

VALVOLE OLEODINAMICHE

Il controllo del fluido è una delle più importanti funzioni in un sistema oleodinamico.

Se la scelta delle valvole non è corretta, l'intero sistema idraulico sarà compromesso.

Le **valvole** oleodinamiche sono gli elementi preposti per regolare la pressione, interrompere, fare passare, deviare il flusso di olio per muovere i vari attuatori in funzione delle esigenze dell'impianto.

Le valvole, in generale, si possono raggruppare nelle seguenti tipologie:

- Valvole controllo della pressione.
- Valvole controllo della direzione.
- Valvole controllo della portata.

A loro volta sono classificate in funzione del tipo di comando esterno con cui sono azionate.

- ✚ Manuale a pulsante, leva, pedale
- ✚ Meccanico a spintore, molla, rullo, tacca
- ✚ Pressione idraulica o pneumatica
- ✚ Elettrico

Le valvole di **controllo della pressione** che hanno la funzione di limitare e proteggere il circuito da eccessi di pressione.

A loro volta si dividono in:

- Valvole limitatrici o di massima pressione.
- Valvole di sequenza
- Valvola di scarico
- Valvole di riduzione di pressione
- Valvole di bilanciamento
- Valvole interruttore di pressione/pressostati e trasduttori

Le valvole di **controllo della direzione (distributori)** sono destinate a convogliare il flusso di olio al cilindro o al motore per realizzare il movimento nella direzione richiesta, per far partire o fermare l'attuatore, per accelerarlo o rallentarlo.

A loro volta si possono suddividere in tre tipi:

- ✓ Spola, in cui un cursore mobile scorre in una sede cilindrica del corpo valvola.
- ✓ Otturatore, in cui un cursore mobile scorre con un cono di tenuta.
- ✓ Sfera, in cui la tenuta è garantita da una sfera.

Ciascuna con il suo impiego specifico.

Tra le valvole di **controllo di portata** si possono classificare anche quelle che interrompono o agevolano il passaggio del fluido e sono:

- ❖ Valvole unidirezionali o di non ritorno
- ❖ Valvole selettive a T.
- ❖ Valvole di decelerazione.

Le valvole di **controllo della portata** hanno la funzione di regolare e controllare la velocità dell'attuatore e del relativo carico e si possono classificare in:

- Strozzamento bidirezionale o unidirezionale.
- Regolatori di flusso compensati

Valvole: mentre i **distributori** permettono di controllare la direzione del flusso dell'olio, le valvole hanno il compito di regolare gli altri due elementi fondamentali del circuito oleodinamico: pressione e portata.

Suggerisco di guardare il seguente video come ripasso generale di un circuito idraulico di base.
<https://thexvid.com/video/ttjjNu6zCps/hydraulic-symbols-for-beginners.html>

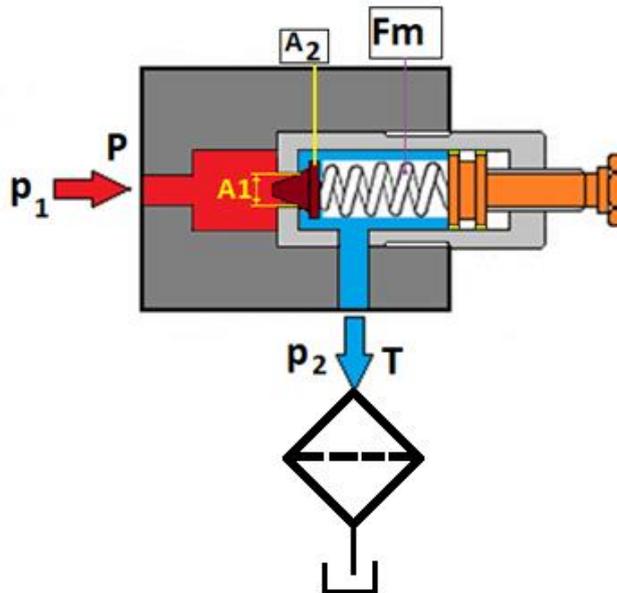
Le molle a compressione e il principio dell'equilibrio delle forze

Molti componenti oleodinamici utilizzano le molle di compressione per contrastare una forza idraulica, che deve essere controllata, per permettere all'elemento (otturatore o cassetto) di modulare l'apertura della valvola in modo da controllarne la corsa e di conseguenza lo strozzamento e ottenere un qualsiasi grado di regolazione.

La grandezza della forza è pari al prodotto della pressione differenziale Δp dell'elemento e l'area effettiva su cui agisce la pressione. $F = \Delta p \cdot A_{\text{effettiva}}$

La forza esercitata dalla molla di compressione è data da: $F_m \text{ (N)} = K_m \text{ (N/mm)} \cdot C_m \text{ (mm)}$

Per approfondimento vedi capitolo "valvole oleodinamiche" pag.10.

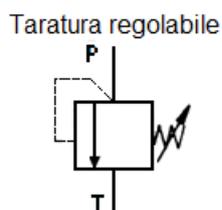
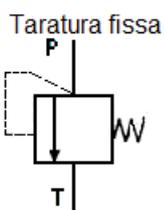
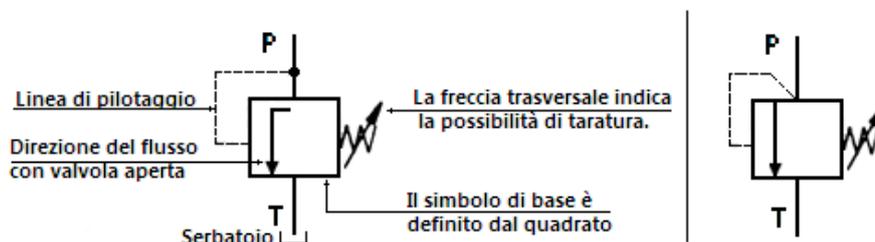


La valvola rimane chiusa se $p_1 \cdot A_1 = p_2 \cdot A_2 + F_m$

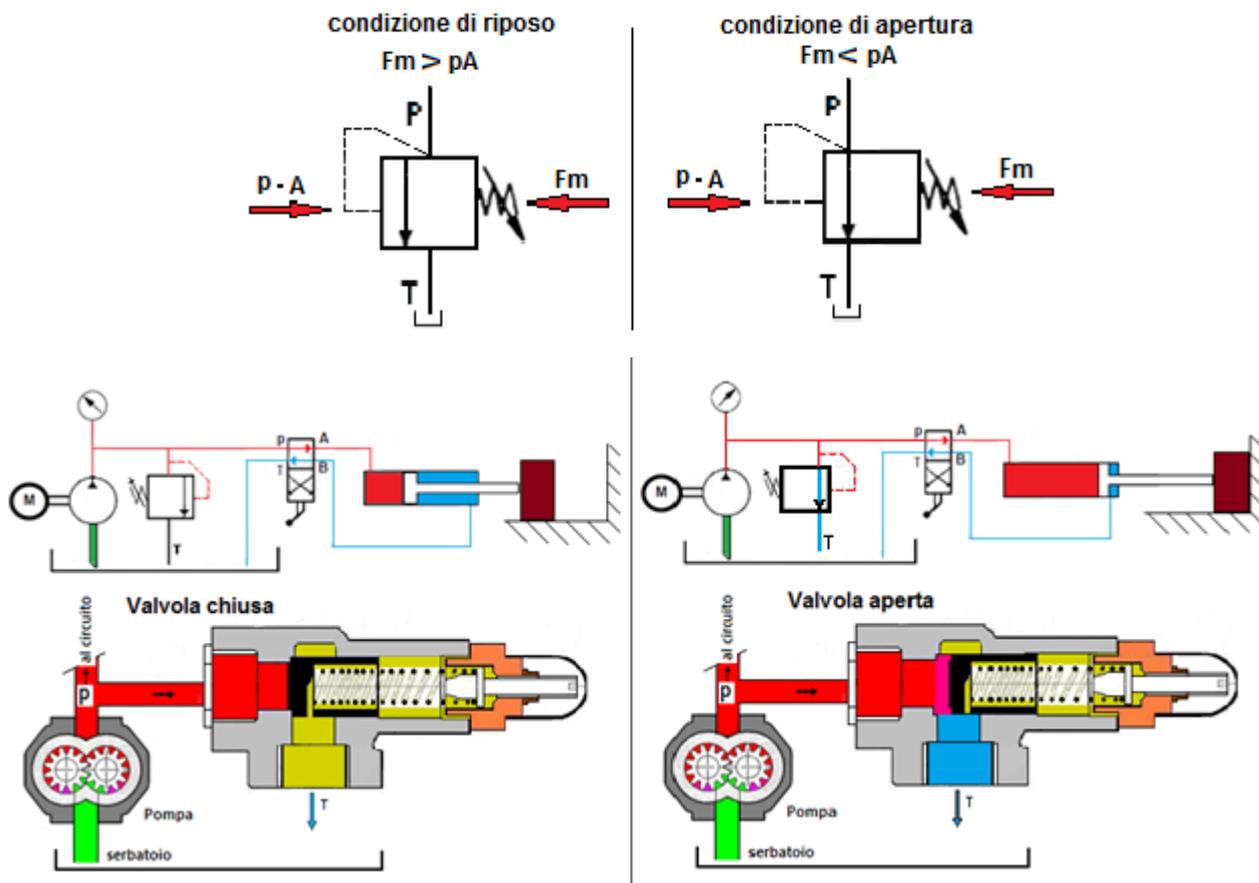
Valvole di controllo della pressione

Valvola limitatrice o di massima pressione. Simbolo a norma ISO1219-1

A sinistra simbolo di uso comune, a destra in versione aggiornata.

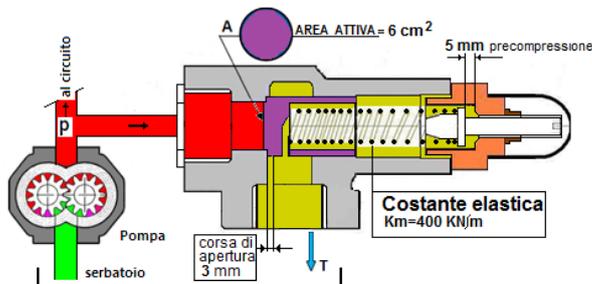


La funzione della valvola di massima è quella di assicurare che la pressione nel circuito **non** superi il valore impostato, inviando al serbatoio il fluido in eccesso mantenendo l'impianto in funzione. Si montano generalmente in derivazione fra un ramo in pressione e il serbatoio per proteggere gli elementi del circuito (pompe, motori, cilindri, valvole, ecc.) da picchi di pressione che potrebbero danneggiarli.

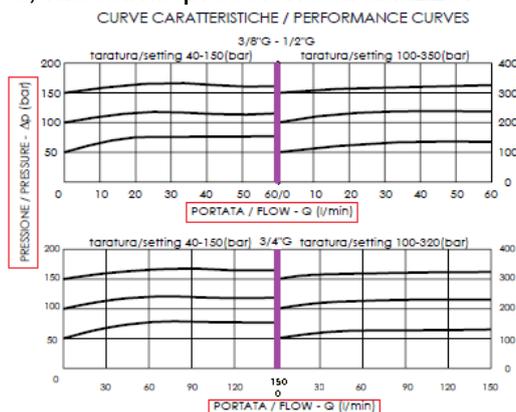


Le valvole limitatrici possono essere del tipo ad azione diretta, pilotate, con attacco a vent, con regolazione a distanza.

Esercizio 1



I cataloghi dei costruttori forniscono i dati tecnici per la scelta della valvola, quali: grandezza della valvola, campo di taratura, incremento pressione per ogni giro della vite di regolazione, gamma della portata, massima pressione di utilizzo.



