

(Edizione del 22/5/2016)

Raccolta di formule di oleodinamica

I testi, le informazioni e gli altri dati pubblicati in questo sito hanno esclusivamente scopo informativo e **non** assumono alcun carattere di ufficialità.

L'autore del corso **non** accetta alcuna responsabilità per eventuali errori e/o omissioni di qualsiasi genere e per qualunque tipo di danno diretto, indiretto o accidentale derivante dalla lettura o dall'impiego delle informazioni pubblicate, o di qualsiasi forma di contenuto presente nel sito.

Non sarà possibile basare alcun procedimento legale sull'utilizzo di tale materiale.

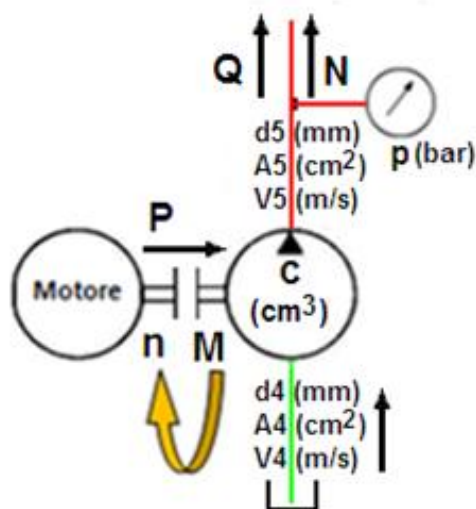
Raccolta di formule di oleodinamica	1
Pompe oleodinamiche	2
Tabella formule per pompe	2
Tabella formule con unità americane per pompe	5
Pompa a pistoncini assiali – piastra inclinata – cilindrata FISSA.....	6
Pompa a pistoncini assiali – piastra inclinata – cilindrata VARIABILE	7
Pompa a pistoncini assiali – blocco cilindri inclinato - cilindrata FISSA.....	8
Pompa a pistoncini assiali – blocco cilindri inclinato - cilindrata VARIABILE	9
Pompa / Motore a pistoncini RADIALI con blocco cilindri o albero eccentrico.....	10
Formule per cilindro idraulico.....	11
Tabella area cilindro/ forza in spinta / forza in tiro	24
Formule per cilindro con unità americane	25
Cilindro doppio stelo	27
Torchio idraulico.....	28
Moltiplicatore di pressione.....	28
Formule per motori oleodinamici.....	29
Motore a pistoncini assiali – piastra inclinata – cilindrata VARIABILE.....	32
Motore a pistoncini assiali – blocco cilindri inclinato - cilindrata VARIABILE	33
Tabella formule per motori con unità americane.....	34
Formule per accumulatore	35
Formule per scambiatore di calore acqua - olio	46
Scambiatore di calore aria – olio	48
Perdite di carico.....	50

➤ **Riconoscere le filettature** (pubblicato Gennaio 2016 in un capitolo a parte)

POMPE OLEODINAMICHE

Grandezza	Descrizione	Simbolo
C oppure V_q	Cilindrata della pompa	cm³/giro
C_{min} / C_{max}	Cilindrata pompa a portata variabile	cm³/giro
n oppure rpm	Numero giri della pompa	giri / min
Radiani al secondo	Velocità angolare	ω
Q	Portata	l / min
p	Pressione di lavoro	bar
Δp	Differenza di pressione	bar
v	Velocità dell'olio	m / s
M	Momento torcente o coppia	Nm
N	Potenza idraulica erogata dalla pompa	kW
P	Potenza meccanica erogata dal motore	kW
η_v	Rendimento volumetrico	%
η_m	Rendimento meccanico	%
η_g	Rendimento totale	%

TABELLA FORMULE PER POMPE



Grandezza	Formula	Valori di riferimento	Simbolo
Cilindrata C oppure V_g	$c = \frac{Q \cdot 1000}{n \cdot \eta_v}$	Q = 40 l/min n = 1500 giri/min η_v = rend.volum.(0,85)	cm³/giro
Esempio: $c = \frac{40 \cdot 1000}{1500 \cdot 0,85} = 31,4 \text{ cm}^3$			
cilindrata con PTO C	$c = \frac{Q \cdot 1000}{n \cdot z \cdot \eta_v}$	z = rapporto di riduzione/moltiplicazione	cm³/giro
NB: accertarsi che il numero di giri della pompa ($n_{\text{pompa}} = z \cdot n_{\text{motore}}$) non superi il valore massimo ammissibile.			
Portata Q	$Q = \frac{c \cdot n \cdot \eta_v}{1000}$	c = cm³ n = giri/min η_v = rend.volumetrico	l/min oppure dm³/min
Esempio: $Q = \frac{31,4 \cdot 1500 \cdot 0,85}{1000} = 40 \text{ l/min}$			
Numero di giri n oppure rpm	$n = \frac{Q \cdot 1000}{c \cdot \eta_v}$	Q = l/min c = cm³ η_v = rend.volumetrico	giri/min
NB: se il collegamento tra il motore primo e la pompa è <u>diretto</u> , cioè non è interposto alcun riduttore, puleggia o altro, il numero di giri del motore primo coincide con quello della pompa.			
Ø int. tubo di aspirazione d4	$d4 = \sqrt{\frac{A_4}{0,00785}}$	A4 = cm² 0,00785 = numero fisso V4 = 1 m/s 0,1666 = numero fisso	mm
Esempio:			
$A_4 = \frac{0,1666 \cdot Q}{V_4} = \frac{0,1666 \cdot 40}{1} = 6,66 \text{ cm}^2$		$d_4 = \sqrt{\frac{6,66}{0,00785}} = 29 \text{ mm}$	
Velocità olio in aspirazione v4	$v_4 = \frac{0,1666 \cdot Q}{A_4}$	Q = l/min A4 = cm² 0,1666 = numero fisso	m/s
Esempio: $v_4 = \frac{0,1666 \cdot 40}{6,66} = 1 \text{ m/s}$			
Ø int. tubo di mandata d5	$d5 = \sqrt{\frac{A_5}{0,00785}}$	A5 = cm² 0,00785 = numero fisso V5 = 5 m/s 0,1666 = numero fisso	mm
Esempio:			
$A_5 = \frac{0,1666 \cdot Q}{V_5} = \frac{0,1666 \cdot 40}{5} = 1,33 \text{ cm}^2$		$d_5 = \sqrt{\frac{1,33}{0,00785}} = 13 \text{ mm}$	
Velocità olio in mandata v5	$v_5 = \frac{0,1666 \cdot Q}{A_5}$	Q = l/min A5 = cm² 0,1666 = numero fisso	m/s
Esempio: $v_5 = \frac{0,1666 \cdot 40}{1,33} = 5 \text{ m/s}$			

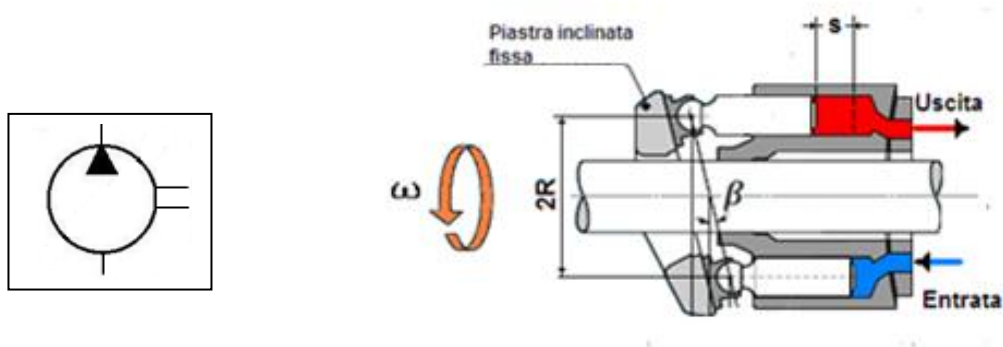
Grandezza	Formula	Valori di riferimento	Simbolo
Momento torcente o coppia M	$M = \frac{c \cdot \Delta p}{20 \cdot \pi \cdot \eta_m}$ $M = \frac{1,59 \cdot c \cdot \Delta p}{100 \cdot \eta_m}$	c = cm ³ Δp = 250 bar 20 · π = numero fisso η_m = rend.meccanico (0,8)	Nm
Esempio: $M = \frac{31,4 \cdot 250}{62,8 \cdot 0,8} = 156 \text{ Nm}$ Da cui : $\eta_m = \frac{1,59 \cdot c \cdot \Delta p}{M \cdot 100}$			
Potenza meccanica assorbita P	$P = \frac{M \cdot n}{9554}$ Da cui: $n = \frac{P \cdot 9554}{M}$	M = Nm n oppure rpm = giri/min 9554 = numero fisso	kW
Esempio: $P = \frac{156 \cdot 1500}{9554} = 24,5 \text{ kW}$			
Potenza idraulica N	$N = \frac{Q \cdot p}{600 \cdot \eta_g}$	Q = l/min p = bar 600 = numero fisso η_g = rend.totale (0,8)	kW
Esempio: $N = \frac{40 \cdot 250}{600 \cdot 0,8} = 20,8 \text{ kW}$ Da cui si ricava : $Q \left(\frac{l}{min}\right) = \frac{N \cdot 600 \cdot \eta_g}{p}$ e $p \text{ (bar)} = \frac{N \cdot 600 \cdot \eta_g}{Q}$			
Potenza Idraulica N	$N = \frac{Q \cdot p}{450 \cdot \eta_g}$	Q = l/min p = bar 450 = numero fisso η_g = rend.totale	hp

TABELLA FORMULE CON UNITÀ AMERICANE PER POMPE

Grandezza	Formula	Valori di riferimento	Simbolo
Displacement (cilindrata) D	$D = \frac{Q \cdot 231}{N}$	Q = gpm (flow) N = rpm (revolutions per minute) 231 = numero fisso	in³/rev
Esempio: calcolare la cilindrata di una pompa di 7 gpm a 1740 rpm. $D = \frac{Q \cdot 231}{N} = \frac{7 \cdot 231}{1740} = 0,93 \text{ in}^3/\text{rev}$			
Flow Out (portata) Q	$Q = \frac{D \cdot N \cdot Ev}{231}$	D = in³ / rev - Displacement-cubic inches per revolution (cilindrata) N = rpm Ev= volumetric efficiency (rend.volumetrico)	gpm gallons USA per minute (galloni al minuto)
Esempio: calcolare la portata di una pompa di 2.3 cubic inch che gira a 1120 rpm. $Q = \frac{D \cdot N \cdot Ev}{231} = \frac{2.3 \cdot 1120 \cdot 0,9}{231} = 10 \text{ gpm}$			
Flow out Q	$Q = 3,117 \cdot v1 \cdot A1$	v1 = ft/s A1 = in²	gpm
Esempio : calcolare la portata con v1 = 0,328 ft/s e A1 = 7,78 in² $Q = 3,117 \cdot 0,328 \cdot 7,78 = 7,95 \text{ gpm}$			
Torque In (coppia) T	$T = \frac{D \cdot \Delta p}{2 \cdot \pi \cdot Em}$	D = in³ / rev Δp = psi 2 π = numero fisso Em = mechanical efficiency (rend.meccanico)	in – lb inch-pound (pollice – libbra)
Esempio:calcolare la coppia teorica di un motore idraulico con una cilindrata di 13 in³ /rev alla pressione Δp di 1430 psi. (pounds square inch) $T = \frac{D \cdot \Delta p}{2 \cdot \pi} = \frac{13 \cdot 1430}{6,28} = 2960 \text{ in – lb}$			
Mechanical Power in (potenza mecc.assorbita) P in	$P \text{ in} = \frac{T \cdot N}{63025}$ Oppure: $P \text{ in} = \frac{T \cdot N}{5252}$	T = in-lb N= rpm 63025 = numero fisso T= ft-lbf 5252 = numero fisso	hp (horsepower)
Hydraulic Power Out (potenza idraulica) P out	$P_{out} = \frac{p \cdot Q}{1714,3 \cdot E_{ovr}}$ $P \text{ out} = \frac{p \cdot Q / 231}{1714,3 \cdot E_{ovr}}$	p = psi Q = gpm 1714,3 = numero fisso Eovr = 0,83 overall efficiency (rend.totale) Q = in³ /min	hp (horsepower)
Esempio: calcolare la potenza necessaria per una pompa con portata 10 gpm e pressione 1750 psi. $P_{out} = \frac{p \cdot Q}{1714,3 \cdot E_{ovr}} = \frac{1750 \cdot 10}{1714,3 \cdot 0,83} = 12,3 \text{ hp}$			

Overall Efficiency (rend. totale) E_{ovr}	$E_{ovr} = \frac{P_{out}}{P_{in}} = \frac{36.77 \cdot p \cdot Q}{T \cdot N}$	P_{out} = hp P_{in} = hp	%
Flow velocity (Velocità olio) v	$v = \frac{Q \cdot 0,4081}{d^2}$	Q = 7,95 gpm d = 3,14 inch (diametro cilindro)	ft/sec
Esempio: $v = \frac{Q \cdot 0,4081}{d^2} = \frac{7,95 \cdot 0,4081}{3,14^2} = 0,328 \text{ ft/sec}$			
Flow velocity (Velocità olio) v	$v = \frac{Q}{3,117 \cdot A1}$	Q = 7,95 gpm A1 = 7,78 in ² (sezione cilindro)	ft/s
Esempio: $v = \frac{7,95}{3,117 \cdot 7,78} = 0,328 \text{ ft/s}$			

POMPA A PISTONI ASSIALI – **PIASTRA INCLINATA** – CILINDRATA FISSA

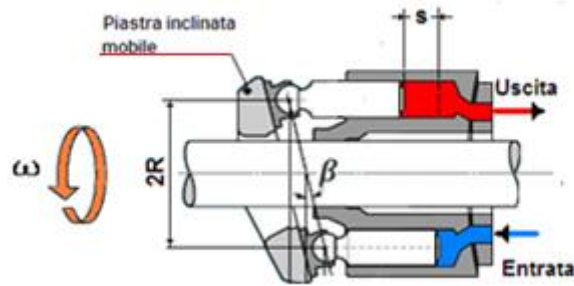
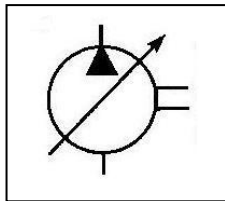


Grandezza	Formula	Valori di riferimento	Simbolo
Cilindrata c o vg	$c = \frac{\pi \cdot d^2}{2} \cdot R \cdot \tan \beta \cdot N$ Oppure: $c = A \cdot 2R \cdot \tan \beta \cdot N$	d = Ø pistoncini (1,5 cm) R = raggio (4 cm) A = area pistoncino (cm ²) β = angolo inclinazione 20° N = numero pistoncini 7 (valori indicativi)	cm³
Esempio: Per calcolare la tangente di un valore con una calcolatrice scientifica, basta inserire quel numero e premere "tan". $c = \frac{3,14 \cdot 1,5^2}{2} \cdot 4 \cdot 0,364 \cdot 7 = 36 \text{ cm}^3$			
Portata Q	$Q = \frac{c \cdot n \cdot \eta_v}{1000}$	c = cm ³ (36) n = numero giri/min (1450) η_v = rend.volum. (0,94)	l/min
Esempio: calcolare la portata Q con i dati sopra indicati.			

$$Q = \frac{36 \cdot 1450 \cdot 0,94}{1000} = 49 \text{ l/min}$$

n; M; P; N formule come sopra con unità **S.I**

POMPA A PISTONI ASSIALI – **PIASTRA INCLINATA** – CILINDRATA **VARIABILE**



Grandezza	Formula	Valori di riferimento	Simbolo
Cilindrata massima c_{max}	$c_{\max} = \frac{\pi \cdot d^2}{2} \cdot R \cdot \tan \beta \cdot N$	d = Ø pistoncini (1,5 cm) R = raggio (4 cm) β = angolo inclinazione 20° N = numero pistoncini 7 (valori indicativi)	cm³
Esempio: calcolare c_{max} con i valori indicati sopra.			
$c_{\max} = \frac{\pi \cdot d^2}{2} \cdot R \cdot \tan \beta \cdot N = \frac{3,14 \cdot 1,5^2}{2} \cdot 4 \cdot 0,364 \cdot 7 = 36 \text{ cm}^3$			
Cilindrata c_x con angolo inclinazione β10°	$c_x = \frac{\pi \cdot d^2}{2} \cdot R \cdot \tan 10^\circ \cdot N$	Valori c.s. β = angolo inclinazione 10°	cm³
Esempio: calcolare c_x con β10° . $c_x = \frac{\pi \cdot d^2}{2} \cdot R \cdot \tan 10^\circ \cdot N = 17,4 \text{ cm}^3$			
Portata Q	$Q = \frac{c_{\max} \cdot n \cdot \tan \beta \cdot \eta_v}{1000 \cdot \tan \beta_{\max}}$	C_{max} = 36 cm³ tan β 10° = 0,176 tan β max 20° = 0,364 n = 1450 ; η_v = 0,9	l/min
Esempio: calcolare la portata Q con i valori indicati sopra.			
$Q = \frac{c_{\max} \cdot n \cdot \tan \beta \cdot \eta_v}{1000 \cdot \tan \beta_{\max}} = \frac{36 \cdot 1450 \cdot 0,176 \cdot 0,9}{1000 \cdot 0,364} = 22,7 \text{ l/min}$			
Numero di giri n oppure rpm	$n = \frac{Q \cdot 1000 \cdot \tan \beta_{\max}}{c_{\max} \cdot \tan \beta \cdot \eta_v}$		rpm
Momento torcente o coppia M	$M = \frac{c_{\max} \cdot \Delta p \cdot \tan \beta}{20\pi \cdot \tan \beta_{\max} \cdot \eta_m}$	Valori c.s. Δp = 250 bar η_m = 0,85	Nm

