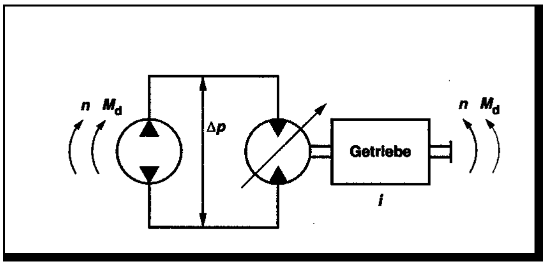
$$n = \frac{Q \bullet \eta_{vol} \bullet 1000}{V}$$

$$M_{ab} = \frac{\Delta p \bullet V \bullet \eta_{mh}}{20 \bullet \pi} = 1{,}59 \bullet V \bullet \Delta p \bullet \eta_{mh} \bullet 10^{-2}$$

$$P_{ab} = \frac{\Delta p \bullet Q \bullet \eta_{ges}}{600}$$

Q = Volumenstrom [l/min]
V = Nennvolumen [cm^3]
n = Antriebsdrehzahl der Pumpe [min^{-1}]
η_{ges} = Gesamtwirkungsgrad (0,8-0,85)
η_{vol} = volumetr. Wirkungsgrad (0,9-0,95)
η_{mh} = hydr.-mechanischer Wirkungsgrad (0,9-0,95)
Δp = druckdifferenz zwischen Eingang und Ausgang des Motors [bar]
P_{ab} = Abtriebsleistung des Motors [kW]
M_{ab} = Abtriebsdrehmoment [Nm]

Hydromotor variabel



$$M_d = \frac{30000}{\pi} \bullet \frac{P}{n}$$

$$P = \frac{\pi}{30000} \bullet M_d \bullet n$$

$$n = \frac{30000}{\pi} \bullet \frac{P}{M_d}$$

$$M_d = \frac{M_{d\,max}}{i \bullet \eta_{Getr}}$$

$$n = \frac{n_{max}}{i}$$

$$\Delta p = 20\pi \bullet \frac{M_d}{V_g \bullet \eta_{mh}}$$

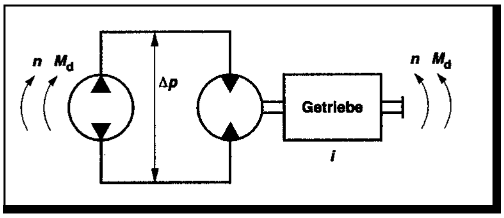
$$Q = \frac{V_g \bullet n}{1000 \bullet \eta_{vol}}$$

$$Q_P = \frac{V_g \bullet n \bullet \eta_{vol}}{1000}$$

$$P = \frac{Q \bullet \Delta p}{600 \bullet \eta_{ges}}$$

M_d = Drehmoment [Nm]
P = Leistung [kW]
n = Drehzahl [min^{-1}]
M_{dmax} = Drehmoment max [Nm]
i = Getriebeübersetzung
η_{Getr} = Getriebewirkungsgrad
η_{mh} = Mech./Hydr. Wirkungsgrad
η_{vol} = Vol. Wirkungsgrad
V_g = Fördervolumen [cm^3]

Hydromotor konstant



$$M_d = \frac{30000}{\pi} \bullet \frac{P}{n}$$

$$P = \frac{\pi}{30000} \bullet M_d \bullet n$$

$$n = \frac{30000}{\pi} \bullet \frac{P}{M_d}$$

$$M_d = \frac{M_{d\,max}}{i \bullet \eta_{Getr}}$$

$$n = \frac{n_{max}}{i}$$

$$\Delta p = 20\pi \bullet \frac{M_d}{V_g \bullet \eta_{mh}}$$

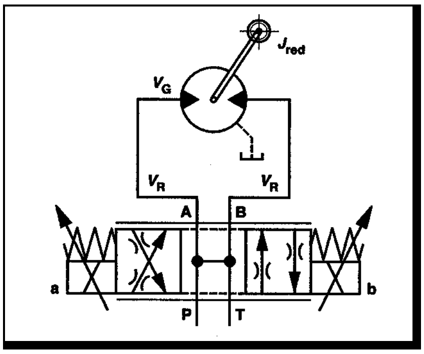
$$Q = \frac{V_g \bullet n}{1000 \bullet \eta_{vol}}$$

$$Q_P = \frac{V_g \bullet n \bullet \eta_{vol}}{1000}$$

$$P = \frac{Q \bullet \Delta p}{600 \bullet \eta_{ges}}$$

M_d = Drehmoment [Nm]
P = Leistung [kW]
n = Drehzahl [min^{-1}]
M_{dmax} = Drehmoment max [Nm]
i = Getriebeübersetzung
η_{Getr} = Getriebewirkungsgrad
η_{mh} = Mech./Hydr. Wirkungsgrad
η_{vol} = Vol. Wirkungsgrad
V_g = Fördervolumen [cm^3]

Hydromotoreigenfrequenz



$$\omega_0 = \sqrt{\frac{2 \bullet E}{J_{red}} \bullet \frac{(\frac{V_G}{2\pi})^2}{(\frac{V_G}{2} + V_R)}}$$

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi}$$

V_G = Schluckvolumen [cm^3]

ω_0 = Eigenkreisfrequenz [1/s]

f_0 = Eigenfrequenz [Hz]

J_{red} = Trägheitsmoment red. [kgm^2]

$E_{öl}$ = 1400 N/mm^2

V_R = Volumen der Leitung [cm^3]

Hydrozylinder

$$A = \frac{d_1^{\,2} \bullet \pi}{400} = \frac{d_1^{\,2} \bullet 0{,}785}{100} \text{ [cm}^2\text{]}$$

$$A_{st} = \frac{d_2^{\,2} \bullet 0{,}785}{100} \text{ [cm}^2\text{]}$$

$$A_R = \frac{(d_1^{\,2} - d_2^{\,2}) \bullet 0{,}785}{100} \text{ [cm}^2\text{]}$$

$$F_D = \frac{p \bullet d_1^{\,2} \bullet 0{,}785}{10000} \text{ [kN]}$$

$$F_z = \frac{p \bullet (d_1^{\,2} - d_2^{\,2}) \bullet 0{,}785}{10000} \text{ [kN]}$$

$$v = \frac{h}{t \bullet 1000} = \frac{Q}{A \bullet 6} \text{ [m/s]}$$

$$Q_{th} = 6 \bullet A \bullet v = \frac{V}{t} \bullet 60 \text{ [l/min]}$$

$$Q = \frac{Q_{th}}{\eta_{vol.}}$$

$$V = \frac{A \bullet h}{10000} \text{ [l]}$$

$$t = \frac{A \bullet h \bullet 6}{Q \bullet 1000} \text{ [s]}$$

d_1 = Kolbendurchmesser [mm]

d_2 = Kolbenstangendurchmesser [mm]

p = Betriebsdruck [bar]

v = Hubgeschwindigkeit [m/s]

V = Hubvolumen [l]

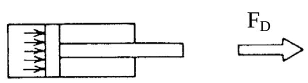
Q = Volumenstrom mit Berücksichtigung der Leckagen [l/min]

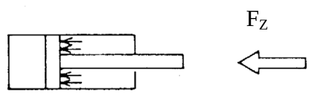
Q_{th} = Volumenstrom ohne Berücksichtigung der Leckagen [l/min]

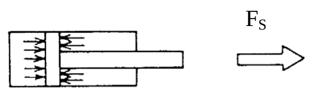
η_{vol} = volumetrischer Wirkungsgrad (ca. 0,95)

h = Hub [mm]

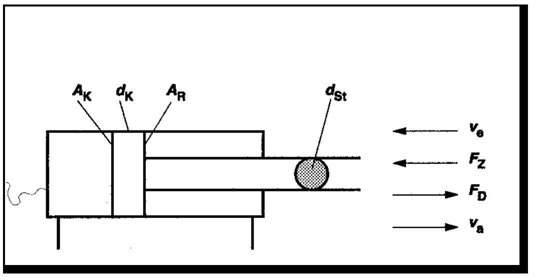
t = Hubzeit [s]







Differentialzylinder



$$d_K = 100 \bullet \sqrt{\frac{4 \bullet F_D}{\pi \bullet p_K}}$$

$$p_K = \frac{4 \bullet 10^4 \bullet F_D}{\pi \bullet {d_K}^2}$$

$$p_{St} = \frac{4 \bullet 10^4 \bullet F_Z}{\pi \bullet ({d_K}^2 - {d_{St}}^2)}$$

$$\varphi = \frac{{d_K}^2}{({d_K}^2 - {d_{St}}^2)}$$

$$Q_K = \frac{6 \bullet \pi}{400} \bullet v_a \bullet {d_K}^2$$

$$Q_{St} = \frac{6 \bullet \pi}{400} \bullet v_e \bullet ({d_K}^2 - {d_{St}}^2)$$

$$v_e = \frac{Q_{St}}{\frac{6\pi}{400} \bullet ({d_K}^2 - {d_{St}}^2)}$$

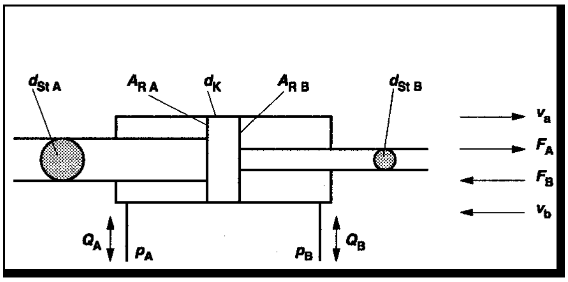
$$v_a = \frac{Q_K}{\frac{6\pi}{400} \bullet {d_K}^2}$$

$$Vol_p = \frac{\pi}{4 \bullet 10^6} \bullet {d_{St}}^2 \bullet h$$

$$Vol_F = \frac{\pi}{4 \bullet 10^6} \bullet h \bullet ({d_K}^2 - {d_{St}}^2)$$

d_K = Kolbendurchmesser [mm]
d_{st} = Stangendurchmesser [mm]
F_D = Druckkraft [kN]
F_z = Zugkraft [kN]
p_K = Druck auf der Kolbenseite [bar]
φ = Flächenverhältnis
Q_K = Volumenstrom Kolbenseite [l/min]
Q_{St} = Volumenstrom Stangenseite [l/min]
v_a = Ausfahrgeschwindigkeit [m/s]
v_e = Einfahrgeschwindigkeit [m/s]
Vol_p = Pendelvolumen [l]
Vol_F = Füllvolumen [l]
h = Hub [mm]