VALUTAZIONE VALVOLE.

Esercizio 1

Una valvola di massima con un'area del piattello di 6 cm^2 e una molla con costante elastica di 400 kN/m , è precaricata inizialmente di 5 mm .

Il piattello si deve muovere di 3 mm dalla sua posizione iniziale di chiusura per scaricare tutta la portata.

- a) Determinare la pressione di inizio apertura valvola di max.
- b) Determinare la pressione di scarico di tutta la portata.
Utilizzare unità di misura tecniche e unità di misura S.I.

Soluzione con unità tecniche.

$$a) F_{\text{fluido}} - F_{\text{molle}} = 0$$

La forza del fluido bilancia la forza iniziale della molla.

$F_{\text{fluido}} = P \cdot A$; $F_{\text{molle}} = K_m \cdot \text{corsa precarico}$ quindi:

$$P \cdot A = K_m \cdot c_{\text{prec.}}$$

$$P_{\text{apertura}} = \frac{K_m \cdot c_{\text{prec.}}}{A} = \frac{400 \left(\frac{\text{daN}}{\text{cm}}\right) \cdot 0,5 (\text{cm})}{6 (\text{cm}^2)} = 33,3 \text{ bar}$$

Soluzione con unità S.I.

$$P_{\text{apertura}} = \frac{K_m \cdot c_{\text{prec.}}}{A} = \frac{400000 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{6 \cdot 10^{-4}} = 3333333 \text{ Pascal} \\ 3,3 \text{ MPa}$$

$$b) p_{\text{max}} \cdot A = K_m \cdot c_{\text{totale}}$$

$$p_{\text{max}} \cdot 6 = 400 \cdot 0,8 ; p_{\text{max}} = \frac{400 \cdot 0,8}{6} = 53,3 \text{ bar}$$

Soluzione con unità S.I.

$$p_{\text{max}} \cdot A = K_m \cdot c_{\text{totale}}$$

$$p_{\text{max}} = \frac{K_m \cdot c_{\text{tot}}}{A} = \frac{400000 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}{6 \cdot 10^{-4}} = 5333333 \text{ Pascal} \\ 5,3 \text{ MPa}$$

Esercizio 2

La valvola di massima è tarata a 150 bar .

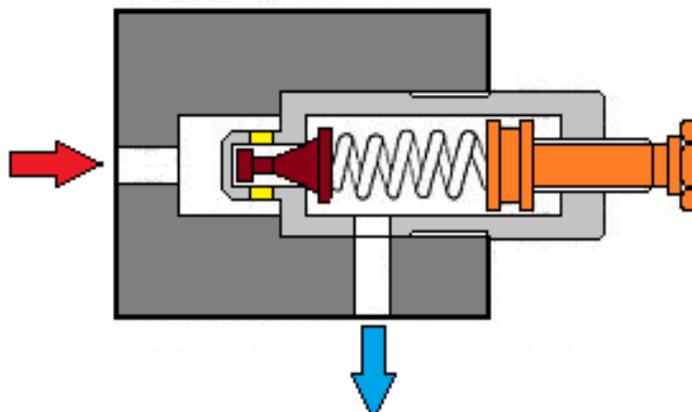
La portata della pompa è di 100 l/min .

Calcolare la potenza persa quando la valvola di max. scarica tutta la portata nel serbatoio.

SOLUZIONE.

$$\text{Dalle formule } kW = \frac{p \cdot Q}{600} = \frac{150 \cdot 100}{600} = 25 \text{ kW}$$

Lo spostamento rapido del cono di tenuta della valvola di massima provoca picchi di pressione e rumore. Per evitare questi inconvenienti, il cono è provvisto di un pistoncino che ha la funzione di ammortizzare la velocità di chiusura della valvola. Il fluido trafile tra le pareti del pistoncino e il foro nella sede garantisce un rallentamento del cono di tenuta in fase di chiusura.



<https://www.youtube.com/watch?v=SHxJol-0MnM>

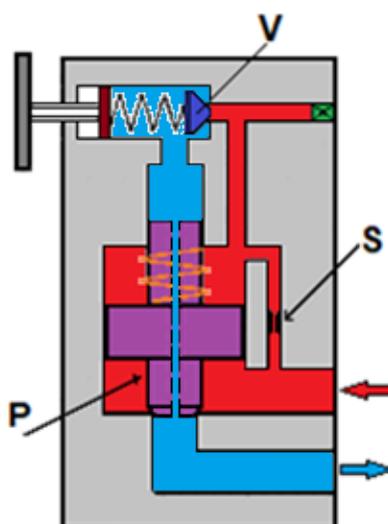
Valvola limitatrice della pressione pilotata.

Nel caso di alte portate da scaricare occorrerebbe una valvola molto ingombrante con una molla molto rigida per contrastare le forze in gioco, per questa situazione la tecnica ha realizzato una **valvola pilotata** in modo da contenere gli ingombri e garantire un migliore funzionamento.

Lo stadio pilota **V** è essenzialmente una valvola di massima alimentata tramite una strozzatura **S**. In condizioni di riposo della valvola, sul cursore pilota **V** e su entrambe le facce del cursore **P** agisce una pressione pari a quella di alimentazione. La chiusura della valvola è garantita da una molla poco precaricata che mantiene chiuso il collegamento tra la bocca di alimentazione e quella di scarico. Quando la pressione di alimentazione supera il valore di taratura della molla dello stadio pilota, il cursore **V** si sposta consentendo al fluido di raggiungere lo scarico attraverso un condotto ricavato all'interno del cursore principale.

La strozzatura **S** determina una caduta di pressione sulla faccia superiore del cursore principale **P** che viene spinto verso l'alto aprendo il passaggio tra alimentazione e scarico.

Con questa soluzione è possibile dimensionare una molla più cedevole sul cursore pilota **V** e una più precisa regolazione del valore della pressione di taratura.



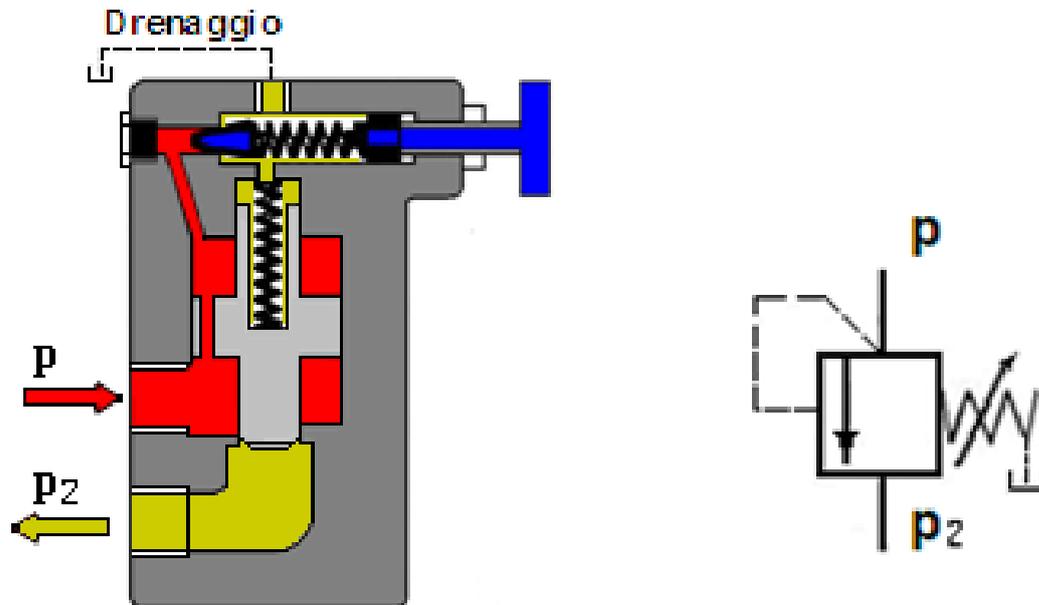
Valvola di sequenza

La valvola di sequenza serve per comandare in successione due cilindri.

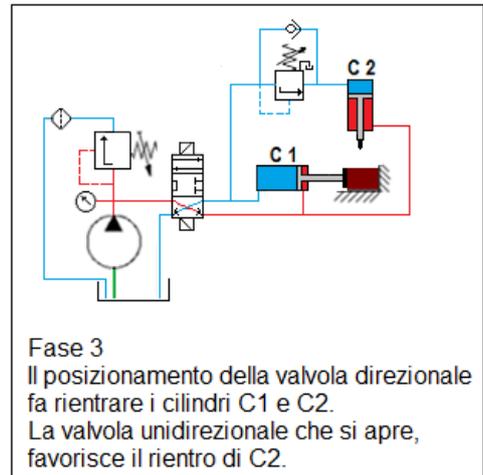
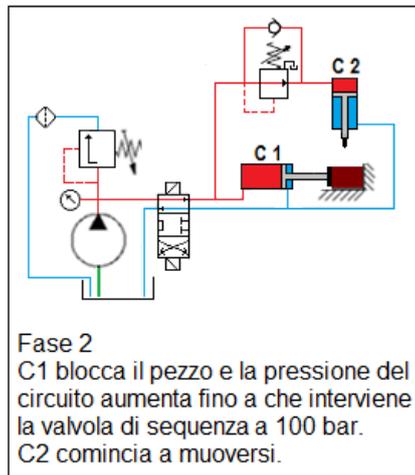
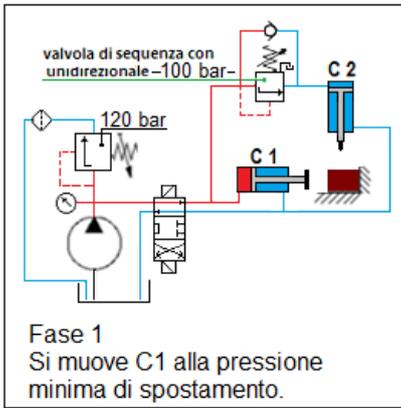
Sono valvole **normalmente chiuse** (a riposo la spola chiude il passaggio) collegate in serie nel circuito e il loro principio di funzionamento è uguale alle valvole limitatrici, invece di scaricare in serbatoio, l'olio in uscita alimenta un altro attuatore.

Al raggiungimento della pressione tarata con il volantino, lo stadio pilota si sposta scaricando l'olio dal foro di drenaggio, la pressione nella parte superiore della spola diminuisce e quindi la valvola si apre mettendo in pressione il ramo del circuito interessato **p2**. **Il foro di drenaggio è essenziale per il funzionamento della valvola**, perché se l'olio restasse bloccato nella zona di pilotaggio, non permetterebbe il movimento della valvola a causa della sua incomprimibilità.

Quando la pressione nel condotto di ingresso scende sotto il valore di taratura, la valvola si chiude.



