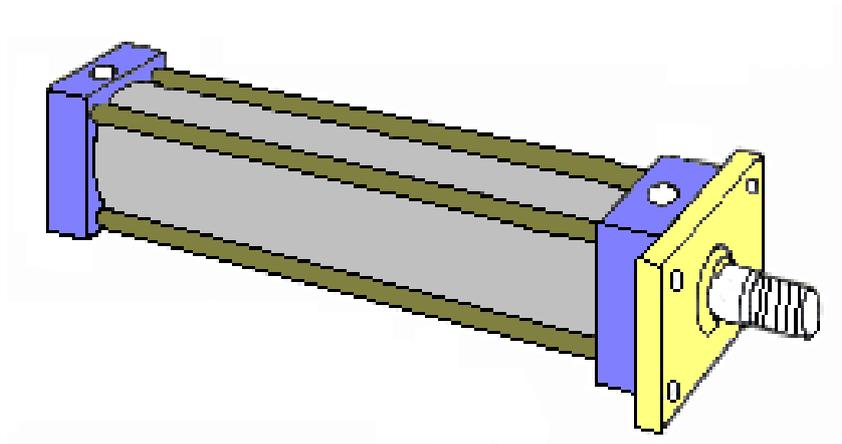


CILINDRO IDRAULICO

(Edizione del 22/5/2016)

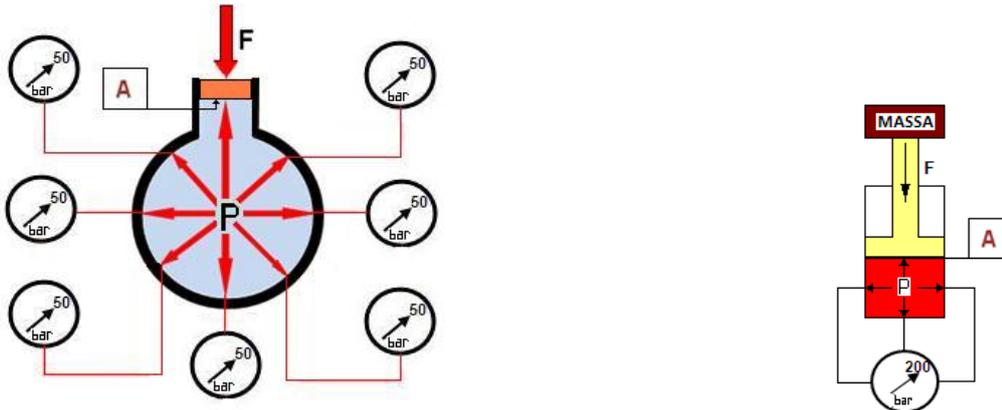


PRINCIPIO DI PASCAL	3
IL TORCHIO IDRAULICO	5
PRINCIPIO DI CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA	10
CLASSIFICAZIONE DEGLI ATTUATORI	15
IL CILINDRO A DOPPIO EFFETTO	28
DEFINIZIONI DEGLI INGOMBRI DEL CILINDRO A DOPPIO EFFETTO	32
IL CILINDRO A DOPPIO EFFETTO DIFFERENZIALE	34
ATTUATORI ROTANTI	35
FRENATURA/AMMORTIZZATORE	40
GRANDEZZE DI UN CILINDRO IDRAULICO	49
FORMULE PER IL CALCOLO DEL CILINDRO A DOPPIO EFFETTO IN RIENTRO	52
ALCUNE FORMULE AMERICANE	53
DIMENSIONAMENTO DI UN CILINDRO A DOPPIO EFFETTO	56
SOLLECITAZIONE AL CARICO DI PUNTA	62
CILINDRO CON ALIMENTAZIONE "DIFFERENZIALE O RIGENERATIVO"	67
MOLTIPLICATORE DI PRESSIONE	69

PRINCIPIO di PASCAL

Il principio di PASCAL afferma che ogni fluido trasferisce in tutta la sua massa, la pressione p esercitata su di esso, trasmettendola in tutti i punti con la stessa intensità, indipendentemente dalla forma del recipiente chiuso.

Questo principio è la base della trasmissione di energia ed è definita come trasmissione idrostatica per movimenti rettilinei.



Vale la formula: $p = \frac{F}{A}$

Ripetiamo che un liquido contenuto in un recipiente a tenuta stagna e compresso da un pistone di sezione A , la pressione p si distribuisce in modo uniforme in tutto il liquido e su tutte le pareti del recipiente.

Se **diminuisco** la forza F anche la pressione p **diminuisce**.

Se **aumento** la forza F anche la pressione p **aumenta**.

Va ricordato che è la forza F e di conseguenza la massa che determina la pressione .

Questo è un principio di base di tutte le applicazioni oleodinamiche che è definito con la relativa formula: $p = \frac{F}{A}$ da cui si ricava $F = p \cdot A$ e $A = \frac{F}{p}$

Un'importante applicazione del principio di PASCAL è quella definita col nome di

"torchio idraulico" e sfrutta anche il principio dei vasi comunicanti. Su questo principio si basano molte applicazioni industriali come i freni delle automobili, il martinetto per sollevare carichi notevoli a piccole altezze, presse idrauliche in generale. In questo modo si possono sollevare, spostare carichi enormi applicando delle forze molto piccole.

Il torchio meccanico a vite può avere un comando manuale o a motore ed è utilizzato per operazioni d'imbutitura, tranciatura, punzonatura e quale pressa per la stampa su dorso,

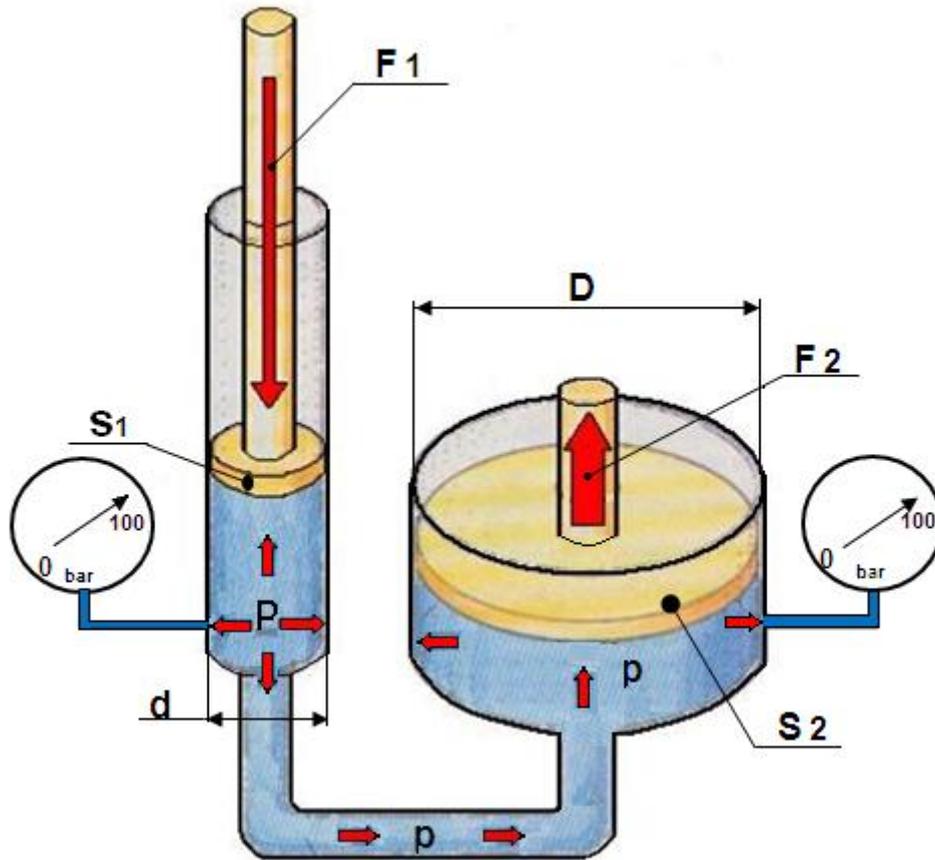
copertine, ecc. dei libri. È costituito essenzialmente da un basamento che sostiene uno o due montanti a guide prismatiche entro le quali scorre la testa portautensile o

portapunzone. Il movimento della testa è comandato da una vite (generalmente a due o più filetti con passo elevato per permettere una discesa rapida) munita, nella parte superiore, di un braccio contrappesato posto in rotazione manualmente dall'operatore oppure da un motore.

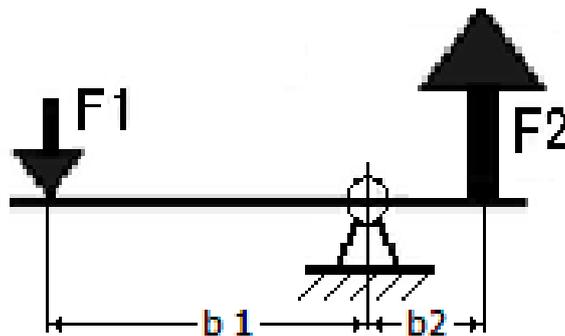
Il più famoso torchio della storia è quello utilizzato da Gutenberg per la stampa dei libri.



IL TORCHIO IDRAULICO o SOLLEVATORE IDRAULICO



Analogia meccanica: Leva di 1° genere.



Vale la relazione: $F1 \cdot b1 = F2 \cdot b2$. Si ricava $F2 = \frac{F1 \cdot b1}{b2}$

Il rapporto $\frac{b1}{b2} = K$ si chiama fattore di moltiplicazione della forza, pertanto si può scrivere:

$$F2 = F1 \cdot K$$

In due recipienti di volume differente, collegati da un tubo rigido che non permette alcuna deformazione (**espansione volumetrica**), la **pressione** generata dalla forza **F 1** sul pistone di sezione **S1** si trasmette in maniera uniforme sull'intera sezione **S2** del pistone più grande.

Quindi $p = \frac{F1}{S1}$, la stessa pressione **p** agisce sotto il pistone più grande per cui si solleverà con una forza **F2** maggiore di **F1**; cioè $F2 = p \times S2$.

Le forze sono direttamente proporzionali alle sezioni dei cilindri e si può scrivere la seguente uguaglianza:

$$\frac{F1}{S1} = \frac{F2}{S2}; \text{ dalla quale ricavo } F2 = \frac{F1 \cdot S2}{S1} = F1 \cdot \frac{S2}{S1}$$

La relazione può essere scritta anche nel seguente modo:

$$\frac{F2}{F1} = \frac{S2}{S1} = \frac{\left(\frac{D^2 \cdot 3,14}{4}\right)}{\left(\frac{d^2 \cdot 3,14}{4}\right)} = \frac{D^2}{d^2} \text{ quindi } \frac{F2}{F1} = \frac{D^2}{d^2}$$

Attribuiamo dei valori numerici:

F1 = 300 N (30kg x 10); **S1 = 1 cm²**; **S2 = 100 cm²** si ottiene che

la pressione **p** con cui il liquido agisce sulle superfici dei due pistoni è uguale a:

$$p = \frac{F1}{S1} = \frac{300 \text{ N}}{1 \text{ cm}^2} = \text{quindi } F2 = 300 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \cdot 100(\text{cm}^2) = 30.000 \text{ N}$$

Dalla $F2 = m \cdot a$, ottengo $m = \frac{30.000 \text{ N}(\text{Kg} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2})}{9,81 (\frac{\text{m}}{\text{s}^2})} = 3.058 \text{ kg}$.

Significa che con il solo sforzo muscolare (30 Kg) di una persona si riesce a sollevare 3 tonnellate (3.000 Kg).

Si può scrivere che le forze sono direttamente proporzionali alle sezioni dei cilindri:

$$\frac{F1}{S1} = \frac{F2}{S2} \text{ ricavando } F2 \text{ dalla proporzione si avrà } F2 = F1 \cdot \frac{S2}{S1}$$

Sostituendo i valori

$$F_2 = 300\text{N} \cdot \frac{100\text{cm}^2}{1\text{cm}^2} = 30.000\text{ N} : 9,81 = 3.058\text{ kg}$$

Il rapporto di moltiplicazione del torchio idraulico $R = \frac{S_2}{S_1} = \left(\frac{D}{d}\right)^2$

La

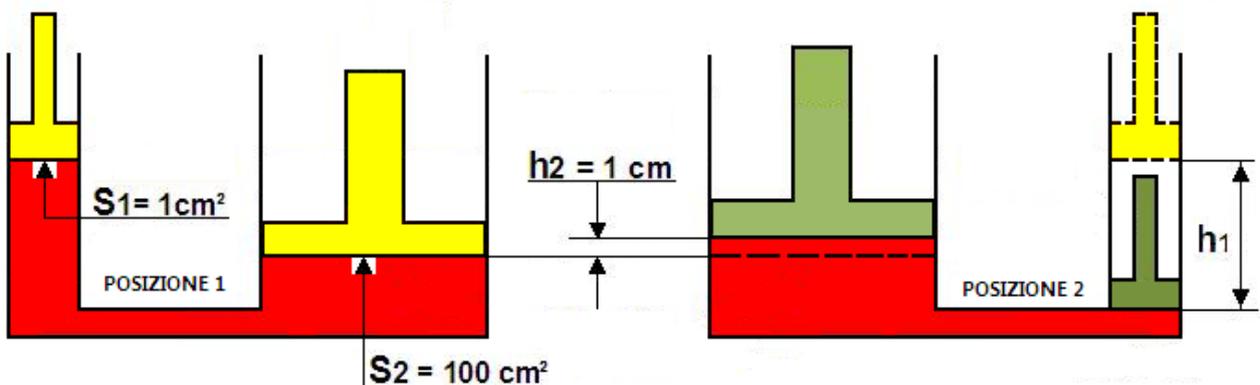
$$F_2 = F_1 \cdot \frac{S_2}{S_1} \text{ si può scrivere } F_2 = F_1 \cdot \frac{\frac{D^2 \cdot \pi}{4}}{\frac{d^2 \cdot \pi}{4}} = F_1 \cdot \frac{D^2}{d^2}; \quad F_1 = F_2 \cdot \frac{d^2}{D^2}$$

Nel torchio idraulico bisogna considerare che quello che si guadagna in forza si perde in spostamento.

Vogliamo spostare il cilindro grande di $h_2 = 1\text{ cm}$, quindi il volume da muovere è :

$$V = S_2(\text{cm}^2) \cdot h_2 (\text{cm}) = 100 \cdot 1 = 100\text{ cm}^3 (\text{volume})$$

quindi se il cilindro piccolo deve spostare un volume V di 100 cm^3 la sua corsa h_1 sarà $\frac{100\text{ cm}^3}{1\text{cm}^2} = 100\text{ cm}$



L'effetto della forza è inversamente proporzionale alla sezione del pistone.

Il volume di fluido che diminuisce nel primo cilindro a causa dell'abbassamento del pistone è pari al volume che aumenta nel secondo cilindro e che fa innalzare il pistone.

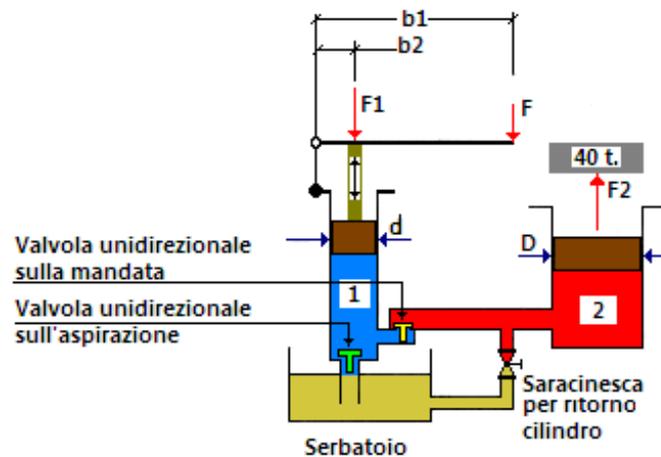
Possiamo scrivere che

$$h_2 = \frac{S_1}{S_2} \cdot h_1; h_1 = \frac{S_2}{S_1} \cdot h_2 \text{ oppure } h_2 = \frac{d^2}{D^2} \cdot h_1; h_1 = \frac{D^2}{d^2} \cdot h_2$$

Esempio: calcolare lo spostamento **h2** conoscendo i seguenti dati.

$$S_1 = 2 \text{ cm}^2; S_2 = 50 \text{ cm}^2; h_1 = 50 \text{ cm} \quad h_2 = \frac{2 \text{ cm}^2}{50 \text{ cm}^2} \cdot 50 \text{ cm} = 2 \text{ cm}$$

Il disegno sotto illustra l'applicazione di base del torchio idraulico con l'inserimento di un serbatoio dell'olio, valvole unidirezionali e leva di comando per realizzare un sistema funzionante.



Esempio: trovare la forza **F** da applicare alla leva sapendo che **F2 = 40 t**, **d = 10 mm**, **D = 200 mm**, **b1 = 600 mm**, **b2 = 30 mm**.

1. Stabiliamo che

$$F_2 = m \cdot a = 40.000 \text{ Kg} \cdot 10 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 400.000 \text{ N} \left(\frac{\text{kg m}}{\text{s}^2} \right)$$

S'inizia calcolando la forza **F1** con la: **F1 = F2 · $\frac{d^2}{D^2}$**

Introducendo i valori noti si calcola: **F1 = 400000 N · $\frac{10^2 \text{ mm}^2}{200^2 \text{ mm}^2}$ = 1000 N**

Un altro procedimento prevede di utilizzare il rapporto di moltiplicazione

$$R = \frac{S_2}{S_1} = \left(\frac{D}{d}\right)^2 = \left(\frac{200}{10}\right)^2 = 400$$

e introducendo i valori nella $F_1 = \frac{F_2}{R} = \frac{400000 \text{ (N)}}{400} = 1000 \text{ N}$

Per il principio della leva risulta che:

$$F \cdot b_1 = F_1 \cdot b_2; \text{ quindi } F = \frac{F_1 \cdot b_2}{b_1} = \frac{1000 \text{ N} \cdot 0,03 \text{ m}}{0,6 \text{ m}} = 50 \text{ N} \left(\frac{\text{kg m}}{\text{s}^2}\right) : 10 \text{ m/s}^2 = 5 \text{ kg}$$

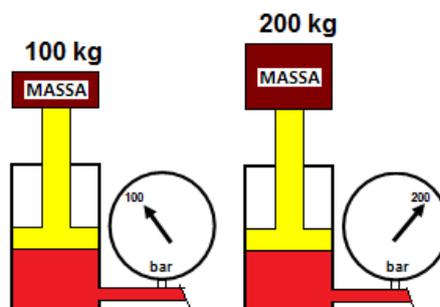
Il cilindro 1 compie una corsa di lavoro di 20 mm ;quante pompate devo dare per spostare il carico di 40 t di 15 mm?.

Ogni pompata il cilindro 1 sposta un volume di 1,57 cm³ mentre il cilindro 2 per fare la corsa di 15 mm sposta un volume di 471 cm³ ,quindi V2 : V1= 300 pompate .

Riassumendo affermiamo che un piccolo carico può generare una forza molto grande e quello che si guadagna in forza si perde in spostamento.

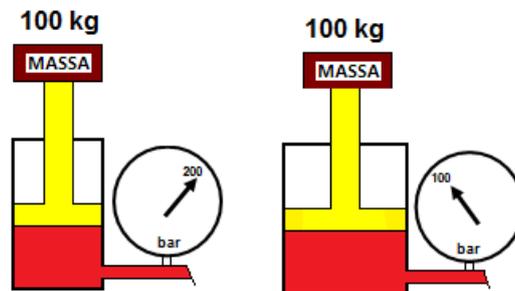
Considerazioni generali:

➤ **La pressione dipende dal carico**



Se prendiamo due cilindri con alesaggio identico e sul primo mettiamo un carico di 100 kg,e sull'altro cilindro un carico di 200 kg, vediamo che la lancetta della pressione del secondo cilindro indica una pressione doppia rispetto al primo.

➤ **La pressione è in funzione del diametro dei cilindri**



A parità di carico il cilindro il cilindro con diametro minore avrà una pressione più alta.

➤ **La pressione è in funzione della forza e della sezione.**

$$p \text{ (bar)} = \frac{F \text{ (daN)}}{A \text{ (cm}^2\text{)}}$$

Cilindro 1. Forza 10 daN, sezione 1 cm². **p = 10 bar**

Cilindro 2. Forza 3000 daN, sezione 10 cm². **p = 300 bar**

Principio di conservazione dell'energia

Abbiamo visto che se applichiamo una forza F_1 sul pistone piccolo come risultato, avremo, trascurando gli attriti delle guarnizioni e considerando il fluido incompressibile, che il pistone si abbassa di un tratto (corsa) h_1 .

La forza F_1 compie un lavoro $W_1 = F_1 \times h_1$. (Forza per spostamento).

Sul pistone grande si sviluppa una forza F_2 che fa muovere il pistone di un tratto (corsa) h_2

e compie un lavoro $W_2 = F_2 \cdot h_2$

Il principio di conservazione dell'energia afferma che i due lavori, W_1 e W_2 sono uguali.

Cioè $F_1 \cdot h_1 = F_2 \cdot h_2$.

Introducendo i valori dell'esempio scriviamo:

$$30\text{kg} \cdot 100\text{cm} = 300\text{N} \cdot 100\text{cm}$$

Trasformando i cm in metri diventa

$$W_1 = 300(\text{N}) \cdot 1(\text{m}) = 300 \text{ J (Joule o Nm)}$$

$$W_2 = 3.000(\text{kg}) \cdot 0,01(\text{m}) = 30.000\text{N} \cdot 0,01 = 300 \text{ J}; \text{ quindi } W_2 = 300 \text{ J (Joule)}$$

Se consideriamo che il lavoro **W** debba essere fatto in **1 secondo**, troviamo **la potenza**.

Dalla formula: $P = W : t$, scriviamo $P = 300 \text{ (J)} : 1(\text{s}) = 300\text{W (watt)}$

Un'altra legge dell'idraulica è la **legge di continuità** (conservazione della massa).

Essa afferma che il volume di un fluido **non** varia nel passaggio attraverso sezioni differenti. Ciò significa che **al diminuire delle sezioni la velocità aumenta**.

$$Q = A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2$$

Come visto sopra, anche nel sistema internazionale S.I, il lavoro **W** è dato dal prodotto della forza **F (N)** moltiplicato lo spostamento **L** in **metri**, quindi :

$$W = F(\text{N}) \cdot L(\text{m}) = \text{Joule (Nm)}$$

Il lavoro idraulico nel sistema S.I si esprime

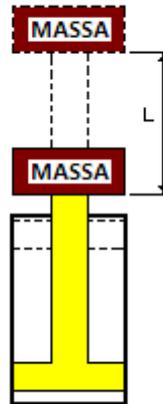
$$W_{\text{idr}} = F \cdot L, \text{ dove : } F = p \cdot A$$

$$p = \text{newton /m}^2 \text{ (pascal)}; A = \text{sezione in m}^2; L \\ = \text{spostamento in metri (m)}.$$

Introducendo le corrette unità del sistema S.I si ottiene:

$$W_{\text{idr}} = p \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right) \cdot A (\text{m}^2) \cdot L (\text{m}) = \text{Joule (N m)}$$

Un esempio pratico:



Occorre ricordare che in questo caso il cilindro sposta una massa **M** lungo un percorso verticale **L** e quindi compie un lavoro meccanico.

Un cilindro idraulico deve sollevare una massa **M** di 10.000 Kg. a un'altezza **L** di 1,2 m. Calcolare la pressione di lavoro in bar.

Soluzione: il lavoro da compiere è

$$W = F \cdot L = m \cdot g \cdot L = (10000 \text{ kg} \cdot 9,81) \cdot 1,2 \text{ m} = 117720 \text{ J (Joule)}$$

Per trovare la pressione trasformiamo il lavoro meccanico in idraulico sostituendo:

$F = p \cdot A$ La formula diventa:

$$W_{idr} = p \cdot A \cdot L \text{ e scriviamo } \frac{W_{idr}}{L} = p \cdot A = \frac{117720 \text{ N m}}{1,2 \text{ m}} = 98100 \text{ N}$$

Il prodotto di $p \times A$ deve dare 98100 N di forza **F**. Scegliamo un cilindro con un diametro interno di 100 mm e ricaviamo la sezione $A = 0,00785 \text{ m}^2$.