Gleichgangzylinder



$$p_A = \frac{4 \bullet 10^4}{\pi} \bullet \frac{F_A}{(d_K{}^2 - d_{StA}{}^2)}$$

$$p_B = \frac{4 \bullet 10^4}{\pi} \bullet \frac{F_B}{(d_K{}^2 - d_{StB}{}^2)}$$

$$Q_A = \frac{6 \bullet \pi}{400} \bullet v_a \bullet (d_K{}^2 - d_{StA}{}^2)$$

$$Q_B = \frac{6 \bullet \pi}{400} \bullet v_b \bullet (d_K{}^2 - d_{StB}{}^2)$$

$$v_e = \frac{Q_{St}}{\frac{6\pi}{400} \bullet (d_K{}^2 - d_{St}{}^2)}$$

$$v_a = \frac{Q_K}{\frac{6\pi}{400} \bullet d_K{}^2}$$

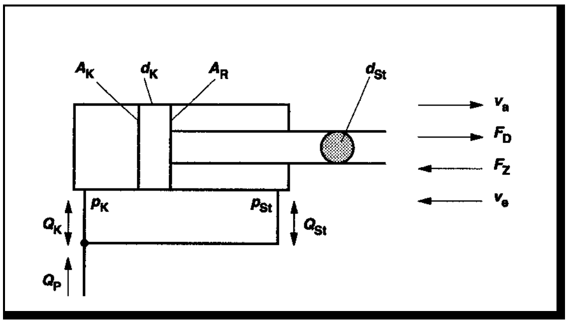
$$Vol_p = \frac{\pi}{4 \bullet 10^6} \bullet d_{St}{}^2 \bullet h$$

$$Vol_{FA} = \frac{\pi}{4 \bullet 10^6} \bullet h \bullet (d_K{}^2 - d_{StA}{}^2)$$

$$Vol_{FB} = \frac{\pi}{4 \bullet 10^6} \bullet h \bullet (d_K{}^2 - d_{StB}{}^2)$$

d_K = Kolbendurchmesser [mm]
d_{stA} = Stangendurchmesser A-Seite [mm]
d_{stB} = Stangendurchmesser B-Seite [mm]
F_A = Kraft A [kN]
F_B = Kraft B [kN]
p_A = Druck auf der A-Seite [bar]
p_B = Druck auf der B-Seite [bar]
Q_A = Volumenstrom A-Seite [l/min]
Q_B = Volumenstrom B-Seite [l/min]
v_a = Geschwindigkeit a [m/s]
v_b = Geschwindigkeit b [m/s]
Vol_p = Pendelvolumen [l]
Vol_{FA} = Füllvolumen A [l]
Vol_{FB} = Füllvolumen B [l]

Zylinder in Differentialschaltung



$$d_{st} = 100 \bullet \sqrt{\frac{4 \bullet F_D}{\pi \bullet p_{St}}}$$

$$p_K = \frac{4 \bullet 10^4 \bullet F_D}{\pi \bullet d_{St}^2}$$

$$p_{St} = \frac{4 \bullet 10^4 \bullet F_Z}{\pi \bullet (d_K^2 - d_{St}^2)}$$

$$Q = \frac{6 \bullet \pi}{400} \bullet v_a \bullet d_{St}^2$$

Ausfahren:

$$v_a = \frac{Q_P}{\frac{6\pi}{400} \bullet d_{St}^2}$$

$$Q_K = \frac{Q_P \bullet d_K^2}{d_{St}^2}$$

$$Q_{St} = \frac{Q_P \bullet (d_K^2 - d_{St}^2)}{d_{St}^2}$$

Einfahren:

$$v_e = \frac{Q_P}{\frac{6\pi}{400} \bullet (d_K^2 - d_{St}^2)}$$

$Q_{St}=Q_P$

$$Q_K = \frac{Q_P \bullet d_K^2}{(d_K^2 - d_{St}^2)}$$

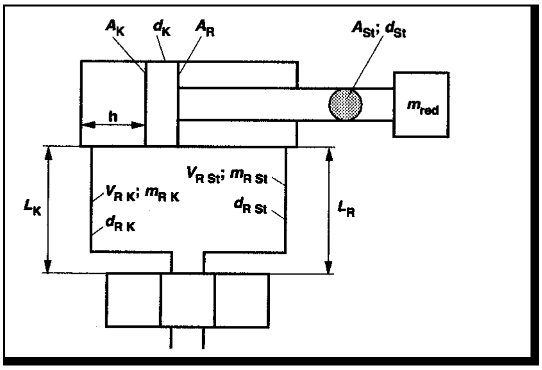
$$Vol_p = \frac{\pi}{4 \bullet 10^6} \bullet d_{St}^2 \bullet h$$

$$Vol_F = \frac{\pi}{4 \bullet 10^6} \bullet h \bullet (d_K^2 - d_{St}^2)$$

d_K = Kolbendurchmesser [mm]
d_{st} = Stangendurchmesser [mm]
F_D = Druckkraft [kN]
F_z = Zugkraft [kN]
p_K = Druck auf der Kolbenseite [bar]
p_{St} = Druck auf der Stangenseite [bar]
h = Hub [mm]
Q_K = Volumenstrom Kolbenseite [l/min]
Q_{St} = Volumenstrom Stangenseite [l/min]

Q_P = Pumpenförderstrom [l/min]
v_a = Ausfahrgeschwindigkeit [m/s]
v_e = Einfahrgeschwindigkeit [m/s]
Vol_p = Pendelvolumen [l]
Vol_F = Füllvolumen [l]

Zylindereigenfrequenz bei Differentialzylinder



$$A_K = \frac{\frac{d_K^2 \pi}{4}}{100}$$

$$A_R = \frac{\frac{(d_K^2 - d_{St}^2)\pi}{4}}{100}$$

$$V_{RK} = \frac{d_{RK}^2 \pi}{4} \bullet \frac{L_K}{1000}$$

$$V_{RSt} = \frac{d_{RSt}^2 \pi}{4} \bullet \frac{L_{St}}{1000}$$

$$m_{RK} = \frac{V_{RK} \bullet \rho_{öl}}{1000}$$

$$m_{RSt} = \frac{V_{RSt} \bullet \rho_{öl}}{1000}$$

$$h_k = \frac{\left(\frac{A_R \bullet h}{\sqrt{A_R^3}} + \frac{V_{RSt}}{\sqrt{A_R^3}} - \frac{V_{RK}}{\sqrt{A_K^3}} \right)}{\left(\frac{1}{\sqrt{A_R}} + \frac{1}{\sqrt{A_K}} \right)}$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{1}{m} \bullet \left(\frac{A_K^2 \bullet E_{ÖL}}{\frac{A_K \bullet h_K}{10} + V_{RK}} + \frac{A_R^2 \bullet E_{Öl}}{\frac{A_R \bullet (h - h_K)}{10} + V_{RSt}} \right)}$$

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi}$$

$$m_{ölred} = m_{RK} \left(\frac{d_K}{d_{RK}} \right)^4 + m_{RSt} \left(\frac{1}{d_{RSt}} \sqrt{\frac{400 \bullet A_R}{\pi}} \right)$$

A_K = Kolbenfläche [cm^2]

A_R = Kolbenringfläche [cm^2]

d_K = Kolbendurchmesser [mm]

d_{St} = Kolbenstangendurchmesser [mm]

d_{RK} = NW- Kolbenseite [mm]

L_K = Länge Kolbenseite [mm]

d_{RSt} = NW-Stangenseite [mm]

L_{St} = Länge Stangenseite [mm]

h = Hub [cm]

V_{RK} = Volumen der Leitung Kolbenseite [cm^3]

V_{RSt} = Volumen der Leitung Stangenseite [cm^3]

m_{RK} = Masse des Öles in der Leitung Kolbenseite [kg]

m_{RSt} = Masse des Öles in der Leitung Stangenseite [kg]

h_K = Position bei minimaler Eigenfrequenz [cm]