Esempio di applicazione



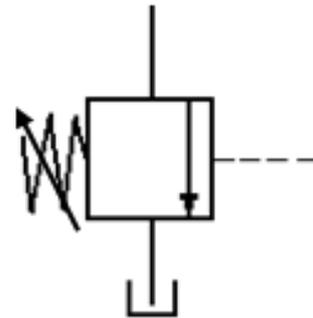
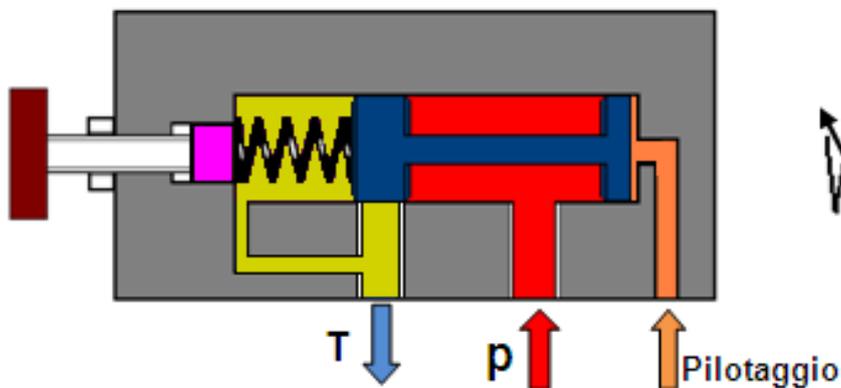
Una valvola unidirezionale permette il passaggio libero quando si ha il flusso nel senso opposto.

Suggerisco di guardare il seguente video:

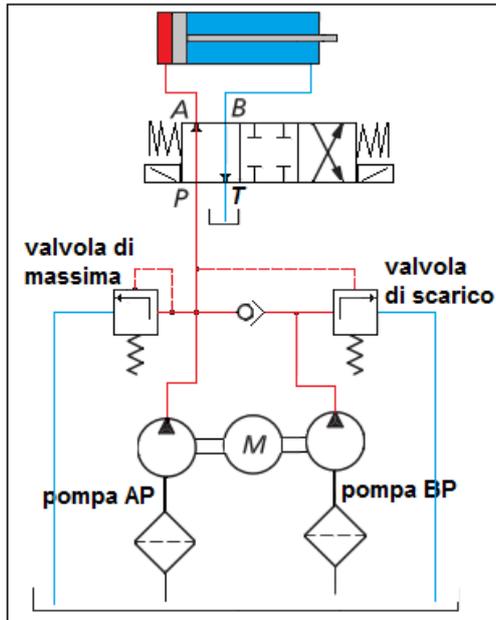
<https://www.youtube.com/watch?v=nuMgLGbNG1k>

Valvola di scarico

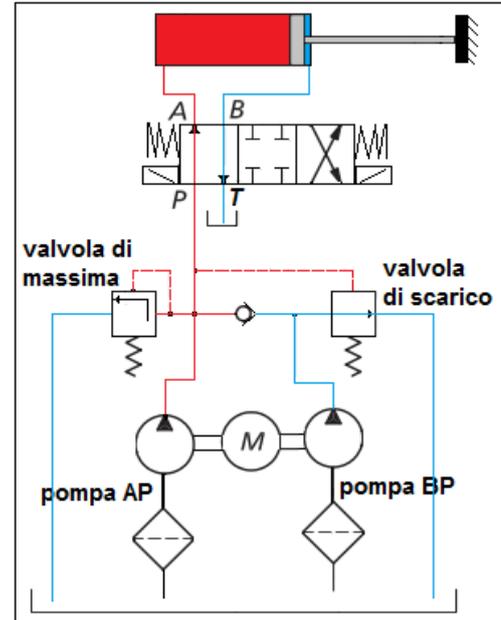
Le valvole di **scarico** sono valvole **normalmente chiuse** e consentono il ritorno dell'olio in serbatoio quando la pressione di pilotaggio vince il contrasto della molla preventivamente tarata. La pressione **p** (rosso) spinge sulle due facce della spola (blu) e pertanto le forze si annullano perché i diametri sono uguali. La pressione che determina lo spostamento della spola è quella di pilotaggio che vincendo la forza della molla sposta la spola mettendo in comunicazione la bocca **p** con la **T**.



Esempio di applicazione.



Fase 1
Entrambe le pompe forniscono la portata utile per l'avvicinamento rapido.



Fase 2
Il fine corsa del cilindro determina un aumento di pressione nella linea di mandata e di conseguenza pilota la valvola di scarico. Tutta la portata della pompa BP va al serbatoio.

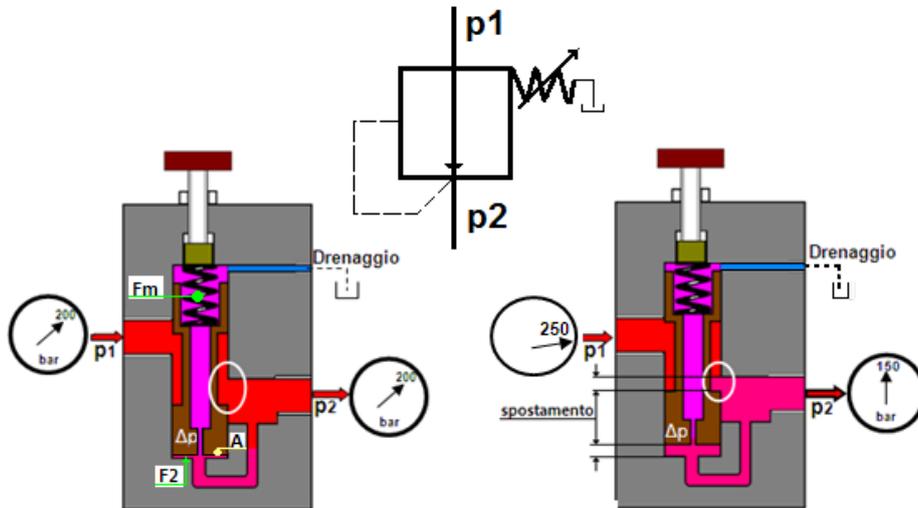
Esempio: pompa bassa pressione 18 l/min -- Pompa alta pressione 10 l/min.
Taratura valvola di massima 300 bar -- Taratura valvola di scarico 50 bar.
Calcolare la massima potenza richiesta.
Soluzione:
La somma delle due portate è di 28 l/min a una pressione di 100 bar, quindi
 $N = p \times Q : 600 = 50 \times 28 : 600 = 2,3 \text{ kW}$
La pompa ad alta pressione richiede una potenza $N = 10 \times 300 : 600 = 5 \text{ kW}$

Suggerisco di visitare il sito: <https://www.youtube.com/watch?v=Od9B8LDA-ME>

Valvola di riduzione di pressione

Sono utilizzate quando è necessario ridurre la pressione in uscita e mantenerla quasi costante indipendentemente dalla pressione in ingresso.

In un circuito con due o più attuatori che richiedono pressioni diverse rispetto a quella impostata con la valvola di massima è necessario l'impiego di questa valvola.



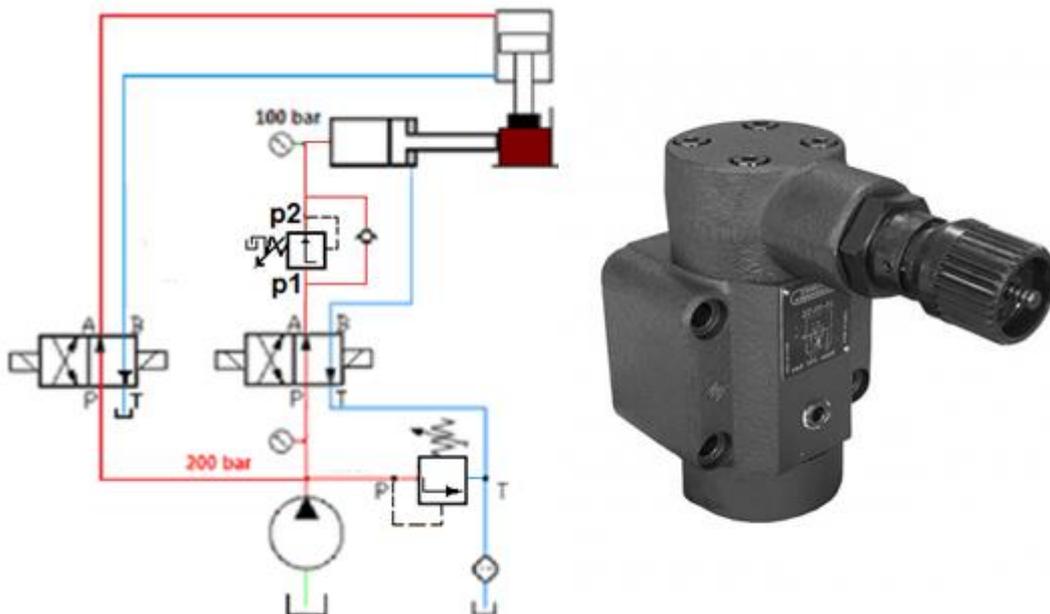
Condizione di equilibrio:

$F_2 = F_m$ dove $F_2 = p_2 \times A$ quindi $F_m = p_2 \times A$ da cui $p_2 = F_m : A$

Poichè $A = \text{costante}$, la pressione p_2 dipende dalla forza della molla F_m .

Con l'aumento della pressione p_1 la forza F_2 aumenta determinando lo spostamento della spola verso l'alto.

Di conseguenza il passaggio di uscita si riduce sino a che la pressione p_2 diminuendo abbia ristabilito l'equilibrio iniziale.



In questo esempio la forza (pressione) richiesta per bloccare il pezzo deve essere inferiore rispetto alla forza di pressatura e quindi è inserita una valvola riduttrice di pressione.

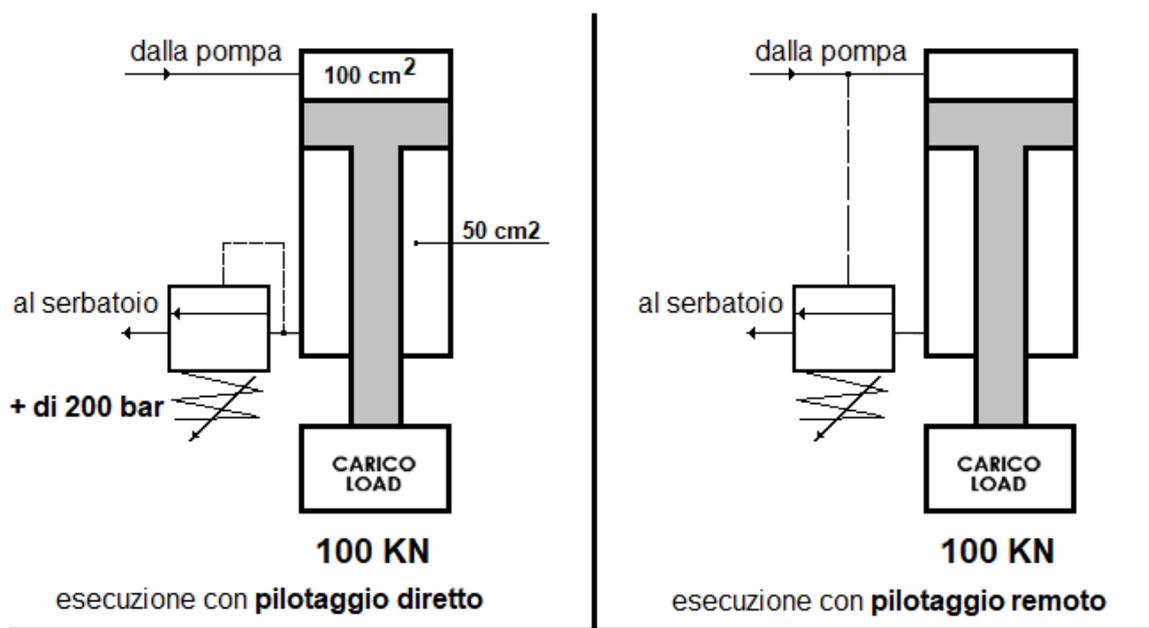
Valvola di bilanciamento / overcenter

Valvola utilizzata per controllare il movimento e il blocco dell'attuatore in una o entrambi le direzioni. Essa svolge le seguenti funzioni:

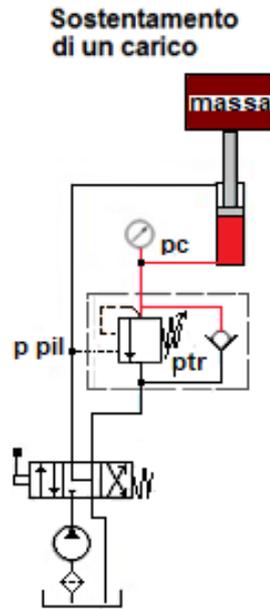
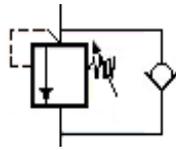
- Sostentamento di carichi sospesi e per prevenire la caduta del carico per gravità.
- Discesa controllata del carico che non sfugge perché trascinato dal proprio peso. Il carico può scendere solo in presenza di un pilotaggio proveniente dall'altra linea.
- Limitazione della pressione massima in caso di urti dovuti al carico, ai sovraccarichi o a manovre brusche (controllo del carico con distributore a centro aperto).
- Flusso libero in sollevamento.