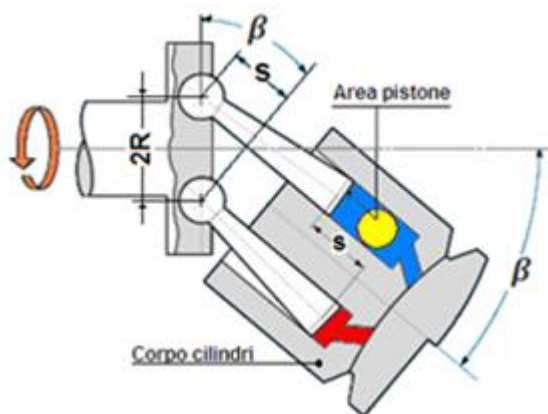
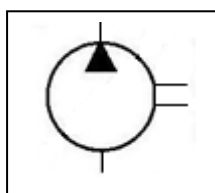
Esempio: calcolare la coppia **M**

$$M = \frac{c_{\max} \cdot \Delta p \cdot \tan \beta \cdot 10^\circ}{20 \pi \cdot \tan \beta_{\max} \cdot 20^\circ \cdot \eta_m} = \frac{36 \cdot 250 \cdot 0,176}{62,8 \cdot 0,364 \cdot 0,85} = 81,5 \text{ Nm}$$

P e N formule come sopra con unità **S.I**

POMPA A PISTONI ASSIALI – BLOCCO CILINDRI INCLINATO

CILINDRATA FISSA

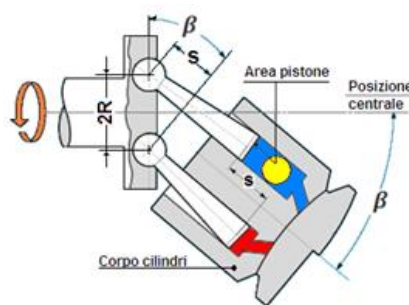
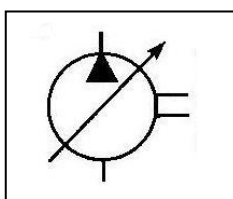


Grandezza	Formula	Valori di riferimento	Simbolo
Cilindrata c o V_g	$c = \frac{\pi \cdot d^2}{2} \cdot R \cdot \sin \beta \cdot N$ $c = A \cdot 2R \cdot \sin \beta \cdot N$	d = Ø pistoncini (1,5 cm) R = raggio (4 cm) A = area pistoncino (cm ²) β = angolo inclinazione 25° N = numero pistoncini 7 (valori indicativi)	cm³
Esempio: Per calcolare il seno di un valore con una calcolatrice scientifica, basta inserire quel numero e premere "sin". $c = \frac{3,14 \cdot 1,5^2}{2} \cdot 4 \cdot 0,422 \cdot 7 = 41,7 \text{ cm}^3$			
Portata Q	$Q = \frac{c \cdot n \cdot \eta_v}{1000}$	c = cm ³ (41,7) n = numero giri/min (1450) η_v = rend.volum. (0,94)	l/min
Esempio: calcolare la portata Q con i dati sopra indicati. $Q = \frac{41,7 \cdot 1450 \cdot 0,94}{1000} = 56,8 \text{ l/min}$			
Numero di giri n oppure rpm	$n = \frac{Q \cdot 1000}{c \cdot \eta_v}$	Q = l/min c = cm ³ η_v = rend.volumetrico	giri/min
Momento torcente o coppia M	$M = \frac{c \cdot \Delta p}{20 \cdot \pi \cdot \eta_m}$	c = cm ³ Δp = bar 20 · π = numero fisso η_m = rend.mecc. (0,85)	Nm

Potenza meccanica assorbita P	$P = \frac{M \cdot n}{9554}$	M = Nm n = giri/min 9554 = numero fisso	kW
Potenza idraulica N	$N = \frac{Q \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_g}$	Q = l/min Δp = bar 600 = numero fisso η_g = rend.totale (0,85)	kW

POMPA A PISTONI ASSIALI – BLOCCO CILINDRI INCLINATO

CILINDRATA VARIABILE



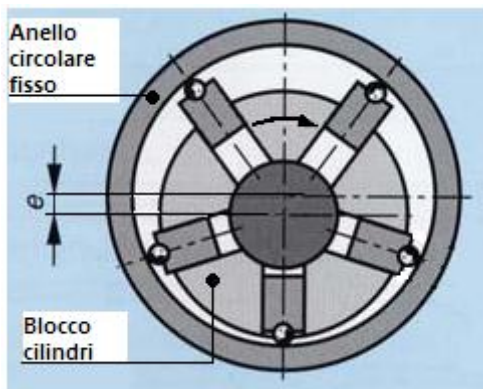
Grandezza	Formula	Valori di riferimento	Simbolo
Cilindrata massima c. max	$c_{\max} = \frac{\pi \cdot d^2}{2} \cdot R \cdot \sin \beta \cdot N$	d = Ø pistoncini (1,5 cm) R = raggio (4 cm) β = angolo inclinazione 25° N = numero pistoncini 7 (valori indicativi)	cm ³
Esempio: calcolare c_{max} con i valori indicati sopra.			
$c_{\max} = \frac{\pi \cdot d^2}{2} \cdot R \cdot \sin \beta \cdot N = \frac{3,14 \cdot 1,5^2}{2} \cdot 4 \cdot 0,422 \cdot 7 = 41,7 \text{ cm}^3$			
Cilindrata c_x con angolo inclinazione $\beta 10^\circ$	$c_x = \frac{\pi \cdot d^2}{2} \cdot R \cdot \sin 10^\circ \cdot N$	Valori c.s. β = angolo inclinazione 10°	cm ³
Esempio: calcolare c_x con $\beta 10^\circ$			
$c_x = \frac{\pi \cdot d^2}{2} \cdot R \cdot \sin 10^\circ \cdot N = \frac{3,14 \cdot 1,5^2}{2} \cdot 4 \cdot 0,173 \cdot 7 \cong 17 \text{ cm}^3$			
$c_x = c_{\max} \cdot \frac{\sin \beta}{\sin \beta_{\max}} = 41,7 \cdot \frac{0,173}{0,422} \cong 17 \text{ cm}^3$			
Portata Q	$Q = \frac{c_{\max} \cdot n \cdot \sin \beta \cdot \eta_v}{1000 \cdot \sin \beta_{\max}}$	c_{max} = 41,7 cm³ sin $\beta 10^\circ$ = 0,173 sin $\beta_{\max} 25^\circ$ = 0,422 n = 1450 ; η_v = 0,9	l/min
Esempio: calcolare la portata Q con i valori indicati sopra.			
$Q = \frac{c_{\max} \cdot n \cdot \sin \beta \cdot \eta_v}{1000 \cdot \sin \beta_{\max}} = \frac{41,7 \cdot 1450 \cdot 0,173 \cdot 0,9}{1000 \cdot 0,422} = 22,3 \text{ l/min}$			

Numero di giri n oppure rpm	$n = \frac{Q \cdot 1000 \cdot \sin\beta_{\max}}{c_{\max} \cdot \sin\beta \cdot \eta_v}$		rpm
Momento torcente o coppia M	$M = \frac{c_{\max} \cdot \Delta p \cdot \sin\beta}{20\pi \cdot \sin\beta_{\max} \cdot \eta_m}$	Valori c.s. $\Delta p = 250 \text{ bar}$ $\eta_m = 0,85$	Nm
Esempio: calcolare la coppia M $M = \frac{c_{\max} \cdot \Delta p \cdot \sin\beta}{20\pi \cdot \sin\beta_{\max} \cdot \eta_m} = \frac{41,7 \cdot 250 \cdot 0,173}{62,8 \cdot 0,422 \cdot 0,85} = 80 \text{ Nm}$			

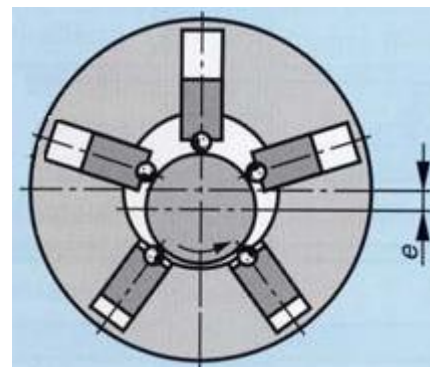
POMPA / MOTORE A PISTONI RADIALI CON BLOCCO CILINDRI O ALBERO ECCENTRICO.

$$c \text{ (cm}^3\text{)} = \frac{\pi \cdot d^2}{2} \cdot e \cdot N$$

dove: **E** = eccentricità ; **N** = numero pistoni; **d** = diametro dei pistoni

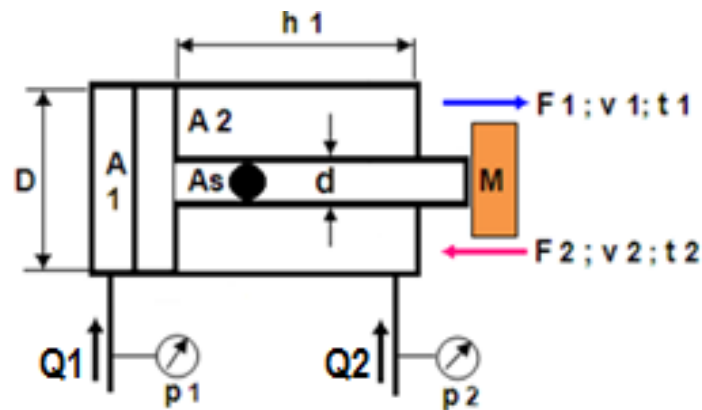


Blocco cilindro eccentrico



Albero eccentrico


FORMULE PER CILINDRO IDRAULICO



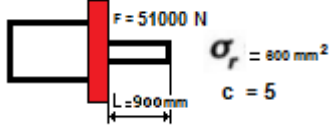
Grandezza	Formula	Valori di riferimento	Simbolo
Area di spinta A1	$A1 = \frac{D^2 \cdot \pi}{400} = D^2 \cdot 0,00785$	D = mm	cm²
Esempio : D = 80 mm; A1 = 80 ² · 0,00785 = 50,24 cm ²			
Area stelo As	As = d ² · 0,00785	d = mm	cm²
Esempio: d = 56 mm As = 56 ² · 0,00785 = 24,62 cm ²			
Area di rientro A2	A2 = A1 – As	A1 = cm ²	cm²
	A2 = (D ² – d ²) · 0,00785	A2 = cm ² D = mm d = mm	
Esempio: A2 = (80 ² – 56 ²) · 0,00785 = 25,62 cm			
Diametro pistone D	D ≅ 11,287 · √ A1	A1 = cm ²	mm
	Esempio: D ≅ 11,287 · √50,24 = 80 mm		
	D = 100 · √ $\frac{4 \cdot F1}{\pi \cdot p1}$	F1 = 100,53 KN p1 = 200 bar	
	Esempio: D = 100 · √ $\frac{4 \cdot 100,53}{3,14 \cdot 200}$ = 80 mm		
	D = 145,6 √ $\frac{Q1}{v1(mm/s)}$	Q1 = 30,2 l/min v1 = velocità 0,1m/s = <u>100 mm / s</u>	
	D = 145,6 √ $\frac{30,2}{100}$ = 80 mm		

Diametro stelo	$d \cong 11,287 \cdot \sqrt{As}$	$As = \text{cm}^2$	
d	Esempio: $d \cong 11,287 \cdot \sqrt{24,62} = 56 \text{ mm}$		mm
Forza in spinta (teorica) F1	$F1 = p1 \cdot A1 \cdot \eta$ Da cui: $A1 = \frac{F1}{p1 \cdot \eta} = \frac{9545}{200 \cdot 0,95} = 50,24 \text{ cm}^2$ Da cui: $D (\text{ mm}) = \sqrt{\frac{A1 \cdot 400}{3,14}}$	$p1 = 200 \text{ bar}$ $A1 = 50,24 \text{ cm}^2$ $\eta \cong 0,95$ Rendimento $D = 80 \text{ mm}$	daN
	Esempio: $F1 = 200 \cdot 50,24 \cdot 0,95 = 9545 \text{ daN}$		
	$F1 = \frac{p1 \cdot D^2 \cdot 0,785 \cdot \eta}{10000}$		kN
	Esempio: $F1 = \frac{200 \cdot 80^2 \cdot 0,785 \cdot 0,95}{10000} = 95,45 \text{ kN}$		
Forza in rientro (teorica) F2	$F2 = p2 \cdot A2 \cdot \eta$ Oppure: $F2 = \frac{p2 \cdot (D^2 - d^2) \cdot 0,785 \cdot \eta}{100}$	$p2 = 200 \text{ bar}$ $A2 = 25,62 \text{ cm}^2$ $\eta \cong 0,95$ Rendimento $D = 80 \text{ mm}$ $d = 56 \text{ mm}$	daN
	Esempio: $F2 = 200 \cdot 25,62 \cdot 0,95 = 4868 \text{ daN}$		
	$F2 = \frac{p2 \cdot (D^2 - d^2) \cdot 0,785 \cdot \eta}{10000}$		kN
	Esempio: $F2 = \frac{200 \cdot (6400 - 3136) \cdot 0,785 \cdot 0,95}{10000} = 48,68 \text{ kN}$		

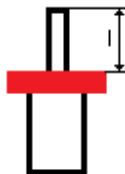
Pressione in spinta p1	$p1 = \frac{F1}{A1}$	$F1 = \text{daN}$ $A1 = \text{cm}^2$	bar
	Esempio: $p1 = \frac{9545}{50,24} = 190 \text{ bar}$		
	$p1 = \frac{F1 \cdot 100}{A1}$	$F1 = \text{kN}$	
	Esempio: $p1 = \frac{95,45 \cdot 100}{50,24} = 190 \text{ bar}$		
	$p1 = \frac{F1 \cdot 10^4 \cdot 4}{\pi \cdot D^2}$	$A1 = \text{cm}^2$	
	Esempio: $p1 = \frac{95,45 \cdot 10000 \cdot 4}{3,14 \cdot 6400} = 190 \text{ bar}$	$D = \text{mm}$	
Pressione in rientro p2 NB: Esempi come sopra	$p2 = \frac{F2}{A2}$	$F2 = \text{daN}$ $A2 = \text{cm}^2$	bar
	$p2 = \frac{F2 \cdot 100}{A2}$	$F2 = \text{kN}$ $A2 = \text{cm}^2$	
	$p2 = \frac{F2 \cdot 10^4 \cdot 4}{\pi \cdot (D^2 - d^2)}$	$D = \text{mm}$ $d = \text{mm}$	
Rapporto differenziale Rs	$Rs = \frac{A1}{A2}$	$A1 = \text{cm}^2$ $A2 = \text{cm}^2$	φ
	Esempio : $Rs = \frac{50,24}{25,62} = 1,96$		
	$Rs = \frac{D^2}{(D^2 - d^2)}$	$D = \text{mm}$ $d = \text{mm}$	
	Esempio: $Rs = \frac{6400}{(6400 - 3136)} = 1,96$		
Portata teorica in spinta Q1	$Q1 = v1 \cdot A1 \cdot 6$	$v1 = \text{m/s}$ $A1 = \text{cm}^2$ $6 = \text{numero fisso}$	l/min
	Esempio: $Q1 = 0,1 \cdot 50,24 \cdot 6 = 30,1 \text{ l/min}$		
	$Q1 = \left(\frac{6 \cdot \pi}{400} \cdot v1 \cdot D^2 \right) = 0,0471 \cdot v1 \cdot D^2$	$D = \text{mm}$	
	Esempio: $Q1 = 0,0471 \cdot 0,1 \cdot 80^2 = 30,1 \text{ l/min}$		