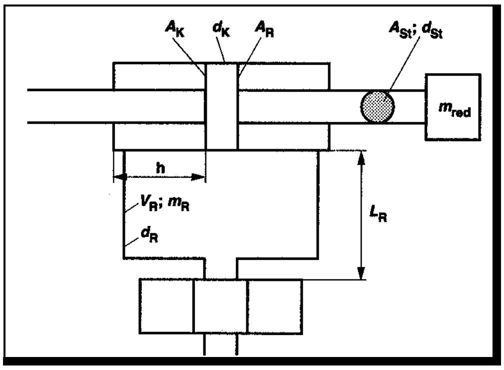
f_0 = Eigenfrequenz [Hz]

ω_0 = Kreisfrequenz

$$\omega_{01} = \omega_0 \bullet \sqrt{\frac{m_{red}}{m_{ölred} + m_{red}}}$$

$$f_{01} = \frac{\omega_{01}}{2\pi}$$

Zylindereigenfrequenz bei Gleichgangzylinder



$$A_R = \frac{\frac{(d_K{}^2 - d_{St}{}^2)\pi}{4}}{100}$$

$$V_R = \frac{d_{RK}{}^2 \pi}{4} \bullet \frac{L_K}{1000}$$

$$m_R = \frac{V_R \bullet \rho_{öl}}{1000}$$

$$\omega_0 = 100 \bullet \sqrt{\frac{2 \bullet E_{öl}}{m_{red}} \bullet \left(\frac{A_R{}^2}{\frac{A_R \bullet h}{10} + V_{RSt}}\right)}$$

A_R = Kolbenringfläche [cm²]

d_K = Kolbendurchmesser [mm]

d_{St} = Kolbenstangendurchmesser [mm]

d_R = NW [mm]

L_K = Länge Kolbenseite [mm]

h = Hub [mm]

V_R = Volumen der Leitung [cm³]

m_R = Masse des Öles in der Leitung [kg]

f_0 = Eigenfrequenz

ω_0 = Kreisfrequenz

Gleichung gilt nur für die Mittelstellung des Gleichgangzylinders
Eigenfrequenz einer beliebigen Position kann mit der Gleichung für den Differenzialzylinder berechnet werden (wie auf der Seite 17 jedoch AK=AR)

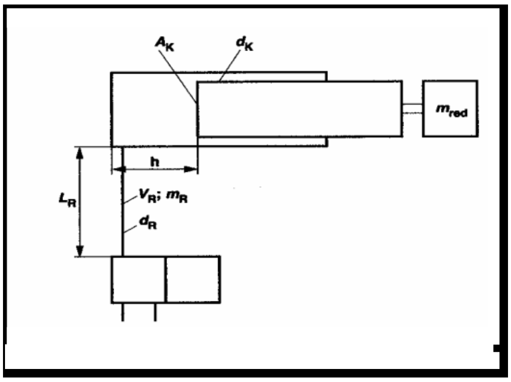
$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi}$$

$$m_{ölred} = 2 \bullet m_{RK} \left(\frac{1}{d_R} \sqrt{\frac{400 \bullet A_R}{\pi}}\right)^4$$

$$\omega_{01} = \omega_0 \bullet \sqrt{\frac{m_{red}}{m_{ölred} + m_{red}}}$$

$$f_{01} = \frac{\omega_{01}}{2\pi}$$

Zylindereigenfrequenz bei Plungerzylinder



$$A_K = \frac{\frac{d_K^{\,2}\pi}{4}}{100}$$

$$V_R = \frac{d_K^{\,2}\pi}{4} \bullet \frac{L_K}{1000}$$

$$m_R = \frac{V_R \bullet \rho_{öl}}{1000}$$

$$\omega_0 = 100 \bullet \sqrt{\frac{E_{öl}}{m_{red}} \bullet \left(\frac{A_K^{\,2}}{A_K \bullet h + V_{RSt}}\right)}$$

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi}$$

$$m_{ölred} = 2 \bullet m_R \left(\frac{d_K}{d_R}\right)^4$$

$$\omega_{01} = \omega_0 \bullet \sqrt{\frac{m_{red}}{m_{ölred} + m_{red}}}$$

$$f_{01} = \frac{\omega_{01}}{2\pi}$$

A_K = Kolbenfläche [cm^2]

d_K = Kolbendurchmesser [mm]

d_R = Durchmesser Rohrleitung[mm]

L_K = Länge Kolbenseite [mm]

L_R = Leitungslänge [mm]

h = Hub [mm]

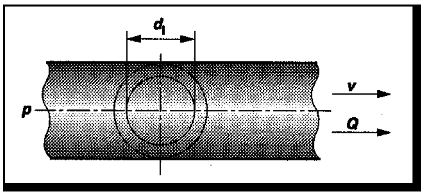
V_R = Volumen der Leitung [cm^3]

M_R = Masse des Öles in der Leitung [kg]

f_0 = Eigenfrequenz

ω_0 = Kreisfrequenz

Rohrleitungen



$$\Delta p = \lambda \bullet \frac{l \bullet \rho \bullet v^2 \bullet 10}{d \bullet 2}$$

$$\lambda_{lam.} = \frac{64}{Re}$$

$$\lambda_{turb.} = \frac{0{,}316}{\sqrt[4]{Re}}$$

$$Re = \frac{v \bullet d}{\upsilon} \bullet 10^3$$

$$v = \frac{Q}{6 \bullet d^2 \bullet \frac{\pi}{4}} \bullet 10^2$$

$$d = \sqrt{\frac{400}{6 \bullet \pi} \bullet \frac{Q}{v}}$$

Δp = Druckverlust bei gerader Rohrleitung [bar]

ρ = Dichte [kg/dm^3] (0,89)

λ = Rohrreibungszahl

$\lambda_{lam.}$ = Rohrreibungszahl für laminare Strömung

$\lambda_{turb.}$ = Rohrreibungszahl für turbulente Strömung

l = Leitungslänge [m]

v = Strömungsgeschwindigkeit in der Leitung [m/s]

d = Innendurchmesser der Rohrleitung [mm]

ν = Kinematischer Viskosität [mm^2/s]

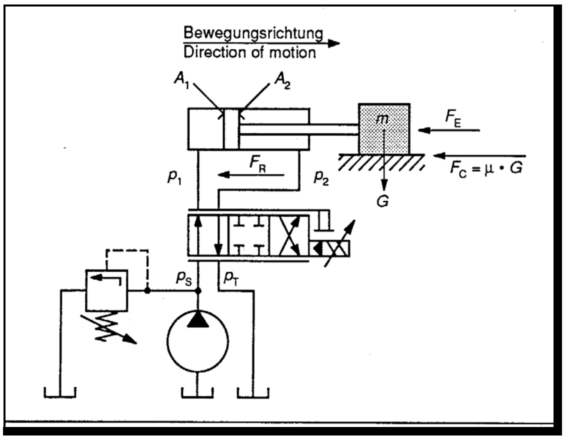
Q = Volumenstrom in der Rohrleitung [l/min]

Anwendungsbeispiele zur Bestimmung der Zylinderdrücke und Volumenströme unter pos. und neg. Lasten

Nomenklatur

Parameter	Symbolik	Einheiten
Beschleunigung / Verzögerung	A	m/s^2
Zylinderfläche	A_1	cm^2
Ringfläche	A_2	cm^2
Flächenverhältnis	$\varphi = A_1/A_2$	-
Gesamtkraft	F_T	daN
Beschleunigungskraft	$F_a = 0{,}1 \bullet m \bullet a$	daN
Äußere Kräfte	F_E	daN
Reibkräfte (Coulombsche Reibung)	F_C	daN
Dichtungsreibung	F_R	daN
Gewichtskraft	G	daN
Masse	$m = \frac{G}{g} + m_K$	kg
Kolbenmasse	m_K	kg
Volumenstrom	$Q = 0{,}06 \bullet A \bullet v_{max}$ v_{max}	l/min cm/s
Drehmoment	$T = \alpha \bullet J + T_L$	Nm
Lastmoment	T_L	Nm
Winkelbeschleunigung	α	rad/s^2
Massenträgheitsmoment	J	kgm^2

Differentialzylinder ausfahrend mit positiver Last



Auslegung:

$F_T = F_a + F_R + F_C + F_E$ [daN]

Gegebene Parameter

F_T = 4450 daN
P_S = 210 bar
P_T = 5,25 bar
A_1 = 53,50 cm2
A_2 = 38,10 cm2
φ = 1,40
v_{max} = 30,00 cm/s
==> p_1 und p_2

$$p_1 = \frac{p_S A_2 + R^2[F_T + (p_T A_2)]}{A_2(1+\varphi^3)} \text{ bar}$$

$$p_2 = p_T + \frac{p_S - p_1}{\varphi^2} \text{ bar}$$

Überprüfung der Zylinderdimensionierung und Berechnung des Nennvolumenstromes Q_N, in Abhängigkeit des Lastdruckes p_1.

$Q = 0{,}06 \bullet A_1 \bullet v_{max}$ l/min

$$Q_N = Q\sqrt{\frac{35}{p_S - p_1}} \text{ l/min}$$

Auswahl eines Servoventils 10% größer als berechnete Nennvolumenstrom.