Costruttivamente è realizzata da un corpo in cui sono alloggiati:

- Valvola unidirezionale, permette il passaggio del flusso in un solo senso.
- Pistone di pilotaggio, permette di controllare l'apertura della valvola di massima gradualmente.
- Valvola di massima pressione, permette di limitare la pressione massima nell'attuatore, trattiene il carico e lo controlla durante l'apertura per mezzo di un segnale di pilotaggio.



La pressione necessaria per sopportare il carico è di 200 bar, quindi la taratura della molla della valvola sarà $>$ di 200 bar. Nel caso con il pilotaggio remoto, la pressione di pilotaggio prelevata dalla alimentazione superiore del cilindro sarà scelta in base alle caratteristiche della valvola. In questo caso si sceglie una valvola con una molla meno resistente.



I parametri che contraddistinguono la valvola sono:

- **PRESSIONE DI TARATURA P_{tr}** che è indotta dal carico massimo e permette di definire la pressione di taratura della valvola di bilanciamento. La pressione di taratura deve essere del 30% superiore rispetto al valore di pressione **P_c** generato dal carico massimo.

$$P_{tr} \geq 1,3 P_{max \text{ carico}}$$

La pressione di taratura **P_{tr}** è regolata da una molla con un proprio campo di taratura.

- **PRESSIONE DI PILOTAGGIO P_{pil}** è la pressione sul ramo di comando discesa. Questa pressione è utilizzata per consentire l'apertura della valvola mediante un segnale di pilotaggio.

Si definisce rapporto di pilotaggio $R = \frac{A_p}{A_r}$ dove

A_p = area di pilotaggio

A_r = area differenziale di tenuta. Caratteristica della valvola.

La scelta del rapporto di pilotaggio **R** è in funzione dell'impiego.

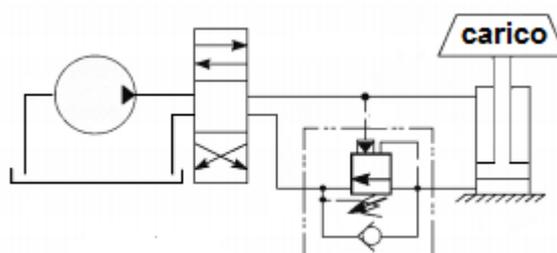
$$R \geq 8 : 1 \text{ oppure } R \leq 4 : 1$$

- ϕ = rapporto tra le aree del cilindro. $\frac{\text{Area lato fondello}}{\text{Area lato stelo}}$

La formula che si utilizza per il calcolo della pressione di pilotaggio:

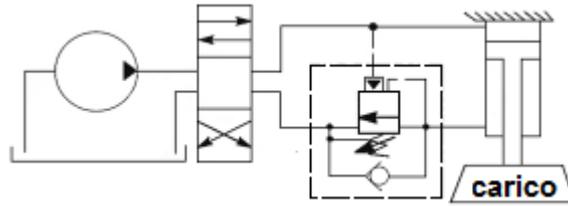
1) Caso con Pressione indotta dal carico nell'area lato fondello. Rientro del carico.

$$P_{pil} = \frac{P_{tr} - P_c}{R + \frac{1}{\phi}}$$



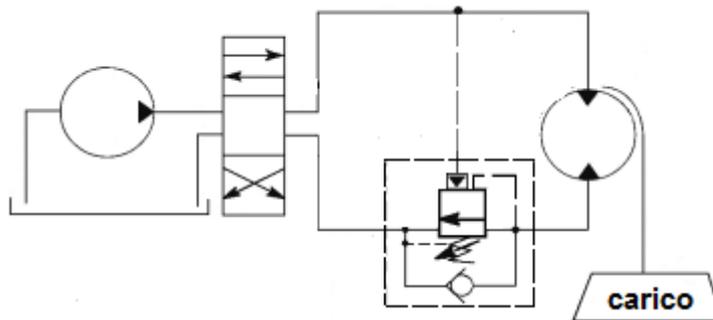
2) Caso con Pressione indotta dal carico nell'area lato stelo. Uscita del carico.

$$P_{pil} = \frac{P_{tr} - P_c}{R + \varphi}$$



3) Caso di motori idraulici o cilindri con aree uguali (doppio stelo)

$$P_{pil} = \frac{P_{tr} - P_c}{R + 1}$$



Occorre ricordare che la taratura della valvola di bilanciamento deve essere fatta prima dell'installazione nel circuito idraulico per motivi di sicurezza, poiché risulta difficoltoso tarare la valvola una volta che è installata nel circuito.

Suggerisco di visitare il sito: <https://www.youtube.com/watch?v=4GC6OV5gwyo>

Valvole di controllo della direzione del flusso (distributori)

La valvola di controllo della direzione o distributore, in un circuito oleodinamico, ha la funzione di fare passare, arrestare, invertire il flusso dell'olio verso l'attuatore per farlo muovere, fermarlo o per invertire il senso del moto.

(avanti, indietro, fermare un cilindro oppure cambiare il senso di rotazione / fermare un motore idr.). Nella valvola è installato un elemento mobile che può essere a spola o cursore, a otturatore o a sfera. Esistono due differenti categorie di valvole di controllo direzione flusso:

- **Distributori on – off**
- **Distributori proporzionali**

In questo capitolo ci occuperemo dei distributori **on-off** che comprendono le valvole il cui comando garantisce il passaggio tutto aperto o tutto chiuso, cioè corsa della spola può assumere solo due posizioni (aperto/chiuso).

Il distributore consiste in un corpo di alluminio o ghisa lavorato internamente con grande precisione in modo da ottenere minime interferenze con la spola che scorre al suo interno.

Il grado di tenuta fra spola e corpo dipende dalla precisione meccanica di lavorazione in generale attorno ai 20 μ, dalla viscosità dell'olio e dal livello di pressione di esercizio.

I distributori proporzionali offrono la possibilità di controllare, regolare, il passaggio del fluido in funzione di un segnale elettronico e la corsa della spola può assumere qualsiasi posizione.

Le caratteristiche che definiscono un distributore sono:

✓ Numero delle vie e posizioni

La prima cifra indica il numero delle bocche disponibili sul corpo valvola, la seconda cifra indica il numero di posizioni che la valvola può assumere, compresa la posizione di riposo.

Una valvola a sfera ha due vie; una per l'entrata e una per l'uscita ed è denominata 2/2, due vie con due posizioni d'inserzione aperta o chiusa.

Una valvola 3/2 ha tre vie (entrata, uscita e scarico) e due posizioni.

Un distributore per il comando di un cilindro a doppio effetto è del tipo 4/2 o 4/3 se ha una posizione intermedia.

4 = **P** (1), **A** (2), **B** (4), **T** (3)

2 = posizione di riposo (asta cilindro rientrata),
posizione di comando (asta cilindro in uscita) oppure

3 = posizione di riposo (asta cilindro rientrata),
posizione di arresto asta cilindro durante la corsa
posizione di uscita dell'asta cilindro

Le bocche sono identificate con delle lettere o numeri:

P (1) = alimentazione (**P**ompa)

A (2) = utilizzo

B (4) = utilizzo

T (3) = scarico al serbatoio (**T**ank)

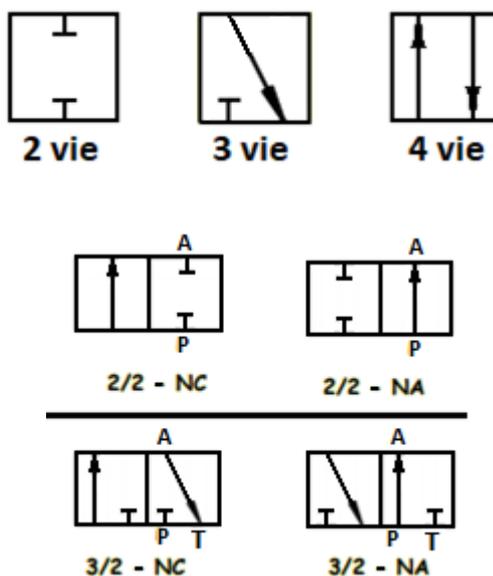
X = pilotaggio

Y = pilotaggio

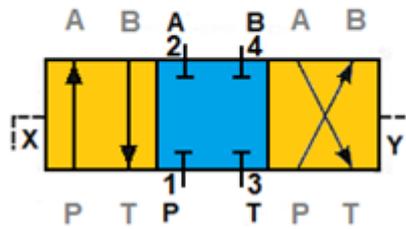
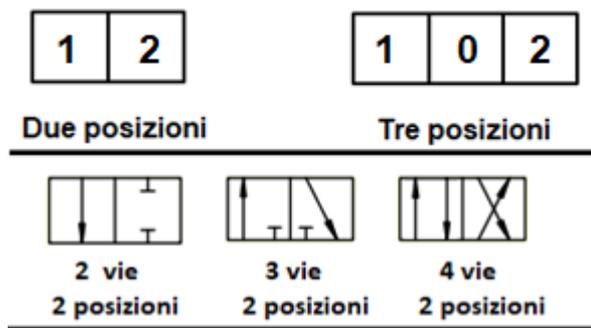
L = drenaggio

M = prelievo e misure

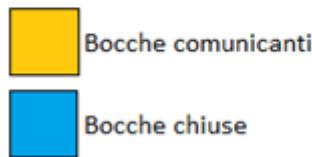
Il distributore più semplice è la valvola o rubinetto a sfera che chiude, apre e regola il passaggio dell'olio.



Ogni posizione dell'elemento mobile è identificata con un quadratino.



Esempio di valvola 4/3

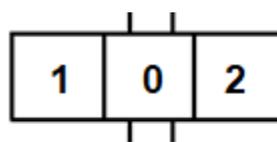
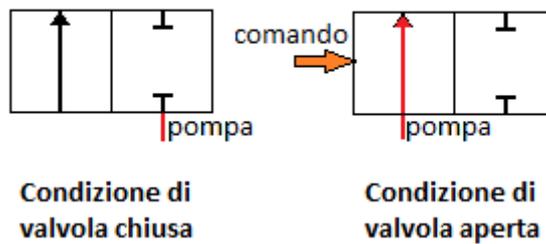


Le valvole di controllo direzione sono disegnate nelle diverse posizioni che possono assumere per fare capire al tecnico il funzionamento del circuito.