Pertanto:

$$p \cdot A = 98100 \text{ N}; p = \frac{98100 \text{ N}}{0,00785 \text{ m}^2} = 12496815 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \text{ (pascal)}$$

Trasformiamo

$$12496815 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right) : 100000 = \sim 125 \text{ bar.}$$

Possiamo fare un altro percorso utilizzando l'unità **daN** per la forza e il **cm²** per calcolare la sezione, il risultato della pressione sarà in **bar**.

La forza $F = 98100(\text{N}) : 10 = 9810 \text{ daN}$.

$$\text{La sezione } A = \frac{D^2(\text{mm}) \cdot \pi}{400} = \frac{100^2 \cdot 3,14}{400} = 78,5 \text{ cm}^2$$

$$p = \frac{F}{A} = \frac{9810}{78,5} = 125 \text{ bar}$$

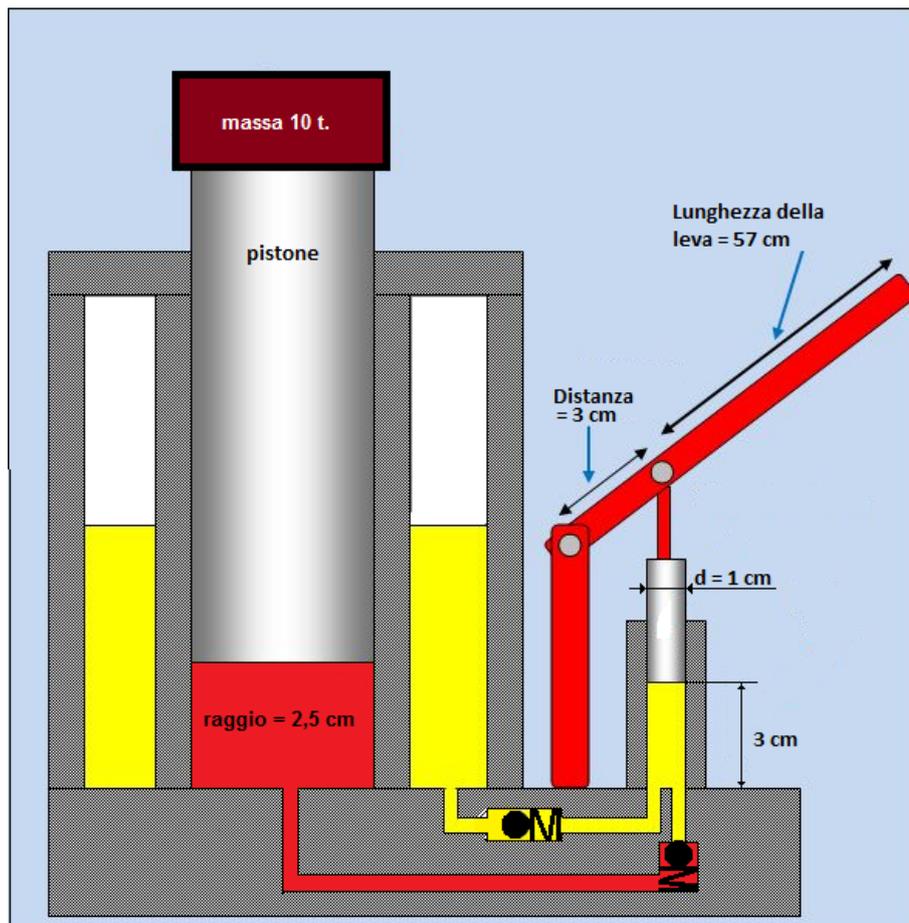
Se si vuole diminuire l'ingombro del cilindro $\varnothing 100 \text{ mm}$, occorre aumentare la pressione. Scegliamo una pressione di lavoro di 200 bar, quindi:

$$A(\text{cm}^2) = \frac{F(\text{daN})}{p(\text{bar})}$$

$$A = \frac{9810}{200} = 49 \text{ cm}^2, \text{ da cui } d(\text{mm}) = \sqrt{\frac{A \cdot 400}{\pi}} = \sqrt{\frac{49 \cdot 400}{3,14}} = 79 \text{ mm}$$

Dal catalogo dei cilindri standard scegliamo l'alesaggio 80 mm.

Ripasso del principio "TORCHIO IDRAULICO"



Con i dati tecnici del disegno, **calcolare** i seguenti valori:

1. Sezione del pistone grande
2. Forza necessaria per alzare una massa di 10 t
3. Pressione nel circuito
4. La forza necessaria per azionare la pompa
5. Il fattore di moltiplicazione della forza
6. Quante corse del cilindretto pompa occorrono per sollevare il carico di 5 cm
7. La coppia applicata sulla leva (considerare che la mano è perpendicolare all'albero della pompa)
8. La forza necessaria per spingere il pistoncino
9. Il fattore di moltiplicazione con cui la forza manuale è moltiplicata per sollevare il carico di 10 tonnellate

Soluzione:

1. L'area del pistone grande $A = \pi \cdot r^2 = 3,14 \cdot 2,5^2 = \mathbf{19,62 \text{ cm}^2}$

2. La forza $F = m \times g$ -- La massa da spostare è di 10 t x 1000 = 10000 kg
 $F = 10000 \text{ kg} \times 10 = \mathbf{100000 \text{ N}}$ (valore corretto 10000 x 9,81 = 98100N)

3. La pressione p è data dalla formula $p = \frac{F}{A}$ dove

$F = 100000 \text{ N} = \mathbf{10000 \text{ daN}}$; $A = \mathbf{19,62 \text{ cm}^2}$, introducendo i valori
 $p = \frac{100000}{19,62} \cong \mathbf{510 \text{ bar}}$

4. La forza necessaria per azionare la pompa è data dalla pressione moltiplicato l'area del cilindretto $\varnothing 1 \text{ cm}$.

$F_{\text{pompa}} = p \cdot A_1 = 510 \cdot (\pi \cdot 0,5^2) = 510 \cdot (3,14 \cdot 0,25) = 400 \text{ daN} = \mathbf{4000 \text{ N}}$

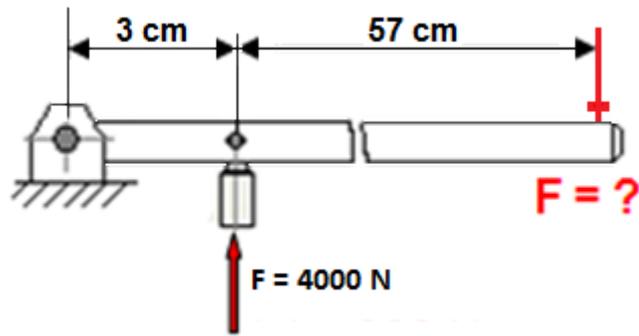
5. Il fattore di moltiplicazione delle forze è **25**. (100000 N : 4000 N)

6. Il volume da spostare è dato dall'area del pistone grande diviso il volume del cilindretto della pompa

$V = A \cdot \text{corsa} = 19,62 \cdot 5 = \mathbf{98,1 \text{ cm}^3}$; $V_{\text{cil}} = 0,785 \cdot 3 = \mathbf{2,355 \text{ cm}^3}$

$N_{\text{corse}} = \frac{V}{V_{\text{cil}}} = \frac{98,1}{2,355} \cong \mathbf{42}$

7. Il sistema è in equilibrio solo se il momento destrorso è uguale al momento sinistrorso.

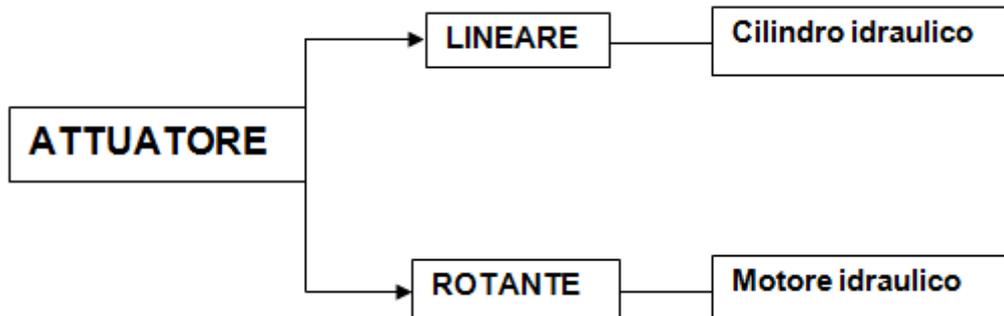


$$M = 4000 \cdot 0,03 = 120 \text{ Nm}$$

8. La forza $F = \frac{4000 \text{ N} \cdot 0,03 \text{ m}}{0,57+0,03} = \frac{120 \text{ N m}}{0,6} = 200 \text{ N}$

CLASSIFICAZIONE DEGLI ATTUATORI: per attuatori s'intendono i componenti che convertono l'energia di pressione in energia meccanica. Tutte le macchine utilizzano per il loro funzionamento due tipi di movimento: lineare o rotante.

Gli attuatori lineari forniscono la forza per spostare linearmente un carico, mentre gli attuatori rotanti forniscono una coppia a una certa velocità per ruotare un carico.

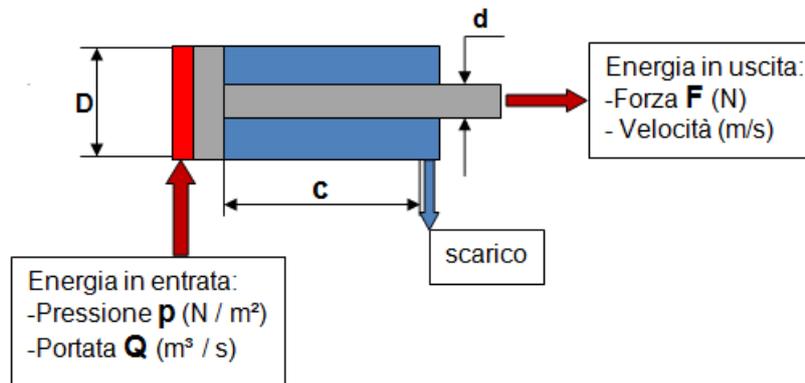


1) Il cilindro idraulico (pistone, martinetto o attuatore lineare) è un dispositivo che consente di trasformare l'energia idraulica, generata da una motopompa, in energia meccanica per ottenere una forza lineare in grado di spostare un carico.

Quando un flusso idraulico entra in un recipiente chiuso dotato di un pistone mobile che separa il cilindro in due camere, esso genera una determinata forza di spinta a una definita velocità.

Le caratteristiche principali di un cilindro sono:

- ✓ Diametro del pistone **D** in mm.
- ✓ Corsa del cilindro **c** in mm.
- ✓ Diametro asta **d** in mm.



L'energia in entrata è data dalla pressione **p** e dalla portata **Q**.

La forza meccanica in uscita **F (N)** è data dalla pressione **p** agente su di un pistone con

un'area/sezione **A** secondo la formula $F = p \left(\frac{N}{m^2} \right) \cdot A (m^2) = N$

Si possono ottenere forze da pochi **Newton** fino a oltre **3.000 kN**.

La velocità di spostamento del pistone /asta è data dalla formula $v = \frac{Q \left(\frac{m^3}{s} \right)}{A (m^2)} = m/s$

La velocità di rientro $v_1 = \frac{Q}{A - A_s} = m/s$. Dove **A_s** indica l'area dell'asta.

Riassumendo la forza **F** è in funzione della pressione **p**,
la velocità **v** è in funzione della portata **Q**.

Potenza utile.

Il lavoro effettuato dal pistone che si sposta di uno spazio (corsa) **c (m)** in un tempo **t (s)**

$$W = F (N) \cdot c (m)$$

La potenza utile **P_u** del cilindro è data da: $P_u = \frac{W}{t} = \frac{F \cdot c}{t} = F \cdot \frac{c}{t} = F \cdot v$

Potenza assorbita.

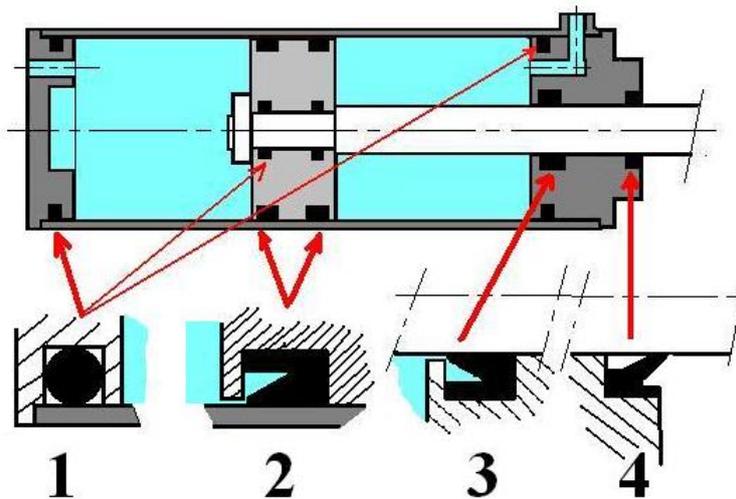
Non considerando le perdite: $P_a = P_u$

$$P_a = F \cdot v = p \cdot A \cdot v, \text{ ma } v = \frac{Q}{A}, \text{ sostituendo otteniamo: } P_a = p \cdot A \cdot \frac{Q}{A} = p \cdot Q$$

Un fluido idraulico con una portata Q e pressione p trasporta una potenza idraulica:

$$P\left(\frac{\text{Nm}}{\text{s}}\right) = p\left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right) \cdot Q\left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)$$

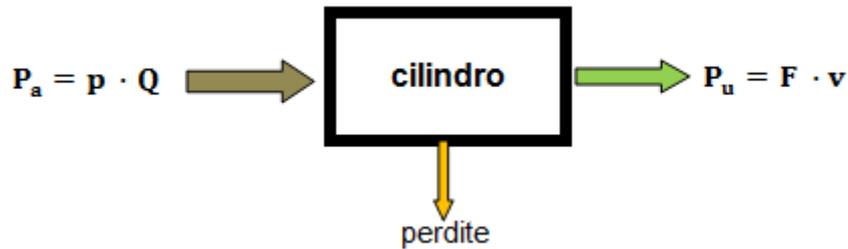
Con riferimento al disegno sotto, bisogna tenere conto che le guarnizioni 2 - 3 - 4 influiscono sul rendimento del cilindro perché introducono delle forze di attrito che bisogna vincere.



$$\text{Il rendimento quindi è dato da: } \eta = \frac{P_u}{P_a} = \frac{F \cdot v}{p \cdot Q}$$

Il valore tipico di un cilindro idraulico è $\eta = 0,85$.

I costruttori primari riportano a catalogo i dati completi per ogni serie di cilindro.



2) La sua funzione è di spingere o di tirare un carico a una certa distanza (**corsa**) e a una determinata **velocità** o generare una forza di pressatura o di trazione su di una superficie.

3) Il funzionamento di un cilindro idraulico. (fig.1)

Attraverso la bocca filettata è introdotto l'olio che va a spingere sulla superficie del pistone **G** (giallo). La resistenza del carico da spostare genera una pressione su tutta l'area del pistone e di conseguenza una **forza** che vincendo anche gli attriti delle guarnizioni **E**, la contropressione **s** sullo scarico (azzurro) causa il movimento del pistone per una specifica lunghezza definita come **corsa**. Il pistone, senza alcun carico, per muoversi ha bisogno di una pressione minima per superare le resistenze interne delle guarnizioni e della contropressione **s** (perdite di carico), cioè la resistenza che incontra l'olio nel passare attraverso le valvole, i tubi, i raccordi ecc. per ritornare al serbatoio.

Per **velocità** del pistone s'intende il tempo che esso impiega per fare tutta la sua corsa ed è direttamente proporzionale alla portata. A causa delle differenze di sezione tra l'andata e il ritorno, a parità di portata, si avrà una velocità maggiore in fase di rientro.

Per evitare la collisione del pistone contro le testate del cilindro idraulico, sono installati degli ammortizzatori che frenano drasticamente la fuoruscita dell'olio e di conseguenza, si riduce la velocità finale del pistone.

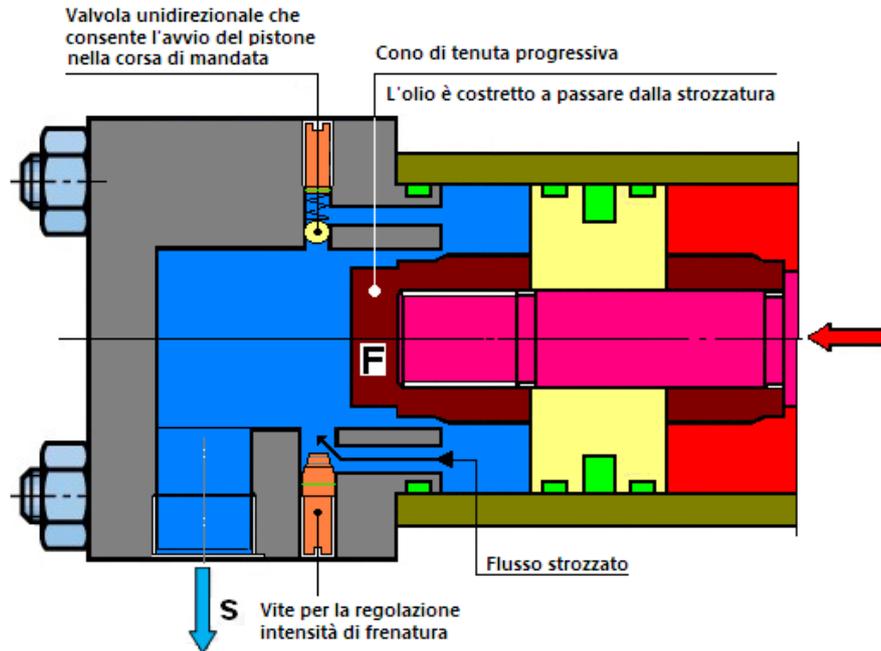
Generalmente la velocità è compresa da 0,5 a 1 m/s. Un'eccessiva alta o bassa velocità porta ad una rapida usura delle guarnizioni causando perdite di olio.

Quando la velocità del cilindro è troppo bassa, avviene il fenomeno di stick-slip, che comporta un movimento intermittente del cilindro.

La velocità ammessa varia in funzione del diametro interno (alesaggio) del cilindro e i valori indicativi sono riportati nella tabella sotto.

Fare sempre riferimento ai dati tecnici dei costruttori.

Alesaggio (mm.)	Ø 25/32/40/50	Ø 63/80	Ø 100/125	Ø 160/200
Velocità max. (m/s.)	1	0,8	0,6	0,5



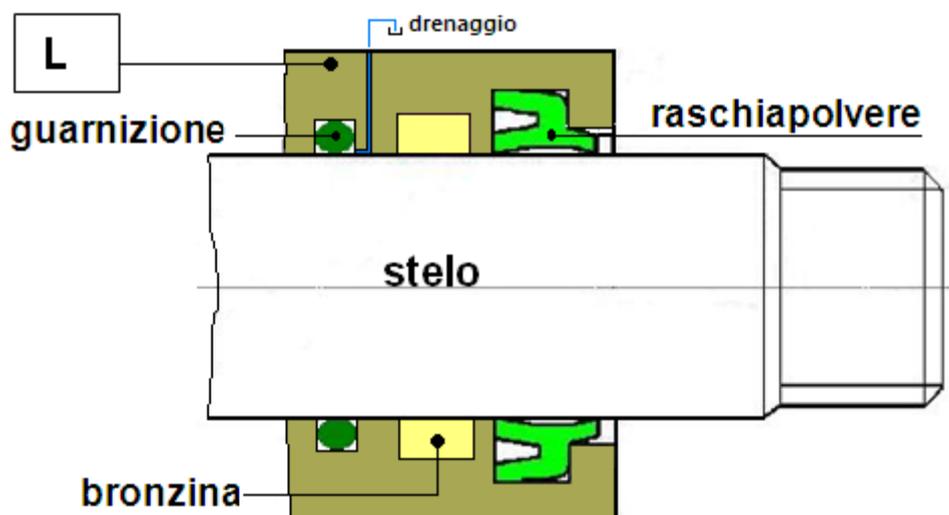
B) camicia o canna è il tubo nel quale scorre il pistone. Normalmente è costruita in acciaio con una finitura interna rettificata per ottenere un basso attrito di scorrimento tale da permettere una lunga durata di funzionamento alle guarnizioni e nello stesso tempo deve resistere alla pressione di lavoro.

Il suo diametro interno **D** indica l'**alesaggio**, che serve per il calcolo della forza di spinta e definisce una caratteristica importante del cilindro.

L'assemblaggio della camicia con le testate del cilindro può essere realizzata in modi differenti: **saldatura** in cui la testata anteriore e posteriore sono saldate direttamente alla camicia; **avvitatura** in cui la canna filettata maschio, è avvitata direttamente nelle testate con filettatura femmina con guarnizione o.ring per la tenuta statica sull'esterno della camicia; con quattro **tiranti** che collegano in modo solidale le due testate con relative guarnizioni di tenuta.

C) testata anteriore dove è ricavato il foro di alimentazione olio per il rientro del cilindro a doppio effetto, il passaggio dell'asta del cilindro, la valvola di spurgo dell'aria ed eventualmente il gruppo di ammortizzamento **F** con relativa valvola di regolazione. Sul davanti della testata è installata una boccola (cartuccia) **L** di guida dello stelo, che protegge l'asta da eventuali forze trasversali provocate dal carico, con il pacco guarnizioni per la tenuta dell'olio in pressione sullo stelo e una bronzina di materiale più tenero rispetto a quello dello stelo per proteggerlo dall'usura.

All'estremità della boccola si trova un anello raschiapolvere, una particolare guarnizione (**verde**) che serve per tenere pulito lo stelo durante la sua corsa di rientro ed evita di portare sporcizia all'interno del cilindro.



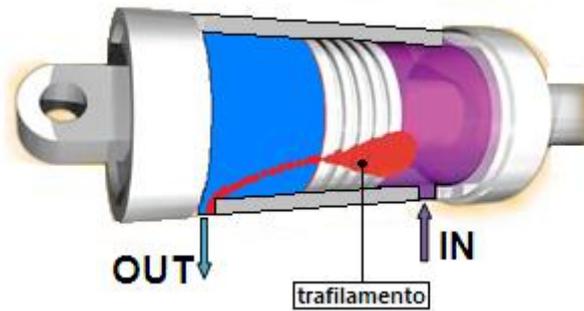
G) il **pistone** è il particolare meccanico (**giallo**) sulla cui area la pressione (**rosso**), che si distribuisce in modo uniforme su tutta la parete secondo il principio di Pascal, genera la forza di spostamento $F = p \cdot A$. Sul suo diametro esterno sono montate le guarnizioni di tenuta, uno o più anelli di guida, dei paracolpi e a un'estremità è avvitato lo stelo. La spinta dell'olio sul pistone determina la sua corsa, ad una certa velocità e di conseguenza il movimento alternativo dello stelo (**andata e ritorno**) e quello del carico che è vincolato alla sua estremità filettata con opportuni accessori.

E) le **guarnizioni (verde)**, come abbiamo già visto, servono per evitare il passaggio dell'olio da una camera all'altra della camicia. Si tratta di una guarnizione **dinamica** perché realizza la tenuta dell'olio in pressione durante il movimento del pistone.

La caratteristica costruttiva della tenuta e il materiale polimerico utilizzato del gruppo degli elastomeri o termoplastici devono essere di buona qualità per sopportare anche le alte velocità di andata e di ritorno.

La scelta delle guarnizioni è fatta in base al servizio leggero, medio o pesante a cui è sottoposto il pistone. Nel primo caso si possono utilizzare dei semplici o.ring, nel secondo caso le guarnizioni sono a labbro che garantiscono una migliore tenuta nel caso di medie pressioni e per finire le guarnizioni a pacco alla presenza di alte pressioni e prestazioni del cilindro.

La figura sotto illustra un esempio di trafilamento dalla camera di alta verso quella di bassa pressione dovuto alla rottura delle guarnizioni sul pistone. Questo inconveniente pregiudica il rendimento del cilindro.



Le guarnizioni del cilindro devono fare un buon contatto per realizzare la tenuta su di una superficie in movimento e quindi si genera un attrito che è la causa dell'usura della guarnizione. La forma, il materiale, la finitura delle superfici influenza la forza di attrito che va considerata nel calcolo della forza effettiva del cilindro.

La velocità del cilindro dipende dal tipo di guarnizione utilizzata.