Berechnung:

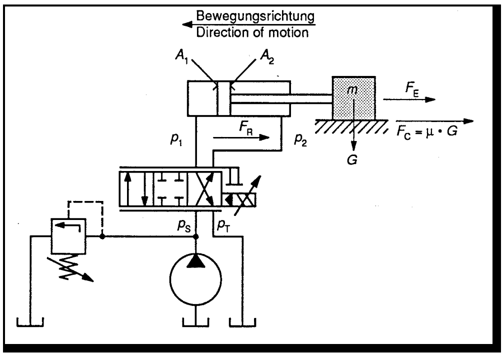
$$p_1 = \frac{210 \bullet 38{,}1 + 1{,}4^2[4450 + (5{,}25 \bullet 38{,}1)]}{38{,}1(1+1{,}4^3)} = 120\text{bar}$$

$$p_2 = 5{,}25 + \frac{210-120}{1{,}4^2} = 52\text{bar}$$

Q= 0,06•53,5•30=96 l/min

$$Q_N = 96\sqrt{\frac{35}{210-120}} = 60\text{l / min}$$

Differentialzylinder einfahrend mit positiver Last



Auslegung:

$F_T = F_a + F_R + F_C + F_E$ [daN]

Gegebene Parameter

F_T = 4450 daN
P_S = 210 bar
P_T = 5,25 bar
A_1 = 53,50 cm2
A_2 = 38,10 cm2
φ = 1,40
v_{max} = 30,00 cm/s
==> p_1 und p_2

$$p_2 = \frac{(p_S A_2 \varphi^3) + F_T + (p_T A_2 \varphi)]}{A_2(1+\varphi^3)} \text{ bar}$$

$$p_1 = p_T + [(p_S - p_2)\varphi^2] \text{ bar}$$

Überprüfung der Zylinderdimensionierung und Berechnung des Nennvolumenstromes Q_N, in Abhängigkeit des Lastdruckes p_1.

$Q = 0{,}06 \bullet A_2 \bullet v_{max}$ l/min

$$Q_N = Q\sqrt{\frac{35}{p_S - p_2}} \text{ l/min}$$

Auswahl eines Servoventils 10% größer als der berechnete Nennvolumenstrom.

Berechnung:

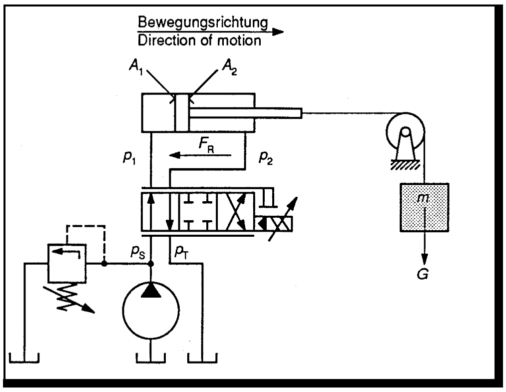
$$p_2 = \frac{(210 \bullet 38{,}1 \bullet 1{,}4^2) + 4450 + (5{,}25 \bullet 38{,}1 \bullet 1{,}4)]}{38{,}1(1+1{,}4^3)} = 187\text{bar}$$

$$p_1 = 5{,}25 + [(210 - 187)1{,}4^2] = 52\text{bar}$$

Q= 0,06•38,1•30=69 l/min

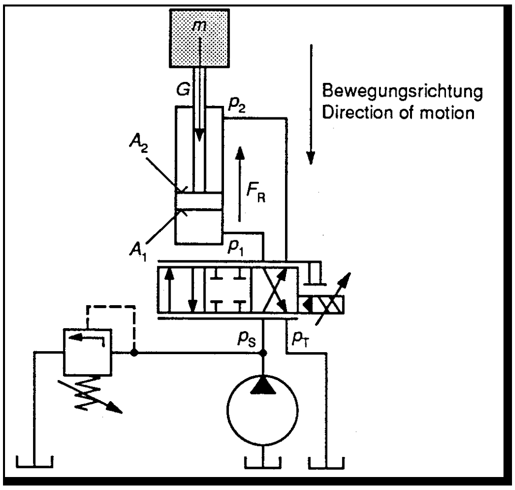
$$Q_N = 96\sqrt{\frac{35}{210-187}} = 84\text{l / min}$$

Differentialzylinder ausfahrend mit negativer Last



Auslegung: $F_T = F_a + F_R - G$ [daN] ***Gegebene Parameter*** $F_T = -2225$ daN $P_S = 175$ bar $P_T = 0$ bar $A_1 = 81{,}3\ cm^2$ $A_2 = 61{,}3\ cm^2$ $\varphi = 1{,}3$ $v_{max} = 12{,}7$ cm/s ==> p_1 und p_2 $p_1 = \frac{p_S A_2 + \varphi^2[F_T + (p_T A_2)]}{A_2(1+\varphi^3)}$ bar $p_2 = p_T + \frac{p_S - p_1}{\varphi^2}$ bar Überprüfung der Zylinderdimensionier- ung und Berechnung des Nenn-volumenstromes Q_N, in Abhängigkeit des Lastdruckes p_1.	Berechnung: $p_1 = \frac{175 \bullet 61{,}3 + 1{,}3^2[-2225 + (0 \bullet 61{,}3)]}{61{,}3(1+1{,}3^3)} = 36\text{bar}$ $p_2 = 0 + \frac{175-36}{1{,}3^2} = 82\text{bar}$
$Q = 0{,}06 \bullet A_1 \bullet v_{max}$ l/min $Q_N = Q\sqrt{\frac{35}{p_S - p_1}}$ l/min	***Q= 0,06•81,3•12,7=62 l/min*** $Q_N = 62\sqrt{\frac{35}{175-36}} = 31\text{l}/\min$
Auswahl eines Servoventils 10% größer als der berechnete Nennvolumenstrom.	

Differentialzylinder einfahrend mit negativer Last



Auslegung:

$F_T = F_a + F_R - G$ [daN]

Gegebene Parameter

F_T = -4450 daN
P_S = 210 bar
P_T = 0 bar
A_1 = 81,3 cm^2
A_2 = 61,3 cm^2
φ = 1,3
v_{max} = 25,4 cm/s
==> p_1 und p_2

$$p_2 = \frac{(p_S A_2 \varphi^3) + F_T + (p_T A_2 \varphi)]}{A_2(1+\varphi^3)} \text{ bar}$$

$$p_1 = p_T + [(p_S - p_2)\varphi^2] \text{ bar}$$

Überprüfung der Zylinderdimensionierung und Berechnung des Nennvolumenstromes Q_N, in Abhängigkeit des Lastdruckes p_1.

$Q = 0{,}06 \bullet A_2 \bullet v_{max}$ l/min

$$Q_N = Q\sqrt{\frac{35}{p_S - p_2}} \text{ l/min}$$

Auswahl eines Servoventils 10% größer als der berechnete Nennvolumenstrom.

Berechnung:

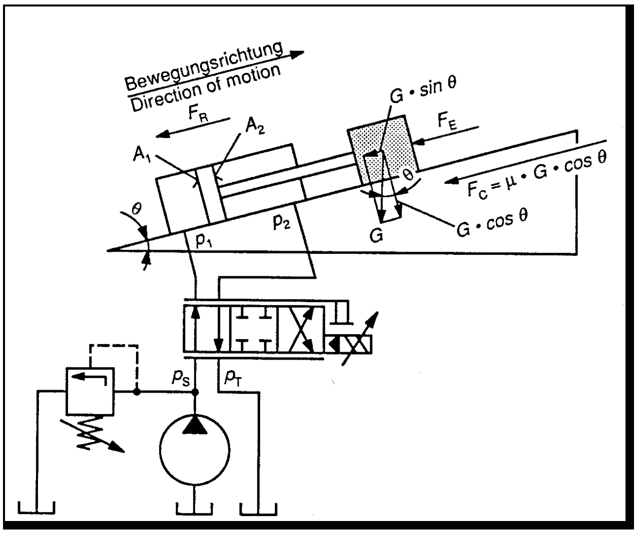
$$p_2 = \frac{(210\bullet 61{,}3+1{,}3^2)-4450+(0\bullet 61{,}3\bullet 1{,}3)]}{61{,}3(1+1{,}3^3)} = 122\text{bar}$$

$$p_1 = 0 + [(210-122)] = 149\text{bar}$$

Q= 0,06•61,3•25,4=93 l/min

$$Q_N = 93\sqrt{\frac{35}{210-122}} = 59\text{l}/\text{min}$$

Differentialzylinder ausfahrend auf einer schiefen Ebene mit positiver Last



Auslegung:

$F_T = F_a + F_E + F_S + [G \bullet (\mu \bullet \cos\alpha + \sin\alpha)]$ daN

Gegebene Parameter

$F_T = 2225$ daN
$P_S = 140$ bar
$P_T = 3{,}5$ bar
$A_1 = 31{,}6$ cm^2
$A_2 = 19{,}9$ cm^2
$\varphi = 1{,}6$
$v_{max} = 12{,}7$ cm/s
==> p_1 und p_2

$$p_1 = \frac{p_S A_2 + \varphi^2 [F \ + (p_T A_2)]}{A_2(1+\varphi^3)} \text{ bar}$$

$$p_2 = p_T + \frac{p_S - p_1}{\varphi^2} \text{ bar}$$

Überprüfung der Zylinderdimensionierung und Berechnung des Nennvolumenstromes Q_N, in Abhängigkeit des Lastdruckes p_1.

$Q = 0{,}06 \bullet A_1 \bullet v_{max}$ l/min

$$Q_N = Q\sqrt{\frac{35}{p_S - p_1}} \text{ l/min}$$

Auswahl eines Servoventils 10% größer als der berechnete Nennvolumenstrom.