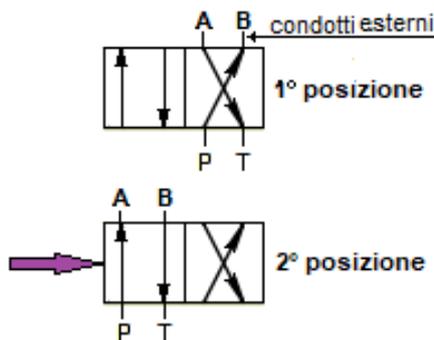
La norma che stabilisce come devono essere disegnati i simboli è la ISO1219.

Il simbolo della valvola è sempre disegnato nella posizione di riposo.

Posizioni della valvola



I condotti esterni sono rappresentati con delle linee verticali disegnate nel quadrato che rappresenta la condizione di riposo della valvola.



In uno schema oleodinamico la direzione del flusso è indicata da una linea con una freccia, mentre un segno simile a una **T** rappresenta una bocca chiusa.

Le linee di collegamento fanno capo alle bocche/attacchi di connessione dei distributori e rappresentano la posizione di riposo o iniziale a seconda del tipo di valvola.

La 1° posizione rappresenta la condizione di riposo della valvola.

Le canalizzazioni interne pongono in comunicazione $P \rightarrow B$ e $A \rightarrow T$

La 2° posizione si ottiene immaginando che i quadratini possono traslare verso destra rispetto ai condotti esterni, **considerati fissi**, per l'intervento di un comando 

Si otterrà una nuova configurazione del flusso: $P \rightarrow A$ e $B \rightarrow T$

<https://www.youtube.com/watch?v=CQPwvWXbV3w>

https://www.youtube.com/watch?v=o-A_9nFpzek

<https://youtu.be/jsMJbJQkGTs>

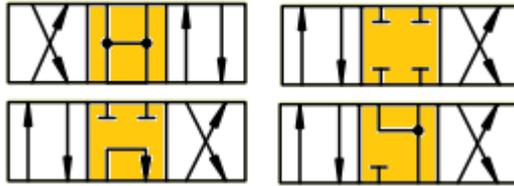
<https://youtu.be/XOYqnLWCYEc>

<https://www.youtube.com/watch?v=kzqkPx8F3D8>

Tabella riassuntiva delle più comuni configurazioni dei distributori

2/2	Normalmente chiusa	
	Normalmente aperta	
3/2	Normalmente chiusa	
	Normalmente aperta	
4/2	Normalmente aperta $P \rightarrow B, A \rightarrow T$	
4/3	Posizione centrale chiusa	
4/3	Posizione centrale con $P \rightarrow T$ collegati	
4/3	Posizione centrale con $P \rightarrow A \rightarrow B \rightarrow T$ collegati	
4/3	Posizione centrale con P chiusa, $A \rightarrow B \rightarrow T$ collegati	
4/3	Posizione centrale con $P \rightarrow A \rightarrow B$ collegati, T chiusa	

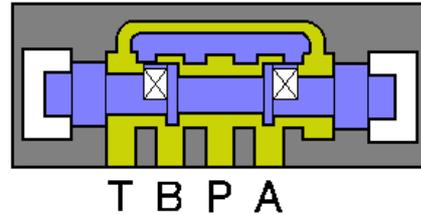
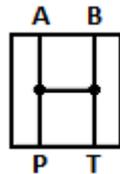
Posizioni centrali della spola 4/3



Configurazione a centri aperti.

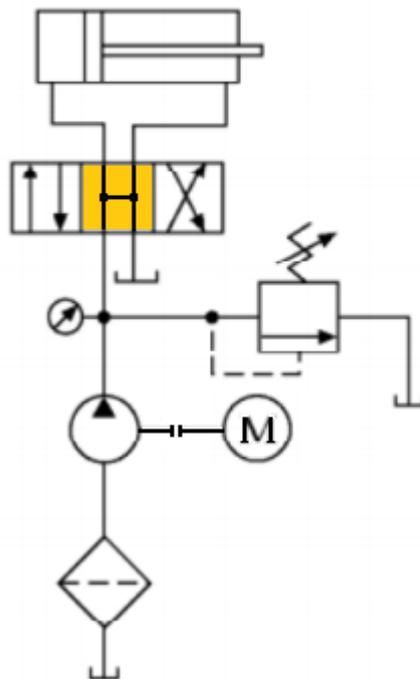
La mandata della pompa e le utenze sono collegate allo scarico.

Non utilizzare per cilindri in posizione verticale se si desidera mantenere il carico bloccato.



Circuito con valvola a centro aperto

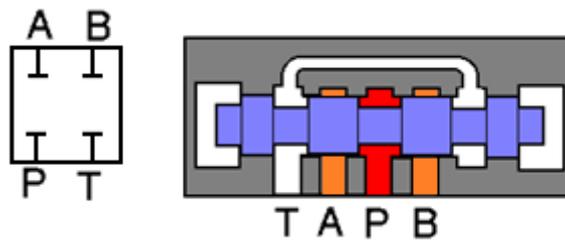
Il cilindro si può muovere liberamente



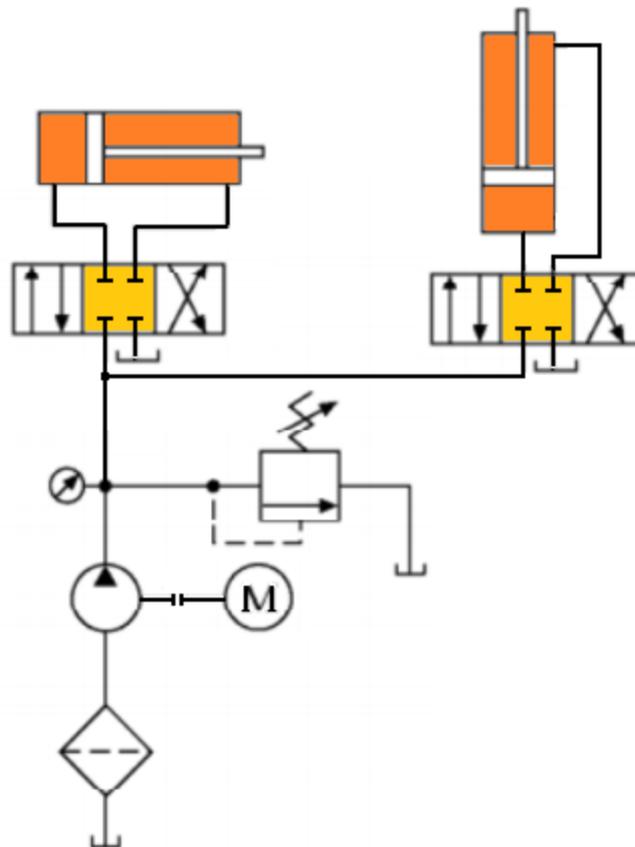
Non utilizzare con cilindro verticale nel caso in cui si desidera mantenere il carico sospeso in una determinata posizione.

Configurazione a centri chiusi.

Mantiene la pressione nelle due camere del cilindro che resta bloccato in posizione.



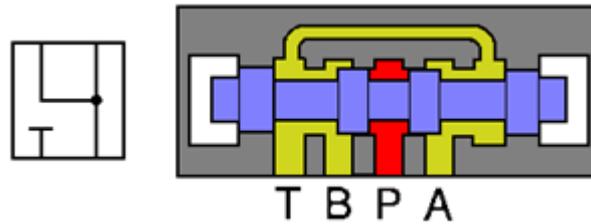
Circuito con valvole a centro chiuso.
i cilindri sono bloccati in posizione.



Il fluido è scaricato nel serbatoio tramite la valvola di massima.

Configurazione a centro flottante

Mantiene la pressione della pompa, mentre il cilindro si può muovere liberamente.



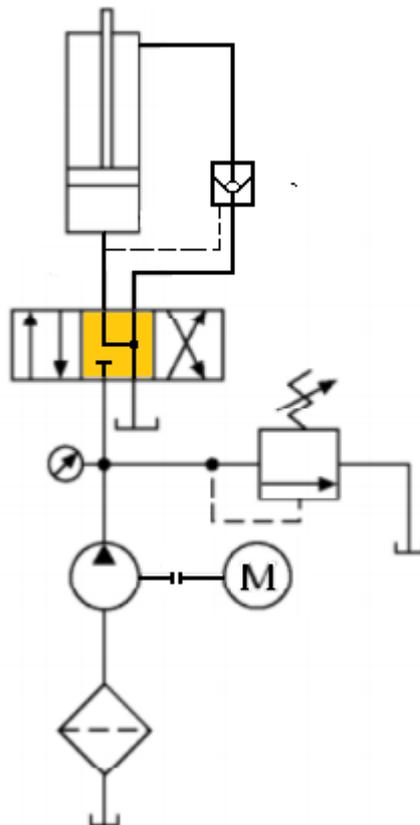
Circuito con valvola a centro flottante.

La mandata della pompa è chiusa, mentre tutte le altre sono collegate con lo scarico.
È comunemente utilizzato in circuiti che impiegano valvole pilotate.

Circuito con valvola a centro flottante.

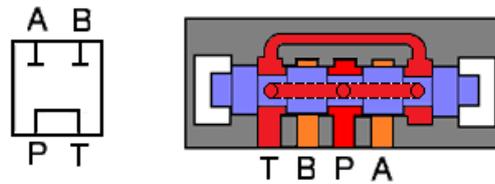
La mandata della pompa è bloccata.

Il cilindro si può muovere liberamente



Configurazione a centro tandem

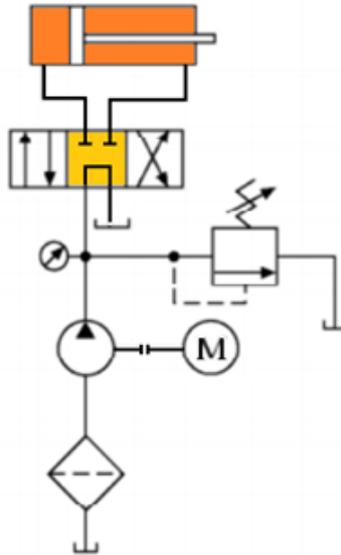
La pompa scarica direttamente in serbatoio.
Il cilindro o motore rimane bloccato in posizione.



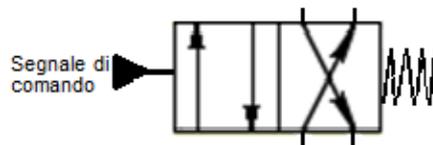
Circuito con valvola a centro tandem.

La pompa scarica in serbatoio
a bassa pressione

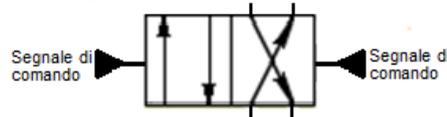
Il cilindro rimane **bloccato**



La valvola si definisce “**monostabile**” quando al cessare dell’azione del segnale di comando, ritorna nella posizione di riposo, di solito tramite una molla. Nella sola posizione di riposo la valvola è stabile.



La valvola si definisce “**bistabile**” quando al cessare dell’azione di comando conserva la posizione e necessita di un secondo comando per il riposizionamento iniziale.



La scelta tra “monostabile” e “bistabile” è in funzione del ciclo di lavoro o per motivi di sicurezza.

La valvola “monostabile” è utilizzata nel caso in cui venendo a mancare la tensione di alimentazione, l’attuatore ritorna nella posizione iniziale.

La valvola “bistabile” è utilizzata nel caso in cui si deve bloccare un pezzo e in caso di mancata alimentazione elettrica il pezzo deve restare bloccato.

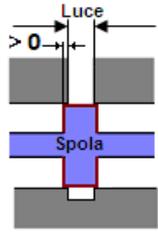
La valvola si distingue in NA (normalmente aperta) e NC (normalmente chiusa) nella condizione di riposo.