H) lo **stelo** è un pezzo di acciaio con diametro **d** avvitato al pistone e alla cui estremità è realizzata una filettatura alla quale è collegato il carico da spostare tramite opportuni accessori. Deve avere una buona resistenza per sopportare sia il carico radiale sia quello di punta.

Bisogna tenere presente che il diametro **d** occupa una parte della sezione interna della **camicia** e che pertanto l'area di rientro è più piccola e di conseguenza la forza di tiro sarà inferiore rispetto a quella di spinta.

All'estremità dello stelo, prima della filettatura, è realizzata una fresatura che serve per tenere lo stelo con una chiave quando si avvita il carico. I costruttori offrono diametri diversi dello stelo per una scelta corretta che deve tenere conto delle forze agenti sullo stelo, in particolare il carico di punta ammesso dal costruttore.

S'intende che questa è una descrizione generale di un cilindro idraulico; ogni costruttore propone le proprie caratteristiche tecniche pur rimanendo nell'ambito della norma di riferimento.

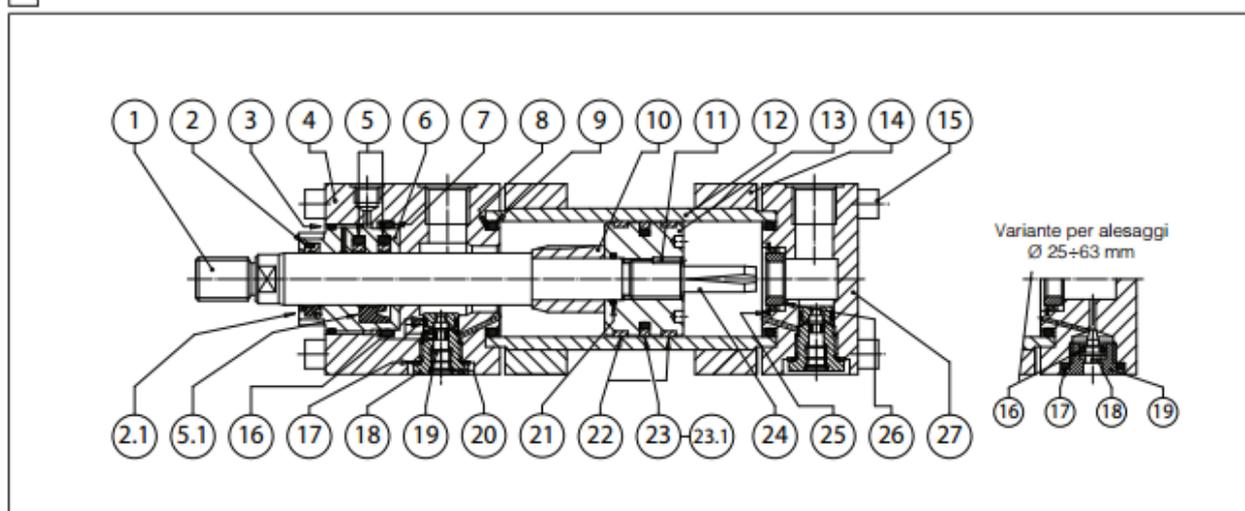
Una serie completa di norme ISO stabilisce tutti i parametri costruttivi da rispettare quali:

dimensioni, tipi di fissaggio, alesaggio, filettature, corsa degli steli, guarnizioni, pressioni di esercizio per garantire la perfetta intercambiabilità del cilindro.

Cilindri idraulici tipo CH - testate quadre con controflange

secondo ISO 6020-2 - pressione nominale 16 MPa (160 bar) - max 25 MPa (250 bar)

21 SEZIONE DEL CILINDRO

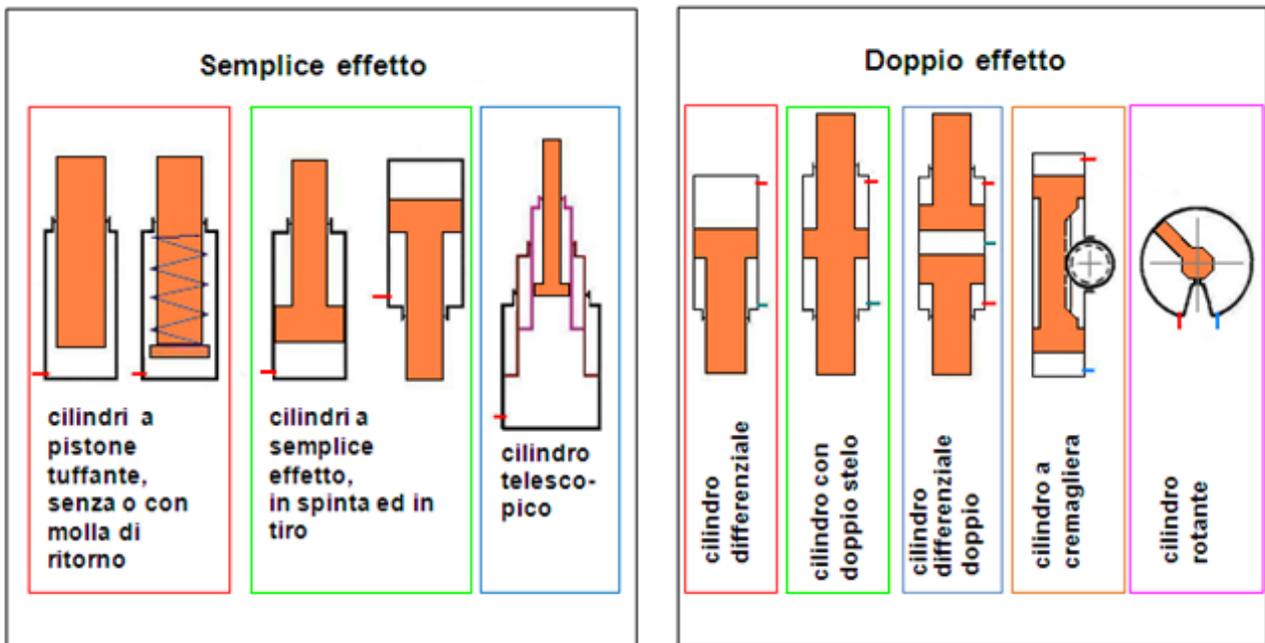


POS	DESCRIZIONE	MATERIALE	POS	DESCRIZIONE	MATERIALE	POS	DESCRIZIONE	MATERIALE
1	Stelo	Acciaio cromato	9	O-ring	NBR / FKM	19	Spillo di regolazione freno	Acciaio
2	Raschiatore	NBR / FKM e PTFE	10	Pistone freno anteriore	Acciaio	20	Seeger	Acciaio
2.1	Raschiatore (G1)	Poliuretano	11	Spina	Acciaio	21	O-ring	NBR / FKM
3	O-ring e anello antiestrusione	NBR / FKM	12	Corpo	Acciaio	22	Pattino guida pistone	PTFE resina fenolica
4	Testata anteriore	Acciaio / ghisa	13	Pistone	Acciaio	23	Guarnizione pistone	NBR / FKM e PTFE
5	Guarnizione stelo	NBR / FKM e PTFE	14	Controflangia	Acciaio	23.1	Guarnizione pistone (G1)	NBR e poliuretano
5.1	Guarnizione stelo (tipo G1)	Poliuretano	15	Vite	Acciaio (classe 12.9)	24	Pistone freno posteriore	Acciaio
6	Bussola guida stelo	Bronzo	16	O-ring e anello antiestrusione	FKM e PTFE	25	Anello toroidale	Acciaio
7	O-ring e anello antiestrusione	NBR / FKM e PTFE	17	Bonded seal	Acciaio e NBR	26	Bussola di frenatura posteriore	Bronzo
8	Anello antiestrusione	PTFE	18	Cartuccia di regolazione freno	Acciaio	27	Testata posteriore	Acciaio / ghisa

5) Tipologie di cilindri idraulici

I cilindri idraulici si possono dividere in:

- Cilindri a semplice effetto (sigla **S. E**)
- Cilindri a doppio effetto (sigla **D. E**)



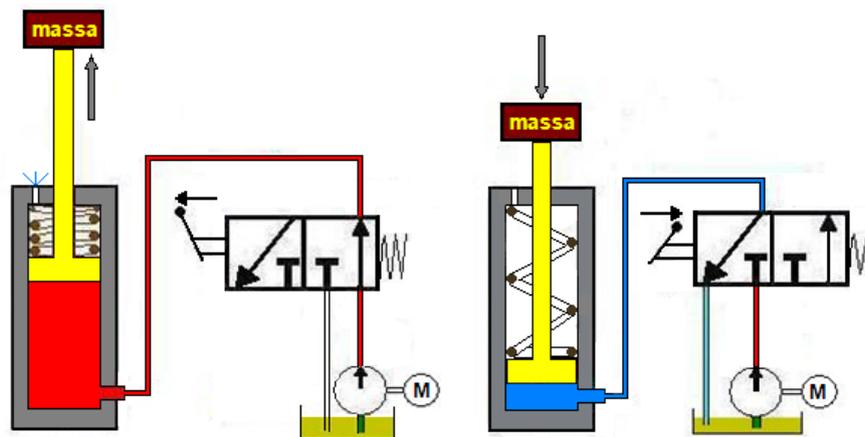
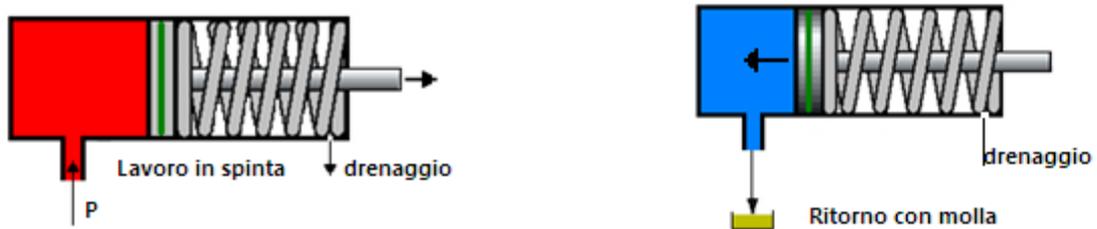
Nel cilindro a **semplice effetto** l'olio entra ed esce da un solo lato, pertanto la forza applicata dallo stelo è in una sola direzione; significa che lavora solo in spinta o solo in tiro, quindi attua un'azione di semplice effetto.

Il ritorno è realizzato con una molla o tramite il carico stesso. Bisogna prevedere sulla testata non sottoposta a pressione, un foro di drenaggio per lo scarico dei trafilamenti di olio dalle guarnizioni e che va collegato al serbatoio tramite un tubicino.

Simbolo per cilindro a semplice effetto.

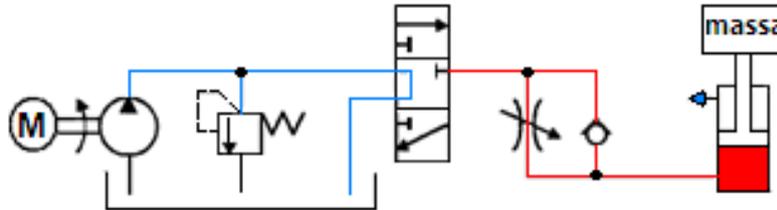


Schema di funzionamento idraulico di un cilindro a semplice effetto

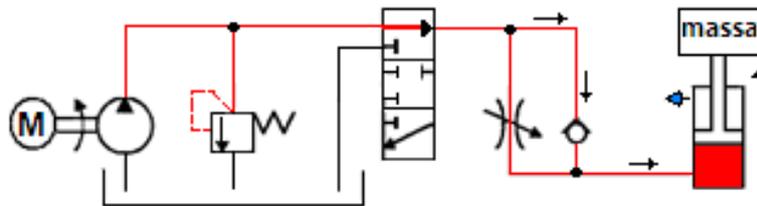


Schema base per il funzionamento cilindro a semplice effetto

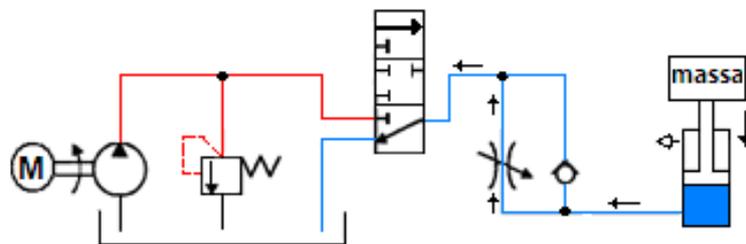
Schema base con controllo della velocità di ritorno cilindro s.e



Nello schema sopra il cilindro rimane fermo in posizione con il carico che spinge verso il basso e con l'olio in pressione imprigionato tra pistone e valvola. La pompa manda l'olio allo scarico con una pressione bassa dovuta alle sole perdite di carico.



Nello schema sopra la valvola è stata mossa in modo da comandare la salita del cilindro. La linea di mandata è in pressione perché la pompa deve vincere la forza del carico da spostare. L'olio trova la via preferenziale passando dalla valvola di ritegno e va ad alimentare la salita del cilindro.



Nello schema sopra la valvola è stata mossa in senso opposto in modo da mettere in comunicazione la camera del cilindro con lo scarico.

Occorre installare una valvola unidirezionale e una di controllo della portata.

(la freccia obliqua indica la possibilità di variare l'area di passaggio olio).

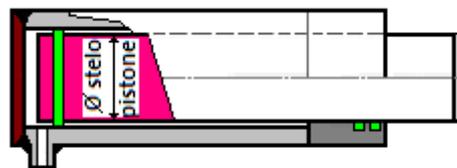
L'olio è obbligato a passare dallo strozzatore che ne regola la velocità di discesa, perché la valvola unidirezionale impedisce il passaggio dell'olio nella fase di rientro del cilindro.

Fanno parte di questa tipologia anche i seguenti cilindri:

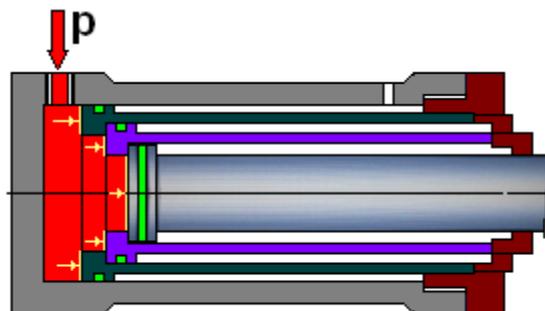
- Cilindro tuffante
- Cilindro telescopico
- Cilindro a diaframma o membrana

Il cilindro tuffante ha la caratteristica di avere un pistone e lo stelo dello stesso diametro.

È utilizzato come martinetto di sollevamento nei carrelli elevatori o negli ascensori oleodinamici, comunque con corse di notevole lunghezza e il ritorno è assicurato dal carico.



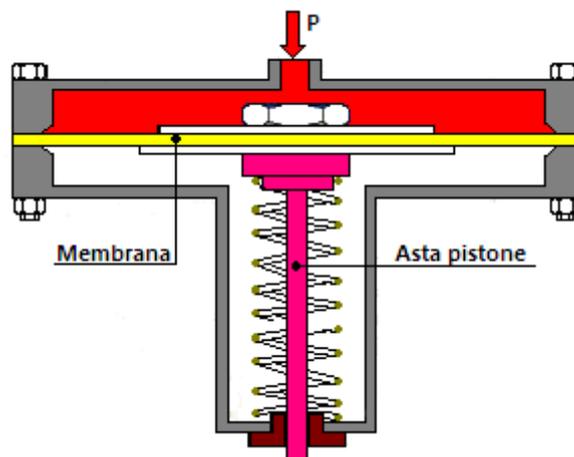
Il cilindro telescopico, come dice la parola stessa, ha la prerogativa di garantire una corsa molto lunga in uno spazio contenuto. Lo sfilamento dei diversi stadi dello stelo lo rende ideale negli impieghi sui cassoni ribaltabili o per il comando di portelloni verticali. Con le frecce in giallo sono evidenziate le superfici interessate dal primo sfilamento.





Il cilindro a diaframma funziona con una membrana di separazione in metallo, gomma dura o materiale plastico, collegata alle pareti delle testate, in cui la pressione spinge la membrana che garantisce una forza di spostamento limitata a piccole corse (max:100mm).

Il ritorno del pistone è assicurato da una molla e nel caso di corse brevi dall'elasticità della stessa membrana.



Il cilindro a doppio effetto (fig. 1) determina due forze durante il movimento del pistone:

Forza data dalla pressione che il fluido esercita sull'intera superficie del pistone.

(forza di spinta),

Forza data dalla pressione che il fluido esercita su un'area anulare del pistone.

(forza di rientro).

Il cilindro a doppio effetto in generale è dotato sulle due testate di fori filettati **P** e **S**, che rappresentano la mandata **P** (pressione) ed **S** lo scarico (serbatoio), nel caso della figura, lo stelo del cilindro viene spinto verso l'esterno dall'olio che entra in **P**. Tramite un distributore idraulico, si cambia il senso del flusso e pertanto il cilindro inverte la sua corsa e lo stelo rientra. Lavorando sia in spinta sia in tiro, il cilindro attua l'azione di doppio effetto e poiché l'area occupata dallo stelo riduce la sezione attiva, si definisce **cilindro differenziale**.

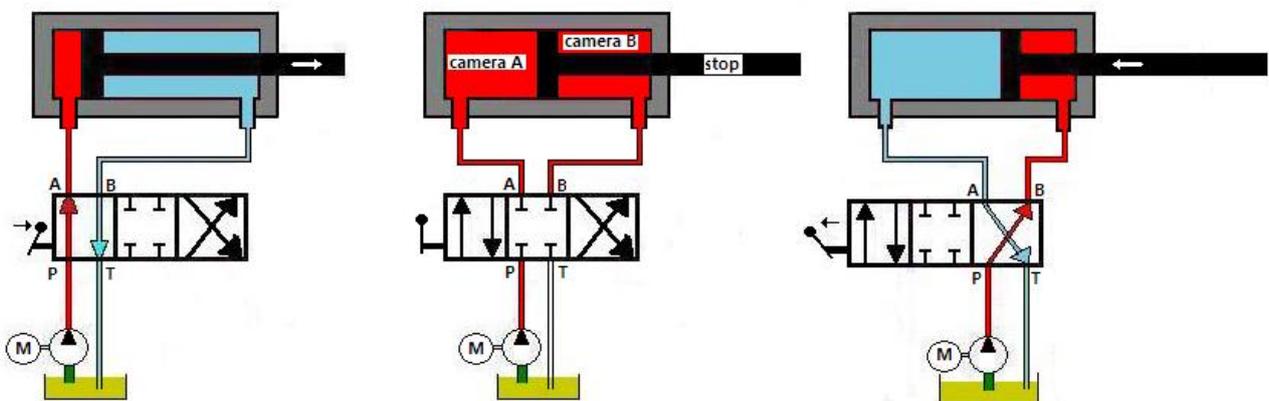
La scelta del diametro dello stelo è in funzione della forza di tiro che deve avere il cilindro tenendo conto delle limitazioni meccaniche che esso deve sopportare.

Occorre tenere presente le due diverse velocità di lavoro in spinta e in rientro.

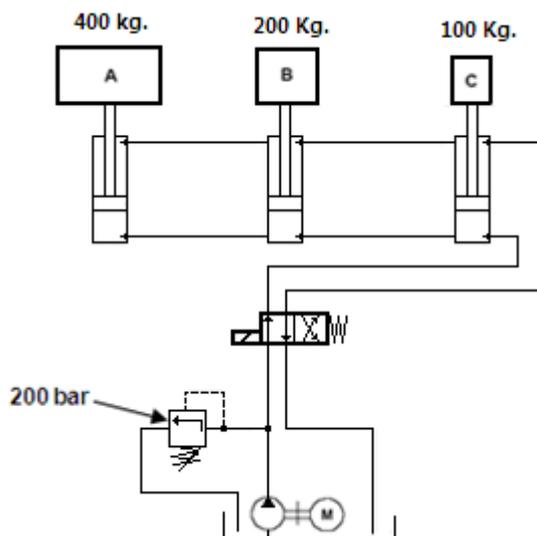
Con opportune valvole si possono ottenere posizioni intermedie nella corsa del cilindro poiché il fluido in teoria è incompressibile e quindi non permette spostamenti del carico, cioè l'olio presente nelle due camere blocca il pistone nella posizione desiderata. Bisogna ricordare che trafiletti di valvole, guarnizioni rovinate, elevata temperatura e una minima comprimibilità dell'olio non garantiscono il perfetto posizionamento del cilindro.

La norma che definisce la tipologia di cilindri a doppio effetto è la ISO 5598.

Schema di funzionamento di un cilindro a doppio effetto



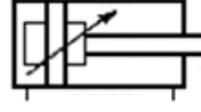
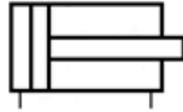
L'andata e il ritorno del cilindro sono controllati tramite l'azionamento manuale della valvola direzionale. Nella posizione intermedia il cilindro rimane fermo perché l'olio blocca il pistone nella posizione assunta. L'affermazione è valida in teoria perché in pratica non è così semplice tenere fermo il pistone senza opportuni accorgimenti.



Con questo tipo di circuito il cilindro **C** si muove per primo perché il suo carico da spostare è il più leggero, arrivato a fine corsa, partirà il cilindro **B** e per ultimo si muoverà il cilindro **A** che sposta il carico più pesante.

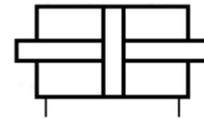
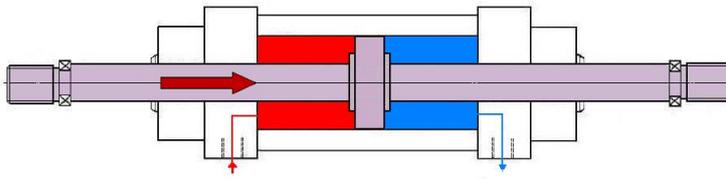
Fanno parte della tipologia dei cilindri a doppio effetto i seguenti tipi:

Cilindro differenziale, doppio effetto



Cilindro con due ammortizzatori regolabili.
(la freccia indica la possibilità di regolazione)

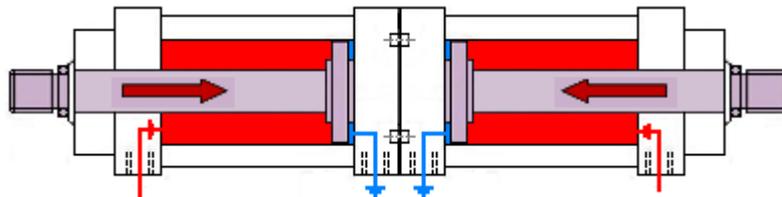
Cilindro a stelo (asta) passante.



Non è un cilindro differenziale perché le due superfici attive sono uguali e le forze in gioco si equivalgono. Lo stelo passante rende il cilindro più adatto alle sollecitazioni trasversali di un carico grazie alle bronzine di guida su entrambi le testate.

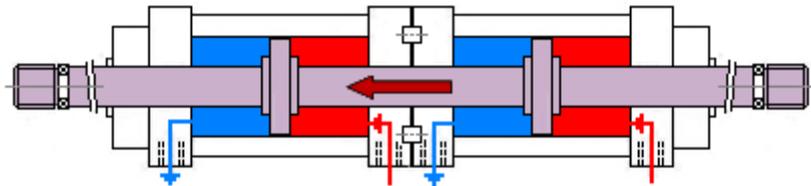
A fianco il relativo simbolo ISO.

Cilindri contrapposti: sono realizzati utilizzando due cilindri a doppio effetto differenziali, vincolati con le testate posteriori. Si possono ottenere quattro combinazioni diverse di spostamento in funzione dell'azionamento dei cilindri.



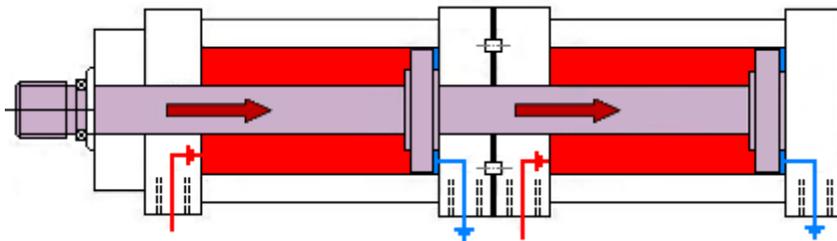
Cilindri in tandem a doppio stelo: sono realizzati come due cilindri contrapposti, ma con lo stelo passante e con la stessa corsa. Sono utilizzati in spazi ristretti, ma con necessità di spinta elevata perché le forze si sommano a causa della doppia sezione. Le bocche di

alimentazione possono essere alimentate contemporaneamente o separatamente utilizzando un solo ingresso per l'avvicinamento e utilizzare il secondo ingresso quando la zona di lavoro è raggiunta, Occorre fare attenzione all'ingombro totale in lunghezza e al corretto dimensionamento dello stelo.