Berechnung:

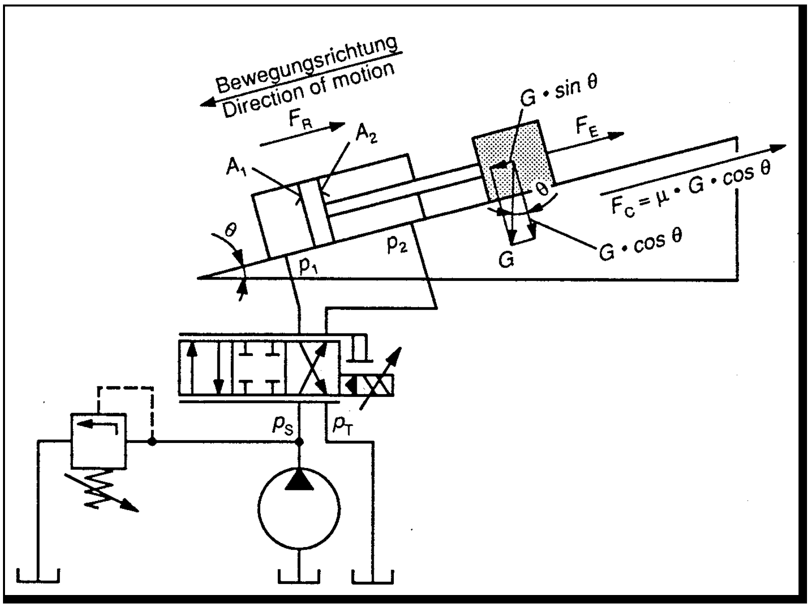
$$p_1 = \frac{(140 \bullet 19{,}9) + 1{,}6^2[2225 + (3{,}5 \bullet 19{,}9)]}{19{,}9(1+1{,}6^3)} = 85\text{bar}$$

$$p_2 = 35 + \frac{140-85}{1{,}6^2} = 25\text{bar}$$

$Q = 0{,}06 \bullet 31{,}6 \bullet 12{,}7 = 24$ l/min

$$Q_N = 24\sqrt{\frac{35}{140-85}} = 19 \text{ l/min}$$

Differentialzylinder einfahrend auf einer schiefen Ebene mit positiver Last



Auslegung:

$F_T = F_a + F_E + F_S + [G \bullet (\mu \bullet \cos\alpha + \sin\alpha)]$ daN

Gegebene Parameter

F_T = 1780 daN
P_S = 140 bar
P_T = 3,5 bar
A_1 = 31,6 cm^2
A_2 = 19,9 cm^2
φ = 1,6
v_{max} = 12,7 cm/s
==> p_1 und p_2

$$p_2 = \frac{(p_S A_2 \varphi^3) + F \ + (p_T A_2 \varphi)]}{A_2 (1+\varphi^3)} \text{ bar}$$

$$p_1 = p_T + [(p_S - p_2)\varphi^2] \text{ bar}$$

Überprüfung der Zylinderdimensionierung und Berechnung des Nennvolumenstromes Q_N, in Abhängigkeit des Lastdruckes p_1.

$Q = 0{,}06 \bullet A_2 \bullet v_{max}$ l/min

$$Q_N = Q\sqrt{\frac{35}{p_S - p_2}} \text{ l/min}$$

Auswahl eines Servoventils 10% größer als der berechnete Nennvolumenstrom.

Berechnung:

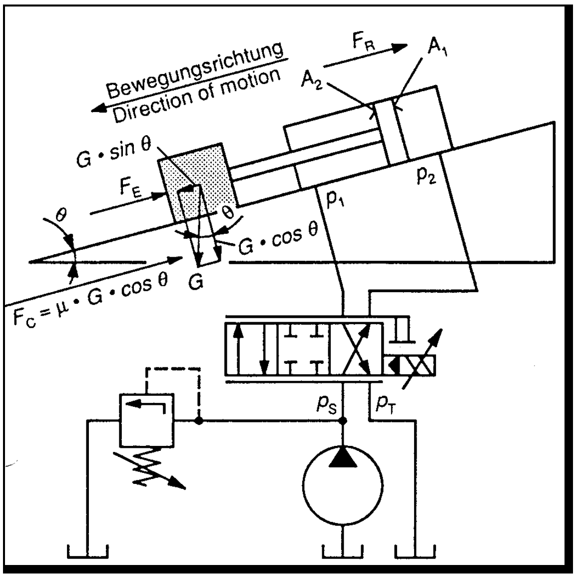
$$p_2 = \frac{(140 \bullet 19{,}9 \bullet 1{,}6^3) + 1780 + [3{,}5 \bullet 19{,}9 \bullet 1{,}6)]}{19{,}9(1+1{,}6^3)} = 131\text{bar}$$

$$p_1 = 3{,}5 + [(140 - 131) \bullet 1{,}6^2 = 26\text{bar}$$

Q= 0,06•19,9•12,7=15 l/min

$$Q_N = 15\sqrt{\frac{35}{140-131}} = 30 \text{ l/min}$$

Differentialzylinder ausfahrend auf einer schiefen Ebene mit negativer Last



Auslegung:

$F_T = F_a + F_E + F_R + [G \bullet (\mu \bullet \cos\alpha - \sin\alpha)]$ daN

Gegebene Parameter

$F_T = -6675$ daN
$P_S = 210$ bar
$P_T = 0$ bar
$A_1 = 53{,}5\ cm^2$
$A_2 = 38{,}1\ cm^2$
$\varphi = 1{,}4$
$v_{max} = 25{,}4$ cm/s
==> p_1 und p_2

$$p_1 = \frac{p_S A_2 + \varphi^2[F + (p_T A_2)]}{A_2(1+\varphi^3)} \text{ bar}$$

$$p_2 = p_T + \frac{p_S - p_1}{\varphi^2} \text{ bar}$$

Überprüfung der Zylinderdimensionierung und Berechnung des Nennvolumenstromes Q_N, in Abhängigkeit des Lastdruckes p_1.

$Q = 0{,}06 \bullet A_1 \bullet v_{max}$ l/min

$$Q_N = Q\sqrt{\frac{35}{p_S - p_1}} \text{ l/min}$$

Auswahl eines Servoventils 10% größer als der berechnete Nennvolumenstrom.

Berechnung:

$$p_1 = \frac{(210 \bullet 106) + 1{,}2^2[-6675 + (0 \bullet 106)]}{106(1+1{,}4^3)} = 131\text{bar}$$

Vorsicht!!!

Negative Belastung führt zu Zylinderkavitation. Vorgegebene Parameter durch Erhöhung der Zylinder-Nenngröße, oder des Systemdrucks, oder Reduzierung der erforderlichen Gesamtkraft verändern.

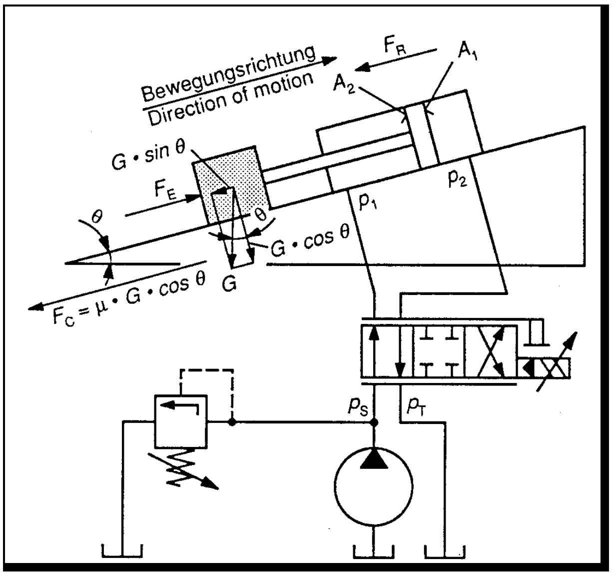
$A_1 = 126\ cm^2$ $A_2 = 106\ cm^2$ R=1,2

$$p_2 = \frac{210 - 44}{1{,}2^2} = 116\text{bar}$$

$Q = 0{,}06 \bullet 126 \bullet 25{,}4 = 192$ l/min

$$Q_N = 192\sqrt{\frac{35}{210-44}} = 88 \text{ l/min}$$

Differentialzylinder einfahrend auf einer schiefen Ebene mit negativer Last



Auslegung:

$F = F_a + F_E + F_R + [G \bullet (\mu \bullet \cos\alpha - \sin\alpha)]$ daN

Gegebene Parameter

$F = -6675$ daN
$P_S = 210$ bar
$P_T = 0$ bar
$A_1 = 53{,}5\ cm^2$
$A_2 = 38{,}1\ cm^2$
$\varphi = 1{,}4$
$v_{max} = 25{,}4$ cm/s
==> p_1 und p_2

$$p_2 = \frac{(p_S A_2 \varphi^3) + F + (p_T A_2 \varphi)]}{A_2(1+\varphi^3)} \text{ bar}$$

$$p_1 = p_T + [(p_S - p_2)\varphi^2] \text{ bar}$$

Überprüfung der Zylinderdimensionierung und Berechnung des Nennvolumenstromes Q_N, in Abhängigkeit des Lastdruckes p_2.

$Q = 0{,}06 \bullet A_2 \bullet v_{max}$ l/min

$$Q_N = Q\sqrt{\frac{35}{p_S - p_2}} \text{ l/min}$$

Auswahl eines Servoventils 10% größer als der berechnete Nennvolumenstrom.