Portata teorica in rientro Q2	$Q2 = v2 \cdot A2 \cdot 6$	V2 = m/s A2 = cm² 6 = numero fisso	l/min
	Esempio: $Q2 = 0,1 \cdot 25,62 \cdot 6 = 15,4 \text{ l/min}$		
	$Q2 = 0,0471 \cdot v2 \cdot (D^2 - d^2)$		
	Esempio : $Q2 = 0,0471 \cdot 0,1 \cdot (80^2 - 56^2) = 15,4 \text{ l/min}$	D = mm d = mm	
NB: la portata della pompa Q è calcolata in base al volume complessivo V di tutti i cilindri e il tempo t entro il quale devono essere effettuate tutte le corse.			
Portata utile per fare la corsa h1 in un tempo t1 Q	$Q = \frac{Vu}{t1} \cdot 60$ Esempio: D = 80 mm; h1= 1000 mm; t = 10 s $Q = \frac{(A1 \cdot h1)}{10} \cdot 60 = 30,1 \text{ l/min}$	Vu = dm³ h1= mm t1 = secondi	l/min
Portata necessaria per realizzare la corsa come da diagramma 	Esempio: cilindro 80/56/1000 ; t_{tot} = 6 s ; corsa di accelerazione 200 mm in 2 s ; corsa di decelerazione 250 mm in 2,5 s Corsa a velocità costante : 1000 – 200 – 250 = 550 mm Tempo a velocità costante = 6 – 2 – 2,5 = 1,5s Velocità = 550 mm : 1,5 s = 0,36 m/s Q = 6 · A · v = 6 · 50,27 · 0,366 = 110 l/min		
Velocità in spinta v1	$v1 = \frac{Q1}{A1 \cdot 6}$ Esempio: $v1 = \frac{30,1}{50,24 \cdot 6} = 0,1 \text{ m/s}$	Q1 = l/min A1 = cm² 6 = numero fisso	m/s
	$v1 = \frac{h1}{t1 \cdot 1000}$ Esempio: $v1 = \frac{1000}{10 \cdot 1000} = 0,1 \text{ m/s}$	h1 = mm (corsa) t1 = secondi	
	$v1 = 21,23 \cdot \frac{Q1}{D^2}$ da cui: $Q1 = \frac{v1 \cdot D^2}{21,23}$	Q1= l/min D = mm	
	Esempio: $v1 = 21,23 \cdot \frac{30,1}{80^2} = 0,1 \text{ m/s}$		

Velocità in rientro v2	$v2 = \frac{Q2}{A2 \cdot 6}$	$Q2 = \text{l/min}$ $A2 = \text{cm}^2$ $6 = \text{numero fisso}$	m/s
	Esempio: $v2 = \frac{15,4}{25,62 \cdot 6} = 0,1 \text{ m/s}$		
	$v2 = \frac{h1}{t2 \cdot 1000}$	$h1 = \text{mm (corsa)}$ $t2 = \text{secondi}$	
	$v2 = 21,23 \cdot \frac{Q2}{D^2 - d^2}$	$D = \text{mm}$ $d = \text{mm}$	
Volume in spinta Vu	$Vu = \frac{A1 \cdot h1}{10000}$	$A1 = \text{cm}^2$ $h1 = \text{mm}$	dm³ (litri)
	Esempio: $Vu = \frac{50,24 \cdot 1000}{10000} = 5,02 \text{ dm}^3$		
Volume in rientro Vr	$Vr = \frac{A2 \cdot h1}{10000}$	$A2 = \text{cm}^2$ $h1 = \text{mm}$	dm³ (litri)
	Esempio: $Vr = \frac{25,62 \cdot 1000}{10000} = 2,56 \text{ dm}^3$		
Tempo in spinta t1	$t1 = \frac{Vu \cdot 60}{Q1}$	$Vu = \text{dm}^3$ $Q = \text{l/min}$	s (secondi)
	Esempio: $t1 = \frac{5,02 \cdot 60}{30,1} = 10 \text{ s}$		
	$t1 = \frac{h1}{1000 \cdot v1}$	$h1 = \text{mm}$ $v1 = \text{m/s}$	
	Esempio: $t1 = \frac{1000}{1000 \cdot 0,1} = 10 \text{ s}$		
Tempo in rientro t2	$t2 = \frac{Vr \cdot 60}{Q2}$	$Vr = \text{dm}^3$ $Q = \text{l/min}$	s (secondi)
	Esempio: $t2 = \frac{2,56 \cdot 60}{15,4} = 10 \text{ s}$		
	$t2 = \frac{h1}{1000 \cdot v2}$	$h1 = \text{mm}$ $v2 = \text{m/s}$	
	Esempio: $t2 = \frac{1000}{1000 \cdot 0,1} = 10 \text{ s}$		
Potenza idraulica Pu	$Pu = \frac{Q \cdot p}{600}$	$Q = \text{l/min}$ $p = \text{bar}$	kW
	Esempio: $Pu = \frac{30,1 \cdot 200}{600} = 10 \text{ kW}$		

Potenza utile P	$P = F \cdot v$	$F = N$ $v = m/s$	Watt
	Esempio: $P = 95450 \cdot 0,1 = 9546 W$		
	$P = \frac{F \cdot c}{t}$	$F = N$ $c = m$ (corsa) $t = s$ (secondi)	
Solllecitazione a compressione	$\sigma_r = 300 N/mm^2$ per acciaio extra dolce $\sigma_r = 600 \div 800 N/mm^2$ per acciaio dolce $\sigma_{am} = \frac{\sigma_r}{c}$ da cui : $\sigma_{am} = \frac{F_{max}}{A}$; $A (mm^2) = \frac{F_{max}}{\sigma_{am}}$ Da cui si trova il \varnothing dello stelo in mm che deve essere minore a un decimo della lunghezza virtuale L In caso contrario occorre fare i calcolo del carico di punta .	$\sigma_r =$ carico di rottura $F_{max} = N$ forza massima $A = mm^2$ area $\sigma_{am} =$ carico unitario ammesso $c = 4 \div 6$ coeff. sicurezza	N/mm^2
	Esempio :  $\sigma_{am} = \frac{\sigma_r}{c} = \frac{600}{5} = 120 N/mm^2$ $A = \frac{F}{\sigma_{am}} = \frac{51000}{120} = 425 mm^2$ $d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 425}{3,14}} = 23,2 mm$ Quindi: $23,2 mm \times 10 = 232 mm$ $L = 900 mm > a 230 mm$ Lo stelo è soggetto al carico di punta		

Carico di punta asta del cilindro. Diametro dell'asta D	$r = \sqrt[4]{\frac{4 \cdot Cs \cdot F \cdot l_o^2}{\pi^3 \cdot E}}$	r = m (raggio) Cs = coeff.sicurezza F = forza (N) l_o = lunghezza E = modulo di elasticità dell'asta	m
--	--	---	----------



Esempio: **Attacco a flangia**. $l = 900$ mm; $F = 100$ kN. Calcolare il diametro \varnothing dell'asta.

Il coefficiente di sicurezza **Cs** = **3,5**; il modulo **E** = $2 \cdot 10^{11}$ Pa

Dalle tabelle del costruttore $l_o = 900 \cdot 2 = 1800$ mm = **1,8 m**

$$r(\text{raggio}) = \sqrt[4]{\frac{4 \cdot 3,5 \cdot 10^5 \cdot 1,8^2}{\pi^3 \cdot (2 \cdot 10^{11})}} = \sqrt[4]{\frac{4 \cdot 3,5 \cdot 1,8^2}{\pi^3 \cdot (2 \cdot 10^6)}} =$$

$$= \sqrt[4]{0,000000732} = 0,029 \text{ m} \cdot 1000 = 29 \text{ mm} \cdot 2 = \varnothing 58 \text{ mm}$$

Si sceglie uno stelo **$\varnothing 70$ mm**.

NB: fare sempre riferimento ai cataloghi tecnici dei costruttori per verificare il corretto dimensionamento dello stelo.

Formula di Eulero per la verifica a pressoflessione: se $\lambda > \lambda_g$

$$\lambda = \frac{4 \cdot l_o}{d} ; \quad \lambda_g = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{0,8 \cdot R_e}} \quad \text{rapporto di snellezza (rapporto lunghezza su diametro)}$$

$$F = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{v \cdot l_o^2}$$

F = Forza di compressione **N** (Newton)

E = N / mm² (modulo di elasticità 210 000 N/mm²)

I = mm⁴ (momento d'inerzia per la sezione circolare = $\frac{d^4 \cdot \pi}{64} \cong 0,05 \cdot d^4$)

v = 3,5 (fattore di sicurezza)

l = corsa (mm)

l_o = mm (dipende dal tipo di fissaggio)

Re = N / mm² (limite di elasticità del materiale dello stelo ~ 600 N/mm²)

Esempio:

$$\lambda = \frac{4 \cdot l_o}{d} = \frac{4 \cdot (900 \cdot 2)}{70} = 102,85 ; \quad \lambda_g = \pi \cdot \sqrt{\frac{210000}{0,8 \cdot 600}} = 65,67 . \text{ Quindi } \lambda > \lambda_g$$

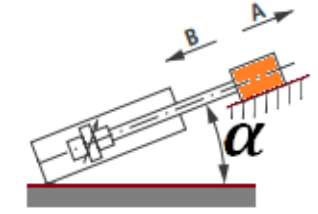
La verifica va fatta utilizzando la formula di Eulero.

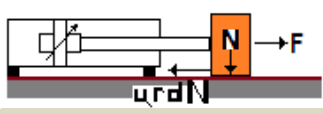
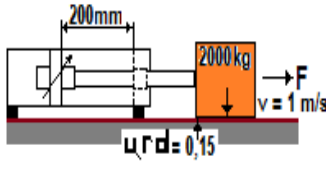
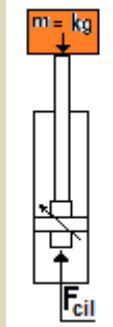
La forza di compressione a cui può resistere :

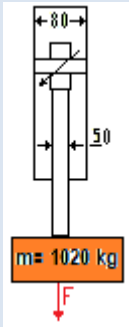
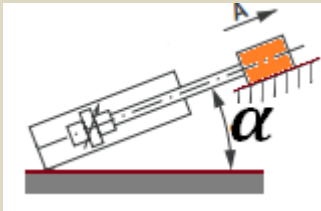
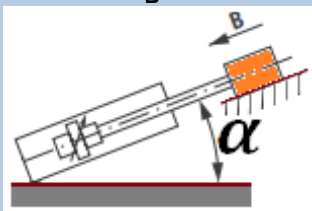
$$F = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{v \cdot l_o^2} ; \text{ ma } I = 0,05 \cdot d^4 = 0,05 \cdot 70^4 = 1200500 \text{ mm}^4$$

$$\text{Quindi : } F = \frac{3,14^2 \cdot 210000 \cdot 1200500}{3,5 \cdot 1800^2} = 219202 \text{ N} \cong 219 \text{ kN}$$

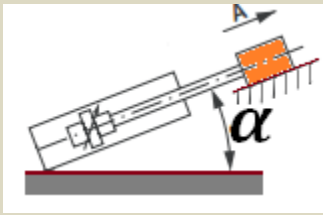
Formula di Tetmajer: $F(N) = \frac{d^2 \cdot \pi \cdot [335 - (0.62 \cdot \lambda)]}{4 \cdot v}$ se $\lambda \leq \lambda_g$			
Esempio: $l = 500 \text{ mm}$; $l_o = 500 \cdot 2 = 1000 \text{ mm}$			
$\lambda = \frac{4 \cdot l_o}{d} = \frac{4 \cdot (500 \cdot 2)}{70} = 57,1$ Quindi $\lambda \leq \lambda_g$			
$F = \frac{70^2 \cdot 3,14 \cdot [335 - (0,62 \cdot 57,1)]}{4 \cdot 3,5} = 329700 \text{ N} \cong 330 \text{ kN}$			
Spessore del tubo S	Formula di Mariotte :		$p = \text{MPa (N/mm}^2)$ $d = \text{mm (}\varnothing \text{ interno)}$ $\sigma_{am} = \text{N/mm}^2$ $2 = \text{coeff.}$
	$s = \frac{p \cdot d}{2 \cdot \sigma_{amm}}$		
	Esempio:		
	$p = 25 \text{ MPa}$; $\varnothing \text{ interno} = 80 \text{ mm}$; $\sigma_{am} = 200 \text{ N/mm}^2$		
	$s = \frac{25 \cdot 80}{2 \cdot 200} = 5 \text{ mm}$		
	Formula di Bach:		$D = \text{mm (}\varnothing \text{ esterno)}$ $d = \text{mm (}\varnothing \text{ interno)}$ $p = \text{bar}$ $\sigma_{am} = 200 \text{ N/mm}^2$ (600 : 3 = 200)
	$D = d \cdot \left[\frac{10 \cdot \sigma_{amm} + 0,4 p}{10 \cdot \sigma_{amm} - 1,3 p} \right]^{0,5}$		
	$S = (D - d / 2)$		
	Esempio: $d = 80 \text{ mm}$; $p = 250 \text{ bar}$		
	$D = d \cdot \left[\frac{10 \cdot 200 + 0,4 \cdot 250}{10 \cdot 200 - 1,3 \cdot 250} \right]^{0,5}$		
Spessore del fondello saldato h	$h = 0,45 \cdot d_s \cdot \left(\frac{0,1 \cdot p}{\sigma_{amm}} \right)^{0,5}$		$d_s = \text{mm}$ $\varnothing \text{ interno della saldatura}$ $p = \text{bar}$ $\sigma_{amm} = \frac{\sigma_{rottura}}{10}$ (N / mm ²) $\sigma_{amm} = \frac{600}{10} = 60$
	Esempio : $d_s = 85 \text{ mm}$		
	$h = 0,45 \cdot 85 \cdot \left(\frac{0,1 \cdot 250}{60} \right)^{0,5} = 24,7 \text{ mm}$		

<p>Energia da dissipare E₁ (applicazioni orizzontali)</p>	$E_1 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2$ <p>Esempio: m = 1000 kg ; v = 0,5 m/s $E_1 = \frac{1}{2} \cdot 1000 \cdot 0,5^2 = 125 \text{ J}$</p>	<p>m = kg v = m/s</p>	<p>J</p>
<p>Lavoro di frenatura E₂</p>	$E_2 = 10^5 \cdot p \cdot c \cdot A$ <p>Dalla condizione E₁ = E₂ si ricava la pressione di frenatura.</p> <p>Esempio: m = 1000 kg ; v = 0,5 m/s ; c = 0,04 m (40 mm) ; A = 0,0005 m² (5 cm²) Da E₁ = E₂ $\frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = 10^5(\text{Pa}) \cdot p \cdot c \cdot A$ si ricava la pressione p</p>	<p>p = bar c = m (corsa di frenatura) A = m² (Area di frenatura)</p>	<p>J</p>
<p>Pressione di frenatura/ ammortizzazione p</p>	$p = \frac{0,5 \cdot m \cdot v^2}{10^5 \cdot c \cdot A}$ <p>Esempio: m = 1000 kg ; v = 0,5 m/s ; c = 0,04 m (40 mm corsa di frenatura) A = 0,0005 m² (5 cm² area di frenatura) Da E₁ = E₂ $\frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = 10^5 \cdot p \cdot c \cdot A$ si ricava $p = \frac{0,5 \cdot m \cdot v^2}{10^5 \cdot c \cdot A} = \frac{0,5 \cdot 1000 \cdot 0,5^2}{100000(\text{Pa}) \cdot 0,04 \cdot 0,0005} = 62,5 \text{ bar}$</p>	<p>bar</p>	<p>bar</p>
<p>Corsa di frenatura c</p>	$c = \frac{0,5 \cdot m \cdot v^2}{10^5 \cdot p \cdot A}$		<p>m</p>
<p>Energia da dissipare E (applicazioni inclinate)</p> 	<p>Inclinata/ verticale verso il basso B</p> $E = \frac{1}{2} m v^2 + mgl \cdot 10^{-3} \cdot \text{sen} \alpha$ <p>Inclinata /verticale verso l'alto A</p> $E = \frac{1}{2} m v^2 - mgl \cdot 10^{-3} \cdot \text{sen} \alpha$ <p>Esempio: stelo inclinato verso l'alto. D= 80 mm ; d = 56 mm; p=160 bar; massa = 5000 kg Velocità= 0,5 m/s; lungh.ammortizzatori = 40 mm; α = 15° $E = \frac{5000 \cdot 0,5^2}{2} - 5000 \cdot 10 \cdot 40 \cdot 0,001 \cdot 0,26 = 105 \text{ J}$ <u>NB: confrontare i dati con i diagrammi del costruttore</u></p>	<p>m = massa (kg) v = velocità(m/s) g = 9,81 m/s² l = lunghezza dell'ammortizzatore (mm) sen α = seno dell'angolo α</p>	<p>J</p>