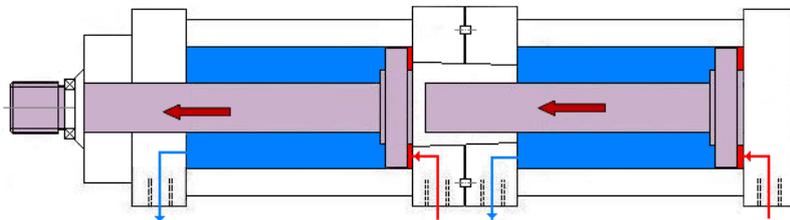
Cilindri in tandem: si tratta di due cilindri interconnessi (pistoni e steli sono solidali).

La pressione agisce su due superfici di spinta, permettendo di sommare le forze sviluppate a scapito di un ingombro in lunghezza maggiore ma con il vantaggio di un ingombro radiale contenuto. Bisogna considerare che il diametro dello stelo andrà dimensionato per la forza totale che il cilindro sviluppa.



Cilindri in tandem con steli separati. Le forze di spinta possono essere sommate.

I cilindri possono essere comandati separatamente e con velocità diverse e altre soluzioni per ottenere posizioni multiple.



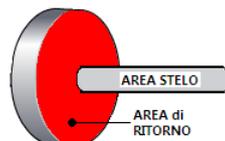
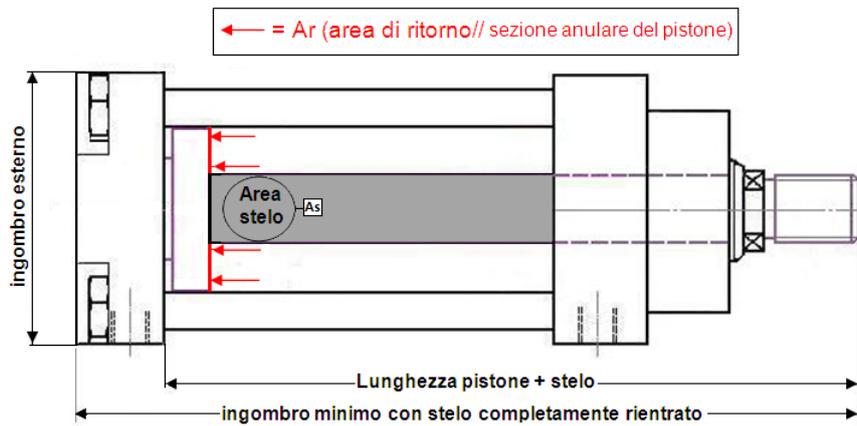
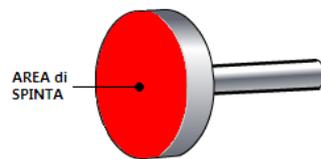
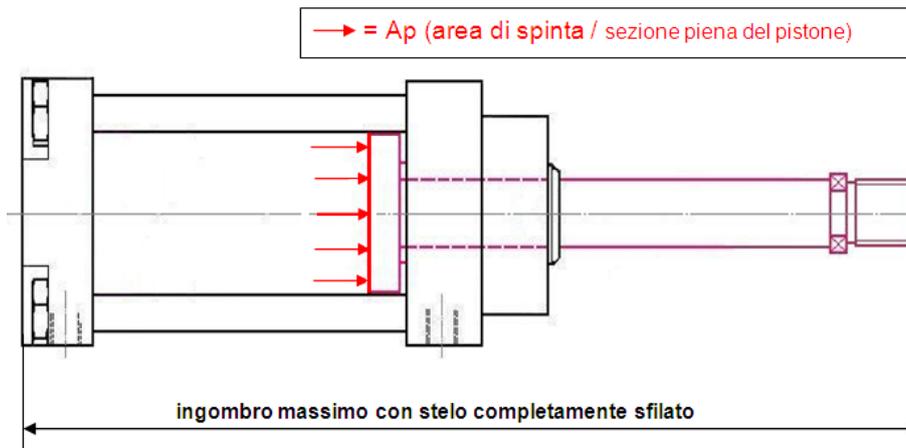
Fotografia di un cilindro a doppio effetto in esecuzione con testate avvitate.



Fotografia di un cilindro a doppio effetto in esecuzione con tiranti



Definizioni degli ingombri del cilindro a doppio effetto



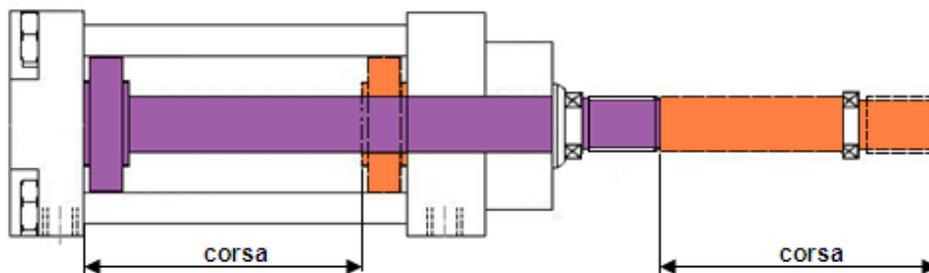
N.B.: L'area di ritorno **Ar** o area anulare è ottenuta sottraendo all'area del pistone **Ap** l'area dello stelo **As**. $Ar = Ap - As$.

L'area anulare **Ar** riveste particolare importanza nel calcolo della forza e della velocità di ritorno in un cilindro a doppio effetto.

Il rapporto differenziale **Rs** tra l'area **Ap** e l'area **Ar** determina un valore **Rs** che può essere usato per il calcolo delle pressioni, velocità.

Esempio: un cilindro con alesaggio $\varnothing 63$, stelo $\varnothing 45$ determina un:

$$Rs = \frac{Ap}{Ar} = \frac{31,15}{(31,15 - 15,89)}$$



Il cilindro a doppio effetto differenziale è l'attuatore lineare maggiormente impiegato nel settore oleodinamico (fig.1).

La denominazione “**differenziale**” è dovuta al fatto che esiste una differenza tra le due superfici. L'area con lo stelo ha una superficie di spinta minore dovuta alla sezione occupata dallo stesso, quindi una forza di tiro inferiore. In generale il rapporto tra le superfici attive lato pistone e lato asta è di 2:1. Cioè l'area utile lato pistone è doppia rispetto a quella anulare del lato stelo (vedi esempio sopra).

Bisogna prestare particolare attenzione nell'allineamento del carico da muovere per evitare una spinta radiale di punta sullo stelo che può diventare importante quando il cilindro si trova nella condizione di fine corsa andata cioè con lo stelo che sporge completamente. Un cattivo disassamento porta a un'usura precoce della bronzina di guida, delle guarnizioni e del pistone.

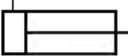
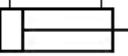
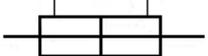
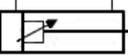
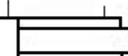
La costruzione meccanica del cilindro differenziale evidenzia che le due sezioni sono diverse pertanto occorrerà tenere presente che le velocità nei due sensi sono differenti a parità di portata.

La velocità di uscita (sfilamento) sarà: $v_s = \frac{Q \left(\frac{m^3}{s} \right)}{A_p \left(m^2 \right)} \text{ m/s}$

La velocità di ritorno (rientro) sarà: $v_r = \frac{Q \left(\frac{m^3}{s} \right)}{A_r \left(m^2 \right)} \text{ m/s}$

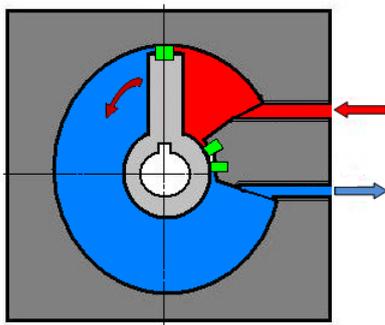
Anche la forza è diversa perché nel rientro la superficie anulare **Ar** interessata è minore:

$$Fr(N) = p \left(\frac{N}{m^2} \right) \cdot Ar(m^2)$$

i cilindri sono rappresentati nella versione semplificata	
	cilindro semplice effetto
	cilindro doppio effetto
	cilindro doppio effetto con asta passante
	cilindro doppio effetto con ammortizzatore regolabile sulla testata anteriore
	cilindro doppio effetto con pistone differenziale

Attuatori rotanti

Palmola oscillante

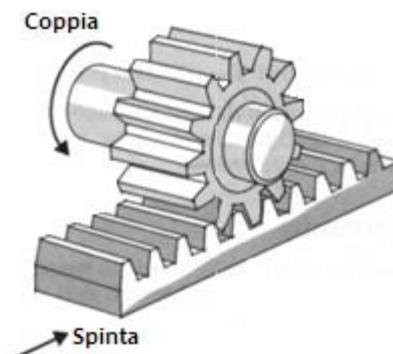
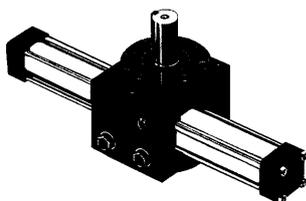
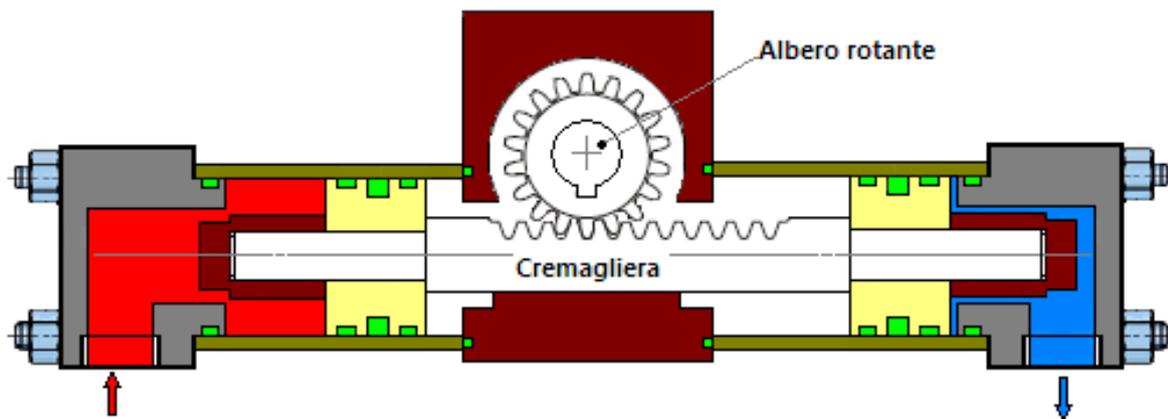


Simbolo ISO attuatore rotante

La funzione degli attuatori rotanti è di trasformare la forza idraulica in meccanica con coppia e velocità angolare. Sono utilizzati per movimenti alternati con angolo di rotazione ridotto: massimo 280°.

L'attuatore è composto di due semicorpi e da una paletta che riceve la spinta dalla pressione dell'olio e la trasmette all'albero di uscita. L'assenza di cinematismi intermedi lo rende in pratica esente da manutenzioni. Il montaggio può avvenire in qualsiasi posizione.

Un altro tipo di attuatore rotante è il **cilindro a cremagliera**, costituito da due pistoni che spostano alternativamente una cremagliera alla quale è collegato un pignone che trasforma il moto rettilineo in rotatorio inferiore a 360°. Le testate dei cilindri possono essere dotate di ammortizzatori e spurgo aria.



6) Fissaggio dei cilindri

Per fissare il cilindro all'impianto si utilizzano dei sistemi di collegamento di vario tipo che sono:

- Flangia rettangolare o circolare montata sulla testata anteriore o posteriore che sporge dalla sagoma del cilindro e munita dei fori di fissaggio.
- Piedini di estremità permettono il collegamento a un piano parallelo all'asse del cilindro.
- Cerniera o perno per consentire l'oscillazione del cilindro e montata sulla testata posteriore.
- Occhio sulla testata posteriore.
- Oscillante anteriore/posteriore/centrale.

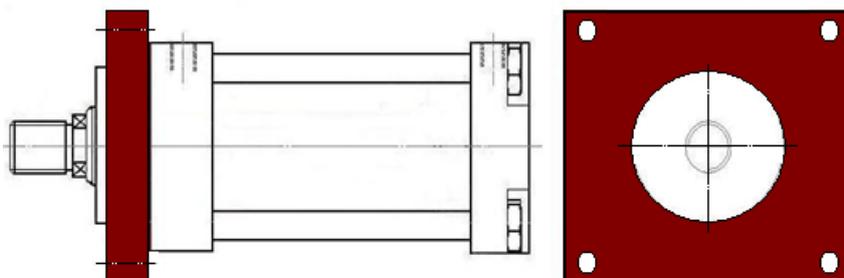
Per fissare lo stelo al carico si utilizza la filettatura dello stelo oppure si installa una forcella filettata o sferica.

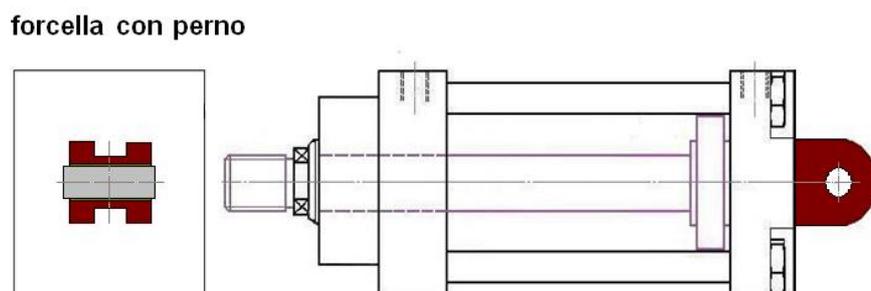
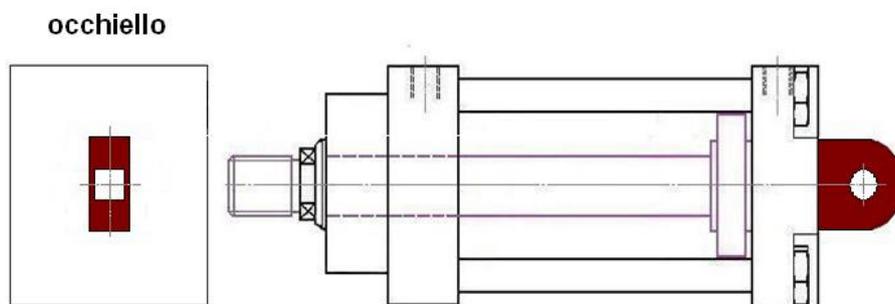
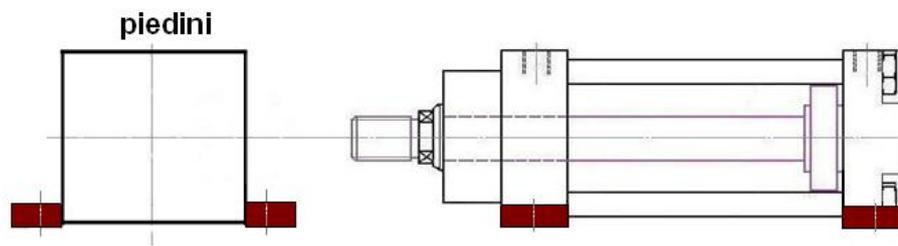
Alcuni tipi di fissaggio del cilindro

I fissaggi si possono dividere in due categorie:

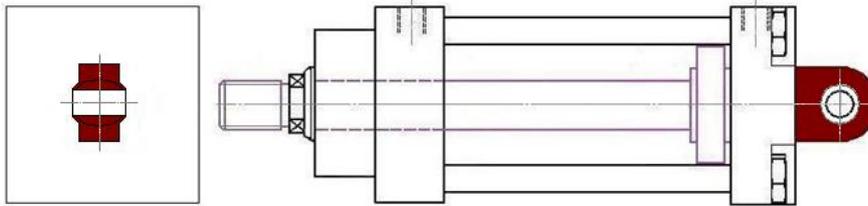
- **Fisso** (flangia anteriore, posteriore, piedini)
- **Mobile** (occhiello, forcella, snodo sferico)

Flangia anteriore o posteriore
(nel disegno è rappresentata la flangia anteriore)

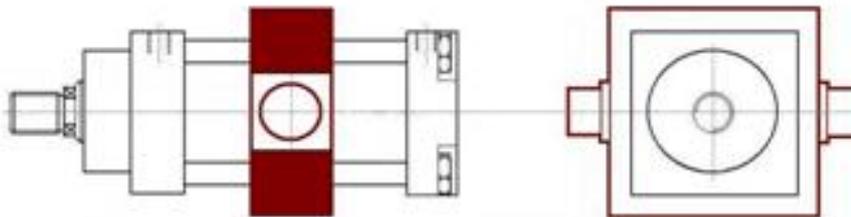




snodo sferico



Oscillante centrale / anteriore / posteriore.



7) Sigla di un cilindro

La sigla di un cilindro contiene tutte le informazioni che servono per determinare le caratteristiche tecniche finali dell'attuatore e sono:

- **Alesaggio** in mm; rappresenta il \varnothing interno della camicia/canna e in teoria al \varnothing esterno del pistone. Di solito è quotato con la lettera **D**; è un dato tecnico di basilare importanza di un cilindro per il calcolo della sezione (area) in cm^2 del pistone che serve per definire il calcolo delle forze.
- **Stelo** in mm; rappresenta il suo \varnothing esterno e si possono scegliere 3 differenti dimensioni oppure speciali. Apposite tabelle fornite dai costruttori aiutano nella scelta del \varnothing dello stelo. Esiste anche la versione a doppio stelo in cui è assicurata l'eguaglianza delle sezioni sia in spinta che in trazione e di conseguenza anche le velocità e le forze interessate.
- **Estremità dello stelo:** filettato maschio o femmina. Il filetto maschio può essere ottenuto tramite rullatura. Con questa tecnologia il materiale è deformato plasticamente tra due rulli senza asportazione di truciolo.

VANTAGGI della RULLATURA: miglioramento delle caratteristiche tecnologiche, la lavorazione a freddo della superficie aumenta la resistenza alla trazione del materiale lavorato e le prove di tensione statica hanno frequentemente registrato aumenti del 10% rispetto ai valori normali. Inoltre, poiché nella rullatura dei filetti le fibre del materiale non sono tagliate come nei metodi convenzionali ma rimodellate in linee continue che seguono i contorni del filetto, la resistenza alla rottura per torsione è notevolmente superiore alla media. Infine anche la resistenza alla fatica, data la maggiore aderenza assicurata dalla levigatezza dei filetti rullati, aumenta in media di un valore pari al 10%circa.

Un'estremità dello stelo è avvitata al pistone e tenuto in sicurezza da una spina per evitare lo svitamento.

Trattamenti particolari quali la cromatura o la tempra possono essere richiesti dal cliente a seconda le sue esigenze.

Sull'estremità sporgente si possono montare diverse soluzioni di attacco:

- Snodo sferico a norma ISO 8133 o ISO6982
 - Forcella ISO 8133
- **Corsa** in mm; rappresenta la massima distanza percorsa dal pistone tra le sue due posizioni estreme. La corsa deve essere superiore di pochi millimetri alla corsa di lavoro per evitare che il pistone vada in battuta contro le testate. La norma ISO 8131 definisce le tolleranze della corsa.

Corsa fino a 3 mt. max. per alesaggi fino a Ø 32 mm.

Corsa di 5 mt. max. per tutti gli altri alesaggi.

Ci sono diversi tipi di corsa:

Ammortizzata che definisce il punto in cui inizia a intervenire il dispositivo di frenatura ed il corrispondente fine corsa.

Di **lavoro** che comprende la distanza percorsa dal pistone tra due posizioni definite di lavoro effettivo.

Di **sfilamento** che indica la lunghezza del tratto percorso durante il movimento verso l'esterno dello stelo del pistone.

Di **rientro** che definisce la lunghezza del tratto percorso durante il movimento verso l'interno dello stelo del pistone.

- **Tipo di fissaggio:** cerniera: maschio o femmina, piede, collare anteriore posteriore o intermedio, flangia anteriore o posteriore, tiranti, altri attacchi da catalogo.
- **Frenatura/ammortizzatore:** anteriore e/o posteriore, fissa o regolabile tramite strozzatori (lenta o veloce). La costruzione meccanica prevede un percorso obbligato dell'olio attraverso le viti di regolazione della frenatura che generano una contro pressione all'interno della camera che contrasta l'avanzamento del pistone e quindi lo rallenta. L'intervento della frenatura può generare pressioni elevate che non devono superare quelli ammissibili per il cilindro.

L'ammortizzazione è consigliata quando la velocità del pistone è superiore a 0,5 m/s perché aumenta la durata del cilindro proteggendolo da urti sulle testate. I cataloghi dei costruttori più qualificati riportano le istruzioni per il calcolo dell'assorbimento dell'energia cinetica sviluppata dalla massa in movimento. Una scelta errata dell'ammortizzatore può portare a premature rotture a fatica del cilindro.

Un corpo di massa m (kg) che si muove a una velocità v (m/s) immagazzina un'energia cinetica (di movimento) $E_c = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2$ (Joule), ed esso restituisce l'energia accumulata quando è arrestato. L'azione di frenatura, che avviene attraverso il passaggio strozzato, ha lo scopo di dissipare questa energia cinetica con un lavoro negativo (L_f) che in un circuito idraulico è pari al lavoro della forza che agisce sulla superficie del pistone per la sua corsa (spostamento).

Possiamo scrivere. $L_f = F \cdot c$ (**corsa**) Joule o Nm

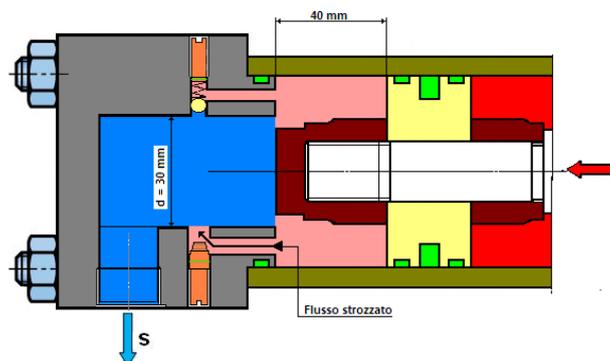
Sostituendo $F = p \cdot A$ diventa $L_f = p \cdot A \cdot c$.

Pertanto E_c è uguale a L_f e possiamo scrivere:

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = p \cdot A \cdot c$$

da cui si ricava la pressione di frenatura che sarà:

$$p = \frac{m \cdot v^2}{2 \cdot A \cdot c}$$



Nel disegno sopra è indicata col colore rosa, in linea generale, la camera in cui si crea la contropressione, cioè quando il cono di frenatura incontra l'area ridotta del cilindro e costringe l'olio a passare attraverso la strozzatura.

Esempio:

Massa del carico = 700 kg

Velocità del cilindro = 0,8 m/s

Area di frenatura = 7 cm² (d=30mm)

Corsa di frenatura = 40 mm (0,04 m)

Utilizzando la formula sopra si ricava la pressione di frenatura a cui è sottoposto il cilindro.

$$p_{frenatura} = \frac{700 \text{ (kg)} \cdot \left[0,8^2 \frac{\text{m}^2 (\text{m} \cdot \text{m})}{\text{s}^2} \right]}{2 \cdot 0,0007 \text{ (m}^2) \cdot 0,04 \text{ (m)}} = \frac{448 \text{ N (kg} \frac{\text{m}}{\text{s}^2})}{0,000056 \text{ (m}^2)} = 8.000.000 \text{ pascal}$$

Per calcolare la pressione frenatura in **bar** devo dividere per 100.000.

$$\text{Quindi } p_{frenatura} = \frac{8.000.000}{100.000} = \mathbf{80 \text{ bar}}$$

Verifichiamo le unità di misura S.I. impiegate, tralasciamo $\frac{1}{2}$, perché non fa parte delle unità di misura.

$$p = \frac{m \text{ (kg)} \cdot v^2 \left[\frac{\text{m}^2 = (\text{m} \cdot \text{m})}{\text{s}^2} \right]}{A \text{ (m}^2) \cdot c \text{ (m)}} = \frac{\text{N} \left(\text{kg} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) \cdot \text{m}}{\text{m}^2 \cdot \text{m}} = \text{N/m}^2 \text{ (pascal)}$$

Il cilindro ha un alesaggio di 63 mm, per cui la pressione di lavoro per spostare 700 kg è:

$$p = \frac{F}{A} = \frac{700 \text{ daN}}{31 \text{ cm}^2} = \mathbf{22,5 \text{ bar}}$$

La pressione di frenatura $p_{frenatura} = \mathbf{80 \text{ bar}}$ è superiore di 3,5 volte quella di esercizio, pertanto bisogna verificare sempre che questo valore non superi le caratteristiche di funzionamento del cilindro.