<https://youtu.be/Ux7WHgYngZE>

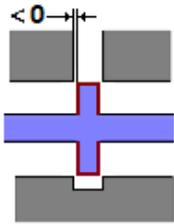
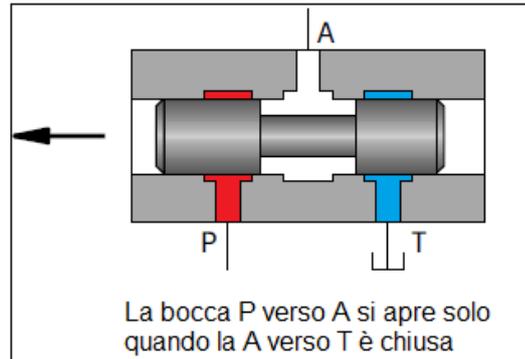
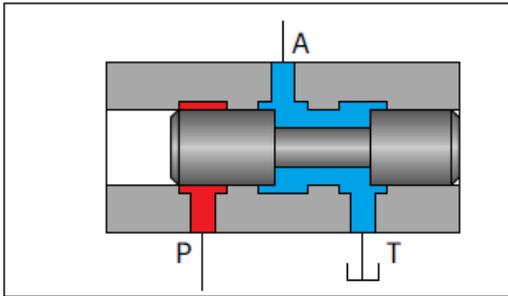
Ricoprimenti

La forma della spola/cursore permette di combinare diversi schemi interni sia in posizione di riposo sia in fase di spostamento.

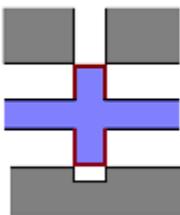
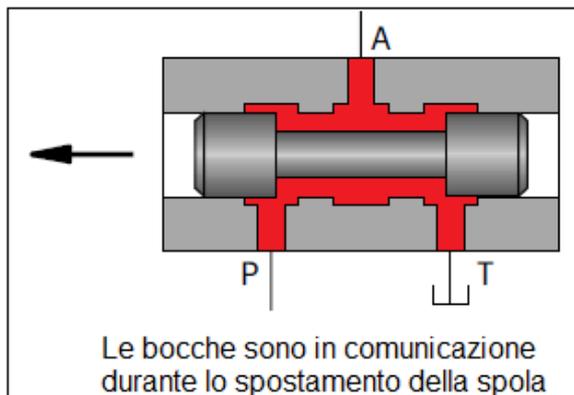
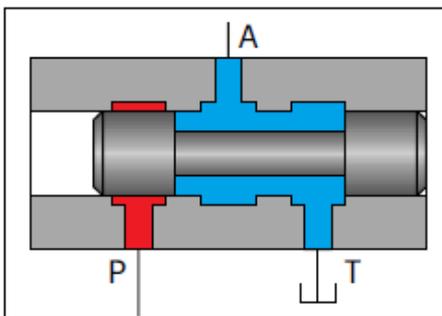
Per condizione di copertura / ricoprimento, si definisce il tipo di allineamento tra cursore/spola e le luci della valvola.



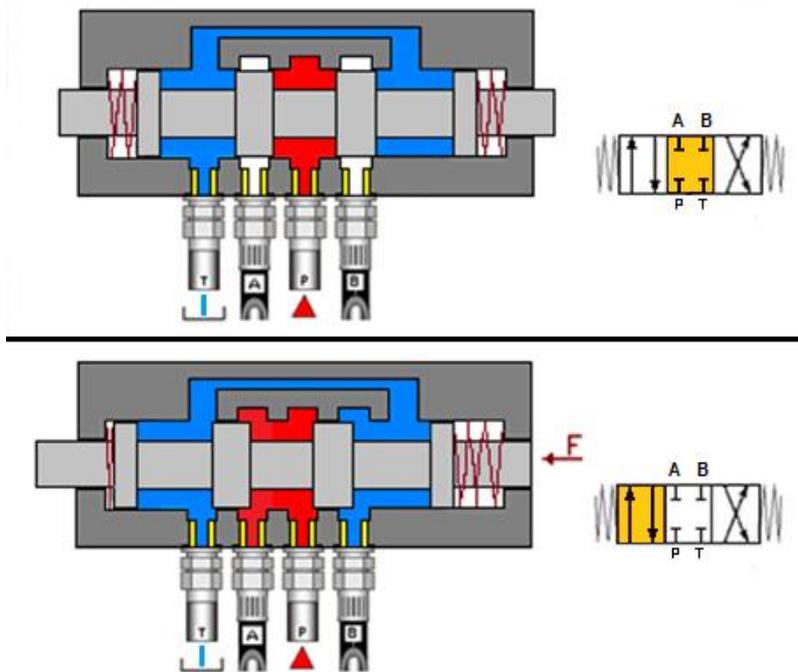
Ricoprimento positivo: lo spessore della spola nella zona di passaggio del fluido è maggiore della luce del foro. In fase di inversione della spola, tutte le porte risultano chiuse per un brevissimo periodo e ciò può comportare un picco di pressione. Questa condizione permette in teoria di bloccare il cilindro



Ricoprimento negativo: lo spessore della spola nella zona di passaggio del fluido è minore della luce del foro. In fase di inversione della spola, tutte le porte sono brevemente collegate e si avrà un leggero calo di pressione perché la pompa può scancare in serbatoio. Impiego più utilizzato.



Ricoprimento nullo: lo spessore della spola nella zona di passaggio del fluido è uguale alla luce del foro. Importante per la commutazione veloce.



Solo a scopo formativo viene proposto un esempio di calcolo della portata di trafilamento in un distributore a spola.

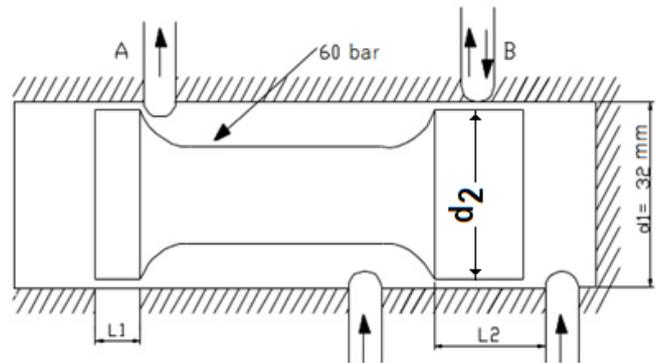
La consultazione del catalogo del costruttore della valvola fornisce i dati desiderati.

Esempio:

Calcolare la portata del trafilamento nel distributore in figura che lavora alle seguenti condizioni:

Dati tecnici:

$P = 60 \text{ bar}$
 $\nu = 3,2^\circ \text{ Engler}$
 $\gamma = 0,9 \text{ kg/l}$ peso specifico olio
 $d_1 = 3,2 \text{ cm}$
 $S_L = 0,001 \text{ mm}$ ($S_L = d_1 - d_2$)
 $L_1 = 1,58 \text{ cm}$
 $L_2 = 3,29 \text{ cm}$



$$\nu = 0,0731 E^\circ - \frac{0,062}{E^\circ} = 0,0731 \times 3,2 - \frac{0,062}{3,2} = 0,215 \text{ [cm}^2 / \text{s]}$$

$$q = 82000 \times \frac{\pi \times \Delta p \times S_L^3}{\nu \times \gamma \times L} D$$

$$q = 82000 \times \frac{3,14 \times 60 \times (1 \times 10^{-3})^3 \times 3,2}{0,215 \times 0,9 \times (1,58 + 3,29)} = 0,0524 \text{ [cm}^3 / \text{s]}$$

$$q = 0,0524 \times 60 = 3,144 \text{ [cm}^3 / \text{min]}$$

Un'altra formula che stabilisce la portata di trafilamento dice che essa è proporzionale alla pressione e inversamente proporzionale alla viscosità.

$$Q_{\text{trafilamento}} = Q_{\text{entrata}} \cdot \frac{\nu_{\text{entrata}}}{\nu} \cdot \left(\frac{P_{\text{scarico}}}{P_{\text{entrata}}} \right)^{1,5}$$

Dove:

Q_{entrata} è la portata in ingresso al distributore

ν_{entrata} è la viscosità di lavoro all'ingresso al distributore

P_{entrata} è la pressione in entrata al distributore

ν è la viscosità di riferimento dell'olio a 40 ° C

P_{scarico} è la pressione sullo scarico

L'esponente **1,5** tiene conto delle deformazioni causate dalla pressione

Esempio: Portata in entrata al distributore 10 l/min., pressione 100 bar, pressione in scarico 1 bar, viscosità di riferimento 35 cSt, viscosità di lavoro 25 cSt, calcolare la portata di trafilamento.

Dalla:

$$Q_{\text{trafilamento}} = Q_{\text{entrata}} \cdot \frac{\nu_{\text{entrata}}}{\nu} \cdot \left(\frac{P_{\text{scarico}}}{P_{\text{entrata}}} \right)^{1,5} = 10 \cdot \frac{35}{25} \cdot \left(\frac{1}{100} \right)^{1,5} = 0,014 \text{ l/min}$$

In generale il valore di trafilamento per una pressione di 300 bar e una viscosità di 46 cSt sono di:

- 20 cm³ / min. per distributori di grandezza Cetop 3
- 50 cm³ / min. per distributori di grandezza Cetop 5
- 100 cm³ / min. per distributori di grandezza Cetop 7-8-10

Grandezza o taglia delle valvole

Per grandezza della valvola s'intende il diametro nominale con la luce di passaggio dei fori d'attacco e determina la portata massima che può sopportare e di conseguenza le filettature delle bocche di connessione.

L'ente che ha introdotto le norme che regolano le grandezze delle valvole è il **CETOP**

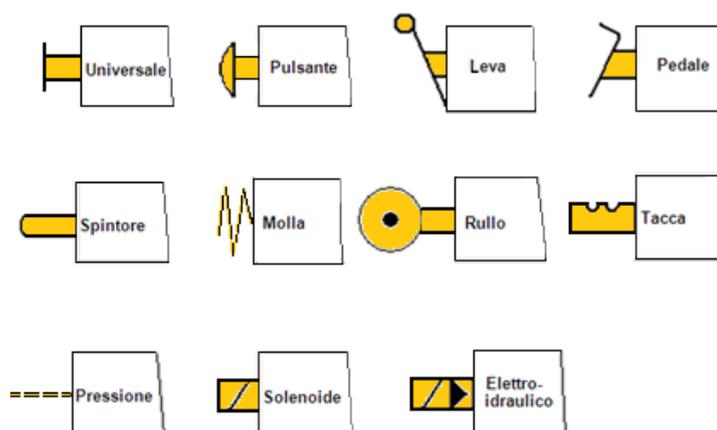
(**Comitato Europeo delle Trasmissioni Oleoidrauliche e Pneumatiche**), nato nel 1962 per l'esigenza europea di fornire delle regole di base per l'intercambiabilità dei componenti sia oleodinamici sia pneumatici.

Pertanto le valvole sono designate con la grandezza Cetop 02,03,04,05,06 07,08,10 oppure con la dicitura NG della ISO secondo la seguente tabella indicativa.

Consultare il catalogo tecnico del costruttore per avere le caratteristiche esatte.