<p>Forza per spostare un carico a <u>velocità costante</u></p> 	$F = \mu_{rd} \cdot N$ <p>Esempio: $m = 2000 \text{ kg}$; $\mu_{rd} = 0,15$ $F = 0,15 \cdot 2000 \cdot 9,81 = 2943 \text{ N}$</p>	<p>μ_{rd} = coeff. attrito radente $N = m \cdot g$ (forza premente)</p>	<p>N</p>
<p>Forza necessaria per accelerare un carico.</p> 	$F_{tot} = \mu_{rd} \cdot N + F_{acc}$ <p>Esempio: calcolare il Ø int. del cilindro necessario per accelerare il carico m, tenendo presente che la pressione massima è di 50 bar e che le guarnizioni introducono un perdita di carico di 5 bar. $m = 2000 \text{ kg}$; $\mu_{rd} = 0,15$; $v = 1 \text{ m/s}$; $s = 200 \text{ mm}$</p> $a = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot \Delta s} = \frac{1^2 - 0^2}{2 \cdot 0,2} = \frac{1}{0,4} = 2,5 \text{ m/s}^2$ <p>Forza per accelerare il carico: $F_{acc} = m \cdot a = 2000 \cdot 2,5 = 5000 \text{ N}$ Forza per vincere l'attrito: $F_{attr.} = \mu_{rd} \cdot m \cdot a = 0,15 \cdot 2000 \cdot 9,81 = 2943 \text{ N}$ Forza totale: $F_{tot} = 5000 + 2943 = 7943 \text{ N}$ Sezione cilindro: $A = \frac{F_{tot}}{p} = \frac{7943}{50 - 5} = \frac{794 \text{ daN}}{45 \text{ bar}} = 17,6 \text{ cm}^2$ Diametro pistone: $D = \sqrt{\frac{400 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{400 \cdot 17,6}{3,14}} = 47,4 \text{ mm}$ <u>Si sceglie un cilindro normalizzato Ø 50</u></p>		<p>N</p>
<p>Forza di spinta per accelerare il carico a <u>velocità costante</u></p> 	$F_{cil.} = (m \cdot g) + F_{accelerazione}$ <p>Esempio: trovare la forza necessaria per muovere il carico m = 610 kg a una velocità costante di 1,75 m/s e la forza necessaria per accelerare il carico da 0 a 1,75 m/s in 0,5 secondi. $F_{cil.} = (m \cdot g) + F_{accelerazione}$ $m \cdot g = 610 \cdot 9,81 \cong 6000 \text{ N}$ $a_{acc.carico} = \frac{v - v_0}{t} = \frac{1,75 - 0}{0,5} = 3,5 \text{ m/s}^2$ $F_{acc} = m \cdot a_{acc.carico} = 610 \cdot 3,5 = 2135 \text{ N}$ $F_{cil} = 6000 + 2135 = 8135 \text{ N}$</p>		<p>N</p>

<p>Pressione di decelerazione in fase di discesa</p> 	$p = \frac{F + F_{acc}}{A_2}$ <p>Esempio: un peso di 1020 kg viene abbassato dal cilindro come da figura. Il carico è decelerato da 1,67 m/s a fine corsa in 0,5 secondi. Determinare la pressione che si sviluppa nella camera lato stelo durante la fase di decelerazione. La forza $F = m \cdot g = 1020 \cdot 9,81 = 10000 \text{ N}$ (1000 daN) L'accelerazione $a = \frac{v}{t} = \frac{1,67}{0,5} = 3,34 \text{ m/s}^2$ La forza per accelerare il carico $F_{acc} = m \cdot a = 1020 \cdot 3,34 = 3407 \text{ N}$ (340 daN) La pressione lato stelo:</p> $p = \frac{F + F_{acc}}{A_2} = \frac{1000 + 340}{30,62} = 43,8 \text{ bar}$		bar
<p>Forza <u>teorica</u> in spinta F_A</p> 	$F_A = (Fr \cdot \cos \alpha) + (m \cdot g \cdot \sin \alpha)$ <p>Esempio : $m = 2500 \text{ kg}$; $\alpha = 30^\circ$ $\mu_{rd} = 0,45$</p> $F_A = 0,45 \cdot 2500 \cdot 10 \cdot 0,866 + 2500 \cdot 10 \cdot 0,5$ $\cong 22 \text{ kN}$	<p>$Fr = \mu_{rd} \cdot m \cdot g$ (forza attrito radente) m = massa (kg) α = angolo di inclinazione cos = coseno α sen = seno α g = 10 m/s²</p>	N
<p>Forza <u>teorica</u> in rientro F_B</p> 	$F_B = Fr \cdot \cos \alpha - m \cdot g \cdot \sin \alpha$ <p>Esempio : $m = 2500 \text{ kg}$; $\alpha = 30^\circ$ $\mu_{rd} = 0,45$</p> $F_B = 0,45 \cdot 2500 \cdot 10 \cdot 0,866 - 2500 \cdot 10 \cdot 0,5$ $\cong -2,8 \text{ kN}$	<p>$Fr = \mu_{rd} \cdot m \cdot g$ (forza attrito radente) m = massa (kg) α = angolo di inclinazione cos = coseno α sen = seno α g = 10 m/s²</p>	N
<p>NB: occorre verificare sul catalogo del costruttore del cilindro il corretto dimensionamento in funzione del tipo di attacco e della corsa ammissibile.</p>			

Diametro cilindro



$$F_A = F_r \cdot \cos \alpha + m \cdot g \cdot \sin \alpha$$

Esempio : $m = 2500 \text{ kg}$; $\alpha = 30^\circ$ $\mu_{rd} = 0,45$; $p = 180 \text{ bar}$

$$F_A = 0,45 \cdot 2500 \cdot 10 \cdot 0,866 + 2500 \cdot 10 \cdot 0,5 \\ \cong 22 \text{ KN}$$

$$A = \frac{F}{p} = \frac{2200 \text{ (daN)}}{180 \text{ (bar)}} = 12,22 \text{ cm}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{400 \cdot 12,22}{3,14}} = 39,45 \text{ mm } (\text{Ø } 40 \text{ normalizzato})$$

c.s ma accelerazione carico da 0 a 1,5 m/s in 0,5 secondi

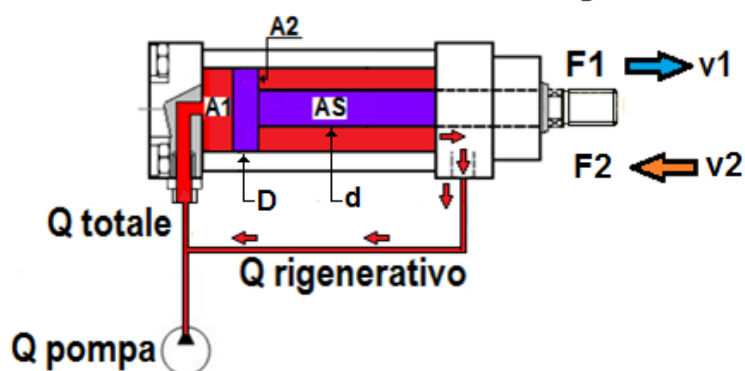
$$a = \frac{v}{t} = \frac{1,5}{0,5} = 3 \text{ m/s}^2$$

$$F_{acc} = m \cdot a = 2500 \cdot 3 = 7500 \text{ N (750 daN)}$$

$$A = \frac{F + F_{acc}}{p} = \frac{2200 + 750}{180} = 16,4 \text{ cm}^2$$

$$D = 45,7 \text{ mm}$$

Cilindro con alimentazione “differenziale o rigenerativo”



GRANDEZZA	FORMULA	VALORI di RIFERIMENTO	SIMBOLO	ESEMPIO
Portata totale Q tot	$Q_{tot} = v_1 \cdot A_1 \cdot 6$	$v_1 = \text{m/s}$ $A_1 = \text{cm}^2$	l/min	$v_1 = 0,203 \text{ m/s}$; $D = 80 \text{ mm}$; $d = 56 \text{ mm}$ $Q_{tot} = 0,203 \cdot 50,24 \cdot 6 = 61,21/\text{min}$
	$Q_{tot} = Q_p \cdot \frac{D^2}{d^2}$	$D = \text{mm}$ $d = \text{mm}$ $Q_p = \text{portata pompa}$		$Q_{tot} = 30 \cdot \frac{80^2}{56^2} = 61,2 \text{ l/min}$
Portata rigenerativo Q rig.	$Q_{rig.} = \frac{Q_p \cdot (D^2 - d^2)}{d^2}$	$D = \text{mm}$ $d = \text{mm}$ $Q_p = \text{portata pompa}$	l/min	$Q_{rig.} = \frac{30 \cdot (80^2 - 56^2)}{56^2} = 31,2 \text{ l/min}$
Forza di spinta F1	$F_1 = p \cdot A_s \cdot \eta$	$p = \text{bar}$ $A_s = \text{cm}^2$ $\eta = \text{rend.}$	daN	$p = 200 \text{ bar}$; $\eta = 0,98$ $F_1 = 200 \cdot 24,61 \cdot 0,98 = 4823 \text{ daN}$
Forza di rientro F2	$F_2 = p \cdot A_2 \cdot \eta$	$p = \text{bar}$ $A_2 = \text{cm}^2$ $\eta = \text{rend.}$	daN	$p = 200 \text{ bar}$; $\eta = 0,98$ $F_2 = 200 \cdot 25,64 \cdot 0,98 = 5025 \text{ daN}$
Velocità in spinta v 1	$v_1 = \frac{Q_p}{6 \cdot A_s}$	$Q_p = \text{portata pompa}$ $A_s = \text{cm}^2$	m/s	$Q_p = 30 \text{ l/min}$; $v_1 = \frac{30}{6 \cdot 24,61} = 0,203 \text{ m/s}$
Velocità in rientro v 2	$v_2 = \frac{Q_p}{6 \cdot A_2}$	$Q_p = \text{portata pompa}$ $A_2 = \text{cm}^2$	m/s	$Q_p = 30 \text{ l/min}$; $v_2 = \frac{30}{6 \cdot 25,64} = 0,195 \text{ m/s}$
Tempo di spinta t	$t = \frac{h}{1000 \cdot v_1}$	$h = \text{mm}$	s	Corsa $h = 500 \text{ mm}$ $t = \frac{500}{1000 \cdot 0,2} = 2,5 \text{ s}$

TABELLA AREA CILINDRO/ FORZA IN SPINTA / FORZA IN TIRO

Si definisce cilindro differenziale, un cilindro a doppio effetto con asta da un solo lato in cui le due superfici attive del pistone sono in rapporto di 2:1; cioè la superficie del pistone **A1** è doppia rispetto alla superficie anulare del lato stelo **A2**.

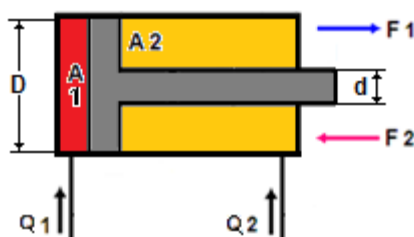


TABELLA CON SEZIONI E FORZE SVILUPPATE

ØD Alesaggio	Ød Stelo	A1 (cm ²)	A2 (cm ²)	A1 A2	Forza in spinta F1 (daN)			Forza in tiro F2 (daN)			Portata a 0,1 m/s	
					160 bar	200 bar	250 bar	160 bar	200 bar	250 bar	Q1 (L/min)	Q2 (L/min)
25	12	4,91	3,78	1,30	785			604			2,9	2,3
	14		3,37	1,46				539			2,9	2,0
	18		2,36	2,08				378			2,9	1,4
32	14	8,04	6,50	1,24	1287			1040			4,8	3,9
	18		5,50	1,46				880			4,8	3,3
	22		4,24	1,90				679			4,8	2,5
40	18	12,57	10,02	1,25	2011			1603			7,5	6,0
	22		8,77	1,43				1402			7,5	5,3
	28		6,41	1,96				1025			7,5	3,8
50	22	19,63	15,83	1,24	3142	3927	4909	2533			11,8	9,5
	28		13,48	1,46				2156			11,8	8,1
	32		11,59	1,69				1855	2318	2898	11,8	7,0
	36		9,46	2,08				1513	1891	2364	11,8	5,7
63	28	31,17	25,01	1,25	4988	6234	7793	4002			18,7	15,0
	36		20,99	1,48				3359			18,7	12,6
	40		18,61	1,68				2977	3721	4652	18,7	11,2
	45		15,27	2,04				2443	3054	3817	18,7	9,2
80	36	50,27	40,09	1,25	8042	10053	12566	6414			30,2	24,1
	45		34,36	1,46				5498			30,2	20,6
	50		30,63	1,64				4901	6126	7658	30,2	18,4
	56		25,64	1,96				4102	5127	6409	30,2	15,4
100	45	78,50	62,64	1,25	12566	15708	19635	10022			47,1	37,6
	56		53,91	1,46				8626			47,1	32,3
	63		47,37	1,66				7579	9473	11842	47,1	28,4
	70		40,06	1,96				6409	8011	10014	47,1	24,0
125	56	122,72	98,09	1,25	19635	24544	30680	15694			73,6	58,9
	70		84,23	1,46				13477			73,6	50,5
	80		72,45	1,69				11592	14491	18113	73,6	43,5
	90		59,10	2,08				9456	11820	14775	73,6	35,5
160	70	201,06	162,58	1,24	32170	40212	50265	26012			120,6	97,5
	90		137,44	1,46				21991			120,6	82,5
	100		122,52	1,64				19604	24504	30631	120,6	73,5
	110		106,03	1,90				16965	21206	26507	120,6	63,6
200	90	314,16	250,54	1,25	50265	62832	78540	40087			188,5	150,3
	110		219,13	1,43				35060			188,5	131,5
	125		191,44	1,64				30631	38288	47860	188,5	114,9
	140		160,22	1,96				25635	32044	40055	188,5	96,1
250	160	490,87	289,81	1,69	78540	98175	122718	46370	57962	72453	294,5	73,9
	180		236,40	2,08				37825	47281	59101	294,5	141,8

FORMULE PER CILINDRO CON UNITÀ AMERICANE

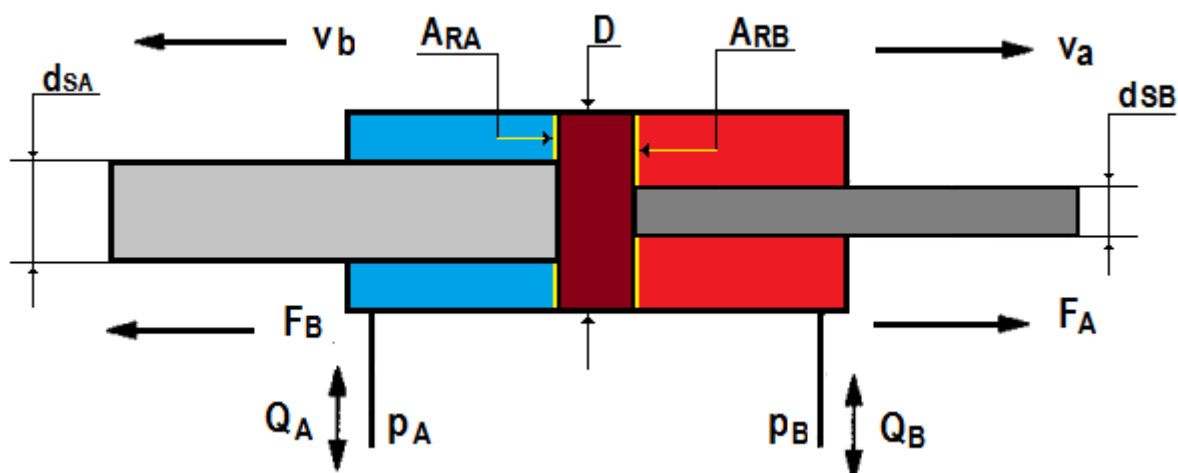
Grandezza	Formula	Valori di riferimento	Simbolo
Cylinder force F	$F = p \cdot A_1$	$p = \text{psi}$ $A_1 = \text{in}^2$	lbf
	$p = \frac{F}{A_1} ; A_1 = \frac{F}{p}$		
	Esempio: $A_1 = 28,26 \text{ in}^2$; $p = 2500 \text{ psi}$ $F = 2500 \cdot 28,26 = \mathbf{70650 \text{ lbf}}$ (pounds)		
Cylinder area A₁	$A_1 = .785 \cdot D^2$	D = inches	square inches (in²)
	Esempio: D = 6" $A_1 = .785 \cdot 6^2 = \mathbf{28,26 \text{ in}^2}$		
Cylinder rod area A_s	$A_s = .785 \cdot d_s^2$	d_s = inches	square inches (in²)
	Esempio: d_s = 3" $A_s = .785 \cdot 3^2 = \mathbf{7,07 \text{ in}^2}$		
Cylinder pull area A₂	$A_2 = A_1 - A_s$	$A_1 = \text{in}^2$ $A_s = \text{in}^2$	square inches (in²)
	Esempio: forza in tiro. D = 6" ; d_s = 3" ; p = 2500 psi $F = p \cdot A_2 = 2500 \cdot (28,26 - 7,07) = \mathbf{52975 \text{ pounds}}$		
Cylinder push speed v₃	$v_3 = \frac{0.3208 \cdot \text{gpm}}{A_1}$	gpm = galloni per minute $A_1 = \text{in}^2$	feet/sec
	Esempio: gpm = 15 ; D = 6" $v_3 = \frac{0,3208 \cdot 15}{28,26} = \mathbf{0,17 \text{ feet/sec}}$		
	$v_3 = \frac{231 \cdot \text{gpm}}{60 \cdot A_1}$	gpm = galloni per minute $A_1 = \text{in}^2$	in / sec
	Esempio: gpm = 15 ; D = 6" $v_3 = \frac{231 \cdot 15}{60 \cdot 28,26} = \mathbf{2,04 \text{ inches /sec}}$		