7 LIMITI DINAMICI NELLA APPLICAZIONE DI CILINDRI IDRAULICI

Il calcolo della pulsazione propria ω_0 del sistema massa-cilindro permette di definire il tempo minimo di accelerazione/decelerazione, la massima velocità e il minimo spazio di accelerazione/decelerazione per non compromettere la stabilità del sistema.

1. Calcolare la pulsazione propria del sistema ω_0 .

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{40 \cdot E \cdot A_1}{c \cdot M}} \cdot \frac{1 + \sqrt{\alpha}}{2} \quad \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

2. Calcolare il tempo minimo di accelerazione

$$t_{\min} = \frac{35}{\omega_0} \quad [\text{s}]$$

3. Calcolare la velocità massima

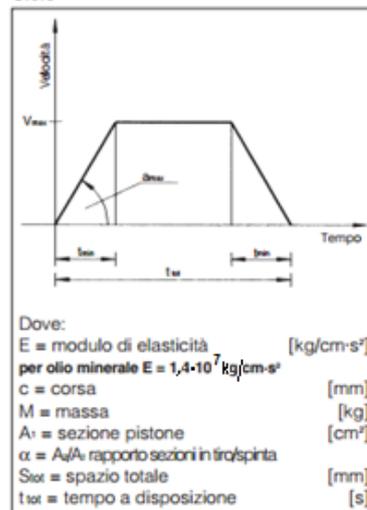
$$V_{\max} = \frac{S_{\text{tot}}}{t_{\text{tot}} - t_{\min}} \quad [\text{mm/s}] \quad \text{La formula è valida se si considera una accelerazione costante durante } t_{\min}$$

4. Determinare lo spazio minimo di accelerazione/decelerazione

$$S_{\min} = \frac{V_{\max} \cdot t_{\min}}{2} \quad [\text{mm}]$$

I valori ω_0 , t_{\min} , V_{\max} e S_{\min} sono calcolati in modo conservativo.

Ciclo



- **Connessioni:** filettate o flangiate. Si possono avere connessioni maggiorate nel caso in cui necessitano alte velocità di movimento.

La tabella sotto riporta indicativamente le portate massime ammissibili per ciascuna connessione filettata.

Filettatura	1/4"	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"
Portata max. (l/min.)	15	30	50	65	100	160

NB: la velocità del fluido nei condotti non deve superare i 6 m/sec.

- **Distanziale:** per corse maggiori di 1 metro è installato un distanziale all'intero del cilindro per incrementare la guida dello stelo. Attenzione che l'ingombro totale del cilindro aumenta.
- **Guarnizioni:** servono per realizzare le tenute, cioè impediscono il passaggio dell'olio. Possono essere di diverse soluzioni costruttive e di materiali a richiesta del cliente in base alle condizioni di lavoro del cilindro. I materiali utilizzati sono la gomma nitrilica per temperature da -20°C a +70°C, il teflon, il viton per temperature da -20°C a + 150°C e altri.

Per distinguere i materiali con cui sono realizzate le guarnizioni, si adottano differenti colorazioni.

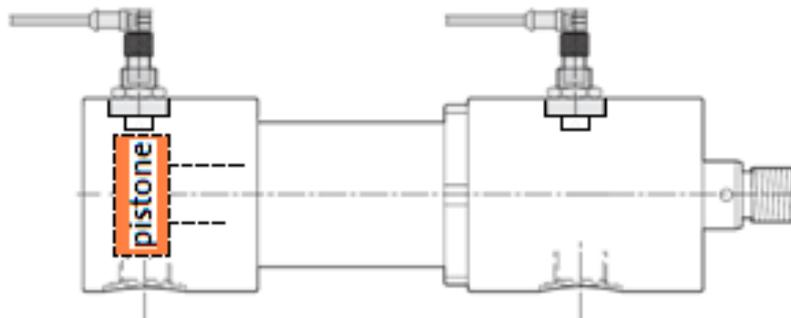
La durezza di una guarnizione si misura in gradi **Shore** compresa tra 60 e 90 gradi. Il cilindro è il componente idraulico che fa più largo impiego di guarnizioni e quindi la scelta deve essere fatta in maniera attenta. Nella fig.1 le guarnizioni che sono contrassegnate con la lettera **E** comprendono tenute **statiche** come quelle che realizzano la tenuta tra la camicia e le due testate. Le guarnizioni **E** sul pistone sono soggette a una tenuta **dinamica** perché realizzano la tenuta tra due parti che si muovono.

Anche sulla guida dello stelo **L** sono montate guarnizioni di tenuta dinamica.

I costruttori di guarnizioni forniscono tutti i dati tecnici di resistenza e istruzioni per l'installazione corretta delle guarnizioni e la realizzazione delle sedi.

- **Sensori di prossimità:** posti sulla testata posteriore e/o anteriore. Essi rilevano la posizione di un magnete permanente inserito nel pistone e quindi forniscono delle indicazioni sulla posizione dello stelo per movimenti rapido/lento e come ulteriore sicurezza.

Esempi d' installazione sensori di prossimità.



- **Sfiati aria / valvole di spurgo :** anteriore e posteriore. Servono per rimuovere l'aria intrappolata nel cilindro che è causa di movimenti irregolari, rumore e vibrazioni.
- **Drenaggio:** è un foro filettato lato stelo da collegare con un tubetto a un serbatoio **non** in pressione. Il drenaggio è una fuga di olio tra l'interno e l'ambiente esterno.
- **Testate:** posizioni attacchi filettati per ingresso olio ed eventuali regolazioni di frenatura.

Attacchi con filetto gas dimensionati in funzione dell'alesaggio del cilindro.

8) Norme di riferimento:

ISO 6020-1 : la norma stabilisce le dimensioni di montaggio per cilindri serie media pressione 16 MPa (160 bar) per la loro intercambiabilità.

Le dimensioni della serie media sono applicabili a cilindri con testate rotonde nelle dimensioni comprese tra 25 e 200 mm e sia ai cilindri con testata rotonda o quadra con dimensioni di alesaggio superiori a 200 mm.

ISO 6020-2 : c.s ma serie compatta

ISO 6020-3 : grandi diametri

ISO 6022 : per pressione di 25 MPa (250 bar)

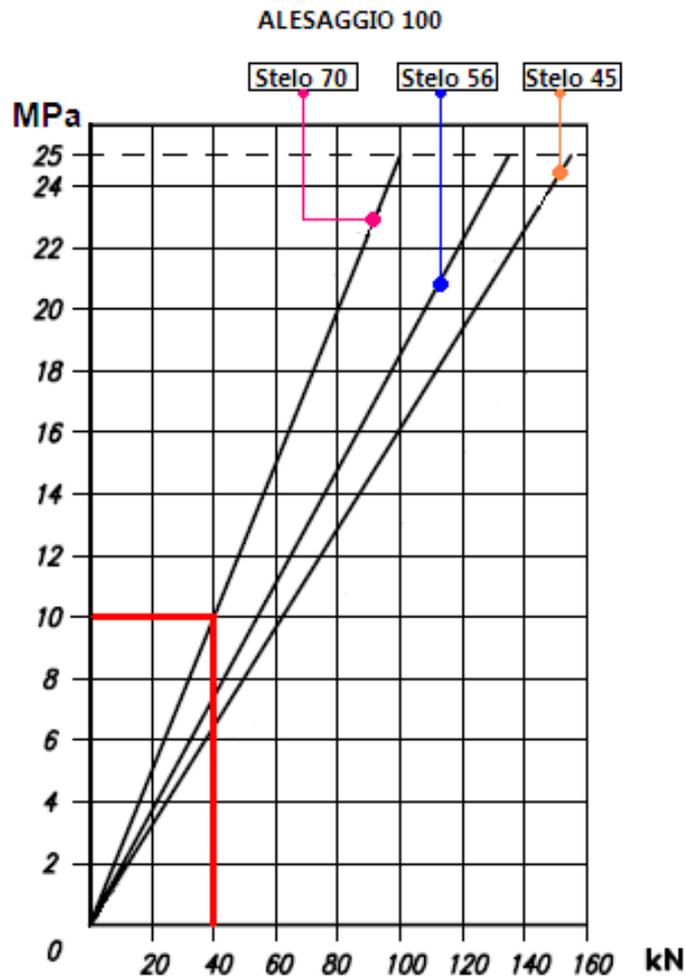
Classe di contaminazione secondo ISO

Grado di contaminazione massimo consentito del liquido idraulico secondo ISO 4406 (c) classe 20/18/15.

Diametri stelo evidenziati in giallo NON previsti dalla norma ISO.

Alesaggio (mm.)	Area in spinta (cm ²)	Forza in spinta a 100 bar. (daN)	Diametro stelo (mm.)	Area in tiro (cm ²)	Forza in tiro a 100 bar. (daN)
25	4,9	490	12	3,83	383
			18	2,36	236
32	8	800	14	6,46	646
			18	5,46	546
			22	4,20	420
40	12,56	1256	18	10	1000
			22	8,76	876
			28	6,41	641
50	19,62	1962	22	15,82	1582
			28	13,47	1347
			36	9,45	945
63	31,15	3115	28	25	2500
			36	21,33	2133
			45	15,25	1525
80	50,24	5024	36	40	4000
			45	34,34	3434
			56	25,63	2563
100	78,5	7850	45	62,6	6260
			56	53,9	5390
			70	40	4000
125	122,7	12270	56	98	9800
			70	84,2	8420
			90	59	5900
160	201	20100	70	162,5	16250
			90	137,4	13740
			110	106	10600
200	314	31400	90	250	25000
			110	219	21900
			140	160	16000

Diagramma per la scelta rapida della forza in tiro.



Sull'asse delle ascisse sono riportati i valori della forza in **kN**.

Ricordiamo che 1 kN equivale a 1000 N oppure a 100 daN.

Sull'asse delle ordinate sono scritti i valori di pressione in **MPa** (megapascal).

Ricordiamo che **1MPa = 10 bar**

Le linee rosse dell'esempio confermano che un cilindro di alesaggio 100 con uno stelo di diametro 70 mm che lavora a una pressione di 10 MPa (100 bar) ha una forza di 40 kN.

NB: i cilindri sono testati in fabbrica con un coefficiente di sicurezza di 1,5.

Cioè se la pressione di esercizio è di 250 bar x 1,5 = **375 bar pressione di prova**.

Consultare un catalogo di un qualsiasi costruttore di cilindri per avere una completa illustrazione tecnica ed anche per quanto riguarda la sicurezza d'impiego.



Se vedete questo logo,  dovete prestare la massima attenzione perché indica che l'ambiente in cui è installato il cilindro o qualsiasi altro componente è pericoloso. Sono da considerarsi potenzialmente esplosivi gli ambienti dove possono essere presenti delle sorgenti d'innesco delle esplosioni e delle sostanze infiammabili allo stato di liquido, gas, vapori, nebbie o polveri.

I prodotti elettrici e meccanici destinati agli ambienti esplosivi **non** possono essere causa d'innesco e devono avere una certificazione idonea. In Europa la direttiva **ATEX** (**AT**mosphere **EX**plosible) **94/9/CE** stabilisce la conformità del componente.

La norma è molto severa perché divide le aree principali del sistema in diverse zone e il pezzo deve rispettare differenti livelli di protezione (normale, alto, molto alto). Inoltre i cilindri idraulici sono da considerare come dei serbatoi in pressione e pertanto soggetti alla direttiva **PED 97/23/CE** (**P**ressure **E**quipment **D**irective) che impone ai costruttori di identificare il livello di pericolosità legati alla pressione per i componenti che utilizzano fluidi del gruppo 2 (oli idraulici) e devono riportare la marcatura **CE** (**C**onformità **E**uropèenne) se superano i requisiti essenziali in materia di sicurezza. Queste informazioni si trovano sulla targhetta d'identificazione del cilindro idraulico.

La targhetta d'identificazione standard contiene i seguenti dati:

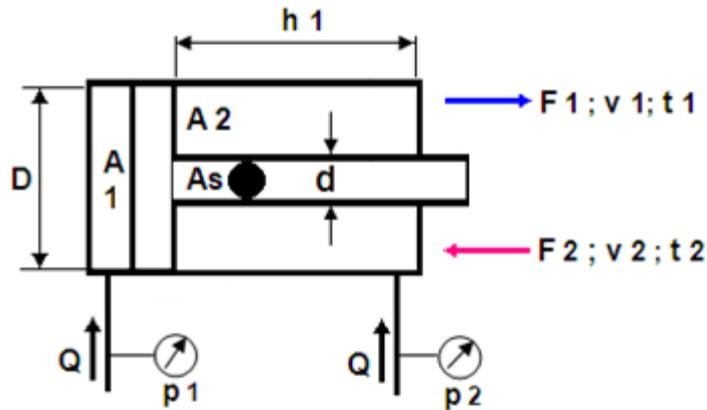
- Data di consegna
- Codice del cilindro
- Numero di serie
- Marchio CE

Una targhetta d'identificazione, per impiego in ambienti con pericolo di esplosione, oltre alla marcatura standard deve riportare:

- Numero progressivo del cilindro
- Marcatura conforme a direttiva ATEX
- Condizioni di lavoro
- Ente certificatore e numero
- Pressione max. di lavoro
- Temperatura max. del fluido
- Temperatura ambiente
- Frequenza massima

La materia è molto complessa ed è oggetto di studio per tecnici del settore; a noi interessa sapere che bisogna fare attenzione e chiedere altre informazioni ai responsabili quando si presenta questa necessità.

Grandezze di un cilindro idraulico

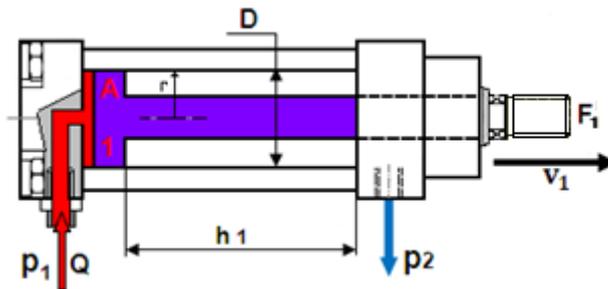


SIGLA	DESCRIZIONE	UNITA' di MISURA
p_1	Pressione di spinta	bar
p_2	Pressione di rientro	bar
v_1	Velocità di spinta	m/s
v_2	Velocità di rientro	m/s
A_1	Area (sezione) di spinta	cm ²
A_2	Area (sezione) di rientro	cm ²
A_s	Area (sezione) dello stelo	cm ²
D	Diametro del pistone (alesaggio)	mm
d	Diametro dello stelo	mm
h_1	Corsa del pistone (spostamento del carico)	mm
M	Massa del carico da spostare	kg
F_1	Forza in spinta	N
F_2	Forza in rientro	N
V_u	Volume di olio nel cilindro in spinta	dm ³ (litri)
V_r	Volume di olio nel cilindro in rientro	dm ³ (litri)
Q	Portata della pompa	l/min
t_1	Tempo di spinta	s
t_2	Tempo di rientro	s
η	Rendimento cilindri da 0,8 a 0,9 (Il \varnothing del pistone, il tipo di guarnizioni utilizzate definiscono il rendimento)	
N	Potenza	kW

Sui cataloghi dei costruttori si trovano le tabelle tecniche che servono per il calcolo dei cilindri idraulici e che riportano le informazioni necessarie per:

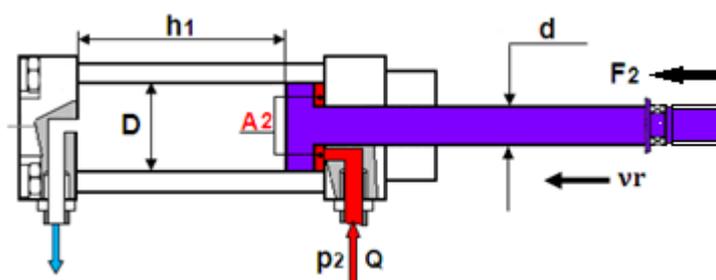
- Verifica carico di punta dello stelo
- Nomogramma per il calcolo della forza dei cilindri
- Nomogramma per il calcolo della velocità di spostamento cilindri

9) Formule per il calcolo del cilindro a doppio effetto in spinta/uscita/andata.



GRANDEZZA	SIMBOLO	FORMULA	UNITA'
Area di spinta	A1	$A1 = \frac{D^2(\text{mm}) \cdot \pi}{4 \cdot 100} \quad \text{Oppure} \quad \frac{r^2(\text{mm}) \cdot \pi}{100}$ Oppure: $A1 = F1(\text{daN}) : p1(\text{bar})$	cm ²
Forza di spinta (teorica)	F1	$F1 = p1(\text{bar}) \cdot A1(\text{cm}^2) \cdot \eta$ Oppure: $F1 = \frac{p1 \cdot D^2 \cdot 0,785 \cdot \eta}{10.000}$	daN kN
Velocità del cilindro in spinta	v1	$v1 = \frac{Q(\text{l/min})}{A1(\text{cm}^2) \cdot 6}$ oppure $v1 = \frac{h1(\text{mm})}{t1(\text{s}) \cdot 1000}$	m/s
Volume di olio richiesto in spinta	Vu	$Vu = \frac{A1(\text{cm}^2) \cdot h1(\text{mm})}{10.000}$	dm ³ (litri)
Portata utile per fare la corsa in un tempo t1, oppure: portata richiesta	Q	$Q = \frac{Vu(\text{dm}^3) \cdot 60}{t1(\text{s})}$ Oppure: $Q = A1(\text{cm}^2) \cdot v1(\text{m/s}) \cdot 6$	l / min
Tempo di uscita del cilindro	t1	$t1 = \frac{Vu(\text{dm}^3) \cdot 60}{Q(\text{l/min})}$	s
Diametro	D	$D = 11,28 \cdot \sqrt{A1(\text{cm}^2)}$	mm
Pressione spinta	p1	$p1 = \frac{F1(\text{daN})}{A1(\text{cm}^2)}$	bar

Formule per il calcolo del cilindro a doppio effetto in tiro / rientro / ritorno.



GRANDEZZA	SIMBOLO	FORMULA	UNITA'
Area di rientro	A2	$A2 = \frac{(D^2 \text{ mm} - d^2 \text{ mm}) \cdot \pi}{4 \cdot 100}$ Oppure: $A2 = (D^2 \text{ mm} - d^2 \text{ mm}) \cdot 0,00785$	cm ²
Forza di rientro (teorica)	F2	$F2 = p2 (\text{bar}) \cdot A2 (\text{cm}^2) \cdot \eta$ Oppure: $F2 = p2 \cdot (D^2 \text{ mm} - d^2 \text{ mm}) \cdot 0,00785 \cdot \eta$	daN
Velocità del cilindro in rientro	v ₂	$v_2 = \frac{Q (\text{l/min})}{A2 (\text{cm}^2) \cdot 6}$ Oppure: $v_2 = \frac{h1 (\text{mm})}{t_2 (\text{s}) \cdot 1000}$	m/s
Volume di olio richiesto in rientro	V _r	$V_r = \frac{A2 (\text{cm}^2) \cdot h1 (\text{mm})}{10000}$	dm ³ (litri)
Portata richiesta	Q	$Q = A2 (\text{cm}^2) \cdot v_2 (\text{m/s}) \cdot 6$	l/min
Tempo di rientro	t ₂	$t_2 = \frac{V_r (\text{dm}^3) \cdot 60}{Q (\text{l/min})}$	s
Pressione rientro	p ₂	$p_2 = \frac{F_2 (\text{daN})}{A_2 (\text{cm}^2)}$	bar

Alcune formule americane:

Velocità pistone in uscita

$$v_e \left(\frac{\text{in}}{\text{min}} \right) = \frac{Q \text{ (gal/min)} \cdot 231}{A_p \text{ (piston area in}^2\text{)}} \text{ oppure } \left[\frac{Q \cdot 231}{12 \cdot 60 \cdot A_p} = \text{ft/s} \right]$$

Dove 231 è una costante di trasformazione da pollici cubi a galloni.

$$\text{Area cilindro } A_p = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4}; \text{ Force (lbf)} = P \text{ (psi)} \cdot A \text{ (in}^2\text{)}$$

Dove D_p è in pollici.

Esempio:

$$D_p = 3 \text{ inches; calcolo } A_p = \frac{3,14 \cdot 3^2 \text{ in}}{4} = 7,065 \text{ in}^2$$

$$v_e = \frac{Q \cdot 231}{A_p}, \text{ considerando } Q = 10 \text{ gpm, } v_e = \frac{10 \cdot 231}{7,065} = 327 \text{ inches per minute}$$



Nel sistema anglosassone si usa misurare i volumi in pollici cubi.

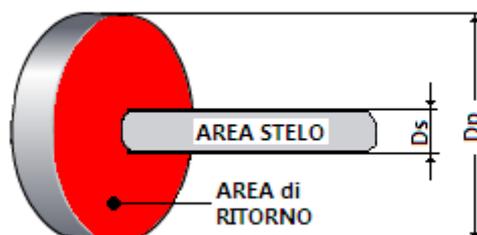
Un pollice cubo è il volume racchiuso in un cubo avente per lato un pollice ovvero 2,54 cm.

Un pollice cubico equivale a circa 16,387 centimetri cubi. Per convertire i centimetri cubi in pollici cubi (in³, cubic in, cu inches, cu inch, cu in) la formula è quindi:

Volume (pollici cubi) = Volume (centimetri cubi) : 16,387.

$$1 \text{ gallone} = 3,785 \text{ litri o dm}^3, \text{ cioè } 3785 \text{ cm}^3 : 16,387 = 231$$

Calcolo della velocità di rientro cilindro:



$$D_p = 3 \text{ inches} ; A_p = 7,065 \text{ in}^2$$

Area stelo (area of rod) $A_s = \frac{\pi \cdot D_s^2}{4}$ dove $D_s = 1 \text{ inch}$

$$A_s = \frac{3,14 \cdot 1^2 \text{ inch}}{4} = .785 \text{ in}^2$$

$$\text{Velocità di rientro: } \mathbf{v_r} = \frac{Q \cdot 231}{(A_p - A_s)} = \frac{10 \cdot 231}{(7,065 - 0,785)} = \mathbf{367 \text{ inches per minute}}$$

DIMENSIONAMENTO DI UN CILINDRO IDRAULICO

Per dimensionare correttamente un cilindro, occorre fare alcune considerazioni:

1. La forza che sviluppa un cilindro è data da due parametri, l'area del pistone e la pressione del circuito oleodinamico.

$$\mathbf{F \text{ (daN)} = A \text{ (cm}^2\text{)} \cdot p \text{ (bar)}}$$

Per un cilindro a doppio effetto, la formula è valida sia per la corsa in uscita, sia per la corsa in entrata.

La forza sviluppata in spinta è maggiore di quella sviluppata in entrata, perché in fase di rientro la superficie del pistone è minore per la presenza dello stelo.

L'area dello stelo deve essere sottratta dall'area nominale del pistone e pertanto a parità di pressione si avrà una forza minore.

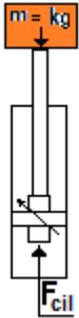
Le due forze calcolate sono teoriche e per un risultato corretto occorre **destrarre un 10%** a causa del rendimento del cilindro.

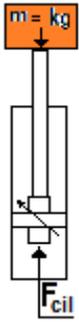
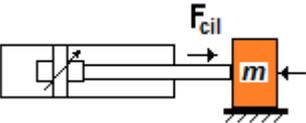
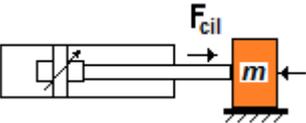
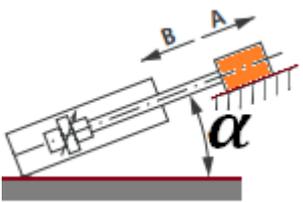
Bisogna considerare anche le perdite di carico dovute alla contropressione dovute al passaggio dell'olio nelle valvole, filtro, scambiatore di calore prima di arrivare al serbatoio.