Diametro interno tubo (mm)	Grandezza / Size	Filettatura gas delle bocche A, B, P, T.	Portata massima (l/min.)
5	Cetop 2 o NG 4	1/4"	15
7,5	Cetop 3 o NG 6	1/4" o 3/8"	25
9	Cetop 4 o NG 8	3/8"	35
11,2	Cetop 5 o NG 10	1/2"	50
15	Cetop 6	3/4"	100
19	Cetop 7 o NG 16	1"	150
24,5	Cetop 8 o NG 25	1 1/4"	200
38	Cetop 10 o NG 32	1 1/2"	300

Tipo di azionamento



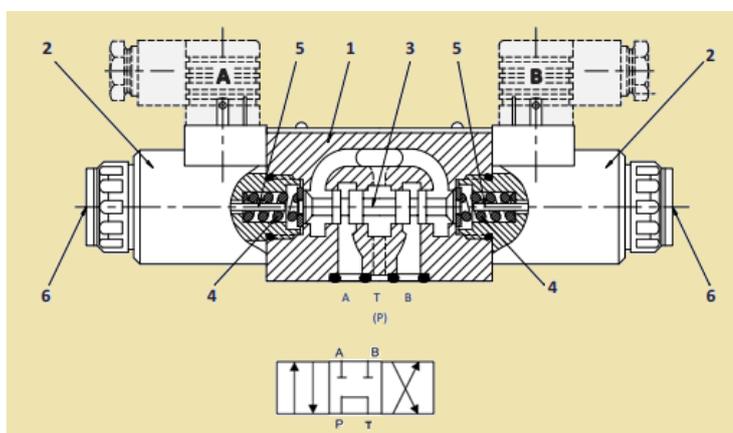
Quando l'azionamento è un comando elettrico si identifica una elettrovalvola.

L'elettrovalvola è munita di un solenoide (bobina) nel quale è posto un nucleo di ferro dolce, che nella condizione di riposo è spinto da una molla ad assumere la posizione più lontana dal centro del solenoide.

Il segnale elettrico di pilotaggio viene inviato al solenoide, il quale risucchia il nucleo di ferro, e di conseguenza muove la spola aprendo o chiudendo i passaggi del fluido.

Le elettrovalvole possono avere un azionamento diretto o indiretto (doppio stadio).

Nella figura sotto è schematizzata una elettrovalvola con due bobine di comando.



L'elettrovalvola in figura è composta da un corpo (1), da due solenoidi (2), dalla spola di comando (3), da due molle di centraggio (4).

In condizione di riposo, la spola (3) è mantenuta in posizione centrale dalle molle (4), quindi con **P → T, A e B chiusi.**

Lo spostamento della spola (3) è ottenuto tramite il solenoide (2).

La forza magnetica della bobina spinge il nucleo di ferro (5) contro la spola (3) muovendola dalla posizione di riposo alla posizione finale desiderata, connettendo le bocche come da schema idraulico.

Esempio: **P → A, B → T.**

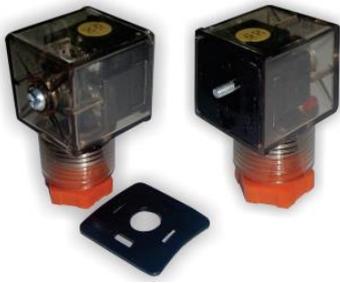
Togliendo l'alimentazione elettrica alla bobina, le molle (4) riportano in posizione di riposo la spola. **P → T, A e B chiusi.** Azionando l'altra bobina si ottiene l'inversione delle bocche. **P → B e A → T.**

È possibile comandare manualmente lo spostamento della spola tramite un azionamento (6) senza dare corrente alle bobine.

Bisogna fare attenzione alle perdite di carico che la valvola introduce nel circuito.

Il catalogo del costruttore fornisce tutte le indicazioni per la corretta scelta nel dimensionamento della elettrovalvola.

Connettore elettrico



Bobina elettrica



In linea generale oltre la grandezza NG 10 i distributori a comando diretto richiederebbero dei magneti troppo grandi per ottenere la forza necessaria per muovere la spola.

La tecnica oleodinamica utilizza una elettrovalvola di piccole dimensioni (NG 6) per comandare una valvola più grande ad esempio una NG 16.

La piccola elettrovalvola installata con collegamento a piastra sulla valvola o a distanza tramite tubi, comanda la valvola grande per mezzo di linee di pilotaggio idraulico **A1** e **B1**.

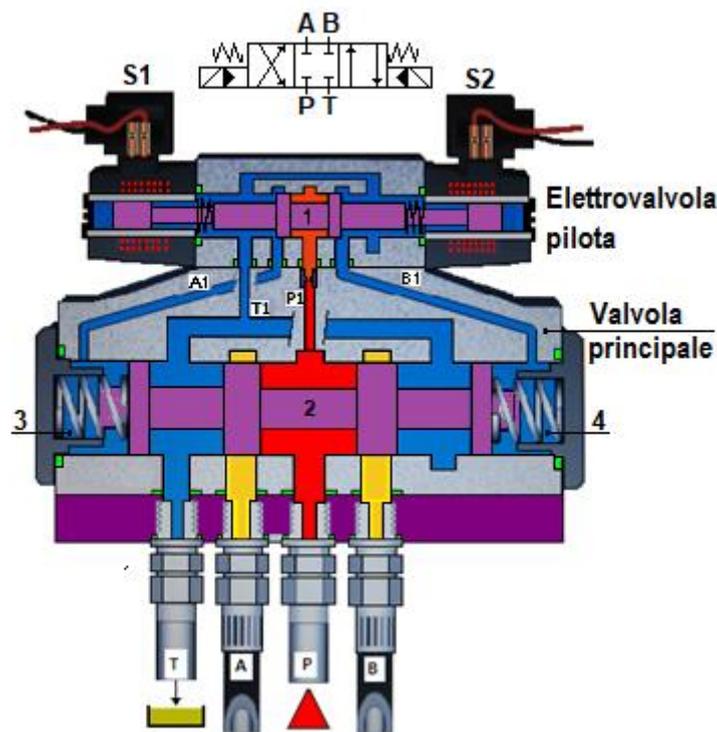
Con entrambi i solenoidi diseccitati la spola **2** è tenuta al centro dalle molle **3** e **4**.

Eccitando il solenoide **S1** la spola **1** del pilota si sposta a sinistra mentre la camera della molla **4** va in scarico attraverso il condotto **B1**.

La pressione nel condotto **A1** sposta il cursore **2** verso destra vincendo il contrasto della molla **4**.

Nella valvola principale si collegano la bocca **P→B** e **A→T**.

Eccitando il solenoide **S2** si invertono i collegamenti **P→A** e **B→T**.



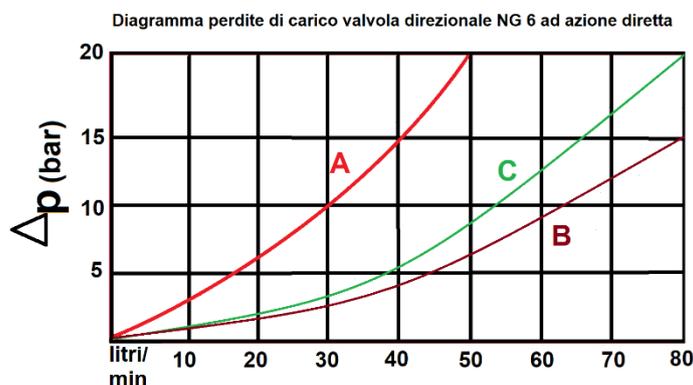
Se desiderate approfondire l'argomento riguardante le forze di attrazione, suggerisco di visitare il seguente sito:

http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pll_2137_il.pdf

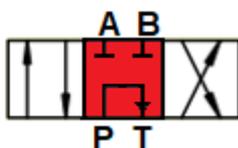
https://www.youtube.com/watch?v=YbgNZ_09ABQ

<https://youtu.be/c4KXmR8QuPo>

Il diagramma sotto è un esempio delle perdite di carico che si determinano in una valvola direzionale.

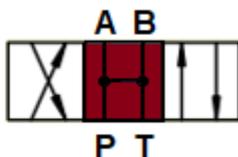


La curva **A** è riferita a una valvola 4/3 con centro **P** → **T** in by - pass



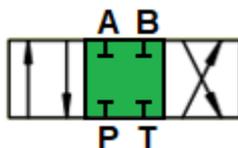
Cursore tipo G

La curva **B** è riferita a una valvola 4/3 con centro aperto



Cursore tipo H

La curva **C** è riferita a una valvola 4/3 con centro chiuso



Cursore tipo E

Le perdite di carico sono dovute alle luci ricavate nel corpo valvola, la forma della spola e i trafiletti dovuti alle tolleranze costruttive.

Per ogni grandezza della valvola e per ogni tipo di cursore il costruttore fornisce i relativi diagrammi **Q - Δp** che sono ricavati dalle prove idrauliche eseguite su appositi banchi prova a una temperatura di 50°C e viscosità di 36 cSt.

Foto sotto mostra una elettrovalvola con doppio solenoide a comando diretto e una con un solo solenoide.



Sistemi di collegamento delle valvole al circuito oleodinamico.

Le valvole sono collegate al circuito idraulico per mezzo di:

- Tubazioni rigide e/o flessibili
- Piastre singole o multiple di collegamento

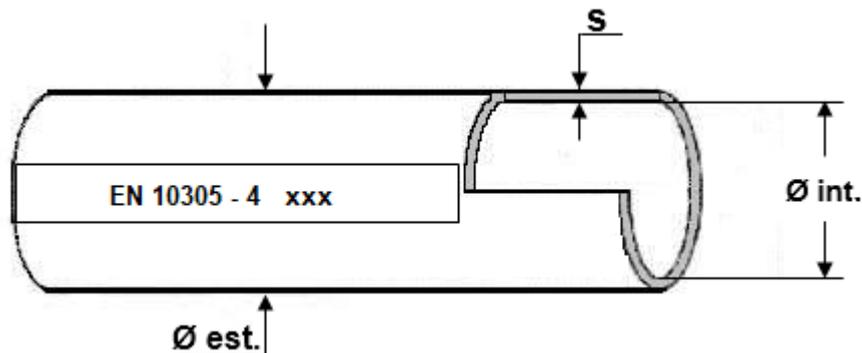
Il tubo rigido utilizzato nei sistemi oleodinamici deve essere in acciaio senza saldatura trafilato a freddo e deve rispettare la norma EN10305-4 (ex ST37.4 che definisce le caratteristiche meccaniche di resistenza alla pressione in funzione degli spessori del tubo rigido).

Sul tubo rigido è riportata la norma di riferimento e il nome del costruttore, con protezione anticorrosiva e tappati alle estremità.

La lunghezza commerciale è di 6 mt.

Durante il taglio e la piegatura del tubo rigido si possono introdurre delle scorie di metallo che sono dannose per il funzionamento dell'impianto.

È buona norma pulire accuratamente l'interno della condotta prima di ogni installazione.



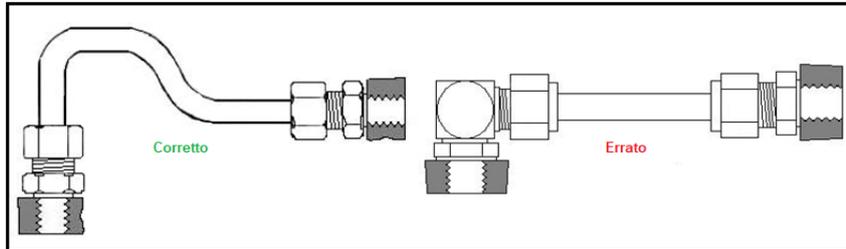
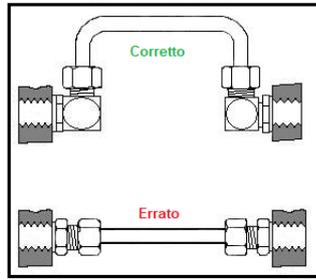
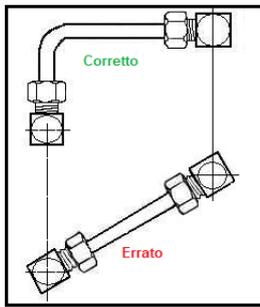
Per collegare il tubo rigido all'impianto occorre utilizzare dei raccordi idonei per l'ancoraggio della condotta rigida.