Berechnung:

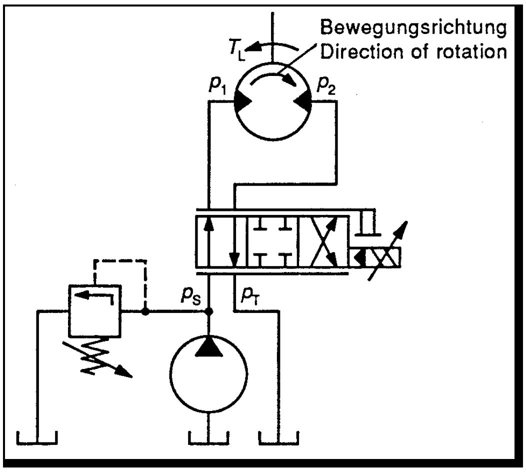
$$p_2 = \frac{(210 \bullet 38{,}1 \bullet 1{,}4^3) + [-6675 + (0 \bullet 38{,}1 \bullet 1{,}4)]}{38{,}1(1+1{,}4^3)} = 107 \text{bar}$$

$$p_1 = 0 + [(210 - 107) \bullet 1{,}4^2 \ ] = 202 \text{bar}$$

Q= 0,06•38,1•25,4=58 l/min

$$Q_N = 58\sqrt{\frac{35}{210-107}} = 34 \text{ l/min}$$

Hydraulikmotor mit einer positiven Last



Auslegung:

$T = \alpha \bullet J + T_L$ [Nm]

Gegebene Parameter

$T = 56{,}5$ Nm
$P_S = 210$ bar
$P_T = 0$ bar
$D_M = 82\ cm^3/rad$
$\omega_M = 10$ rad/s

==> p_1 und p_2

$$p_1 = \frac{p_S + p_T}{2} + \frac{10\pi T}{D_M} \text{ bar}$$

$$p_2 = p_S - p_1 + p_T \text{ bar}$$

Überprüfung der Zylinderdimensionierung und Berechnung des Nennvolumenstromes Q_N, in Abhängigkeit des Lastdruckes p_1.

$Q_M = 0{,}01 \bullet \omega_M \bullet D_M$ l/min

$$Q_N = Q_M \sqrt{\frac{35}{p_S - p_1}} \text{ l/min}$$

Auswahl eines Servoventils 10% größer als der berechnete Nennvolumenstrom.

Berechnung:

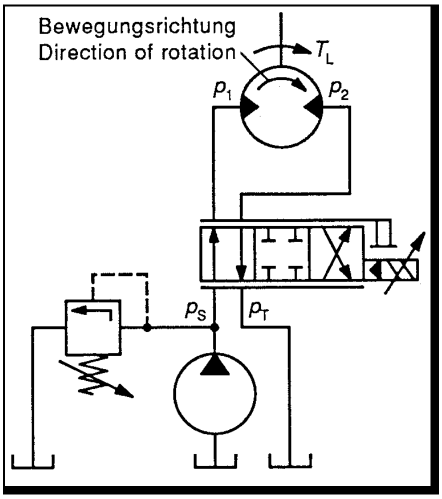
$$p_1 = \frac{210 + 0}{2} + \frac{10 \bullet \pi \bullet 56{,}5}{82} = 127\text{bar}$$

$$p_2 = 210 - 127 + 0 = 83\text{bar}$$

Q_M= 0,01•10•82=8,2 l/min

$$Q_N = 8{,}2\sqrt{\frac{35}{210 - 127}} = 5{,}3 \text{ l/min}$$

Hydraulikmotor mit einer negativen Last



<table>
<tr>
<td>

Auslegung:

T = α•J-T_L [Nm]

Gegebene Parameter

T = -170 Nm
P_S = 210 bar
P_T = 0 bar
D_M = 82 cm^3/rad
ω_M = 10 rad/s

==> p_1 und p_2

$$p_1 = \frac{p_S + p_T}{2} + \frac{10\pi T}{D_M} \text{ bar}$$

$$p_2 = p_S - p_1 + p_T \text{ bar}$$

Überprüfung der Zylinderdimensionierung und Berechnung des Nennvolumenstromes Q_N, in Abhängigkeit des Lastdruckes p_1.

Q_M= 0,01•ω_M•D_M l/min

$$Q_N = Q_M \sqrt{\frac{35}{p_S - p_1}} \text{ l/min}$$

Auswahl eines Servoventils 10% größer als der berechnete Nennvolumenstrom.

</td>
<td>

Berechnung:

$$p_1 = \frac{210 + 0}{2} + \frac{10 \bullet \pi \bullet (-170)}{82} = 40\text{bar}$$

$$p_2 = 210 - 40 + 0 = 170\text{bar}$$

Q_M= 0,01•10•82=8,2 l/min

$$Q_N = 8{,}2\sqrt{\frac{35}{210-40}} = 3{,}6 \text{ l/min}$$

</td>
</tr>
</table>

Ermittlung der reduzierten Massen verschiedene Systemen

Für die Auslegung der benötigten Kräften eines Hydrauliksystems muss man die verschiedene Komponenten (Zylinder / Motoren ...) dimensionieren, damit die Beschleunigung, Bremsen einer Masse richtig und gezielt erfolgt.

Durch die Mechanik des Systems werden die Hübe der Zylinder und Motoren bestimmt.

Geschwindigkeit- und Kraftberechnungen müssen durchgeführt werden.

Durch die Festlegung der reduzierten Masse eines Systems können Aussagen über die Beschleunigung und deren Auswirkung auf das System getroffen werden.

Die reduzierte Masse (M) ist eine Punktmasse, die die gleichen Kräfte- und Beschleunigskomponenten auf das richtige System ausübt, wie die normale Masse.

Für rotatorische Systeme ist die reduzierte Trägheitsmoment (I_e) zu betrachten.

Bei Überlegungen mit Weg-Meßsysteme oder Anwendungen mit Abbremsen einer Masse muß zuerst die reduzierte Masse festgelegt werden!

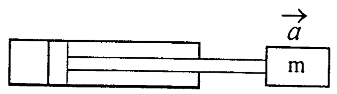
Für die Bestimmung der Beschleunigungskräfte verwendet man die 2. Newtonsche Grundgesetz.

$$F = m \bullet a$$

F= Kraft [N]

m= Masse [kg]

a= Beschleunigung [m/s^2]



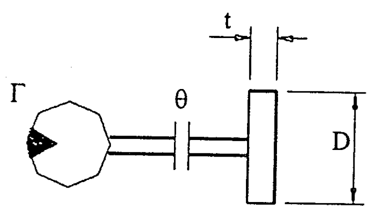
Für rotatorische Bewegungen verwendet man die folgende Gleichung.

$$\Gamma = I \bullet \theta''$$

Γ = Drehmoment [Nm]

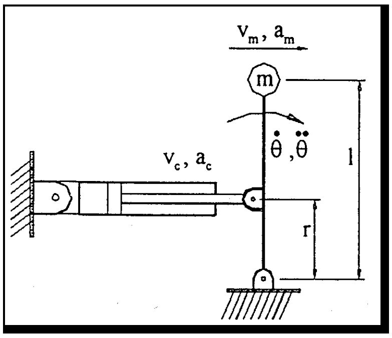
Í= Trägheitsmoment [kgm^2]

θ'' = Winkelbeschleunigung [rad/s^2]



Lineare Antriebe

Primäranwendungen (Energiemethode)



Die Masse m ist eine Punktmasse und die Stange l ist Gewichtslos. Die Zylinderachse ist rechtwinklig zu der Stange l.

Beziehungen zwischen Zylinder und Stange lauten:

$$\theta' = \frac{v_c}{r} = \frac{v_m}{l} \qquad \theta'' = \frac{a_c}{r} = \frac{a_m}{l}$$

Benötigte Drehmoment für die Beschleunigung der Masse.

$$\Gamma = IX\theta'' = F \bullet r$$

$$= m \bullet l^2 X\theta'' \qquad I = m \bullet l^2$$

$$= m \bullet l^2 X\frac{a_m}{l} \qquad \theta'' = \frac{a_m}{l}$$

$$= m \bullet lXa_m$$

==> $$F = \frac{m \bullet l \bullet a_m}{r} = m \bullet i \bullet a_m \qquad i = \frac{l}{r}$$

m•i kann als Bewegung der Masse m betrachtet werden.

$$F = m \bullet i \bullet a_m = m \bullet i \bullet \frac{l \bullet a_c}{r} = m \bullet i^2 \bullet a_c = M \bullet a_c \qquad \text{mit} \quad \frac{a_c}{r} = \frac{a_m}{l}$$

F= Zylinderkraft
M= reduzierte Masse
a_c= Beschleunigung der Zylinderstange

Allgemein gilt: $$M = m \bullet i^2$$

Das gleiche Ergebnis kann mit Hilfe der Energiemethode (kinetische Energie der Masse m) erzielt werden. Die Abhängigkeit der Massenbewegung mit der Zylinderbewegung kann mit Hilfe der Geometrie des Systems bestimmt werden.