La forza in spinta (uscita) sarà: $\mathbf{F_{spinta} = (p_1 \cdot A_1 - p_{contropressione} \cdot A_2) \cdot \eta}$

2. La posizione di lavoro del cilindro rispetto al carico da spostare.

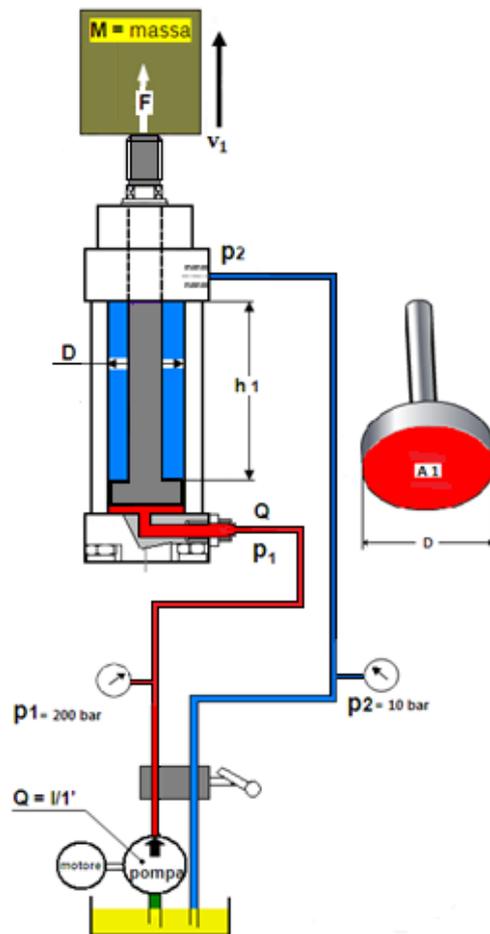
VEDI TABELLA SOTTO.

Cilindro in spinta	Sollevamento verticale del carico a velocità costante. La forza del cilindro $\mathbf{F_{cil} = m \cdot g}$ che è la forza che serve per equilibrare il carico. Per muovere il carico $\mathbf{F_{cil} > m \cdot g}$
	Sollevamento verticale del carico con accelerazione. La forza totale è: $\mathbf{F_{tot} = F_{cil} + F_{acc}}$ Dove: $\mathbf{acc = \frac{v - v_0}{t}}$; v = velocità finale; v₀ = velocità iniziale, t = tempo $\mathbf{F_{acc} = m \cdot acc}$

<p>Cilindro in rientro</p> 	<p>Con la corsa del cilindro discendente bisogna sottrarre alla forza di accelerazione il peso del carico resistente, quindi:</p> $F_{tot} = F_{acc} - F_{cil}$ <p>Il segno della forza totale F_{tot} sarà un segno negativo, questo significa che la forza del peso non si oppone al movimento ma lo favorisce e incrementa la forza che genera l'accelerazione.</p>
<p>Cilindro in tiro</p> 	<p>Valgono le stesse considerazioni già esposte. Tenere conto della presenza dello stelo per il corretto dimensionamento del cilindro.</p>
<p>Cilindro orizzontale</p> 	<p>Spostamento del carico orizzontale. Il carico è sostenuto e si muove con velocità costante. La forza $F_{cil} = \mu \cdot m \cdot g$</p>
	<p>Spostamento del carico orizzontale con accelerazione. La forza $F_{cil} = \mu \cdot m \cdot g + F_{acc}$</p>
	<p>Spostamento del carico su un piano inclinato a velocità costante.</p> <p>A) Forza in spinta $F_{cil\ A} = (Fr \cdot \cos \alpha) + (m \cdot g \cdot \sin \alpha)$</p> <p>B) Forza in rientro $F_{cil\ B} = Fr \cdot \cos \alpha - m \cdot g \cdot \sin \alpha$</p> <p>Dove: $Fr = \mu_{rd} \cdot m \cdot g$</p>

Dimensionamento di un cilindro a doppio effetto.

Corsa in andata/uscita/spinta



Dati di progetto:

- Carico da spostare M (massa) = 15.700 Kg.
- Corsa del cilindro h_1 = 1500 mm
- Tempo di spostamento del carico t_1 = 5 s
- Pressione di esercizio p_1 = 200 bar

Calcolare:

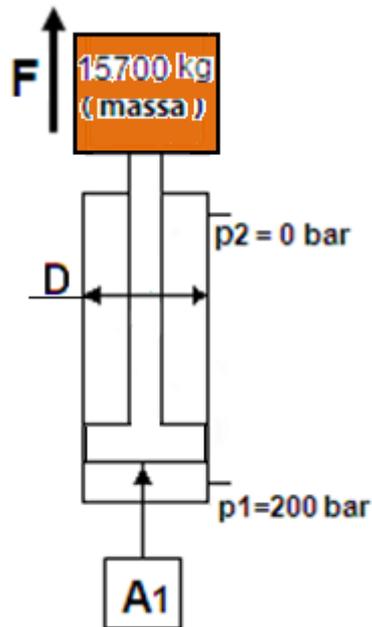
- a) Dimensionare il cilindro idraulico.
- b) Dimensionare la pompa per eseguire l'operazione in 5 secondi a **velocità costante.**
- c) Calcolare la velocità di spinta del cilindro.
- d) Calcolare la potenza del motore elettrico per muovere il carico.

Soluzione:

- a) Il primo valore che dobbiamo trovare è il diametro interno **D** (alesaggio) del cilindro in grado di spostare il carico applicato.

I dati che abbiamo a disposizione sono:

- La massa da spostare 15.700 kg.
- La pressione **p1** (200 bar) alla quale deve lavorare il nostro impianto.



Si procede con il calcolo della sezione **A1** (area) di spinta del pistone per poi trovare il diametro **D**.

Utilizzando le unità di misura del sistema **S I** si scrive che:

- la forza **F** = $m \cdot g$ (massa per accelerazione di gravità) ed è espressa in **N (newton)**,

Poiché l'accelerazione:

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2, \text{ la forza } F = 15700 \cdot 9,81 = 154.017 \text{ N}$$

Per facilità di calcolo consideriamo $g = 10 \text{ m/s}^2$,

pertanto $F = 15.700 \cdot 10 = 157.000 \text{ N}$.

- la pressione **p1** è espressa in **Pa (pascal)**, dove $1 \text{ bar} = 100.000 \text{ Pa (N/m}^2)$

- l'area **A1** è espressa in **m²**.

Dalla formula

$$p_1 = \frac{F \text{ (N)}}{A_1 \text{ (m}^2\text{)}} \text{ trovo che } A_1 = \frac{F}{p_1} \text{ sostituendo i valori } A_1 = \frac{157.000 \text{ N}}{200 \cdot 100.000 \text{ (N/m}^2\text{)}}$$

$$A_1 = 0,00785 \text{ m}^2 \cdot 10.000 \text{ (per ottenere cm}^2\text{)} = \mathbf{78,5 \text{ cm}^2}$$
 (area pistone)

Dalla relazione vista in precedenza:

$$1 \text{ bar} = 100.000 \text{ pascal (N/m}^2\text{)} \text{ si può scrivere che: } 1 \text{ bar} = \frac{1 \text{ N}}{1 \text{ m}^2} \cdot 100.000$$

introducendo la superficie in cm^2 , la formula diventa:

$$1 \text{ bar} = \frac{1 \text{ N}}{10.000 \text{ cm}^2} \cdot 100.000 = \frac{1 \text{ N}}{1 \text{ cm}^2} \cdot 10 = \frac{1 \text{ daN}}{1 \text{ cm}^2}$$

Nella pratica è utilizzato il **bar** che definisce la pressione esercitata dalla forza di

1 daN (decanewton ,1N x 10) su di una superficie di **1 cm^2** , valore molto simile alla vecchia unità , che era il Kg **forza (1kg forza = 0,981 daN)** e che esprimeva la pressione in kg / cm^2 o atmosfere. In pratica quando diciamo: 100 **daN** ; 100 **bar**; 100 **Kg / cm^2** ; 100 **atmosfere**; stiamo parlando del medesimo valore di pressione.

Per facilità di calcolo si può scrivere: la forza

$$F = 157.000 \text{ N} = 15.700 \text{ daN.}$$

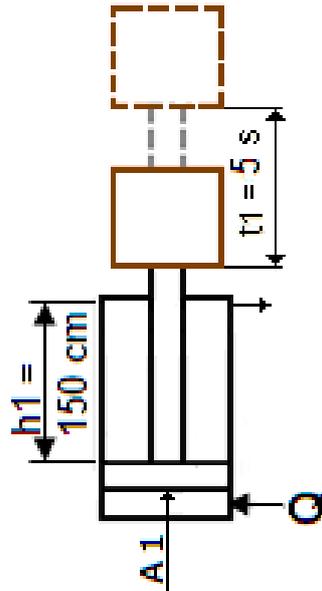
$$F = p_1 \cdot A_1 \text{ si ricava la sezione } A_1 = \frac{F}{p_1} = \frac{15.700 \text{ (daN)}}{200 \text{ (daN/cm}^2\text{)}} = \mathbf{78,5 \text{ cm}^2}$$

$$A_1 = \frac{D^2 \cdot \pi}{4 \cdot 100} \text{ da cui ricavo } D \text{ in mm.}$$

$$D = \sqrt{\frac{A_1 \cdot 4 \cdot 100}{\pi}} = \sqrt{\frac{78,5 \cdot 400}{3,14}} = \sqrt{10.000} = \mathbf{100 \text{ mm}}$$
 (diametro o alesaggio di spinta).

Da catalogo scelgo un cilindro \varnothing 100 con corsa di 1500 mm e con \varnothing asta di 70 mm.

b) la portata **Q** necessaria per realizzare la corsa **h1=1500 mm** del cilindro in **5 secondi**, si calcola:



Occorre calcolare il volume **Vu** necessario per l'uscita del cilindro:

$$v_u = A_1 \cdot h_1 = 78,5(\text{cm}^2) \cdot 150(\text{cm}) = 11775 \text{ cm}^3 = \mathbf{11,8 \text{ dm}^3 (\text{litri})};$$

Quindi la portata si calcola con la formula:

$$Q = \frac{V_u \cdot 60}{t_1} = \frac{11,8 \text{ dm}^3 \cdot 60}{5 \text{ s}} = \mathbf{141,3 \text{ l/min.}}$$

c) la velocità di spinta (spostamento) del cilindro è data dalla formula:

$$v_1 = \frac{Q}{A_1 \cdot 6} = \frac{141,3}{78,5 \cdot 6} = \frac{141,3}{471} = \mathbf{0,3 \text{ m/s}}$$

(il valore **6** serve per rendere coerente la formula)

Oppure:

$$v_1 = \frac{h_1}{t_1 \cdot 1000} = \frac{1500 \text{ mm}}{5 \text{ s} \cdot 1000} = \mathbf{0,3 \text{ m/s}}$$

NB: la pressione non ha un effetto diretto sulla velocità del cilindro.

d) la potenza richiesta per muovere il cilindro si calcola con la formula:

Potenza **P** è data dal lavoro, forza per spostamento in un dato tempo.

La forza $F = p \cdot A$

La velocità v indica lo spostamento in un dato tempo $v = \frac{Q}{A}$

Introducendo le unità S.I, la potenza risulta

$$P = \left[\text{pressione} \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right) \cdot \text{area cilindro} (\text{m}^2) \cdot \frac{\text{portata} (\text{m}^3/\text{s})}{\text{area cilindro} (\text{m}^2)} \right] = \frac{\text{Nm}}{\text{s}} \text{ (Watt)}$$

Inserendo i dati di progetto risulta:

$$P_{\text{cilindro}} = \frac{Q \cdot p_1}{600} \cdot \eta_t = \frac{141,3 \cdot 200}{600} \cdot 0,95 = 44,8 \text{ kW}$$

Significa che il motore elettrico/diesel deve avere una potenza minima di 45 KW per spostare il solo carico senza tenere conto delle varie perdite dovute all'attrito delle guarnizioni o a quelle causate dal flusso di olio nei tubi, raccordi, valvole. Se la potenza fosse inferiore, il carico non si muoverebbe e il motore si bloccherebbe a causa dell'aumento elevato della temperatura per l'intervento delle sicurezze sul circuito elettrico. Nel caso di un motore diesel si avrebbe una diminuzione del numero di giri del motore.

NB: nel calcolo teorico della forza di spinta/ritorno **non** sono state considerate le forze negative che intervengono nel funzionamento del cilindro.

Queste forze negative sono determinate dalla forza di attrito tra le guarnizioni sia del pistone sia dello stelo (l'attrito nelle guarnizioni è notevolmente influenzato dalla forma della guarnizione, dal materiale, dalla pressione che fa dilatare la guarnizione e dalle condizioni di lubrificazione) e la forza che crea la **pressione di scarico** del cilindro per ritornare al serbatoio.

L'olio di ritorno incontra delle strozzature che determinano una contropressione e che diminuiscono la forza del cilindro.

Infatti, sul manometro si leggerà sempre un certo valore di pressione sulla bocca di ritorno.

Per un corretto dimensionamento bisogna tenere conto di:

Forza di contropressione $F_c = (p_2 \cdot A_2) \text{ daN}$

Del rendimento totale del cilindro $\eta = 0,9$

Pertanto la formula esatta della **forza di spinta reale** sarà:

$$F_{\text{spinta}} (\text{N}) = (p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2) \cdot 10(\text{N}) \cdot \eta - F_{\text{ad}}(\text{N})$$

Se il cilindro spinge un carico **appoggiato** su di un piano, occorre considerare la forza d'attrito.

La forza di attrito è una forza resistente passiva che si oppone a qualsiasi moto di un corpo di massa m che striscia su di un materiale K .

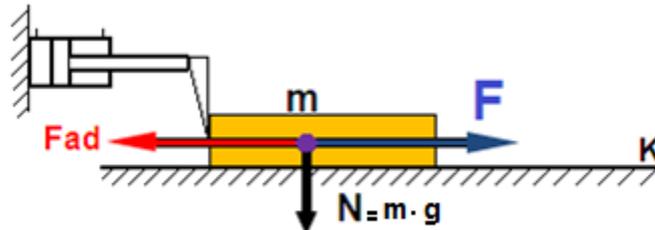
La **forza di attrito** F_{ad} è causata sia dal contatto tra le superfici dei corpi sia dal loro movimento.

Le superfici presentano delle rugosità, spesso quasi invisibili e queste ingranandosi, ostacolano il movimento.

La forza di attrito radente o strisciamento è quindi direttamente proporzionale alla forza normale **N**, che nel caso della figura sotto coincide con la forza peso del corpo che preme contro l'altro e dipende dalla natura delle superfici di contatto.

Bisogna tenere presente che il **coefficiente di attrito statico μ_{rs}** è determinato dalla resistenza che s'incontra quando si cerca di mettere in movimento un corpo inizialmente fermo.

Il **coefficiente di attrito dinamico μ_{rd}** riguarda un corpo già in movimento.



$F_{ad} = \mu \cdot N$, dove $\mu < 1$ e dipende dal materiale **K** e $N = m \cdot g$

$F_{ad} = \mu_{rd} \cdot N = \mu_{rd} \cdot m \cdot g$; dove μ_{rd} è il coefficiente di attrito radente dinamico

Fad agisce solo se il corpo è in moto ed è sempre opposta alla direzione di un moto.

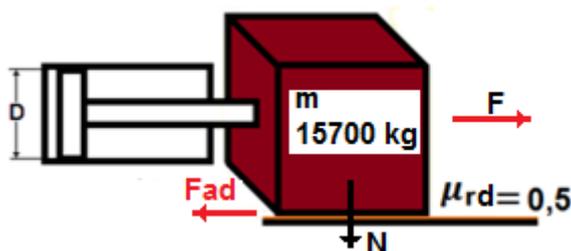
Esempio di valori del coefficiente μ_{rd} :

Acciaio — acciaio $\mu_{rd} = 0,42$

Acciaio — acciaio lubrificato $\mu_{rd} = 0,05$

Valori μ_{rd} da verificare con apposite tabelle.

Considerando il nostro esercizio in cui la massa $m = 15.700$ kg **scorre** a velocità costante su una superficie acciaio-acciaio, **la forza totale da vincere $F_{tot} = F_{ad} + F_c$** perché oltre alla forza necessaria per vincere la forza di attrito radente bisogna considerare la forza **Fc** causata dalla contropressione



dove $F_{ad} = \mu_{rd} \cdot N = 0,5 \cdot (15700 \cdot g) = 0,5 \cdot 15700 \cdot 9,81 = 77008$ N = **7700 daN**

Tenendo fissa l'area del cilindro $A_1 = 78,5 \text{ cm}^2$, troviamo che la pressione

$$p = \frac{F_{ad}}{A_1} = \frac{7700}{78,5} = \mathbf{98 \text{ bar}},$$

Ma la forza totale da vincere:

$$\mathbf{F_{tot}} = 7700 F_{ad} + F_c$$

Considerando che la contropressione F_c nel circuito è di 10 bar + 5 bar per attrito guarnizioni, la contropressione totale è di 15 bar.

$$\mathbf{F_c} = 15 \cdot A_2 = 15 \cdot 40 = \mathbf{600 \text{ daN}}$$

$$\mathbf{F_{tot}} = 7700 F_{ad} + 600 F_c = \mathbf{8300 \text{ daN}}$$

La pressione risulta $p = \frac{F_{tot}}{A_1} = \frac{8300}{78,5} = \mathbf{106 \text{ bar}}$

In un cilindro a **semplice effetto** occorre sottrarre la forza della molla, in fase di massima compressione, che contrasta la spinta.

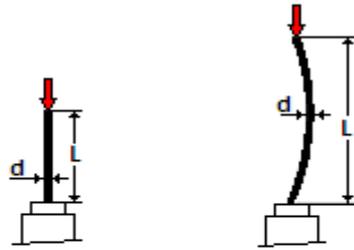
$$\text{Forza spinta reale } \mathbf{S.E} = p \text{ (bar)} \cdot \left(\frac{D^2(\text{mm}) \cdot \pi}{400} \right) - \mathbf{F \text{ molla}} = \mathbf{daN}$$

Nei due esempi esaminati lo spostamento avviene a velocità costante e quindi senza alcuna accelerazione.

Se per esempio dovessimo spostare verticalmente il carico di 15 700 Kg con una accelerazione, si deve tenere conto che si può generare una pressione nettamente superiore e di conseguenza valutare correttamente la scelta del diametro del cilindro.

10) Sollecitazione al carico di punta.

Lo stelo/asta del cilindro idraulico quando è in posizione di fine corsa esterno e quindi nella sua totale estensione si comporta come un'asta lunga e sottile soggetto a una forza esterna che tende a sottoporlo a flessione se la sua lunghezza estesa supera di **10** volte il diametro esterno dello stelo.



se L è minore di 10 volte il diametro d non si verifica il carico di punta.

se L supera di 10 volte il diametro d, si verifica il carico di punta.

Se il rapporto è superiore a 10 bisogna tenere conto del **carico di punta**, cioè la forza che tende a flettere lo stelo in uscita, sottoponendolo a una sollecitazione di flessione. Bisogna tenere conto anche del tipo di fissaggio del cilindro; la condizione peggiore si ha con un montaggio a snodo sferico posteriore e con il collegamento filettato dello stelo supportato ma non guidato rigidamente.



In questo caso l'asta del cilindro non idonea può flettere come indicato nella figura in maniera molto evidente per rendere l'idea della flessione.

È facile intuire che una sollecitazione di questo tipo porterà a una rapida rottura dello stelo. I cataloghi dei costruttori primari di cilindri idraulici riportano tutte le informazioni tecniche per la verifica del carico di punta, dove tengono conto di fattori importanti quali il tipo di fissaggio del cilindro, il collegamento meccanico dello stelo con il carico da spostare. I costruttori stabiliscono il coefficiente di sicurezza che deve essere utilizzato e il diagramma per un corretto dimensionamento dello stelo. L'estremità filettata dello stelo è la parte più soggetta a rottura a fatica in un cilindro e questa può avvenire senza alcun avvertimento mettendo in crisi tutto l'impianto idraulico e la macchina.

Riassumendo:

- Verificare se l'asta è soggetta al carico di punta nel seguente modo:

Indicando con σ_r il carico di rottura, cioè il rapporto tra la forza massima **F max** che provoca la rottura del componente e l'area **A** della sezione del medesimo componente, si ha la stabilità alla compressione quando :

$$\sigma_r = \frac{F \text{ max (N)}}{A \text{ (mm}^2\text{)}}$$

σ_r può avere un valore di 300 N/mm² per ferro; e da 600 a 800N/mm² per acciaio.

Poiché l'elemento deve resistere senza rompersi si determina un coefficiente di sicurezza c per ricavare il carico unitario che si può applicare allo stelo in sicurezza.

Il carico unitario ammesso $\sigma_{\text{amm}} = \frac{\sigma_r}{c} \frac{(\text{N})}{(\text{mm}^2)}$

Il valore del coefficiente di sicurezza c può variare da 4 e 6 a seconda dell'applicazione.

Nell'equazione di stabilità alla compressione sostituendo al carico di rottura il carico ammesso si ha:

$$\sigma_{\text{amm}} = \frac{F}{A} \left(\frac{N}{\text{mm}^2} \right) \text{ da cui si ricava } A = \frac{F}{\sigma_{\text{amm}}} = (\text{mm}^2)$$

da cui si può risalire al diametro d dello stelo del cilindro che deve risultare minore a un decimo della lunghezza libera, cioè la corsa.

In caso contrario occorre fare il calcolo del **carico di punta**.

Esempio: calcolare il diametro d dell'asta di un cilindro la cui estremità è libera.

La forza richiesta è di 50 000 N; la corsa libera è di 150 mm;

$$\sigma_r = 800 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}; c = 4$$

Per prima cosa troviamo il carico unitario ammesso:

$$\sigma_{\text{amm}} = \frac{\sigma_r}{c} = \frac{800}{4} = 200 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Introducendo i valori nell'equazione:

$$A = \frac{F}{\sigma_{\text{amm}}}$$

Troviamo che $A = \frac{50.000 (\text{N})}{200 (\text{N}/\text{mm}^2)} = 250 \text{ mm}^2$, quindi:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 250}{\pi}} = \sqrt{\frac{1.000}{3,14}} = \sqrt{318,5} = 17,8 \text{ mm}$$

Poiché la corsa del cilindro di 150 mm è minore di $10 d$ ($10 \times 17,8 = 178 \text{ mm}$), lo stelo è soggetto alla sola compressione.

- In caso contrario occorre fare il calcolo del \emptyset dell'asta considerando il carico di punta utilizzando la formula di Eulero.

Esempio. Calcolare il Ø dell'asta con i seguenti dati:

Corsa = 3 m ; Cs = 3,5 (coeff. di sicurezza); Carico: 1,6 t in spinta ;

Tipo di collegamento cilindro: flangia frontale fissa e guidata rigidamente.

Soluzione:

Verifica sollecitazione a compressione.

$$\sigma_r = 600 \div 800 \text{ N/mm}^2 \quad \sigma_{am} = \frac{\sigma_r}{c} \text{ dove } c = 4 \div 6 \text{ (coeff. di sicurezza)}$$

$$\sigma_{am} = \frac{\sigma_r}{c} = \frac{800}{6} = 133 \text{ N/mm}^2 ;$$

$$\sigma_{am} = \frac{F \max}{A} ; \quad A \text{ (mm}^2\text{)} = \frac{F \max}{\sigma_{am}} = \frac{1600 \text{ kg} \cdot 9,81}{133} = 118 \text{ mm}^2$$

$$d_{asta} = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{3,14}} = \frac{4 \cdot 118}{3,14} = 150,3 = 12,3 \text{ mm} \times 10 = 123 \text{ mm}$$

La corsa di 3000 mm > 122 mm. Lo stelo è soggetto al carico di punta.