Cylinder retract speed v₄	$v_4 = \frac{231 \cdot \text{gpm}}{60 \cdot A_2}$	gpm = galloni per minute A₂ = in ²	in / sec
	Esempio: $v_4 = \frac{231 \cdot 15}{60 \cdot 21,29} = 2,73 \text{ inches/sec}$		
Cylinder volume capacity V	$V = \frac{\pi \cdot R^2 \cdot L}{231}$	R = inches (raggio) L = inches (corsa)	gallons
	Esempio: D = 6" ; L = 8" ; $V = \frac{\pi \cdot 3^2 \cdot 8}{231} = 0,97 \text{ gallons}$		
Cylinder flow rate Q	$Q = 3.117 \cdot v \cdot A_1$	v = ft/sec A₁ = in ²	gpm
	Esempio: v = 0,17 ft / sec ; A₁ = 28,26 in² $Q = 3.117 \cdot 0,17 \cdot 28,26 = 15 \text{ gpm}$		
	$Q = \frac{V}{t} \cdot 60$	V = gallons t = sec	gpm
	Esempio: D = 6" ; L = 8" ; t = 10 s $Q = \frac{0,97}{10} \cdot 60 = 5,87 \text{ gpm}$		
Mechanical power P	$P = \frac{F \cdot v}{550}$	F = lbf v = feet/sec 550 = numero fisso	Hp
	$P = \frac{F \cdot v}{33\,000}$	v = feet/min 33000 = numero fisso	

Forza di spinta in migliaia di libbre

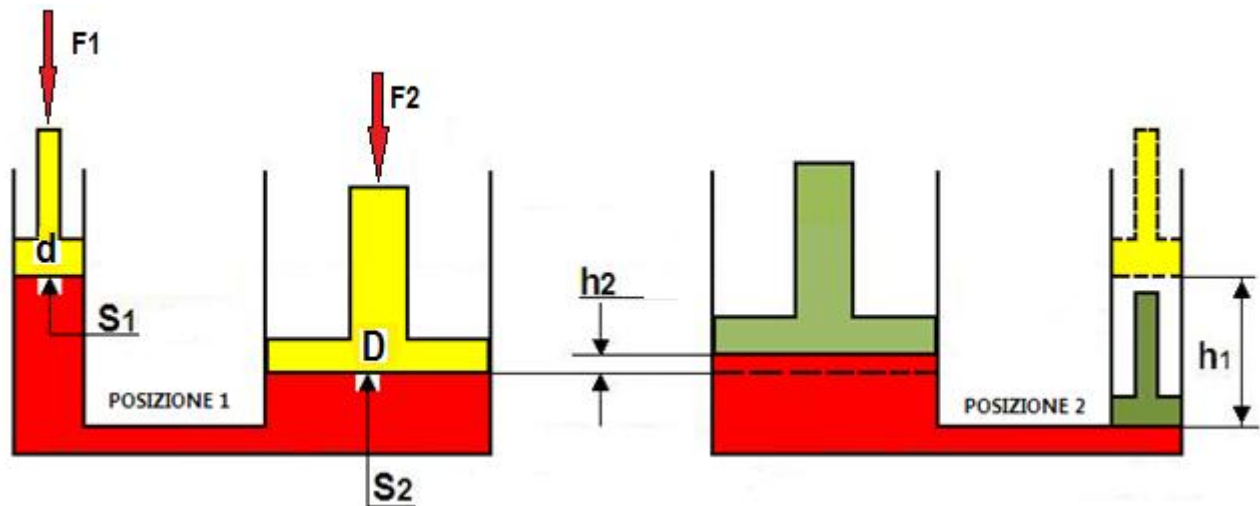
Diametro pistone in pollici (inch)	Area del pistone (inch ²)	Pressione (Psi)				
		1500	2000	2250	2500	3000
2	3.14	4.71	6.28	7.07	7.85	9.42
2.25	3.98	5.96	7.95	8.95	9.94	11.93
2.5	4.91	7.36	9.82	11.04	12.27	14.73
2.75	5.94	8.91	11.88	13.36	14.85	17.82
3	7.07	10.60	14.14	15.90	17.67	21.21
3.25	8.30	12.44	16.59	18.67	20.74	24.89
3.5	9.62	14.43	19.24	21.65	24.05	28.86
3.75	11.04	16.57	22.09	24.85	27.61	33.13
4	12.57	18.85	25.13	28.27	31.42	37.70
4.25	14.19	21.28	28.37	31.92	35.47	42.56
4.5	15.90	23.86	31.81	35.78	39.76	47.71
4.75	17.72	26.58	35.44	39.87	44.30	53.16
5	19.63	29.45	39.27	44.18	49.09	58.90
5.25	21.65	32.47	43.30	48.71	54.12	64.94
5.5	23.76	35.64	47.52	53.46	59.40	71.27

CILINDRO DOPPIO STELO



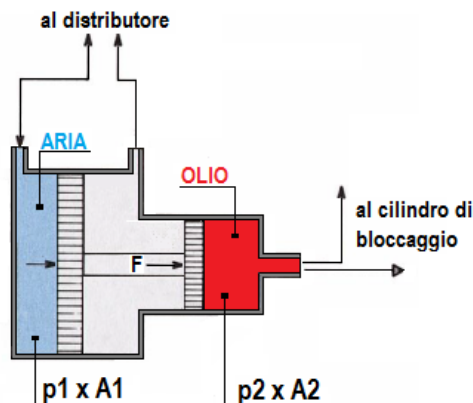
Grandezza	Formula	Valori di riferimento	Simbolo
Area di sinistra A_{RA}	$A_{RA} = (D^2 - d_{SA}^2) \cdot 0,00785$	D = mm d _{SA} = mm	cm ²
Area di destra A_{RB}	$A_{RB} = (D^2 - d_{SB}^2) \cdot 0,00785$	D = mm d _{SB} = mm	cm ²
Forza F_A	$F_A = \frac{p_A \cdot (D^2 - d_{SA}^2) \cdot 0,785 \cdot \eta}{10000}$	p _A = bar η = rendimento	KN
Forza F_B	$F_B = \frac{p_B \cdot (D^2 - d_{SB}^2) \cdot 0,785 \cdot \eta}{10000}$	p _B = bar η = rendimento	KN
Pressione p_A	$p_A = \frac{F_A \cdot 10000}{(D^2 - d_{SA}^2) \cdot 0,785}$	F _A = KN D = mm d _{SA} = mm	bar
Pressione p_B	$p_B = \frac{F_B \cdot 10000}{(D^2 - d_{SB}^2) \cdot 0,785}$	F _B = KN D = mm d _{SB} = mm	bar
Portata Q_A	$Q_A = 6 \cdot v_A \cdot A_{RA}$	A _{RA} = cm ² v _A = m/s	l/min
Portata Q_B	$Q_B = 6 \cdot v_B \cdot A_{RB}$	A _{RB} = cm ² v _B = m/s	l/min
Velocità v_A	$v_A = \frac{Q_A}{6 \cdot A_{RA}}$	Q _A = l/min A _{RA} = cm ²	m/s
Velocità v_B	$v_B = \frac{Q_B}{6 \cdot A_{RB}}$	Q _B = l/min A _{RB} = cm ²	m/s

TORCHIO IDRAULICO



$$\frac{F2}{F1} = \frac{D^2}{d^2} \text{ e } h2 = \frac{d^2}{D^2} \cdot h1 ; h1 = \frac{D^2}{d^2} \cdot h2$$

MOLTIPLICATORE DI PRESSIONE



$$p1 \cdot A1 = p2 \cdot A2 ; \text{ da cui } p2 = p1 \cdot \frac{A1}{A2} \text{ dove } \frac{A1}{A2} = R \text{ quindi } p2 = p1 \cdot R$$

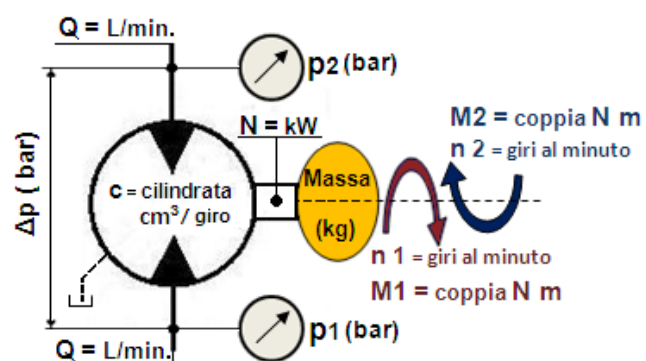
Esempio: alimentazione con aria compressa

p1 = 8 bar ; D = 100 mm ; d = 10 mm ; p2 = ?

$$p2 = p1 \cdot \frac{A1}{A2} = p1 \cdot \frac{D^2}{d^2} = 8 \cdot \frac{100^2}{10^2} = 800 \text{ bar}$$

$$\text{Oppure : } R = \frac{A1}{A2} = \frac{78,5}{0,785} = 100 ; p2 = p1 \cdot R = 8 \cdot 100 = 800 \text{ bar}$$

FORMULE PER MOTORI OLEODINAMICI



Grandezza	Descrizione	Simbolo
c o V_g	Cilindrata del motore	cm^3
Q	Portata assorbita dal motore	l/min
n o rpm	Numero di giri del motore	giri/min
Δp	Differenza di pressione	bar
M	Momento torcente o coppia resa	Nm
N	Potenza idraulica	kW
η_v	Rendimento volumetrico	%
η_m	Rendimento meccanico	%
η_g	Rendimento totale	%

Grandezza	Formula	Valori di riferimento	Simbolo
Cilindrata c oppure V_g	$c = \frac{Q \cdot 1000 \cdot \eta_v}{n}$	Q = l/min η_v = % n = numero giri	cm³
	Esempio: Q = 180 l/min ; n = 900 rpm , η_v = 0,92		
	$c = \frac{180 \cdot 1000 \cdot 0,92}{900} = 184$		
	<u>Conoscendo la coppia M.</u> $c = \frac{20 \pi \cdot M}{\Delta p \cdot \eta_m}$	M = Nm Δp = bar η_m = ren. mecc.	
	Esempio: M = 357 Nm ; Δp = 140 bar; η_m = 0,87		
	$c = \frac{62,8 \cdot 357}{140 \cdot 0,87} = 184 \text{ cm}^3$		
Portata assorbita Q	$Q = \frac{c \cdot n}{1000 \cdot \eta_v}$	c = cm ³ n = numero giri η_v = 0,92	l/min
	Esempio: c = 184 cm ³ ; n = 900 rpm;		
	$Q = \frac{184 \cdot 900}{1000 \cdot 0,92} = 180 \text{ l/min}$		
Numero giri n o rpm	$n = \frac{Q \cdot 1000 \cdot \eta_v}{c}$	Q = l/min c = cm ³ η_v = 0,92	Giri/min
	Esempio: Q = 180 l/min ; c = 184 cm ³		
	$n = \frac{180 \cdot 1000 \cdot 0,92}{184} = 900 \text{ rpm}$		
Momento torcente o coppia M	$M = \frac{c \cdot \Delta p \cdot \eta_m}{20 \cdot \pi}$	c = cm ³ Δp = bar η_m = rend.meccanico	Nm
	Formula facilitata: $M = 0,0159 \cdot c \cdot \Delta p \cdot \eta_m$		
	Esempio: c = 40 cm ³ ; Δp = 200 bar ; η_m = 0,87 M = 0,0159 · 40 · 200 · 0,87 ≅ 111 Nm		
Pressione Δp	$\Delta p = \frac{20 \cdot \pi \cdot M}{c \cdot \eta_m}$	M = Nm	bar

Potenza meccanica disponibile all'albero motore P	$P = \frac{M \cdot n}{9554}$ Esempio: $M = 1000 \text{ Nm}$; $n = 500 \text{ rpm}$. $P = \frac{1000 \cdot 500}{9554} = 52,33 \text{ kW}$ Oppure: $M = 1000 \text{ Nm}$; $\omega = \frac{500 \cdot 2\pi}{60} = 52,33 \text{ rad/s}$ $P = M \cdot \omega = 1000 \text{ Nm} \cdot 52,33 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 52330 \text{ Watt}$	$M = Nn$ $n = \text{numero di giri motore idraulico}$	kW
Potenza utile erogata N	$N = \frac{\Delta p \cdot Q}{600} \cdot \eta_g$	$Q = \text{l/min. (portata assorbita dal motore)}$ $\Delta p = \text{bar}$	kW
Rendimento volumetrico η_v	$\eta_v = \frac{\text{rpm}_e}{\text{rpm}_t}$	$\text{rpm}_e = \text{numero giri effettivo}$ $\text{rpm}_t = \text{numero giri teorico}$	%
η_m	$\eta_m = \frac{M_e}{M_t}$	$M_e = \text{coppia effettiva}$ $M_t = \text{coppia teorica}$	%
η_g	$\eta_g = \eta_v \cdot \eta_m$		%

Esercizio riassuntivo: Trasmissione idrostatica con le seguenti caratteristiche

Pompa	Motore
$c = 100 \text{ cm}^3$	$c = ?$
$\eta_v = 85 \%$	$\eta_v = 94\%$
$\eta_m = 90\%$	$\eta_m = 92\%$
$n = 1000 \text{ rpm}$	$n = 600 \text{ rpm}$

Pressione di esercizio: 105 bar

Calcolare:

- Cilindrata del motore
- Coppia in uscita dal motore

Soluzione:

a) Portata della pompa $Q = \frac{c \cdot 1000 \cdot \eta_v}{n} = \frac{100 \cdot 1000 \cdot 0,85}{1000} = 85 \text{ l/min}$

La portata della pompa alimenta il motore, che deve fare 600 rpm.

La cilindrata del motore $c = \frac{Q \cdot 1000 \cdot \eta_v}{n} = \frac{85 \cdot 1000 \cdot 0,94}{600} = 133 \text{ cm}^3$

- Coppia in uscita dal motore

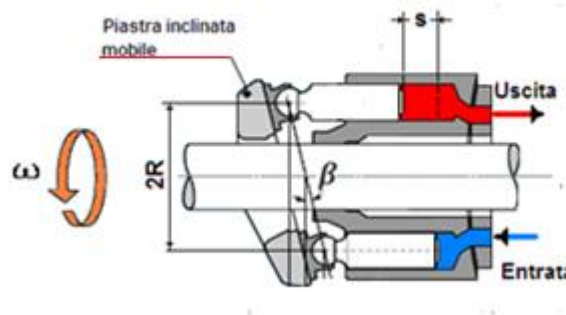
Prima occorre trovare la potenza del motore :

$$P_{\text{motore}} = \frac{\Delta p \cdot Q}{600} \cdot \eta_g(0,94 \cdot 0,92) = \frac{105 \cdot 85}{600} \cdot 0,86 = 12,8 \text{ kW}$$

Coppia :

$$M = \frac{P_{\text{motore}} \cdot 9554}{n} = \frac{12,8 \cdot 9554}{600} \cong 204 \text{ Nm}$$

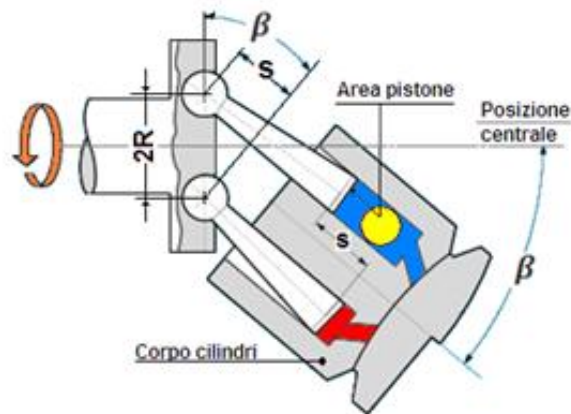
MOTORE A PISTONI ASSIALI – **PIASTRA INCLINATA** – CILINDRATA **VARIABILE**



Grandezza	Formula	Valori di riferimento	Simbolo
Portata Q	$Q = \frac{C_{\max} \cdot n \cdot \tan \beta}{1000 \cdot \eta_v \cdot \tan \beta_{\max}}$	$C_{\max} = \text{cm}^3$ $\beta = \text{angolo inclinazione}$	l/min
Numero di giri n oppure rpm	$n = \frac{Q \cdot 1000 \cdot \eta_v \cdot \tan \beta_{\max}}{C_{\max} \cdot \tan \beta}$	$Q = \text{l/min}$ $\beta = \text{angolo inclinazione}$	rpm (giri al minuto)
Momento torcente o coppia M	$M = \frac{C_{\max} \cdot \Delta p \cdot \eta_m \cdot \tan \beta}{20\pi \cdot \tan \beta_{\max}}$	$C_{\max} = \text{cm}^3$ $\Delta p = \text{bar}$ $\beta = \text{angolo inclinazione}$	Nm
P e N formule come sopra con unità S.I			