Energie der Masse:

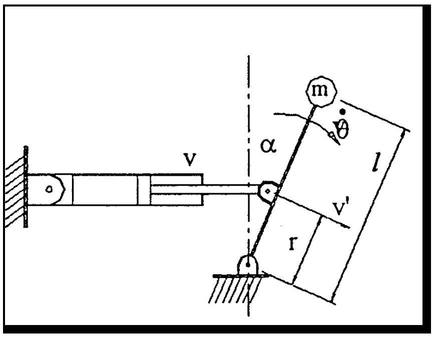
$$KE = \frac{1}{2} I \bullet \theta'^2 = \frac{1}{2} m \bullet l^2 \bullet \theta'^2 \qquad (I = m \bullet i^2)$$

$$= \frac{1}{2} m \bullet l^2 \bullet \left(\frac{v_c}{r}\right)^2$$ (v_c=r$\bullet\theta'$)

$$= \frac{1}{2} m \bullet \frac{l^2}{r^2} \bullet v_c^{\ 2}$$

$$= \frac{1}{2} M \bullet v_c^{\ 2}$$ $M=m\bullet i^2$ und $i=l/r$

Punktmasse bei linearen Bewegungen



v ist die Horizontalkomponente von v´. v´ ist rechtwinklig zu der Stange l.

Energiemethode:

$$\mathrm{KE} = \frac{1}{2}\mathrm{I} \bullet \theta'^2 = \frac{1}{2}\mathrm{m} \bullet \mathrm{l}^2 \bullet \theta'^2$$

$$= \frac{1}{2}\mathrm{m} \bullet \mathrm{l}^2 \bullet \left(\frac{\mathrm{v}'}{\mathrm{r}}\right)^2 \qquad (\theta' = \mathrm{v}'/\mathrm{r})$$

$$= \frac{1}{2}\mathrm{m} \bullet \frac{\mathrm{l}^2}{\mathrm{r}^2} \bullet \mathrm{v}'^2$$

$$= \frac{1}{2}\mathrm{m} \bullet \mathrm{i}^2 \bullet \mathrm{v}'^2$$

mit $v = v' \bullet \cos\alpha$

==> $\mathrm{KE} = \frac{1}{2}\mathrm{m} \bullet \mathrm{i}^2 \bullet \mathrm{v}'^2$

$$= \frac{1}{2}\frac{m \bullet i^2}{(\cos\alpha)^2} \bullet v^2 = \frac{1}{2} M \bullet v^2$$

mit $\mathrm{M} = \mathrm{m}\frac{\mathrm{i}^2}{(\cos\alpha)^2}$ ==> M ist Positionsabhängig

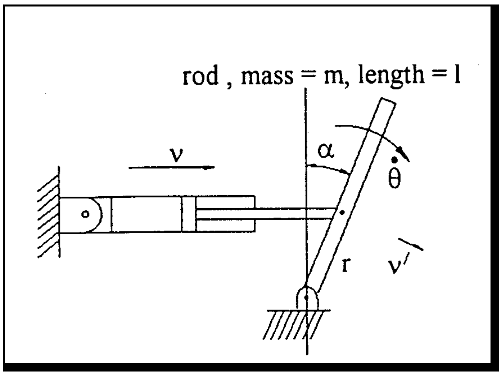
Wenn: $\alpha = 0$ dann, $\alpha = 1$ und $M = mi^2$

$\alpha = 90°$ dann, $\cos\alpha = 0$ und $M = \propto$

$\alpha = 30°$ dann, $\cos\alpha = \pm 0{,}866$ und $M\alpha = m\frac{i^2}{0{,}75}$

Wenn ein Zylinder eine Masse wie im vorherigen Bild bewegt, und die Bewegung zwischen -30° und +30° ist, müssen die Beschleunigungs- und Abbremskräfte im Drehpunkt mit reduzierte Masse, die zwei mal größer ist als im neutralen Punkt gerechnet werden.

Verteilte Masse bei lineare Bewegungen



Betrachtet man die gleiche Stange l mit der Masse m kann man auch hier die reduzierte Masse der Stange berechnen.

$$KE = \frac{1}{2} I \bullet \theta'^2 = \frac{1}{2} X \bullet \frac{1}{3} m \bullet l^2 \bullet \theta'^2 \qquad \frac{1}{3} \bullet m \bullet l^2$$

$$= \frac{1}{2} X \bullet \frac{1}{3} m \bullet l^2 \bullet \left(\frac{v'}{r}\right)^2 \qquad (\theta' = v'/r)$$

$$= \frac{1}{2} X \bullet \frac{1}{3} m \bullet \frac{l^2}{r^2} \bullet v'^2$$

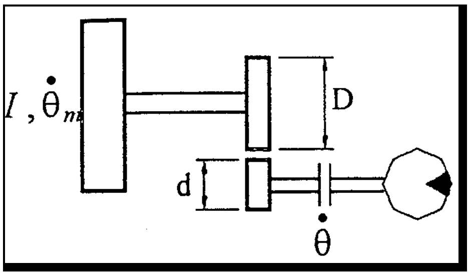
$$= \frac{1}{2} X \bullet \frac{1}{3} m \bullet i^2 \bullet v'^2$$

mit $v = v' \bullet \cos\alpha$

$$= \frac{1}{2} X \bullet \frac{1}{3} \bullet \frac{m \bullet i^2}{(\cos a)^2} \bullet v^2 = \frac{1}{3} \bullet M \bullet v^2$$

$$M = \frac{1}{2} \bullet \frac{m \bullet i^2}{(\cos a)^2}$$

Rotation



Betrachtet man nun eine rotierende Masse mit einem Trägheitsmoment I, angetrieben mit einem Motor (Verhältnis D/d).

$$KE = \frac{1}{2} I \bullet \theta'^2{}_m = \frac{1}{2} I \bullet (\theta' \bullet \frac{d}{D})^2$$

I= Trägheitsmoment [kgm^2]

$$= \frac{1}{2} I \bullet \left(\frac{d}{D}\right)^2 \bullet \theta'^2$$

θ' = Winkelbeschleunigung [rad/s^2]

$$= \frac{1}{2} I \bullet i^2 \bullet \theta'^2$$

$$= \frac{1}{2} I_e \bullet \theta'^2$$

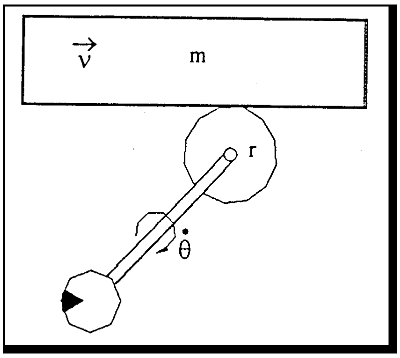
$I_e = I \bullet i^2$

i=d/D

Wenn Getriebe eingesetzt werden muß i berücksichtigt werden.

Wenn i=D/d dann ist $I_e = I/i^2$

Kombination aus linearer und rotatorischer Bewegung



Eine Masse m wird hier mit einem Rad mit dem Radius r bewegt. Das Rad ist gewichtslos.

$$KE = \frac{1}{2} m \bullet v^2$$

$$= \frac{1}{2} m \bullet (r \bullet \theta')^2 \qquad v = r \bullet \theta'$$

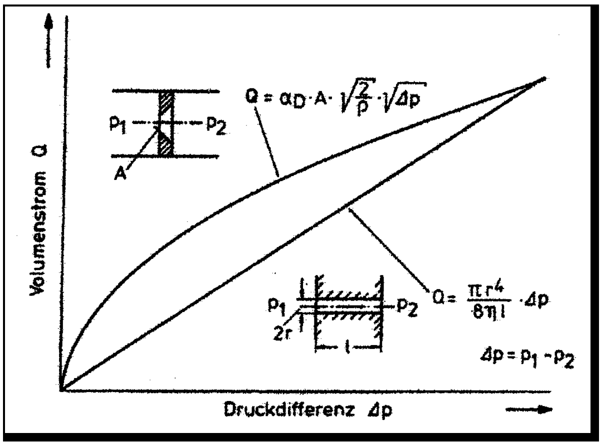
$$= \frac{1}{2} m \bullet r^2 \bullet \theta'^2$$

$$= \frac{1}{2} I_e \bullet \theta'^2 \qquad I_e = m \bullet r^2$$

Hydraulische Widerstände

Der Widerstand einer Querschnittsverengung ist die Änderung des anliegenden Druckunterschiedes Δp zur entsprechenden Volumenstromänderung.

$$R = \frac{d(\Delta p)}{dQ}$$



Blendengleichung

$$Q_{Blende} = 0{,}6 \bullet \alpha_K \bullet \frac{d_B^{\;2} \bullet \pi}{4} \bullet \sqrt{\frac{2 \bullet \Delta p}{\rho}}$$

α_K = Durchflußzahl (0,6-0,8)

ρ = 0,88 [kg/dm^3]

d_B = Blendendurchmesser [mm]

Δ p = Druckdifferenz [bar]

Q_{Blende}= [l/min]

Drosselgleichung

$$Q_{Drossel} = \frac{\pi \bullet r^4}{8 \bullet \eta \bullet l} \bullet (p_1 - p_2)$$

$\eta = \rho \bullet \nu$

$Q_{Drossel}$= [m^3/s]

η = Dynamische Viskosität [kg/ms]

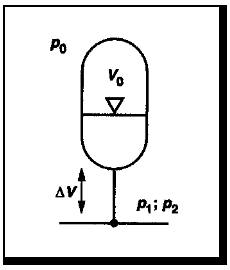
l = Drossellänge [m]

r = Radius [m]

ν = kinematische Viskosität [m^2/s]

ρ = 880 [kg/m^3]

Hydrospeicher



$$\Delta V = V_0 \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \bullet \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right]$$

$$p_2 = \frac{p_1}{\left[1 - \dfrac{\Delta V}{V_0 \left(\dfrac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}}} \right]^{\kappa}}$$

$$V_0 = \frac{\Delta V}{\left(\dfrac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \bullet \left[1 - \left(\dfrac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right]}$$

κ = 1,4 (adiabatische Verdichtung)

ΔV = Nutzvolumen [l]

V_0 = Speichergröße [l]

p_0 = Gasfülldruck [bar]

p_1 = Betriebsdruck min [bar] (Druckabfall am Ventil)

p_2 = Betriebsdruck max [bar]

$p_0 = <0,9*P_1$

Bei druckgeregelte Pumpen ein Speicher im Druckkreislauf vorsehen!