La formula per calcolare il Ø dello stelo è:

$$d^4 = \frac{F \cdot Cs \cdot l_0^2 \cdot 64}{\pi^3 \cdot E}$$

Dove:

d = Ø stelo (mm)

F = Forza (N)

Cs = coefficiente sicurezza (3,5)

l₀ = lunghezza libera di flessione in metri (vedi tabella sotto)

E = modulo di elasticità in N/m² (2,1 · 10¹¹)

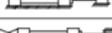
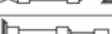
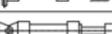
atos  www.atos.com

Tabella B015-12/1

5 Criteri di dimensionamento per cilindri e servocilindri

5.1 VERIFICA DEL CARICO DI PUNTA

5.1 Calcolo della lunghezza ideale

Attacco	Connessione estremità stelo	Tipo di montaggio	Fc
A, E, K, N, T, W, Y, Z	Fissa e guidata rigidamente		0.5
A, E, K, N, T, W, Y, Z	Incernierata e guidata rigidamente		0.7
B, P, V	Fissa e guidata rigidamente		1.0
G	Incernierata e guidata rigidamente		1.0
B, P, V, L	Incernierata e guidata rigidamente		1.5
A, E, K, N, T, W, Y, Z	Supportata ma non guidata rigidamente		2.0
C, D, H, S	Incernierata e guidata rigidamente		2.0
B, P, V	Supportata ma non guidata rigidamente		4.0
C, D, H, S	Supportata ma non guidata rigidamente		4.0

Per cilindri che lavorano con carichi in spinta, prima di scegliere lo stelo, deve essere effettuata la verifica del carico di punta. Questa verifica viene effettuata considerando lo stelo, completamente esteso, come una barra con lo stesso diametro dello stelo (criterio di sicurezza).

Seguire le seguenti indicazioni:

1. determinare il fattore di corsa "Fc" a seconda dell'attacco e della connessione estremità stelo, vedere la tabella a lato

2. calcolare la lunghezza ideale con l'equazione: lunghezza ideale = Fc x corsa

Se è stato selezionato un distanziale, la lunghezza del distanziale deve essere aggiunta alla corsa

3. calcolare il carico in spinta come indicato in sezione [3] o utilizzando le formule indicate in sezione [2]

4. estrapolare il punto di intersezione fra la linea curva superiore al punto di intersezione: se il diametro dello stelo scelto risulta inferiore, deve essere selezionato un altro stelo

5. il diametro stelo corretto viene letto sulla linea curva superiore al punto di intersezione: se il diametro dello stelo scelto risulta inferiore, deve essere selezionato un altro stelo

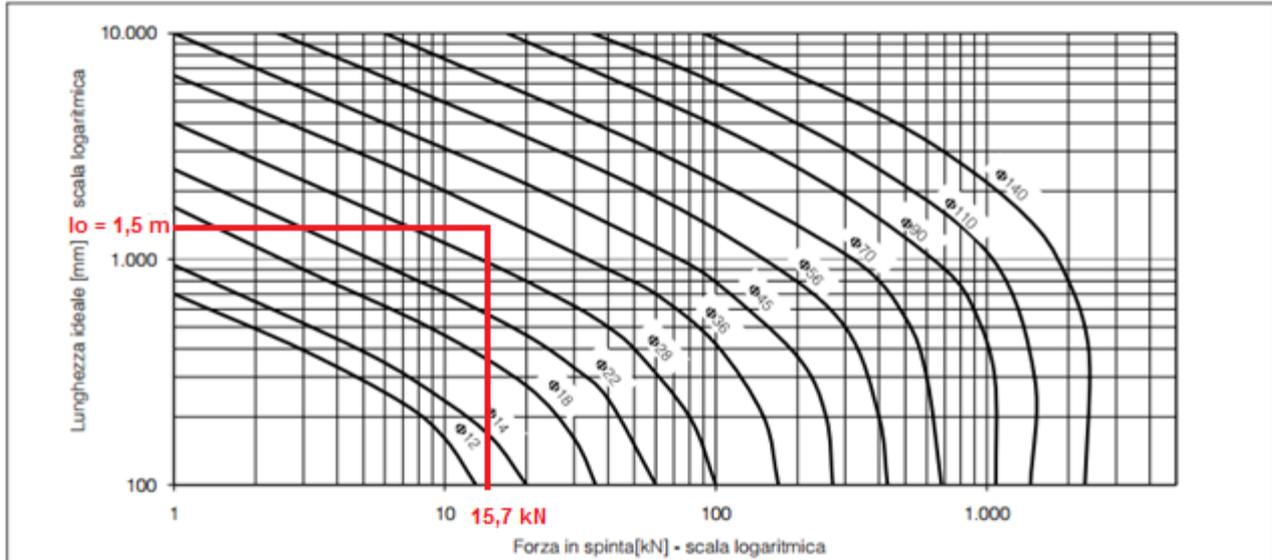
Introducendo i valori noti, diventa:

$$d^4 = \frac{F(1600 \cdot 9,81) \cdot Cs(3,5) \cdot l_0^2(3 \cdot 0,5)^2 \cdot 64}{\pi^3 (3,14)^3 \cdot E (2,1 \cdot 10^{11})} = 0,00000122$$

$$d = \sqrt[4]{0,00000122} = 0,033 \text{ m} \cdot 1000 = 33 \text{ mm}$$

La tabella sotto serve per la verifica del diametro dell'asta sottoposta a pressoflessione.

5.2 Diagramma di selezione stelo



Si sceglie un'asta con $\phi = 36 \text{ mm}$.

Considerazioni finali.

Per la scelta corretta di un cilindro occorre considerare i seguenti punti:

- Massa da muovere e relativa forza richiesta.
- Corsa
- Tempo di spostamento
- Pressione di lavoro
- Alesaggio cilindro
- Diametro dello stelo
- Fissaggio del cilindro
- Ammortizzatori di fine corsa
- Guarnizioni da impiegare
- Sensori di prossimità
- Dimensioni e posizione connessioni
- Temperatura di esercizio
- Fluido impiegato
- Grado di filtrazione

11) Cilindro con alimentazione “differenziale o rigenerativo”

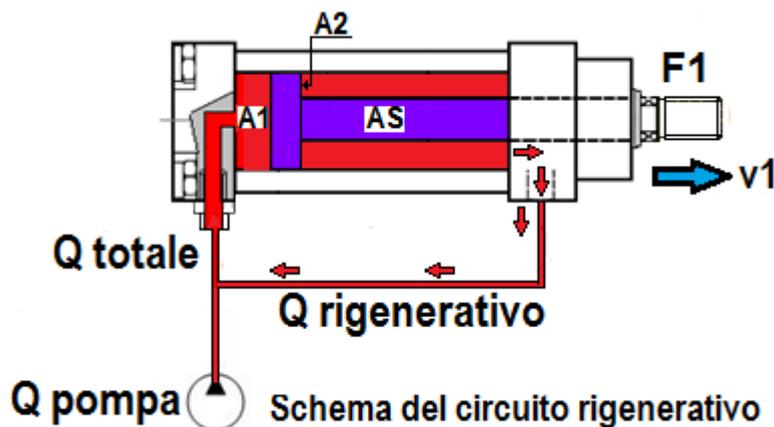
Il circuito rigenerativo è utilizzato solo con cilindri con singolo stelo e nella direzione in spinta.

Questo circuito utilizza il fluido della camera di scarico, inviandolo nella camera in spinta, **rigenerando** quindi il fluido che normalmente è destinato al serbatoio.

Con questa soluzione, la camera di spinta è alimentata sia dalla portata della pompa sia dalla portata proveniente dal lato stelo, e di conseguenza si ottiene un notevole incremento della velocità in spinta del pistone.

La differenza delle sezioni A1 e A2 garantisce la spinta del cilindro e l'area attiva è l'equivalente della sezione **As** dello stelo.

Occorre quindi tenere conto che la forza di spinta sarà notevolmente ridotta e quindi l'impiego è indicato per ottenere alte velocità di avvicinamento.



$$Q_{\text{totale}} = Q_{\text{pompa}} + Q_{\text{rigenerativo}}$$

$$Q_{\text{pompa}} = Q_{\text{totale}} - Q_{\text{rigenerativo}}$$

Ricordando che la portata $Q = \text{velocità} \times \text{Area}$

Sostituendo l'area corretta, l'equazione della portata pompa diventa:

$$Q_{\text{pompa}} = Q_{\text{totale}} - Q_{\text{rigenerativo}}$$

$$Q_{\text{tot}} = v_1 \cdot A_1 = Q_p + Q_{\text{rig}} \rightarrow v_1 \cdot A_1 = Q_p + v_1 \cdot A_2 \rightarrow$$

$$Q_p = v_1 \cdot A_1 - v_1 \cdot A_2 = v_1 (A_1 - A_2) = \mathbf{v_1 \cdot A_s}$$

Per calcolare la velocità del pistone in uscita collegato in modo rigenerativo si utilizza:

$$v_1 = \frac{Q_{\text{pompa}} \left(\frac{l}{\text{min}} \right)}{6 \cdot A_s \text{ (cm}^2\text{)}}$$

Per calcolare la velocità del pistone in rientro:

$$v_2 = \frac{Q_{\text{pompa}} \left(\frac{l}{\text{min}} \right)}{6 \cdot A_2 \text{ (cm}^2\text{)}}$$

Con un cilindro il cui rapporto A_1/A_2 è uguale a 2, la velocità di spinta sarà uguale alla velocità in tiro.

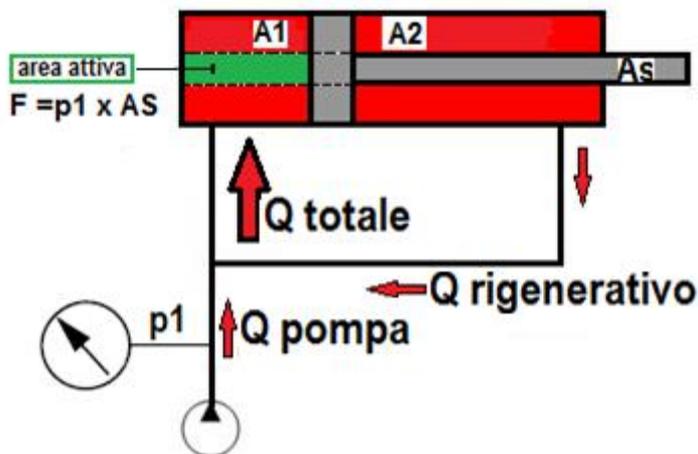
Più lo stelo del cilindro sarà grande, minore sarà la velocità in spinta del cilindro.

La forza disponibile sull'asta del cilindro è data dalla differenza tra la forza della testata posteriore e la forza della testata lato anteriore. $A_1 > A_2$

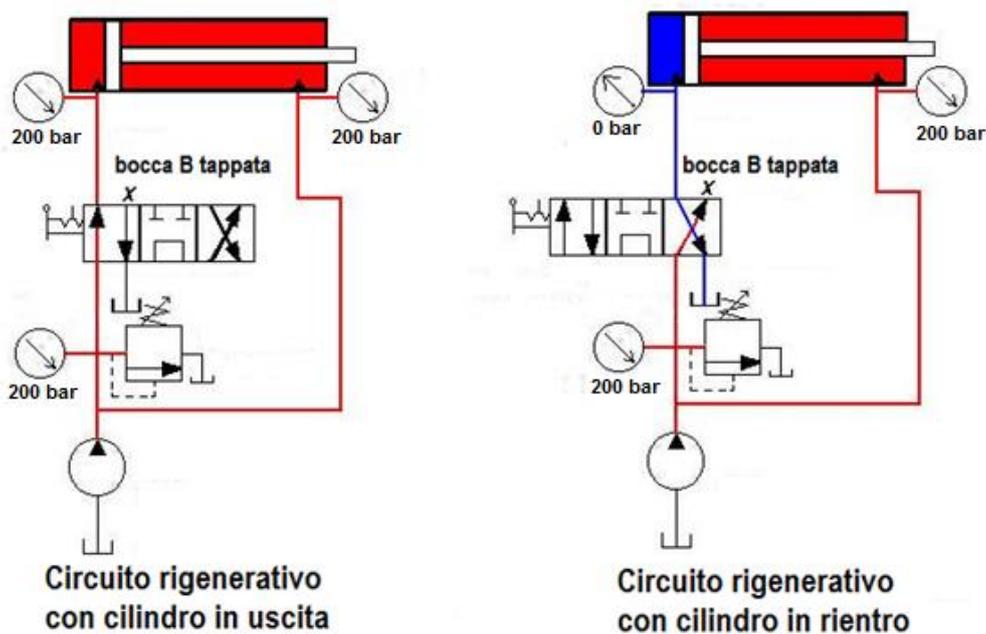
La forza generata nella testata posteriore è maggiore di quella generata nella testata anteriore a causa dell'area più grande.

$$\text{Forza di spinta } F \text{ (daN)} = p \text{ (bar)} \cdot A_s \text{ (cm}^2\text{)} \cdot \eta$$

$$\text{Forza in rientro } F \text{ (daN)} = p \text{ (bar)} \cdot A_2 \text{ (cm}^2\text{)} \cdot \eta$$



Con un cilindro il cui rapporto A_1/A_2 è esattamente uguale a 2, la forza di spinta sarà uguale alla forza in tiro.



Portata che passa attraverso il distributore: $Q_{tot} = Q_{distr} \left(\frac{1}{\min} \right) = 6 \cdot A_1 \cdot v_1$

In conclusione: questo tipo di installazione è utilizzata per realizzare una rapida uscita dello stelo con uno sforzo ridotto.

Questo tipo di circuito trova impiego su macchine che necessitano di un avvicinamento molto rapido per poi terminare la corsa con un collegamento convenzionale in modo da garantire un massimo sforzo finale.

12) Moltiplicatore di pressione

Esistono altri tipi di attuatori che lavorano con il principio del torchio idraulico; ne è un esempio, il **moltiplicatore di pressione (booster)**.

Se per una determinata applicazione è richiesta una pressione che con le normali pompe idrauliche non si riesce a raggiungere, si utilizza il moltiplicatore di pressione che sfruttando il principio dei rapporti tra due diametri permette di ottenere altissime pressioni.

L'utilizzo del moltiplicatore si trova nei banchi prova dei tubi flessibili, sia per le prove di pressione che per quella di scoppio; per il bloccaggio di pezzi sulle macchine utensili, su particolari presse di formatura, ecc. La pressione che si può raggiungere con i moltiplicatori arriva a 5.000 bar e il cilindro principale può essere mosso sia ad aria sia con olio.

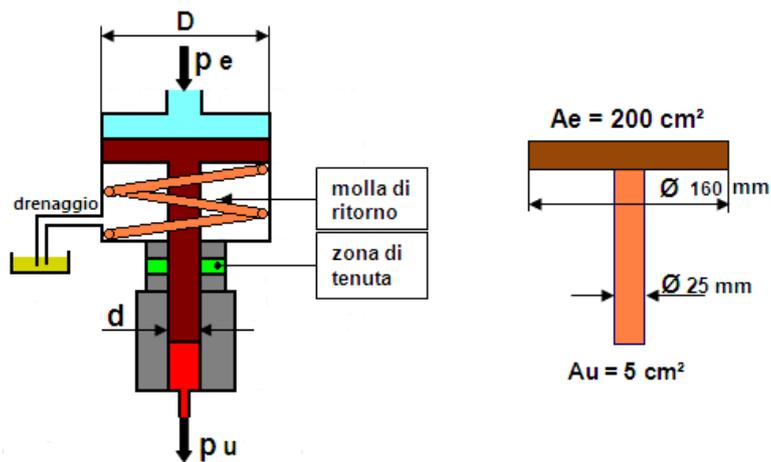
Per il suo funzionamento basta alimentare il cilindro a semplice effetto con aria compressa o con olio in pressione **Pe** (pressione entrata) per ottenere una pressione moltiplicata **Pu** (pressione uscita). La formula che stabilisce questo principio si basa sulla legge di Pascal.

Il rapporto tra le due sezioni $\frac{A_e}{A_u}$, fissa il notevole incremento di pressione che si ottiene sul cilindro piccolo. Il ritorno è garantito da una molla.

Infatti, se sull'area **Ae** (Area entrata) è applicata una pressione **Pe** (pressione entrata), otteniamo una forza **F** che la ritroviamo sul cilindretto **d**.

Il rapporto tra le superfici fornisce anche il valore del rapporto di moltiplicazione del moltiplicatore.

$$P_e \cdot A_e = P_u \cdot A_u, \text{ da cui si ricava } P_u = P_e \cdot \frac{A_e}{A_u}$$

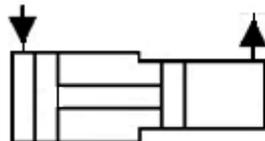


Rapporto di moltiplicazione $R = \frac{A_e}{A_u} = 40$. Si dice che il rapporto è di 40 : 1.

Esempio: $p_e = 50$ bar, calcolare la pressione p_u .

La pressione $p_u = p_e \cdot \frac{A_e}{A_u}$, sostituendo i valori

$$p_u = 50 \cdot \frac{200}{5} = 2000 \text{ bar}$$



Simbolo ISO moltiplicatore di pressione

13) Applicazione del principio del “ Torchio idraulico”

Un classico esempio del principio del torchio idraulico è applicato al cric di sollevamento. Il gommista solleva un'automobile che ha una massa di 1500 kg. con grande facilità usando solo la forza delle braccia.



Caratteristiche generali del cric:

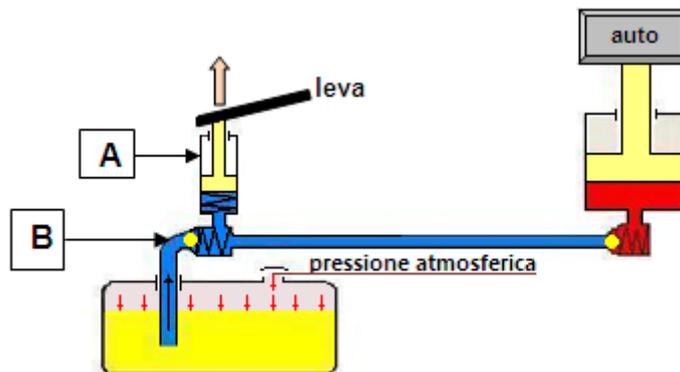
Portata 3 T (3000 kg)

Alzata min 160 mm / max 500 mm

Peso del cric kg. 40

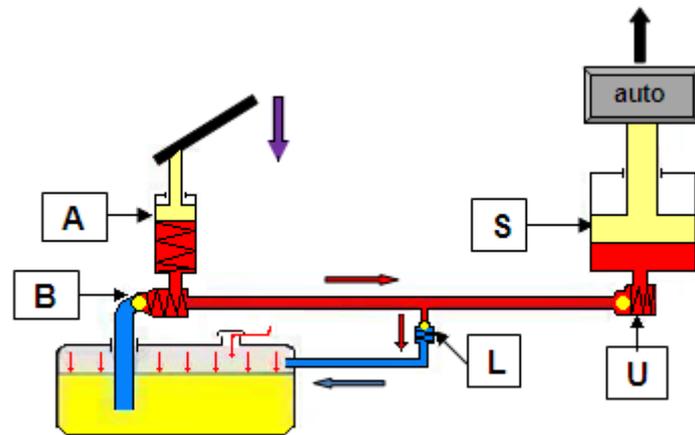
Principio di funzionamento: seguiamo passo-passo come si realizza il circuito di un cric idraulico. La soluzione in esame deve intendersi solo a livello di esercizio. La costruzione del cric idraulico è lasciata al progettista dell'apparecchiatura.

1° passo)



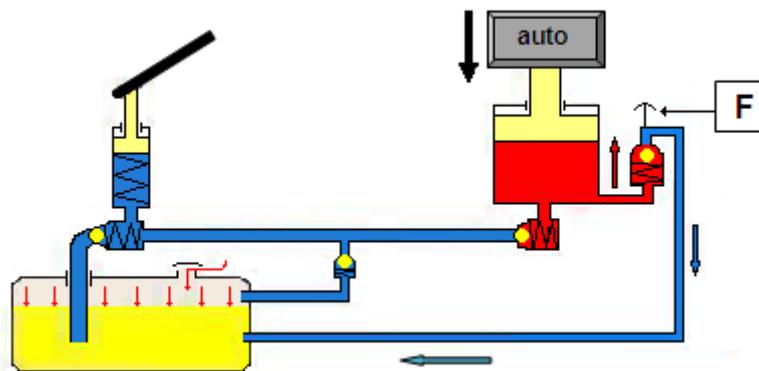
L'operatore azionando con la leva il cilindro **A** nel senso della freccia tramite aspira l'olio che spinto dalla pressione atmosferica presente nel serbatoio sale lungo il tubo di aspirazione ,apre la valvola unidirezionale **B** e va a riempire la camera del cilindro a semplice effetto (**azzurro**). Il fenomeno di aspirazione è uguale a quello che avviene quando si aspira con una cannucchia una bibita; la bocca si riempie della bevanda, nel nostro esempio la camera del cilindro **A** si riempie di olio.

2° passo)



Il sollevamento dell'automobile può iniziare; la spinta verso il basso della leva muove il pistone che sposta una certa quantità d'olio nella tubazione (rosso); la valvola **B** si chiude mentre la valvola **U** si apre e il cilindro principale compie una determinata corsa verso l'alto. La valvola limitatrice **L** rimane chiusa perché il circuito non ha raggiunto la pressione massima di apertura. Con l'inversione del movimento della leva si ripete il ciclo di aspirazione.

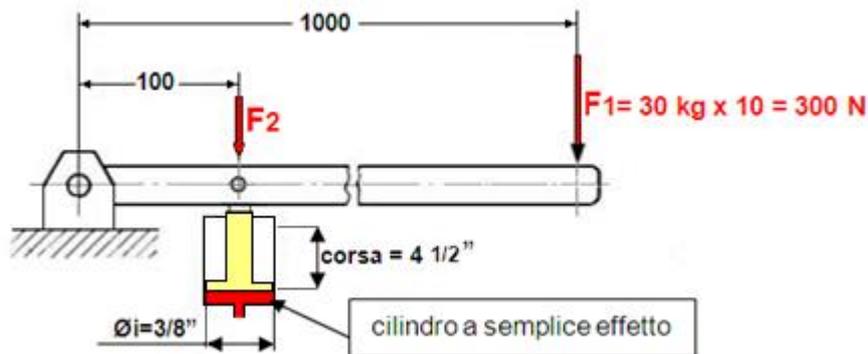
3° passo)



L'abbassamento dell'auto è comandato dall'operatore stesso che attiva l'apertura della valvola frenatrice di discesa **F** e l'olio può defluire nel serbatoio. L'auto si abbassa e l'energia idraulica accumulata dall'olio in pressione è convertita in energia termica per effetto della strozzatura della valvola di frenatura **F**. La regolazione dell'apertura della valvola frenatrice determina la velocità di discesa dell'auto.

Esempio di calcolo di un cric idraulico:

Cilindro a semplice effetto con molla di ritorno $F_{molla} = 50 \text{ N}$.



La leva è in equilibrio se impostiamo il calcolo nel seguente modo:

$$F_1 \cdot 1000 = F_2 \cdot 100 \text{ ricaviamo } F_2 = \frac{F_1 \cdot 1 \text{ m}}{0,1 \text{ m}} = \frac{300 \text{ N} \cdot 1 \text{ m}}{0,1 \text{ m}} = 3.000 \text{ N}$$

Significa che sul cilindro esercitiamo una forza F_2 di 3.000 N meno la forza di contrasto della molla di 50 N. Quindi la forza reale è uguale a $3.000 \text{ N} - 50 \text{ N} = 2950 \text{ N} = 295 \text{ daN}$

Calcoliamo la pressione che si crea nel cilindro s.e.:

dalla formula $F = p \cdot A$ per prima cosa troviamo la sezione A del cilindro s.e.

Il \varnothing_i indicato nel disegno è di $3/8''$ e quindi deve essere trasformato in mm.