MOTORE A PISTONI ASSIALI – BLOCCO CILINDRI INCLINATO

CILINDRATA **VARIABILE**



Grandezza	Formula	Valori di riferimento	Simbolo
Portata Q	$Q = \frac{C_{\max} \cdot n \cdot \sin \beta}{1000 \cdot \eta_v \cdot \sin \beta_{\max}}$	$C_{\max} = \text{cm}^3$ $\beta = \text{angolo inclinazione}$	l/min
Numero di giri n oppure rpm	$n = \frac{Q \cdot 1000 \cdot \eta_v \cdot \sin \beta_{\max}}{C_{\max} \cdot \sin \beta}$	$Q = \text{l/min}$ $\beta = \text{angolo inclinazione}$	rpm
Momento torcente o coppia M	$M = \frac{C_{\max} \cdot \Delta p \cdot \eta_m \cdot \sin \beta}{20\pi \cdot \sin \beta_{\max}}$	$C_{\max} = \text{cm}^3$ $\Delta p = \text{bar}$ $\beta = \text{angolo inclinazione}$	Nm

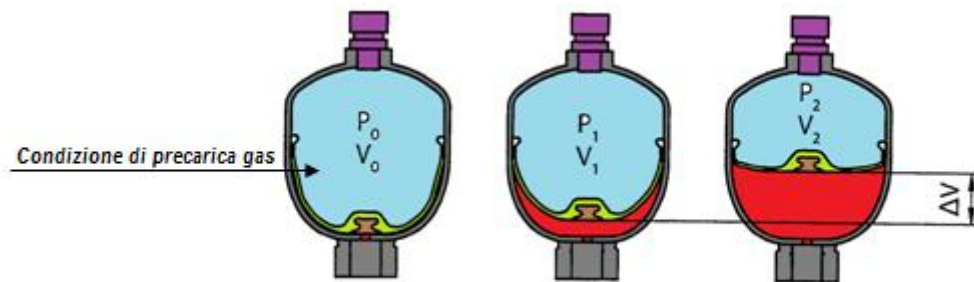
P e N formule come sopra con unità S.I

TABELLA FORMULE PER MOTORI CON UNITÀ AMERICANE

Formule motore	Unità americane	Grandezze
Portata in ingresso	$Q = \frac{D \cdot N}{231 \cdot E_v} \text{ (gpm)}$	Q = portata (gpm) Ev = rendimento volumetr. D = cilindrata (in ³ /rev) N = giri al minuto (rpm) 231 = numero fisso
Coppia in uscita	$T = \frac{D \cdot P \cdot E_m}{2 \cdot \pi} \text{ (in - lb)}$ <p>Da cui:</p> $P = \frac{T \cdot 2\pi}{D \cdot E_m} \text{ (psi)}$ <p>Oppure:</p> $T = \frac{Q \cdot P \cdot 36,77}{N} \text{ (in - lb)}$	T = coppia in uscita pollice-libbra (in-lb) P = pressione (psi) Em = rendimento mecc.
Potenza idraulica in entrata	$P_{in} = \frac{P \cdot Q}{1714} \text{ (HP)}$	Pin = potenza idraulica in entrata (HP) P = pressione (psi) Q = portata (gpm) 1714 = numero fisso
Potenza meccanica in uscita P out	$P_{out} = \frac{T \cdot N}{63025} \text{ (HP)}$ <p>Da cui :</p> $T = \frac{P_{out} \cdot 63205}{N} \text{ (in - lb)}$	T = coppia in uscita (in-lbf) N = giri al minuto (rpm) 63025 = numero fisso
	$P_{out} = \frac{T \cdot N}{5252} \text{ (HP)}$	T = coppia in uscita (lbf-ft) 5252 = numero fisso
Rendimento totale	$E_{ovr} = \frac{P_{out}}{P_{in}} = \frac{.0272 \cdot T \cdot N}{P \cdot Q}$	$.0272 = \frac{1714}{63025}$
Velocità di rotazione	$N = \frac{Q \cdot 231}{D} \text{ (rpm)}$	N = giri al minuto

FORMULE PER ACCUMULATORE

Informazioni generali per il dimensionamento



- **P₀** = pressione di precarica del gas (azoto). La sacca occupa tutto il volume
- **V₀** = volume massimo del gas (azoto)
- **P₁** = pressione minima di lavoro che garantisce il funzionamento dell'accumulatore
- **V₁** = volume occupato dall'azoto alla pressione **P₁**
- **P₂** = pressione massima di esercizio che permette lo stoccaggio dell'olio in pressione
- **V₂** = volume occupato dall'azoto alla pressione **P₂**
- **ΔV** = **V₁ - V₂** volume di olio idraulico utile disponibile direttamente dipendente dalle variazioni di pressione da **P₂** a **P₁**.

La pressione di **precarica P₀** varia in funzione dell'applicazione dell'accumulatore.

A) Accumulo di energia, funzione di emergenza, molla idraulica, compensatore di forze, compensatore di trafilamenti, compensatore di volume.

$$P_0 = 0,9 \div 0,95 \cdot P_1 \text{ alla massima temperatura di lavoro.}$$

B) Smorzatore di pulsazioni.

$$P_0 \text{ (riferita alla massima temperatura di esercizio)} = 0,7 \div 0,9 \cdot P \text{ (pressione di lavoro)}$$

C) Assorbitore di colpi di ariete / picchi di pressione.

$$P_0 \text{ (riferita alla massima temperatura di esercizio)} = 0,9 \div 0,95 \cdot P \text{ (pressione di lavoro)}$$

Variazioni di temperatura.

Occorre calcolare la pressione di precarica tenendo conto della variazioni di temperatura durante l'esercizio.

$$P_0(T_{20}) = P_0(T_x) \cdot \frac{20 + 273}{T_x + 273} \text{ dove:}$$

$P_0(T_x)$ = pressione alla temperatura rilevata T_x

$P_0(T_{20})$ = pressione dell'azoto P_0 20°C

Durante il funzionamento in esercizio si hanno delle notevoli differenze di temperatura e quindi è necessario ricordare che secondo la legge di Gay-Lussac, a pressione costante, il volume e la temperatura sono direttamente proporzionali.

Il dimensionamento dell'accumulatore calcolato alla temperatura massima e anche la pressione di precarica è riferita alla stessa temperatura; quando la temperatura scenderà avremo una diminuzione della pressione di precarica e di conseguenza una minore capacità di accumulo.

E' necessario maggiore il volume V_0 per accumulare o rendere la stessa quantità di volume utile ΔV .

La relazione tra i volumi e le temperature è:

$$V_{0T} = V_0 \cdot \frac{T_2}{T_1}$$

Dove:

T_2 = (°C max. + 273) = temp. massima di funzionamento in °K

T_1 = (°C min. + 273) = temp. minima di funzionamento in °K

V_0 = Volume calcolato **senza** tener conto dell'escursione termica. (esempio: **31,45 litri**)

V_{0T} = Volume **maggiorato** per l'escursione termica.

Temperatura d'esercizio = +25°C ÷ +70°C

T_1 = 25 °C + 273 = **298 °K**

T_2 = 70 °C + 273 = **343 °K**

$$V_{0T} = V_0 \cdot \frac{T_2}{T_1} = 31,45 \cdot \frac{343}{298} = \mathbf{36,2 \text{ litri}}$$

Impiego	<p align="center"><u>Dimensionamento con trasformazione isotermica</u></p> <p>Compensazione di trafilamenti / fughe / volumi È un tipo di impiego per il quale l'accumulatore deve fornire al circuito una certa quantità di fluido in un determinato tempo (generalmente <u>lungo</u> per considerare il <u>processo isotermico</u>) senza che la pressione scenda sotto un certo valore. Accumulo e scarica entrambi in un tempo > di 10 minuti, tale da permettere un efficiente scambio di calore e mantenere la temperatura dell'azoto pressoché costante.</p>	
Riferimenti	<p><u>Volume accumulatore:</u></p> $V_0 = \frac{\Delta V}{\left(\frac{P_0}{P_1} - \frac{P_0}{P_2}\right)}$ <p><u>Resa dell'accumulatore:</u></p> $\Delta V = V_0 \cdot \left(\frac{P_0}{P_1} - \frac{P_0}{P_2}\right)$	<p>Input Δ - ΔV = volume complessivo di fluido che l'accumulatore dovrà fornire al circuito (litri) P0 = pressione di precarica (bar assoluti) P1 = pressione minima raggiungibile nel circuito (bar assoluti) P2 = pressione massima raggiungibile nel circuito (bar assoluti) Output Vo = volume necessario dell'accumulatore (litri)</p>
<p>Esempio: Una pressa lavora a 350 (bar) e lo stampo deve rimanere chiuso per un tempo t = 60 (minuti) a pompa ferma. Si hanno dei trafilamenti f = 3 [cm³ / minuto] che devono essere compensati da un accumulatore con pressione di precarica di 310 (bar) in modo tale che la pressione del circuito non scenda sotto i 345 (bar). Scelta: ΔV = f · t = 0,003 · 60 = 0,18 (litri) P0 = 311 (bar assoluti) oppure : P0(bar) = 0,9 · P1(bar); P0(bar assoluti) = (0,9 · 345) + 1 = 311.5 (bar assoluti) P1 = 346 (bar assoluti) P2 = 351 (bar assoluti)</p> $V_0 = \frac{\Delta V}{\left(\frac{P_0}{P_1} - \frac{P_0}{P_2}\right)} = \frac{0,18}{\left(\frac{311}{346} - \frac{311}{351}\right)} = 14,05 \text{ (litri)}$		

Impiego	<p align="center"><u>Dimensionamento con trasformazione adiabatica</u></p> <p>Accumulo di energia, molla idraulica, sospensioni, compensatore di forze.</p> <p>Il calcolo in <u>trasformazione adiabatica</u> è applicabile quando l'accumulo e la scarica avvengono entrambi in un tempo rapido, tale da non permettere uno scambio termico tra il gas e l'ambiente. (L'azoto quando si comprime velocemente aumenta la temperatura e viceversa quando si rilascia diminuisce di temperatura).</p>	
Riferimenti	<p align="center"><u>Volume dell'accumulatore:</u></p> $V_0 = \frac{\Delta V}{\left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{\frac{1}{1,4}} - \left(\frac{P_0}{P_2}\right)^{\frac{1}{1,4}}}$ <p align="center"><u>Resa dell'accumulatore:</u></p> $\Delta V = V_0 \cdot \left[\left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{\frac{1}{1,4}} - \left(\frac{P_0}{P_2}\right)^{\frac{1}{1,4}} \right]$	<p>Input</p> <p>ΔV = volume complessivo di fluido che accumulatore dovrà fornire al circuito (litri)</p> <p>P_0 = pressione di precarica (bar assoluti)</p> <p>P_1 = pressione minima raggiungibile nel circuito (bar assoluti)</p> <p>P_2 = pressione massima raggiungibile nel circuito (bar assoluti)</p> <p>Output</p> <p>V_0 = volume necessario dell'accumulatore (litri)</p>

Esempio :

Un accumulatore con pressione di precarica di **198 (bar)** è sottoposto ad una richiesta istantanea di fluido dal circuito di **4.6 (litri)** e questo comporta una variazione di pressione da **280 (bar)** a **220 (bar)**.

Scelta : $\Delta V_{adiab.} = 4.6$ (litri)

$P_0 = 199$ (bar assoluti)

$P_1 = 221$ (bar assoluti)

$P_2 = 281$ (bar assoluti)

$$V_0 = \frac{\Delta V}{\left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{\frac{1}{1,4}} - \left(\frac{P_0}{P_2}\right)^{\frac{1}{1,4}}} = \frac{4,6}{\left(\frac{199}{221}\right)^{\frac{1}{1,4}} - \left(\frac{199}{281}\right)^{\frac{1}{1,4}}} = 31.45 \text{ (litri)}$$

Ricordo che per elevare un numero $\frac{1}{1,4} = 0,7143$ si utilizza la funzione della calcolatrice:

y^x . ESEMPIO:

$$\left(\frac{199}{221}\right)^{0.7143}$$

Si procede nel seguente modo: $199 : 221 = 0,9$ quindi premo il tasto della calcolatrice con la funzione **y^x** e scrivo **0,7143**; premo il tasto **=** e trovo il risultato di **0,9278**

Impiego	<p align="center"><u>Dimensionamento con trasformazione politropica</u></p> <p>Riserva di energia per emergenza, sicurezza Il calcolo in trasformazione politropica è applicabile quando l'accumulo è lento (isotermico) e la scarica è veloce (adiabatica)</p>	
Riferimenti (Formule Semplificate)	<p>Volume dell'accumulatore (litri)</p> $V_0 = \frac{\Delta V \cdot \frac{P_2}{P_0}}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{1,4}} - 1}$ <p>Resa dell'accumulatore (litri)</p> $\Delta V = V_0 \cdot P_0 \cdot \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{1,4}} - 1}{P_2}$	<p>Input ΔV volume complessivo che l'accumulatore dovrà fornire al circuito (litri) P_0 pressione di precarica (bar assoluti) P_1 pressione minima raggiungibile nel circuito (bar assoluti) P_2 pressione massima raggiungibile nel circuito (bar assoluti)</p> <p>Output V_0 volume necessario dell'accumulatore (litri)</p>

Esempio :

un accumulatore deve restituire 4,6 litri di olio in 3 secondi passando da **$P_2 = 280$ bar** a **$P_1 = 220$ bar**.

Il tempo di carica è di 4 minuti.

$$P_0 = 0,9 \cdot 220 + 1 = \mathbf{199 \text{ bar}}$$

$$V_0 = \frac{\Delta V \cdot \frac{P_2}{P_0}}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{1,4}} - 1} = \frac{4,6 \cdot \frac{281}{199}}{\left(\frac{281}{221}\right)^{0,7143} - 1} = \frac{6,495}{1,186 - 1} = 34,91 \text{ (litri)}$$

Considerando una variazione di temperatura da 25°C a 70°C ; $T_1 = 25 + 273 = \mathbf{298 \text{ °K}}$ e

$T_2 = 70 + 273 = \mathbf{343 \text{ °K}}$

$$V_{ot} = V_0 \cdot \frac{T_2}{T_1} = 34,91 \cdot \frac{343}{298} = 34,91 \cdot 1,15 = \mathbf{40,18 \text{ litri}}$$

Impiego	<p align="center">Assorbitore di “colpi d’ariete”</p> <p>È definito “colpo d’ariete / picco di pressione” quel fenomeno per il quale si ha, in un circuito idraulico, la trasformazione “istantanea” di energia cinetica in energia di pressione dovuto alla variazione di velocità del flusso. In questo caso l’accumulatore deve assorbire la variazione istantanea della pressione dell’impianto. L’applicazione dipende dai parametri di funzionamento dell’impianto.</p>	
Riferimenti	<p align="center">Volume dell’accumulatore (litri)</p> $V_0 = \frac{\frac{Q}{7.2} \cdot \left[\frac{2 \cdot \rho \cdot L \cdot Q \cdot 1000}{\pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot 3.6} - t \right]}{\left(\frac{P_0}{P}\right)^{\frac{1}{K}} - \left(\frac{P_0}{P_2}\right)^{\frac{1}{K}}}$ <p>NB: il risultato è valido <u>solo</u> se Vo risulta positivo</p>	<p>Input</p> <p>L = lunghezza della tubazione in cui scorre il fluido (metri)</p> <p>d = diametro della tubazione (mm)</p> <p>Q = portata della tubazione (m³/h)</p> <p>ρ = densità del fluido (kg / m³)</p> <p>t = tempo in cui avviene la variazione di velocità del fluido (sec)</p> <p>P0 = pressione di precarica (bar assoluti)</p> <p>P = pressione minima del circuito (bar assoluti)</p> <p>P2 = pressione massima raggiungibile nel circuito (bar assoluti)</p> <p>K esponente per trasformazioni politropiche</p> <p>k=1.4 per adiabatica</p> <p>Output</p> <p>Vo = volume necessario dell’accumulatore (litri)</p>
<p>Esempio:</p> <p>Un accumulatore con pressione di precarica di 5.85 (bar) deve servire all’assorbimento di “colpi d’ariete” in un circuito lungo 500 (m) con portata di 2 (litri/sec) e diametro 50 (mm) in cui scorre dell’olio di densità ρ=900 (kg/m³) quando una valvola chiude il circuito arrestando il movimento nel tempo di 1 secondo.</p> <p>La pressione di esercizio del circuito è P = 6.5 (bar) e si vuole che la pressione massima non superi il valore di P2 = 10 (bar).</p> <p>Scelta:</p> <p>L =500 (metri); d= 50 (mm) ; Q =0,002 x 3600 = 7,2 (m³/h) ; ρ = 900 (kg/m³) ;</p> <p>t =1 (sec) ;</p> <p>P0 =6,85 (bar assoluti) ; P = 7,5 (bar assoluti) ; P2 =11 (bar assoluti)</p>		

$$V_0 = \frac{\frac{Q}{7.2} \cdot \left[\frac{2 \cdot \rho \cdot L \cdot Q \cdot 1000}{\pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot 3.6} - t \right]}{\left(\frac{P_0}{P}\right)^{\frac{1}{K}} - \left(\frac{P_0}{P_2}\right)^{\frac{1}{K}}} = \frac{\frac{Q}{7.2} \cdot \left[\frac{\rho \cdot L \cdot Q}{(P_2 - P) \cdot \pi \cdot d^2 \cdot 45} - t \right]}{\left(\frac{P_0}{P}\right)^{\frac{1}{K}} - \left(\frac{P_0}{P_2}\right)^{\frac{1}{K}}}$$

$$V_0 = \frac{\frac{0.002 \cdot 3600}{7.2} \cdot \left[\frac{900 \cdot 500 \cdot 0.002 \cdot 3600}{(11 - 7.5) \cdot \pi \cdot 50^2 \cdot 45} - 1 \right]}{\left(\frac{6.85}{7.5}\right)^{\frac{1}{14}} - \left(\frac{6.85}{11}\right)^{\frac{1}{14}}} = \frac{1.619236}{0.937299 - 0.712968} = 7.218 [lt]$$