Schwenkzeit der Pumpe t_{SA} aus Pumpenkatalog.

$$\Delta V = Q \bullet t_{SA}$$

Wärmetauscher (Öl-Wasser)

$$ETD = t_{öl} - t_K$$

$$p_{01} = \frac{P_V}{ETD}$$

$$\Delta t_K = \frac{14 \bullet P_V}{V_K}$$

Berechnung von $\Delta t_{Öl}$ ist je nach Druckflüssigkeit verschieden.

$V_{Öl}$ = Ölstrom [l/min]

P_V = Verlustleistung [kW]

$t_{Öl}$ = Eintrittstemperatur Öl [°C]

$\Delta t_{Öl}$ = Abkühlung des Öls [K]

t_K = Eintrittstemperatur Kühlwasser [°C]

Δt_K = Erwärmung des Kühlwassers [K]

V_K = Kühlwasserstrom [l/min]

ETD = Eintritts-Temperatur-Differenz [K]

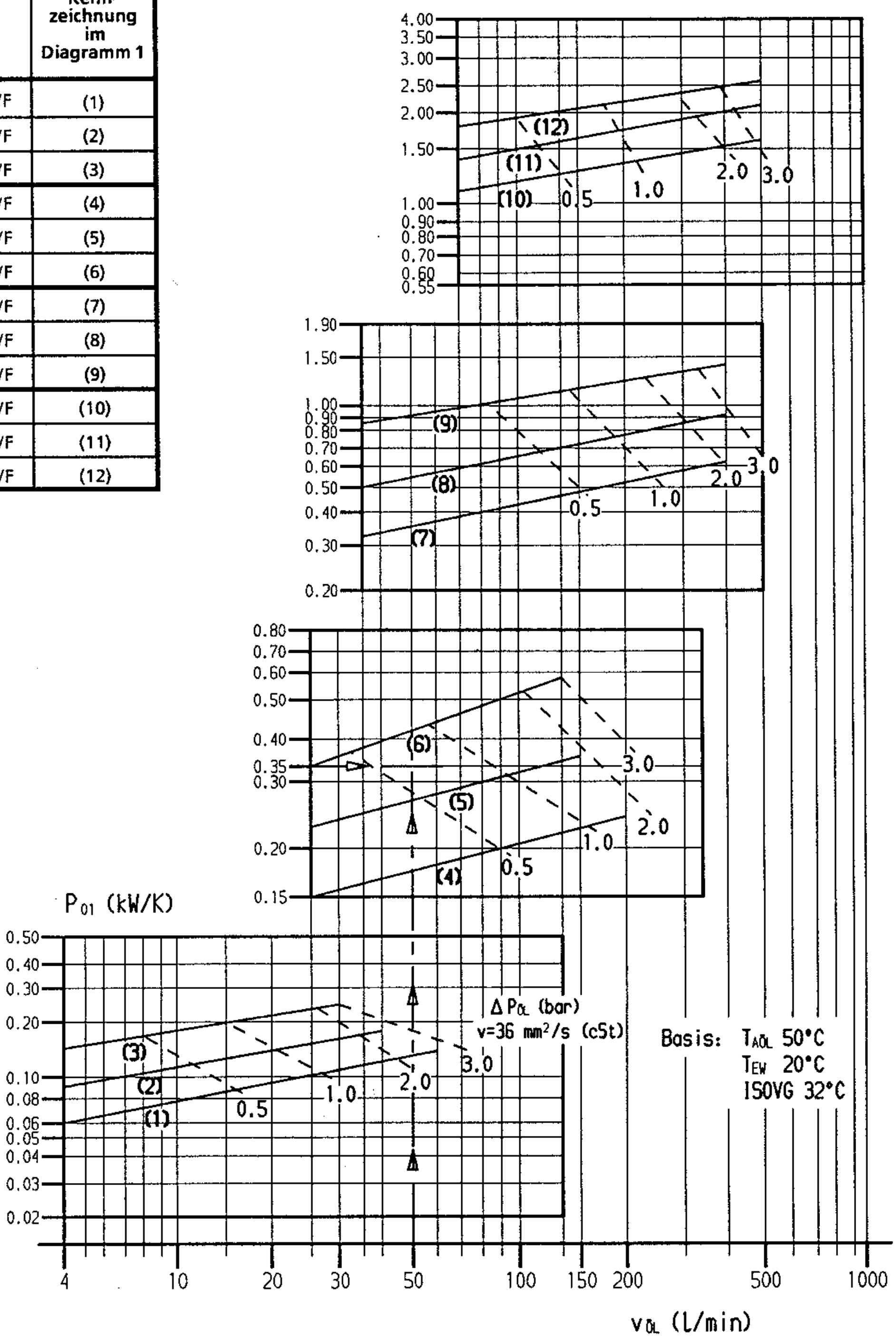
p_{01} = spez. Kühlleistung [kW/h]

HFA	HLP/HFD	HFC
$\Delta t_{öl} = \frac{14{,}7 \bullet P_V}{V_{öl}}$	$\Delta t_{öl} = \frac{36 \bullet P_V}{V_{öl}}$	$\Delta t_{öl} = \frac{17{,}2 \bullet P_V}{V_{öl}}$

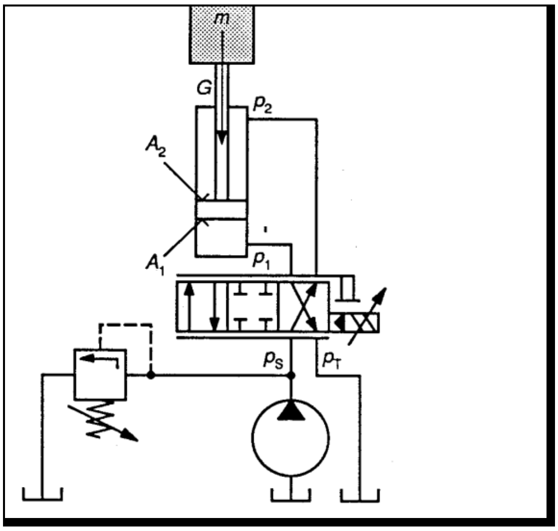
Aus dem errechneten Wert p_{01} kann man aus Diagrammen der verschiedenen Hersteller die Nenngröße der Wärmetauscher bestimmen.

Beispiel AB-Normen:

Benennung; Wärmetauscher	Kennzeichnung im Diagramm 1
AB 32-09/056G-019-01/F	(1)
AB 32-09/056G-028-01/F	(2)
AB 32-09/056G-037-01/F	(3)
AB 32-09/080G-021-01/F	(4)
AB 32-09/080G-033-01/F	(5)
AB 32-09/080G-045-01/F	(6)
AB 32-09/110G-025-01/F	(7)
AB 32-09/110G-041-01/F	(8)
AB 32-09/110G-057-01/F	(9)
AB 32-09/132G-051-01/F	(10)
AB 32-09/132G-071-01/F	(11)
AB 32-09/132G-091-01/F	(12)



Auslegung eines Ventils



Aus den Zylinderdaten und den Ein- und Ausfahrgeschwindigkeiten lässt sich der erforderliche Volumenstrom berechnen. **P= P_S Systemdr.-P_LLastdr.-P $_T$Rücklaufdr.** **(Lastdruck $\approx \frac{2}{3}$ *Systemdruck)** **Bei optimalen Wirkungsgrad.** F_T = Lastkraft [daN] P_S = Systemdruck [bar] P_T = Rücklaufdruck [bar] A_1 = Kolbenfläche cm2 A_2 = Ringfläche cm2 φ = Flächenverhältniss Zylinder v_{max} = Ausfahrgeschwindigkeit des Zylinders cm/s ➔ p_1 und p_2 $p_2 = \frac{(p_S A_2 \varphi^3) + F_T + (p_T A_2 \varphi)]}{A_2(1+\varphi^3)}$ bar $p_1 = p_T + [(p_S - p_2)\varphi^2]$ bar Überprüfung der Zylinderdimensionierung und Berechnung des Nennvolumenstromes Q_N, in Abhängigkeit des Lastdruckes p_1.	Q= 0,06•A_2•v_{max} l/min $Q_N = Q\sqrt{\frac{X}{p_S - p_2}}$ l/min X= 35 (Servoventil) Druckabfall über eine Steuerkante X= 35 (Propventil) Druckabfall über eine Steuerkante (Propventil mit Hülse) X= 5 (Propventil) Druckabfall über eine Steuerkante (Propventil ohne Hülse) **Auswahl eines Ventils 10% größer als der berechnete Nennvolumenstrom.**