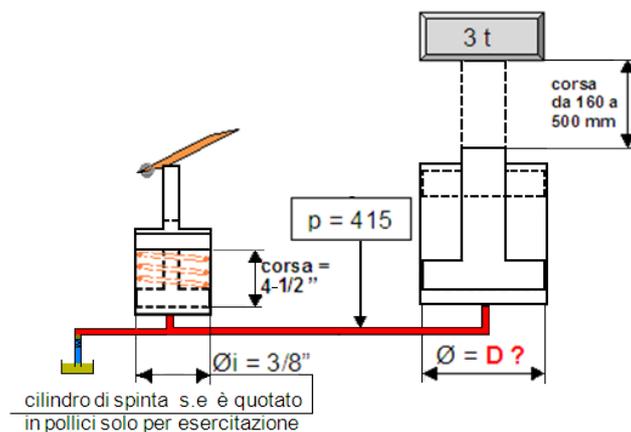
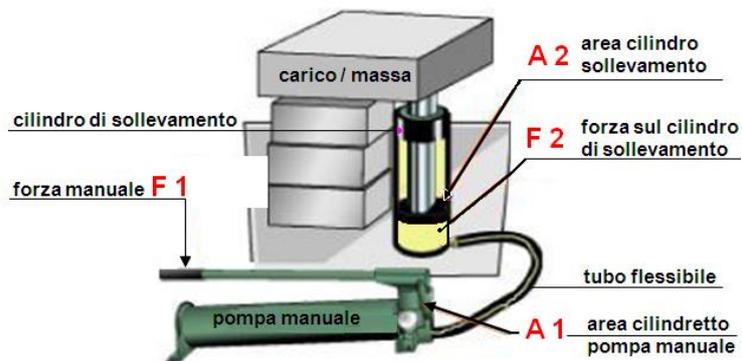
Sappiamo che $1''$ corrisponde a 25,4 mm per cui

$$3/8'' \times 25,4 \text{ mm} = 25,4 \times 3 : 8 = \varnothing 9,52 \text{ mm.}$$

$$A_{s.e} = 9,52^2 \cdot 3,14 : 400 = 0,71 \text{ cm}^2$$

$$p = F : A_{s.e} = 295 \text{ (daN)} : 0,71(\text{cm}^2) = 415 \text{ bar.}$$

Questo esempio conferma che una persona con uno sforzo normale di 30 kg, sviluppa una pressione di 415 bar disponibile al cilindro di alzata.



Dimensionamento $\varnothing D$ del cilindro di alzata.

Conosciamo i seguenti dati:

- ✓ Massa da sollevare 3 t
- ✓ Pressione di spinta 415 bar
- ✓ Corsa cilindro di alzata min.160 mm ; max . 500 mm.

Il diametro del cilindro di alzata si calcola con la formula $F = p \times A$ da cui ricavo il valore della sezione . $A = F : p = 3000 \text{ daN} : 415 \text{ bar} = 7,22 \text{ cm}^2$.

Dalla formula per calcolare l'area trovo il diametro

$$D = \sqrt{\frac{A \cdot 400}{\pi}} = \sqrt{\frac{7,22(\text{cm}^2) \cdot 400}{3,14}} = 30,3 \text{ mm}$$

Verifica del calcolo:

$$F \cdot A = 415 \text{ (bar)} \cdot 7,22 \text{ (cm}^2\text{)} = 2.996 \text{ daN} \cdot 10 = 29.960 \text{ N} : 10 = \text{circa } 3.000 \text{ kg} = \mathbf{3 \text{ t.}}$$

Calcolare il numero di pompate necessarie per alzare il carico di 160 mm.

Il cilindro s.e ad ogni pompata sposta un volume di olio $V_s = A_{s.e} \cdot \text{corsa s.e}$

Dove $A_{s.e} = 0,71 \text{ cm}^2 \cdot 4" \frac{1}{2}"$; quindi dobbiamo trasformare $4" \frac{1}{2}"$ in **cm**

con il seguente calcolo: $2,54 \cdot 4 = 10,16 \text{ cm}$, rimane il valore di $\frac{1}{2}" \cdot 2,54 = 1,27 \text{ cm}$.

La corsa è di $10,16 + 1,27 = \mathbf{11,43 \text{ cm}}$.

Lo spostamento subito dal cilindro di alzata si realizza per effetto dello spostamento del volume del liquido impresso con il cilindro di spinta s.e ed è pari ad $A_1 \cdot h_1$, che per il principio di conservazione della massa è identico ad $A_2 \cdot h_2$ (**come spiegato nel torchio idraulico**). Quindi: $h_2 = \frac{A_1}{A_2} \cdot h_1$;

Sostituendo i valori $h_2 = 0,71 : 7,22 \cdot 11,43 = 1,12 \text{ cm} = \mathbf{11,2 \text{ mm}}$.

Per la corsa minima di 160 mm, il numero di pompate è di $160 \text{ mm} : 11,2 \text{ mm} = \mathbf{14}$ pompate

Per la corsa massima di 500 mm, il numero di pompate è di $500 : 11,2 = \mathbf{44}$ pompate

Un altro procedimento prevede di utilizzare i volumi dei due cilindri.

Il cilindro grande deve fare una corsa minima di 160 mm e la sua area è di $7,22 \text{ cm}^2$.

Il volume da spostare è di $7,22 \text{ cm}^2 \times 16 \text{ cm} = 115,5 \text{ cm}^3$.

Il volume del cilindro piccolo è di $0,71 \text{ cm}^2 \times 11,4 \text{ cm} = 8 \text{ cm}^3$ per ogni pompata.

$$\text{Pertanto } \frac{115,5 \text{ cm}^3}{8 \text{ cm}^3} = \mathbf{14 \text{ pompate}}$$

Potenza necessaria per sollevare il carico di 3 t. in un tempo di 10 secondi.

Per il principio di conservazione dell'energia che afferma che i due lavori W_1 e W_2 sono uguali, possiamo scrivere: $F_1 \cdot h_1 = F_2 \cdot h_2$

sostituendo i valori con **h** in metri, si ottiene:

$$2950 \cdot 0,114 = 30.000 \times 0,0112 \quad \mathbf{W = 336 J}$$

Lo spostamento deve essere fatto in 10 secondi, dalla formula

$$P = W : t \text{ si calcola } \mathbf{P = 336 : 10 = 33,6 \text{ watt}}$$
 per ogni pompata

$$\mathbf{P \text{ totale per corsa di } 160 \text{ mm} = 33,6 \cdot 14 = 470,4 \text{ W}}$$

$$\mathbf{P \text{ totale per corsa di } 500 \text{ mm} = 33,6 \cdot 44 = 1.478 \text{ W (1,48 kW)}}$$

Esercizio: con un cilindro di **130 mm** di alesaggio si deve sollevare un carico di **50 t**.

Quale pressione di esercizio è necessaria per il sollevamento?

Dalla formula

$$F = p \cdot A \text{ troviamo che } \mathbf{p = F : A}$$
, dove:

$$\mathbf{F = 50.000 \text{ kg} \cdot 10 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 500.000 \text{ N} = 50.000 \text{ daN}}$$

, $\mathbf{A = d^2 \cdot \pi : 400}$ in cm^2 sostituendo i valori

$$\mathbf{A = (130 \cdot 130) \cdot 3,14 : 400 = 132,6 \text{ cm}^2}.$$

Quindi:

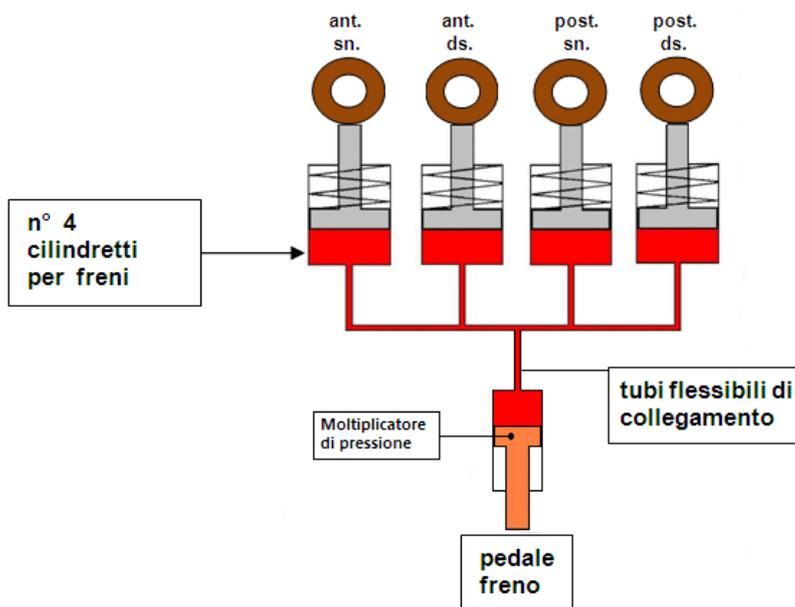
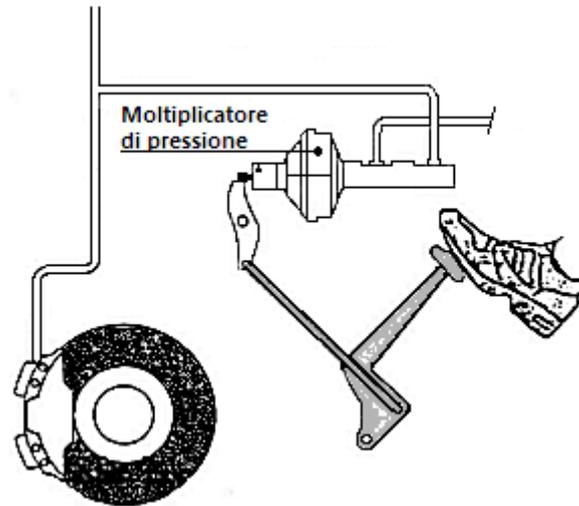
$$\mathbf{p = 50.000 : 132,6 = 377 \text{ bar.}}$$

La pressione necessaria per il sollevamento è di **377 bar**.

Per comprendere l'importanza del principio del torchio idraulico, **che sta alla base di tutte le trasmissioni idrostatiche**, desidero porre l'attenzione su di un'applicazione che utilizziamo tutti i giorni sulle nostre auto: **i freni**.

In generale quando azioniamo i freni della nostra auto, il sistema frenante si comporta come un torchio idraulico. Con uno sforzo muscolare minimo, riusciamo a fermare

un'automobile di una certa massa, lanciata ad una velocità importante in uno spazio relativamente breve.



Schema **dimostrativo** del circuito idraulico di un impianto frenante.

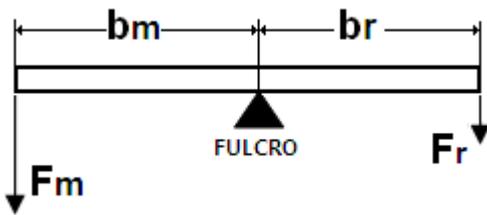
14) Considerazioni sulla leva.

La leva è una macchina semplice (cioè non si può scomporre in macchine ancora più elementari) costituita da due bracci solidali fra loro incernierati per un'estremità a un fulcro, attorno al quale sono liberi di ruotare.

I bracci sono la distanza tra i punti di applicazione di **F_m** e **F_r** e il fulcro.

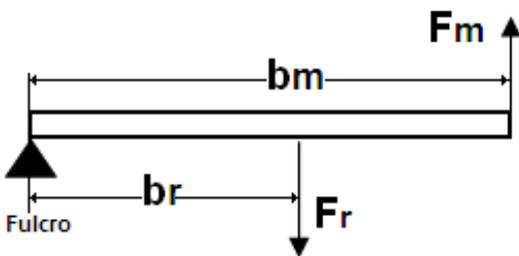
Le leve sono di tre generi a seconda la posizione del fulcro, della forza **motrice** e della forza resistente.

a) leva di primo genere



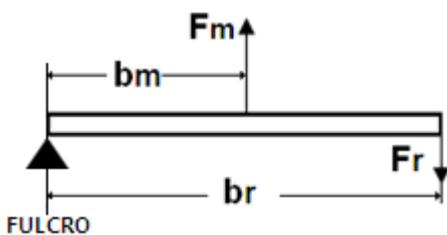
Per "vantaggio" s'intende che la potenza impiegata è inferiore alla resistenza da vincere, ma è da ricordare che il vantaggio in forza è pagato con un maggior movimento della potenza rispetto quello della resistenza; la maggior parte delle macchine richiede grande possibilità di movimento e adottano quindi leve svantaggiose.

b) leva di secondo genere



carriola : dove il fulcro è l'asse della ruota
 la Forza resistente è il peso da trasportare
 la Forza motrice sono i manici

c) leva di terzo genere



braccio umano : dove il fulcro è il gomito,
 la Forza resistente è l'oggetto sorretto dalla mano,
 la Forza motrice sono i muscoli del braccio
 la leva è sempre svantaggiose

La condizione di equilibrio per le leve è data da:

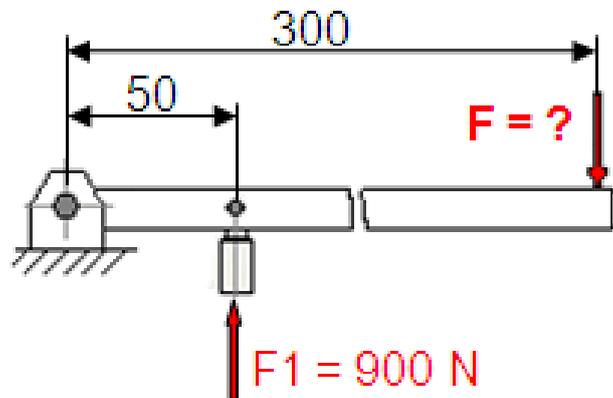
$$F_m \cdot b_m = F_r \cdot b_r$$

da cui si ricava: $F_m = \frac{F_r \cdot b_r}{b_m}$ e $F_r = \frac{F_m \cdot b_m}{b_r}$

La leva è vantaggiosa se la forza motrice richiesta è minore della forza resistente.

La leva è sfavorevole se la forza motrice richiesta è maggiore della forza resistente.

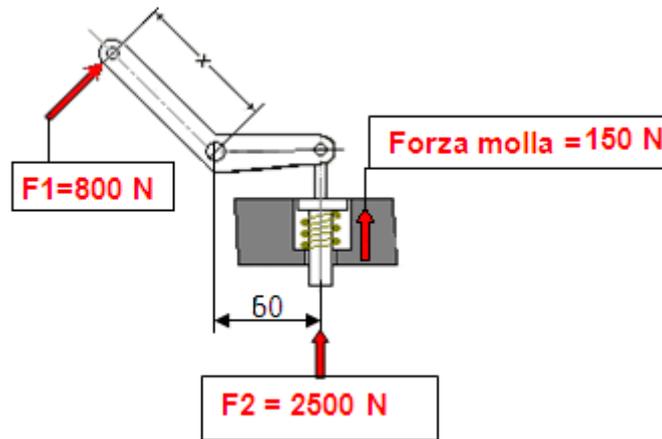
La leva è indifferente se la forza motrice richiesta è uguale alla forza resistente.



Il sistema è in equilibrio solo se il momento destrorso è uguale al momento sinistrorso.
Abbiamo quindi:

$$M = 900 \text{ N} \cdot 50 \text{ mm} = 45.000 \text{ N mm} = 45 \text{ N m}$$

$$\text{La forza } F = \frac{900 \text{ N} \cdot 50 \text{ mm}}{300 \text{ mm}} = \frac{45.000 \text{ N mm}}{300 \text{ mm}} = 150 \text{ N}$$



L'espulsore comandato dalla leva lavora con una forza $F_2 = 2500 \text{ N}$. La molla di compressione riporta la leva nella posizione di partenza con una forza di 150 N .

Quale valore deve avere la quota X in mm .?

La leva è in equilibrio solo se impostiamo così il calcolo:

$$800 \text{ N} \cdot x = (2500 + 150 \text{ N}) \cdot 60 \text{ mm} ; x = \frac{(2500 + 150) \text{ N} \cdot 60 \text{ mm}}{800 \text{ N}} = \mathbf{199 \text{ mm}}$$

ESEMPI di CALCOLO

1) Un cilindro doppio effetto con un $D = \varnothing 160 \text{ mm}$ deve esercitare una forza di 200 kN in spinta. Determinare la pressione necessaria nella camera di spinta del cilindro. Risolvere l'esempio utilizzando sia le unità di misura **S. I** sia le unità tecniche.

SOLUZIONE:

$$\text{Dalla formula } p = \frac{F}{A} = \frac{200 \cdot 1000}{\frac{0,16^2 \cdot 3,14}{4}} = \frac{200000 \text{ N}}{0,02 \text{ m}^2} = \mathbf{10000000 \text{ N/m}^2} (\text{pascal})$$

Utilizzando le unità tecniche :

$$200 \text{ kN} = 200000 \text{ N} : 10 = \mathbf{20000 \text{ daN}} ; A = \frac{D^2 (\text{mm}) \cdot \pi}{400} = \frac{160^2 \cdot 3,14}{400} = \mathbf{200 \text{ cm}^2}$$

$$p = \frac{20000 \text{ daN}}{200 \text{ cm}^2} = \mathbf{100 \text{ bar}}$$

2) Il diametro dell'asta del cilindro sopra è $d = \varnothing 90 \text{ mm}$, determinare la forza in rientro considerando la pressione sopra calcolata.

Risolvere l'esempio utilizzando sia le unità di misura **S. I** sia le unità tecniche.

SOLUZIONE:

$$\text{L'area di rientro } A_2 = A - A_s = 0,02 - \left(\frac{0,009^2 \cdot 3,14}{4} \right) = \mathbf{0,0137 \text{ m}^2}$$

$$F = p \cdot A_2 = 100000000 \cdot 0,0137 = 137000 \text{ N} : 1000 = \mathbf{137 \text{ kN}}$$

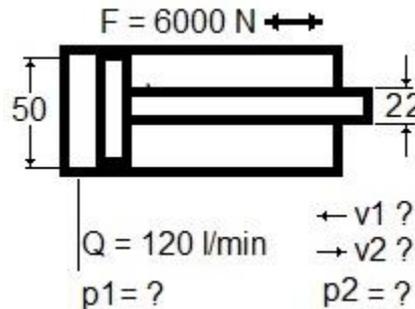
Utilizzando le unità tecniche :

$$\text{L'area di rientro } A_2 = A - A_s = 200 - \left(\frac{90^2 \cdot 3,14}{400} \right) = \mathbf{137 \text{ cm}^2}$$

$$F = p \cdot A_2 = 100 \cdot 137 = 13700 \text{ daN} \cdot 10 = 137\,000 \text{ N} : 1000 = \mathbf{137 \text{ kN}}$$

3) Con i dati del disegno, calcolare:

- Le velocità del pistone in uscita e in rientro
- La pressione p_1 in uscita e la pressione p_2 in rientro
- La potenza del cilindro in fase di uscita e in fase di rientro



SOLUZIONE:

$$\text{La velocità in uscita } \mathbf{v_1} = \frac{Q}{A_1 \cdot 6} = \frac{120}{19,63 \cdot 6} = \frac{120}{117,8} \cong \mathbf{1 \text{ m/s}}$$

$$\text{La velocità in rientro } \mathbf{v_2} = \frac{Q}{A_2 \cdot 6} = \frac{120}{15,83 \cdot 6} = \frac{120}{94,98} \cong \mathbf{1,26 \text{ m/s}}$$

$$\text{dove } A_2 = A_1 - A_s = 19,63 - 3,8 = \mathbf{15,83 \text{ cm}^2}$$

$$\text{La pressione } \mathbf{p_1} = \frac{F}{A_1} = \frac{600 \text{ daN}}{19,63 \text{ cm}^2} = \mathbf{30,5 \text{ bar}}$$

$$\text{La pressione } \mathbf{p_2} = \frac{F}{A_2} = \frac{600 \text{ daN}}{15,83 \text{ cm}^2} = \mathbf{38 \text{ bar}}$$

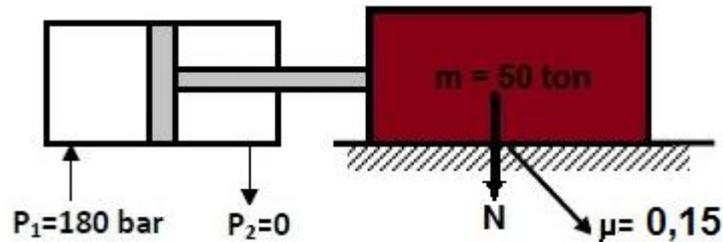
$$\text{La potenza in uscita } \mathbf{P_u} = \frac{Q \cdot p_1}{600} = \frac{120 \cdot 30,5}{600} = \mathbf{6,1 \text{ kW}}$$

$$\text{La potenza in rientro } \mathbf{P_r} = \frac{Q \cdot p_2}{600} = \frac{120 \cdot 38}{600} = \mathbf{7,6 \text{ kW}}$$

4) Un cilindro idraulico deve accelerare un carico di **50 tonnellate** dalla posizione di riposo, con una velocità di **10 m/min** per **50 mm**. Considerare il coefficiente di attrito radente $\mu_{\text{rad}} = 0,15$.

Considerare la contropressione uguale a 0 bar. Determinare:

- a) la dimensione normalizzata del cilindro, considerando una pressione di lavoro ammessa per il cilindro di 180 bar.
 b) la portata necessaria per muovere il cilindro a una velocità di 3 m/min.



SOLUZIONE:

Dati tecnici a disposizione:

$$m = 50 \text{ ton} \cdot 1000 = 50000 \text{ kg}$$

$$\mu_{rad} = 0,15$$

$$v = 10 \text{ m/min} : 60 = 0,1666 \text{ m/s}$$

$$v_0 = 0 \text{ m/s}$$

$$s = 50 \text{ mm} : 1000 = 0,05 \text{ m}$$

$$a) \text{ Dalla formula } a_{acc} = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot \Delta s} = \frac{0,1666^2 - 0^2}{2 \cdot 0,05} = 0,278 \text{ m/s}^2$$

Forza per accelerare il carico

$$F_{acc} = m \cdot a_{acc} = 50000 \cdot 0,278 = 13900 \text{ N}$$

Forza per vincere l'attrito

$$F_{att} = N \cdot \mu_{rad} = 50000 \cdot 0,15 = 73575 \text{ N}$$

$$\text{Forza totale} = F_{acc} + F_{att} = 13900 + 73575 = 87475 \text{ N} = 8750 \text{ daN}$$

$$\text{Area cilindro} = \frac{F_{tot}}{p} = \frac{8750}{180} = 48,6 \text{ cm}^2$$

$$\text{Diametro cilindro } D = \sqrt{\frac{400 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{400 \cdot 48,6}{3,14}} = 78,7 \text{ mm}$$

Dalla tabella normalizzata si sceglie il Ø 80 mm ; $A_1 = 50,27 \text{ cm}^2$

- b) la portata necessaria per muovere il pistone alla velocità di 3 m/min : 60 = 0,05 m/s

$$Q = 6 \cdot A_1 \cdot v = 6 \cdot 50,27 \cdot 0,05 = 15 \text{ l/min}$$

4) Un cilindro idraulico deve sollevare un carico di 20 ton. ad una distanza di 4 m in 30 secondi.

Determinare la pressione di lavoro e con questo dato dimensionare il corretto cilindro e la pompa.

Non superare la pressione massima di 120 bar.

Determinare l'esatta pressione di lavoro e specificare la pressione di taratura della valvola di massima.

Considerare un rendimento totale della pompa del 60% .

Dimensionare la corretta potenza del motore elettrico.

Utilizzare le unità di misura tecniche.

SOLUZIONE:

Dati tecnici a disposizione:

m = 20 ton

p max = 120 bar

corsa = 4 m

tempo = 30 secondi

rend.totale = 0,6

Area cilindro $A = \frac{F}{p}$ dove $F = m \cdot g = 20 \cdot 1000 \cdot 9,81 = 196200 \text{ N} \cdot 0,1 = \mathbf{19620 \text{ daN}}$

$$A = \frac{F}{p} = \frac{19620 \text{ (daN)}}{120 \text{ (bar)}} = \mathbf{163,5 \text{ cm}^2}$$

Dalle tabelle dei cilindri normalizzati si sceglie il $\varnothing = 160 \text{ mm}$ con $A_1 = \mathbf{201 \text{ cm}^2}$

La pressione di lavoro diventa: $p = \frac{F}{A_1} = \frac{19620 \text{ (daN)}}{201 \text{ (cm}^2)} = \mathbf{97,6 \text{ bar}}$

Consideriamo la taratura della valvola di massima del 10% superiore rispetto alla pressione di lavoro.

p v. max = 97,6 + 10% = **107 bar**

Dimensionamento pompa.

corsa **S** = 4 m ; tempo **t** = 30 s ; $v = \frac{S}{t} = \frac{4}{30} = \mathbf{0,133 \text{ m/s}}$

La portata **Q** = 6 · A₁ · v = 6 · 201 · 0,133 = **160,8 l/min**

Dimensionamento potenza motore elettrico

$$P = \frac{Q \cdot p}{600 \cdot \eta_{\text{tot}}} = \frac{161 \cdot 107}{600 \cdot 0,6} = \mathbf{47,8 \text{ kW}}$$

Il motore elettrico avrà una potenza di **50 kW**