Impiego	Smorzatore di pulsazioni Si intende, in questo caso, l'impiego dell'accumulatore come stabilizzatore di fluttuazioni cicliche istantanee di pressione all'interno di un circuito idraulico dovute al funzionamento di una pompa a pistoni. Risulta chiaro che l'impiego risulta fortemente dipendente dai parametri caratteristici della pompa idraulica a pistoni.																																								
Riferimenti	Volume dell'accumulatore (litri) $V_0 = \frac{\mu \cdot \frac{Q}{n \cdot m}}{\left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{\frac{1}{1,4}} - \left(\frac{P_0}{P_2}\right)^{\frac{1}{1,4}}}$	Input – Q = portata della pompa (litri/minuto) n = numero di giri della pompa (giri/minuto) P = pressione di esercizio (bar assoluti) θ = pulsazione residua (± %) k esponente per trasformazioni politropiche (k=1.4 per adiabatica) μ = coefficiente caratteristico della pompa (vedi tabella) m = parametro caratteristico della pompa (vedi tabella) OUTPUT V₀ volume necessario dell'accumulatore (litri) P₁ pressione minima del circuito (bar assoluti) P₂ pressione massima del circuito (bar assoluti)																																							
	Tipo di pompa <table border="1"> <thead> <tr> <th></th><th>μ</th><th>m</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1 pistone / semplice effetto</td><td>0,69</td><td>1</td></tr> <tr> <td>1 pistone / doppio effetto</td><td>0,29</td><td>2</td></tr> <tr> <td>2 pistoni / semplice effetto</td><td>0,29</td><td>2</td></tr> <tr> <td>2 pistoni / doppio effetto</td><td>0,17</td><td>4</td></tr> <tr> <td>3 pistoni / semplice effetto</td><td>0,12</td><td>3</td></tr> <tr> <td>3 pistoni / doppio effetto</td><td>0,07</td><td>6</td></tr> <tr> <td>4 pistoni / semplice effetto</td><td>0,13</td><td>4</td></tr> <tr> <td>4 pistoni / doppio effetto</td><td>0,07</td><td>8</td></tr> <tr> <td>5 pistoni / semplice effetto</td><td>0,07</td><td>5</td></tr> <tr> <td>5 pistoni / doppio effetto</td><td>0,023</td><td>10</td></tr> <tr> <td>6 pistoni / doppio effetto</td><td>0,07</td><td>12</td></tr> <tr> <td>7 pistoni / doppio effetto</td><td>0,023</td><td>14</td></tr> </tbody> </table>		μ	m	1 pistone / semplice effetto	0,69	1	1 pistone / doppio effetto	0,29	2	2 pistoni / semplice effetto	0,29	2	2 pistoni / doppio effetto	0,17	4	3 pistoni / semplice effetto	0,12	3	3 pistoni / doppio effetto	0,07	6	4 pistoni / semplice effetto	0,13	4	4 pistoni / doppio effetto	0,07	8	5 pistoni / semplice effetto	0,07	5	5 pistoni / doppio effetto	0,023	10	6 pistoni / doppio effetto	0,07	12	7 pistoni / doppio effetto	0,023	14	
	μ	m																																							
1 pistone / semplice effetto	0,69	1																																							
1 pistone / doppio effetto	0,29	2																																							
2 pistoni / semplice effetto	0,29	2																																							
2 pistoni / doppio effetto	0,17	4																																							
3 pistoni / semplice effetto	0,12	3																																							
3 pistoni / doppio effetto	0,07	6																																							
4 pistoni / semplice effetto	0,13	4																																							
4 pistoni / doppio effetto	0,07	8																																							
5 pistoni / semplice effetto	0,07	5																																							
5 pistoni / doppio effetto	0,023	10																																							
6 pistoni / doppio effetto	0,07	12																																							
7 pistoni / doppio effetto	0,023	14																																							

Volendo verificare la pressione minima e massima del circuito si applicano le seguenti formule, vedi esempio:

$$P_1 = P \cdot \left(1 - \frac{\theta}{100}\right) = 10 \cdot \left(1 - \frac{1,5}{100}\right) = 9,85 \text{ bar}$$

$$P_2 = P \cdot \left(1 + \frac{\theta}{100}\right) = 10 \cdot \left(1 + \frac{1,5}{100}\right) = 10,15 \text{ bar}$$

$$P_0 = 0,95 \cdot P = 9,5 \text{ bar} = 10,5 \text{ bar assoluti}$$

$$P_1 = 9,85 + 1 = 10,85 \text{ bar}$$

$$P_2 = 10,15 + 1 = 11,15 \text{ bar}$$

Esempio:
 un accumulatore è posto su un circuito in cui scorre del fluido ad una pressione di esercizio di $P = 10$ (bar) e con una portata di 120 (litri/min.).
 Il circuito è asservito da una pompa con 3 pistoni a doppio effetto la cui irregolarità percentuale è del 3% (±1,5%) e gira a 300 (giri/min).

Scelta :

Q =120 (litri/min) -- **n** = 300 (giri/min) -- **P** = 10 (bar) -- **θ** =1,5 % -- **μ** = 0.07 -- **m** = 6

$$V_o = \frac{\mu \cdot \frac{Q}{n \cdot m}}{\left(\frac{P_o}{P_1}\right)^{\frac{1}{1,4}} - \left(\frac{P_o}{P_2}\right)^{\frac{1}{1,4}}} = \frac{0,07 \cdot \frac{120}{300 \cdot 6}}{\left(\frac{10,5}{10,85}\right)^{0,7143} - \left(\frac{10,5}{11,15}\right)^{0,7143}} = 0,25 \text{ litri}$$

Impiego	<p align="center"><u>Dimensionamento con trasformazione isoterma</u></p> <p>Compensatore di volume. È l'impiego dell'accumulatore che si ha quando le variazioni di temperatura, a cui può andare soggetto il contenitore del fluido (circuiti, serbatoio, ecc.), genera variazioni di pressione che devono rimanere nei limiti prescritti. A ciò sopperisce l'accumulatore trasformando le variazioni di pressione in variazioni di volume. Le variazioni di temperatura si intende che avvengano lentamente in modo di considerare il processo come isotermico.</p>	
Riferimenti	<p><u>Volume dell'accumulatore (litri)</u></p> $V_0 = \frac{\Delta V}{\left(\frac{P_0}{P_1} - \frac{P_0}{P_2}\right)}$	<p>Input Δ ΔV = variazione di volume a cui sarà soggetto l'accumulatore (litri) P_0 = pressione di precarica (bar assoluti) P_1 = pressione del circuito (bar assoluti) P_2 = pressione massima raggiungibile dal circuito (bar assoluti) Output V_0 volume necessario all'accumulatore (litri)</p>

Esempio: un serbatoio in acciaio di un circuito contenente olio, ha un diametro di 200 (mm) ed una altezza di

300 (mm); la pressione di esercizio è di $P = 15$ (bar) ed è ammessa una variazione di pressione non superiore al $\pm 9\%$ quando la temperatura vari tra -5 ($^{\circ}\text{C}$) e $+60$ ($^{\circ}\text{C}$).

A questo deve sopperire un accumulatore con pressione di precarica di 13.5 (bar).

Scelta:

- **P_0** $13,5 + 1 = 14,5$ (**bar assoluti**)
- **P_1** $(1 - 0,09) \cdot P = 0,91 \cdot 15 = 13,65$ (bar) = **14,65 (bar assoluti)**
- **P_2** $(1 + 0,09) \cdot P = 1,09 \cdot 15 = 16,35$ (bar) = **17,35 (bar assoluti)**
- **ΔV** si calcola come differenza tra la dilatazione termica del volume di olio contenuto (**ΔV_{olio}**) e la dilatazione del serbatoio (**$\Delta V_{\text{Serbatoio}}$**). Cioè:

$$\Delta V_{\text{olio}} = \beta \cdot V_{\text{olio}} \cdot \Delta T; \text{ dove } \Delta T = T_{\text{max}} - T_{\text{min}} = 60 - (-5) = 65^{\circ}\text{C}$$

dove $\beta = 9,5 \cdot 10^{-4}$; $V_{\text{olio}} = \text{Area}(\text{dm}) \cdot h(\text{dm}) = \frac{3,14 \cdot 2^2}{4} \cdot 3 = 9,425$ (litri);

$\Delta T = (-5^{\circ}\text{C} + 60^{\circ}\text{C}) = 65^{\circ}\text{C}$. Introducendo i dati nella formula, diventa:

$$\Delta V_{\text{olio}} = \beta \cdot V_{\text{olio}} \cdot \Delta T = 9,5 \cdot 10^{-4} \cdot 9,425 \cdot 65 = 0,582 \text{ litri}$$

$$\Delta V_{\text{serbat.}} = V_{\text{serb.}} \cdot [(\alpha \cdot \Delta T + 1)^3 - 1] = 9,425 \cdot \left[(1,2 \cdot 10^{-5} \cdot 65 + 1)^3 - 1 \right]$$

$$= 2,2 \cdot 10^{-2} \text{ (litri)}$$

$$\Delta V = \Delta V_{\text{olio}} - \Delta V_{\text{serbat.}} = 0,582 - 0,022 = 0,56 \text{ litri}$$

$$V_0 = \frac{\Delta V}{\left(\frac{P_0}{P_1} - \frac{P_0}{P_2}\right)} = \frac{0,56}{\left(\frac{14,5}{14,65} - \frac{14,5}{17,35}\right)} = 3,64 \text{ litri}$$

Le formule di questa tabella sono ricavate dal catalogo della SAIP srl Via Lambro 23/25/27 20090 Opera (MI) T. 0039 02 57603913
- saip@saip.it - www.saip.it

Con l'utilizzo delle formule sopra esposte è possibile calcolare con buona approssimazione il volume dell'accumulatore e/o il volume reso in funzione della grandezza dell'accumulatore stabilita.

Per altri impieghi e/o un calcolo più preciso, che tenga conto delle variazioni di temperatura, dei tempi reali di carica e scarica, dell'utilizzo di un gas reale e non ideale, è possibile utilizzare il programma di calcolo SAIP SIZAC disponibile sul sito www.saip.it o contattando direttamente il servizio tecnico SAIP.

FORMULE PER SCAMBIATORE DI CALORE ACQUA - OLIO

Dati tecnici conosciuti:

N (kW) = Potenza installata sulla centrale oleodinamica

q (l/min.) = Portata d'olio che attraversa lo scambiatore.

To (°C) = Temperatura massima consentita per l'olio idraulico.

Ta (°C) = Temperatura acqua di raffreddamento.

V (cSt) = Viscosità olio.

Oltre al **30%** della potenza installata si trasforma in calore.

Occorre sovradimensionare di un ulteriore **20%** lo scambiatore a causa della portata di olio incostante, per le incrostazioni calcaree che si formano nei tubi dell'acqua e per il velo di olio che si deposita sull'esterno dei tubi.

Scambiatore di calore acqua - olio						
Superficie di scambio $S = \frac{Q}{K \cdot \Delta T_m}$ <p><i>E' il dato che serve per dimensionare lo scambiatore, come da tabella del costruttore,tenendo presente la portata di olio circolante.</i></p>						m ²
Q = 50% N (quantità di calore da disperdere kW · 860)						kcal/h
Dati tecnici conosciuti: N (kW) = Potenza installata sulla centrale oleodinamica q (l/min.) = Portata d'olio che attraversa lo scambiatore. To (°C) = Temperatura massima consentita per l'olio idraulico. Ta (°C) = Temperatura acqua di raffreddamento. v (cSt) = Viscosità olio.						
K (coefficiente di scambio)						kcal/h °C m ²
Viscosità V (cSt)	fino a 15	16 ÷ 46	47 ÷ 68	69 ÷ 100	101 ÷ 150	
K	800	600	500	300	200	
ΔTo = differenza di temperatura tra entrata e uscita olio (ΔTo serve per calcolare la temperatura media dell'olio Tmo) $\Delta T_o = \frac{Q}{q \cdot C_s \cdot 60}$ <p>C_s = calore specifico dell'olio (0,44 kcal/h lt °C)</p>						°C
Tmo = temperatura media dell'olio $T_{mo} = T_o - \frac{\Delta T_o}{2}$						°C
Per il calcolo della temperatura media dell' acqua si ipotizza che il salto termico ΔTa sia: ΔTa = 10°C con temperatura acqua in entrata < 20°C ΔTa = 5°C con temperatura acqua in entrata > 21°C $T_{ma} = T_a + \frac{\Delta T_a}{2}$						

Differenza fra temperature medie acqua-olio $\Delta T_m = T_{mo} - T_{ma}$	°C
La portata di acqua necessaria = $\frac{Q}{\Delta T_a \cdot C_s \cdot 60}$ Cs calore specifico dell'acqua è di $1 \frac{\text{kcal}}{\text{kg (litro)} \cdot ^\circ\text{C}}$	l/min
<p>Esempio: calcolare la superficie di scambio di uno scambiatore acqua – olio per un circuito con le seguenti caratteristiche.</p> <p>N = 40 kW q = 70 l/min To = 60 °C Ta = 20 °C v = 36 cSt</p> <p>Dalla formula di base S (m²) = $\frac{Q}{K \cdot \Delta T_m}$ si deve calcolare :</p> <p>La quantità di calore da disperdere Q = 40 kW al 50% = 20 kW x 860 = 17.200 kcal/h</p> <p>Dalla tabella per viscosità 36 cSt si ricava K = 600 (kcal/h °C m²). Per trovare il valore di ΔTm: Nella formula:</p> $\Delta T_o = \frac{Q}{q \cdot c_s \cdot 60} = ^\circ\text{C} , \text{ si inseriscono i valori conosciuti.}$ <p>Calcolo del salto termico dell'olio tra entrata e uscita:</p> $\Delta T_o = \frac{17200}{70 \cdot 0,44 \cdot 60} = 10 ^\circ\text{C}$ <p>La Temperatura media dell'olio : Tmo = To – $\frac{\Delta T_o}{2}$ = 60°C – $\frac{10}{2}$°C = 55 °C Supponendo ΔTa = 10 °C (con temperatura acqua in entrata <20°C) calcolo:</p> $T_{ma} = T_a + \frac{\Delta T_a}{2} = 20 + \frac{10}{2} = 25 ^\circ\text{C}$ <p>Quindi trovo il valore: ΔTm = Tmo – Tma = 55 – 25 = 30 °C Introducendo i dati nella formula iniziale:</p> $S = \frac{Q}{K \cdot \Delta T_m} = \frac{17200}{600 \cdot 30} = 0,95 \text{ m}^2 \text{ (superficie di scambio).}$ <p>Portata acqua: $\frac{Q}{\Delta T_a \cdot C_s \cdot 60} = \frac{17200}{10 \cdot 1 \cdot 60} = 28,6 \text{ l / min}$</p> <p>Cs = 1 kcal/l °C (calore specifico dell'acqua)</p> <p><i>In linea di massima le portate di acqua necessarie sono le seguenti:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ 85 l/h per ogni kW da disperdere con acqua <u>fino</u> a 20 °C ➤ 170 l/h per ogni kW da disperdere con acqua <u>oltre</u> 20 °C 	

SCAMBIATORE DI CALORE **ARIA** – **OLIO**

I dati tecnici da richiedere sono gli stessi dello scambiatore acqua-olio, oltre alla temperatura dell'aria ambiente di lavoro.

Per dimensionare lo scambiatore occorre calcolare la potenzialità specifica **Kr** e scegliere sul catalogo del costruttore lo scambiatore con **Kr** immediatamente superiore.

Potenzialità specifica necessaria $Kr = \frac{Q}{\Delta T} \left(\frac{\text{kcal}}{\text{h } ^\circ\text{C}} \right)$

Q = quantità di calore da disperdere (kcal/h).

Si considera il 30% della potenza installata.

ΔT = differenza di temperatura tra olio in entrata nello scambiatore e la massima temperatura ambiente estiva.

Esempio: calcolare la superficie di scambio di uno scambiatore **aria** – **olio** per un circuito con le seguenti caratteristiche.

N = 40 kW

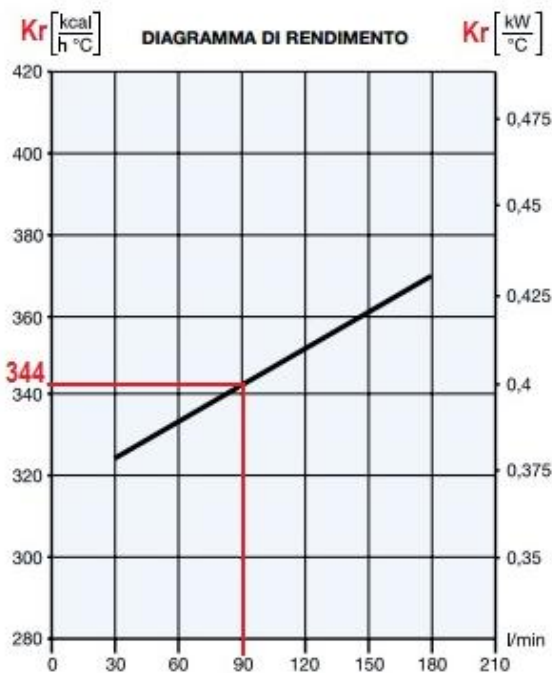
q = 90 l/min

To = 60 °C

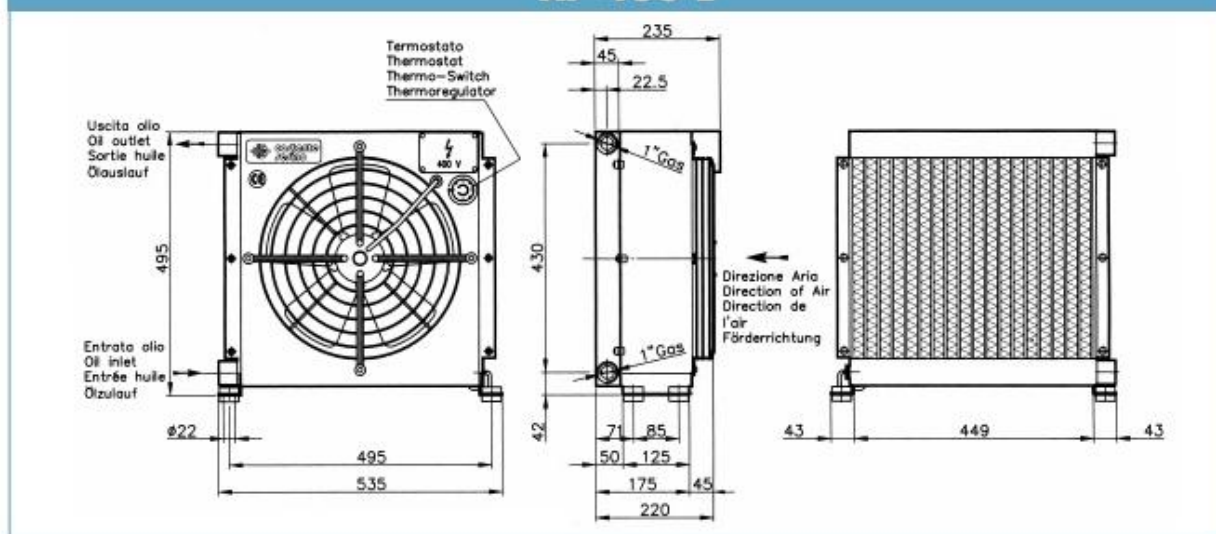
Ta = 30 °C

V = 36 cst

$$Kr = \frac{Q}{\Delta T} = \frac{40 \text{ kW} \cdot 30\% \cdot 860}{60 - 30} = 344 \text{ kcal/h}$$



AP 430 E



Portata d'olio Oil flow Öldurchfluß Débit d'huile	Capacità Capacity Fassungsvolumen Capacité	Tensione Voltage Spannung Voltage	Frequenza Frequency Frequenz Fréquence	Potenza Power Motorleistung Puissance	Assorbimento Current Stromaufnahme Absorption	Portata d'aria Air flow Luftdurchsatz Débit air	Protezione Protection Schutzart Protection	Rumorosità Noise Level Geräuschpegel Niveau de bruit	Peso Weight Gewicht Poids
l/min	l	V	hz	W	A	m3/h	IP	dB(A)	kg
30 - 150	3,6	230/400	50	180	0,61/0,35	2750	54	73	18
		230/400	60	260	0,74/0,43				

Le dimensioni e le caratteristiche tecniche non sono impegnative. Overall dimensions and technical characteristics are not binding. Abmessungen und technische Daten sind unverbindlich. Les dimensions et les caractéristiques techniques ne sont pas engageantes.

DIAGRAMMA DI RENDIMENTO
PERFORMANCE DIAGRAM
LEISTUNGSSCHAUBILD
DIAGRAMME DE RENDEMENT

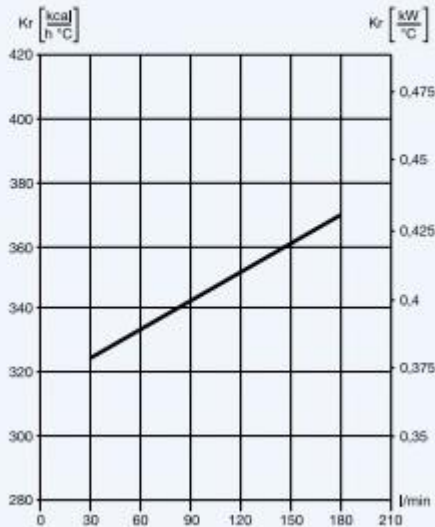
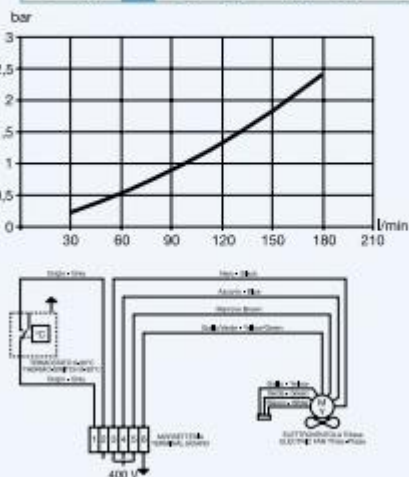


DIAGRAMMA PERDITE DI CARICO
LOSS OF PRESSURE DIAGRAM
DRUCKVERLUSTSCHAUBILD
DIAGRAMME DES PERTES DE CHARGE

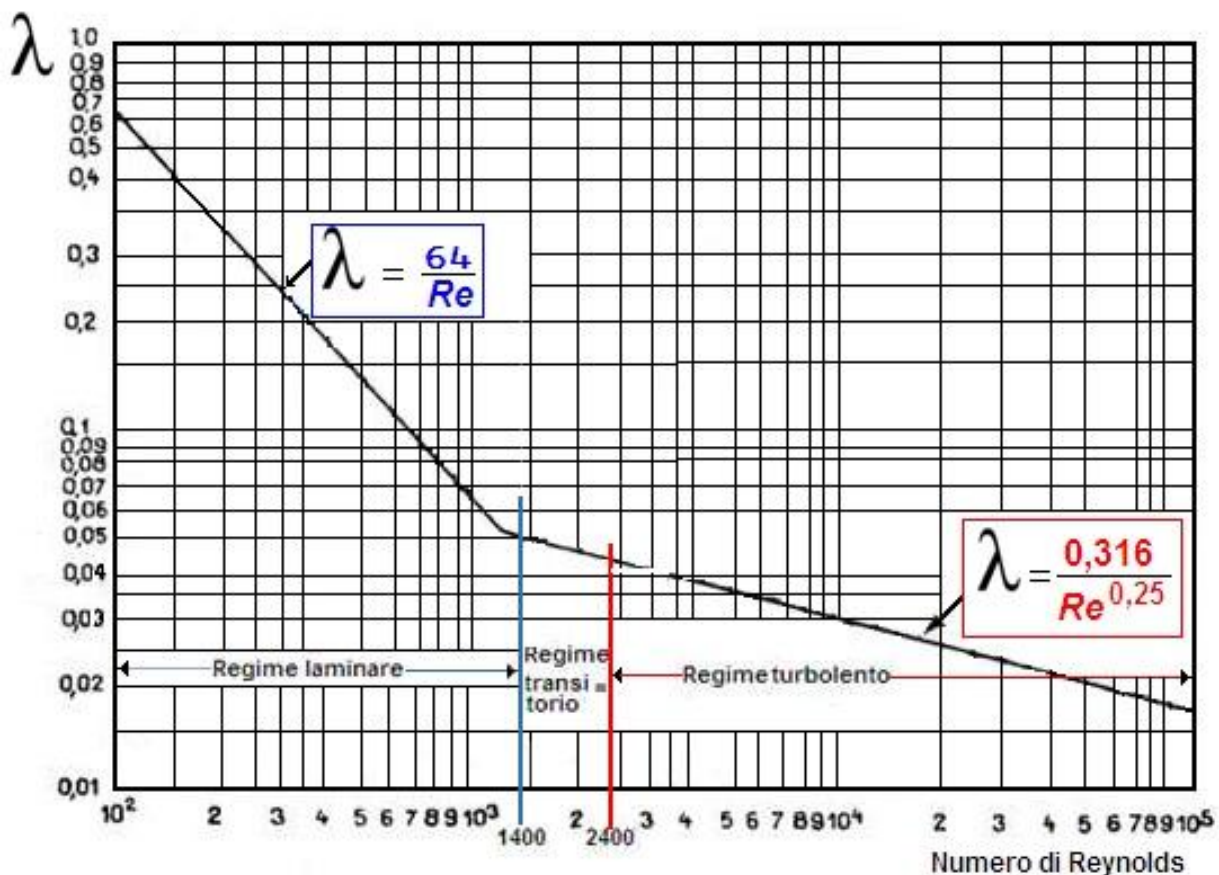
Fattore di correzione-Correction factor
Korrekturfaktor-Facteur de correction

cSt	22	30	46	68	100	150	220
f	0,6	1	1,5	2,3	3,5	5	7



PERDITE DI CARICO

Numero di Reynolds	$Re = \frac{V \cdot d \cdot 1000}{\nu}$	<p>V (m / s) = velocità media dell'olio nel tubo</p> <p>d (mm) = diametro interno del tubo</p> <p>ν (mm² / s) = viscosità cinematica (cSt)</p>
<p>$Re < 1400$ (moto laminare)</p> <p>$Re > 2300$ (moto turbolento)</p> <p>tra $Re1400$ e $Re2300$ (moto transitorio) in cui convivono le caratteristiche del moto laminare e turbolento</p>		
<p>Esempio:</p> <p>$\nu = 4$ m/s ; $d = 25$ mm ; $L=1$m, $\nu = 30$ mm²/s ; $Q = 120$ l/min (2 dm³ / s)</p> $Re = \frac{V \cdot d \cdot 1000}{\nu} = \frac{4 \cdot 25 \cdot 1000}{30} = 3333$ <p>Regime di flusso è turbolento, perché Re è superiore di 2300.</p>		
<p>Stabilito il numero di Reynolds, occorre calcolare il coefficiente di resistenza λ (lambda)</p> <p>$\lambda = \frac{64}{Re}$ (regime laminare) ; Esempio: $Re = 1300$; $\lambda = \frac{64}{1300} = 0,049$</p>		
<p>$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}}$ (regime turbolento); Esempio: $Re = 3333$</p> $\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}} = \frac{0,316}{3333^{0,25}} = \frac{0,316}{7,6} = 0,041$		
Perdite di carico distribuite	$\Delta p = \rho \cdot \lambda \cdot \frac{v^2 \cdot L}{2 \cdot d \cdot 100}$	<p>Δp = perdita di carico in bar</p> <p>ρ = densità del fluido in kg/m³;</p> <p>λ = numero (coefficiente) di resistenza</p> <p>v = velocità media del fluido nella condotta in m/s</p> <p>L = lunghezza della condotta in m.</p> <p>d = diametro della condotta in mm.</p>
<p>Esempio:</p> <p>$\nu = 4$ m/s ; $d = 25$ mm ; $L=1$m, $\nu = 30$ mm²/s (30cSt); $Q = 120$ l/min (2 dm³ / s)</p> $\Delta p = \rho \cdot \lambda \cdot \frac{v^2 \cdot L}{2 \cdot d \cdot 100} = 900 \cdot 0,041 \cdot \frac{4^2 \cdot 1}{2 \cdot 25 \cdot 100} = 0,12 \left(\frac{\text{bar}}{\text{metro}} \right)$		



Regime di flusso laminare

Esempio:

calcolare la perdita di carico in un tubo di 1 m, con portata 50 l/min, tubo $\varnothing i = 16$ mm, $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$, viscosità 65 cSt.

$$\Delta p = \rho \cdot \lambda \cdot \frac{v^2 \cdot L}{2 \cdot d \cdot 100} \text{ dove : } v = \frac{Q_{l/\min}}{6 \cdot A \text{ cm}^2} = \frac{50}{6 \cdot 2} \cong 4 \text{ m/s}$$

$$\Delta p = 900 \cdot \lambda \cdot \frac{4^2 \cdot 1}{2 \cdot 16 \cdot 100};$$

Per calcolare λ = numero di resistenza, devo trovare Re utilizzando la formula:

$$Re = \frac{V \cdot d \cdot 1000}{\nu} = \frac{4 \cdot 16 \cdot 1000}{65} = \frac{64000}{65} = 984$$

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{984} = 0,065$$

$$\Delta p = 900 \cdot 0,065 \cdot \frac{4^2 \cdot 1}{2 \cdot 16 \cdot 100} \cong 0,3 \text{ bar/metro}$$

Regime di flusso di transizione

Esempio: in un tubo flessibile con $\varnothing i = 1''$ (25,4mm), lungo 2 m è attraversato da olio con una portata di 100 l/min. e con viscosità di 46 cSt (mm²/s). $\rho = 870 \text{ kg/m}^3$

$$Re = \frac{v \cdot d \cdot 1000}{\nu}; \text{ dove } v = \frac{100}{6 \cdot 5,06} = 3,3 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{3,3 \cdot 25,4 \cdot 1000}{46} = 1822;$$

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}} = \frac{0,316}{1822^{0,25}} = \frac{0,316}{6,53} = 0,048$$

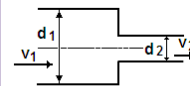
$$\Delta p = \rho \cdot \lambda \cdot \frac{V^2 \cdot L}{2 \cdot d \cdot 100} = 870 \cdot 0,048 \cdot \frac{3,3^2 \cdot 2}{2 \cdot 25,4 \cdot 100} \cong 0,18 \text{ bar}$$

Perdite di carico localizzate o concentrate

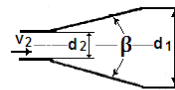
$$\Delta p = K \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2 \cdot 100} \text{ (bar)}$$

$$\rho \left(\frac{\text{kg}}{\text{dm}^3} \right) \cong 0,9$$

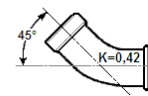
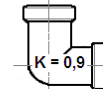
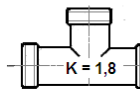
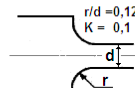
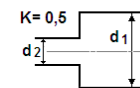
$$v = \frac{Q}{6 \cdot A} = \frac{50}{6 \cdot \left(\frac{32^2 \cdot 3,14}{400} \right)} = 1 \text{ m/s}$$



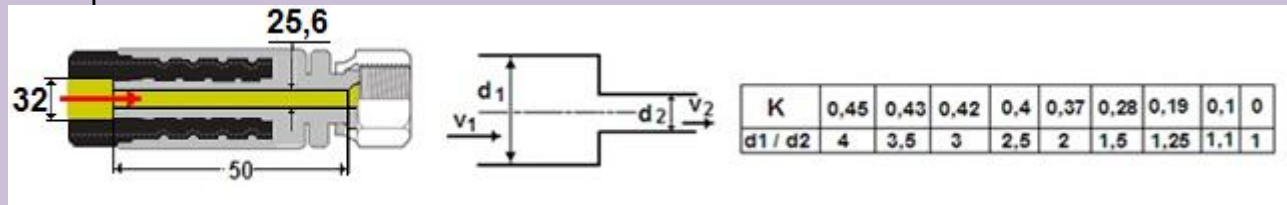
K	0,45	0,43	0,42	0,4	0,37	0,28	0,19	0,1	0
d1 / d2	4	3,5	3	2,5	2	1,5	1,25	1,1	1



d1 / d2	2	2,5	3	3,5
beta = 30°	0,47	0,5	0,55	0,55
beta = 60°	0,71	0,77	0,8	0,84



Esempio:



$$d1: d2 = 32:25,6 = 1,25. \quad K=0,19$$

$$\Delta p_{\text{raccordo}} = K \cdot \rho \left(\frac{\text{kg}}{\text{dm}^3} \right) \cdot \frac{v^2}{200} = 1,25 \cdot 0,9 \cdot \frac{1^2}{200} = 0,006 \text{ bar}$$