Le tenute utilizzate sono:

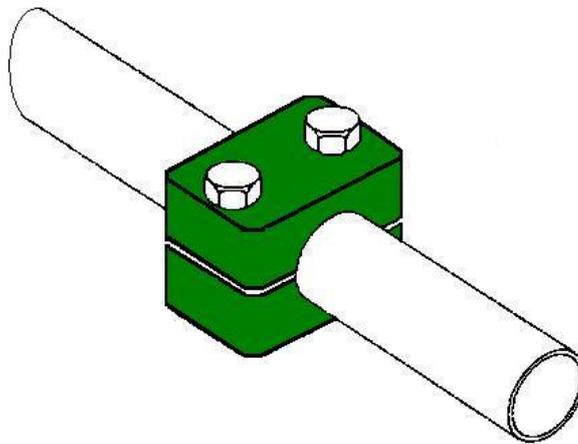
- ✓ norma ISO 8434/1 (ex DIN 2353), raccordo ad anello tagliante
- ✓ norma ISO 8434-2 o SAEJ 514, raccordo JIC 37°
- ✓ norma ISO 8434-3 o SAE J1453, raccordo ORFS, tenuta piana
- ✓ norma ISO 8434-4 ex DIN 3861 codolo a saldare
- ✓ norma SAE J518 - 3000/6000 psi, raccordo a flangia

- Non installare tubo rigido in tratti corti per evitare di metterlo in tensione.
- Sopportare i tubi rigidi, utilizzando apposite staffe di fissaggio.
- Pulire in maniera adeguata l'interno del tubo rigido per evitare che residui di lavorazione possano inquinare il circuito idraulico.
- Piegare i tubi rigidi con apposite macchine per ottenere i giusti raggi di curvatura e per non incrinare le pareti del tubo.
- Studiare l'esatto percorso per il tubo rigido in modo da utilizzare il minor numero di raccordi che possono essere causa di perdite e di costi aggiuntivi.

Esempi di installazione



STAFFE di FISSAGGIO



Le forze esercitate dal fluido in moto (pressione e velocità) richiedono che le condotte siano adeguatamente supportate. Il sistema più semplice è l'impiego delle **“staffe di fissaggio”**.

In generale sono formate da due semi-conchiglie che stringono il diametro esterno della condotta tramite delle viti; ed a loro volta sono fissate direttamente su una base o su un profilo modulare saldato alla macchina.

Il montaggio è molto semplice: si salda la piastra di base sul supporto, poi si sistema una semi-conchiglia, il tubo rigido o flessibile, si chiude con la seconda semi-conchiglia ed infine si stringono le viti per bloccare l'insieme, avendo cura di lasciare dello spazio tra le due conchiglie.

Le staffe si dividono in diversi gruppi in funzione del diametro minimo e massimo che possono stringere, ed i materiali con cui sono realizzate vanno dal Polipropilene, Poliammide o alluminio in funzione dell'applicazione.

Piastre singole o multiple di collegamento

È un sistema modulare di montaggio delle valvole di controllo pressione, controllo portata, distributori, che utilizza delle piastre standardizzate a norma ISO 4401.

Questo sistema offre vantaggi di spazio ridotto, facilità di assemblaggio perché si eliminano le condotte e i relativi raccordi, tuttavia bisogna considerare le perdite di carico che possono essere rilevanti in questo tipo di montaggio.

Le tenute tra piastre e valvole sono realizzate con guarnizioni che permettono migliori garanzie contro le perdite di olio.

La sostituzione di eventuali valvole è facile e garantita dall'intercambiabilità con altri produttori.

Bisogna considerare le perdite di carico che introduce questo tipo di installazione.

Il numero di valvole assemblate deve tenere conto della resistenza delle viti di fissaggio.

Foto di una centralina oleodinamica con valvole montaggio a piastra.



Valvole di controllo / regolazione della portata

Appartengono a questa categoria tutte quelle valvole destinate al controllo della portata: dal semplice strozzatore regolabile al regolatore di flusso compensato.

La funzione di queste valvole è quella di diminuire la portata e mantenerla costante in un determinato punto del circuito.

NB: la pompa è il solo dispositivo che permette di aumentare la portata ad esempio aumentando i giri del motore.

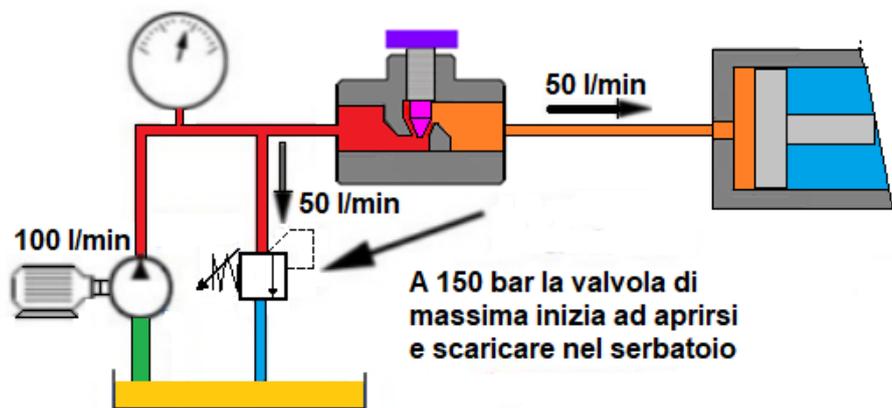
Il pilotaggio di una pompa a cilindrata variabile consente la regolazione della portata fornita al circuito.

Lo strozzatore a spillo è la valvola più semplice per diminuire la portata e di conseguenza la velocità di traslazione di un cilindro o i giri di un motore idraulico. Come conseguenza essa genera una resistenza addizionale nel circuito, aumentando la pressione, con il risultato di scaricare una parziale quantità di flusso attraverso la valvola di massima. Si ottiene quindi una riduzione della portata a valle dello strozzatore.

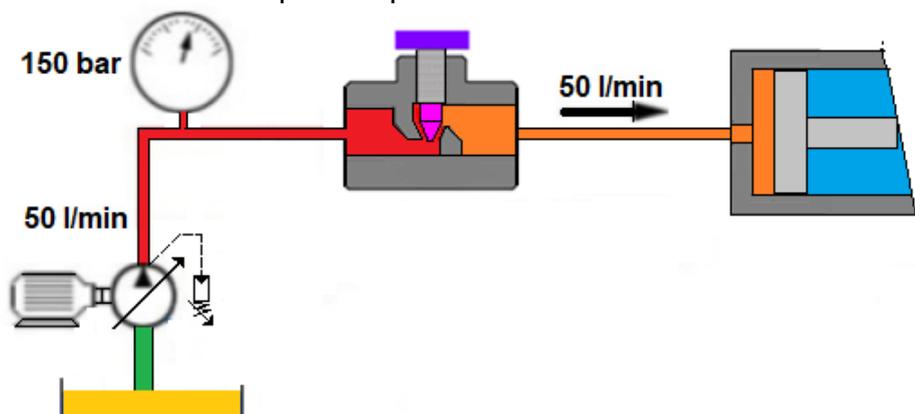
Utilizzando una pompa a portata fissa dobbiamo deviare una parte del flusso attraverso la valvola di massima.

A seconda di quanto viene chiuso lo strozzatore si ha un aumento di pressione a monte della valvola.

Quando la pressione raggiunge i 150 bar, la valvola di massima inizia ad aprirsi deviando una parte della portata al serbatoio.

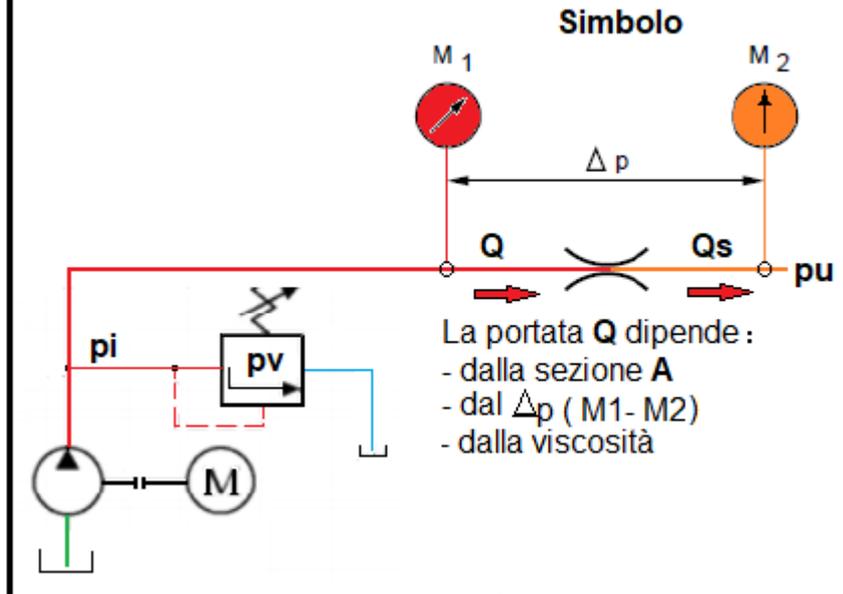
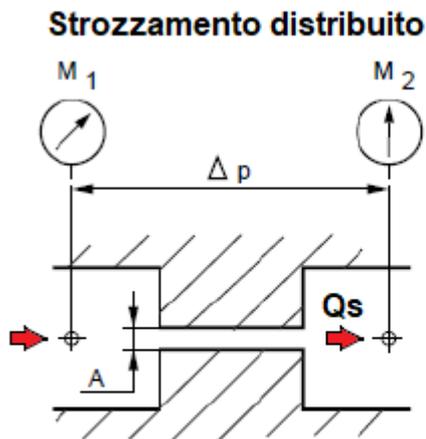


Utilizzando una pompa a cilindrata variabile con limitatore di pressione con taratura meccanica tramite la molla, al raggiungimento della pressione di taratura di 150 bar, la cilindrata si adatta per garantire la portata desiderata. Con questo tipo di controllo non è necessaria la valvola di massima.



I limiti di impiego sono dovuti al fatto che la portata varia in funzione della differenza di pressione della valvola e della variazione di viscosità del fluido.

Si utilizzano nei casi di Δp modesti e di controlli non particolarmente precisi, carico da spostare costante.



Se $p_i = \Delta p + p_u$ è minore di p_v , tutta la portata Q alimenta l'attuatore che quindi si muove a velocità costante.

Se p_u aumenta, per variazioni dovute al carico, e la somma di $p_i = \Delta p + p_u$ è maggiore di p_v , una portata **non controllata** di Q è scaricata dalla valvola di massima p_v .

La Q_s diminuisce e di conseguenza la velocità dell'attuatore rallenta.

La legge che definisce la portata attraverso un determinato strozzamento, può essere definita con la formula:

$$Q^2 \propto \Delta p ; Q \propto \sqrt{\Delta p} \text{ cioè la portata } Q \text{ è proporzionale a } \sqrt{\Delta p} .$$

Ciò significa che a ogni variazione della pressione a monte o a valle dello strozzamento, cambia il Δp e quindi il flusso attraverso lo strozzamento.

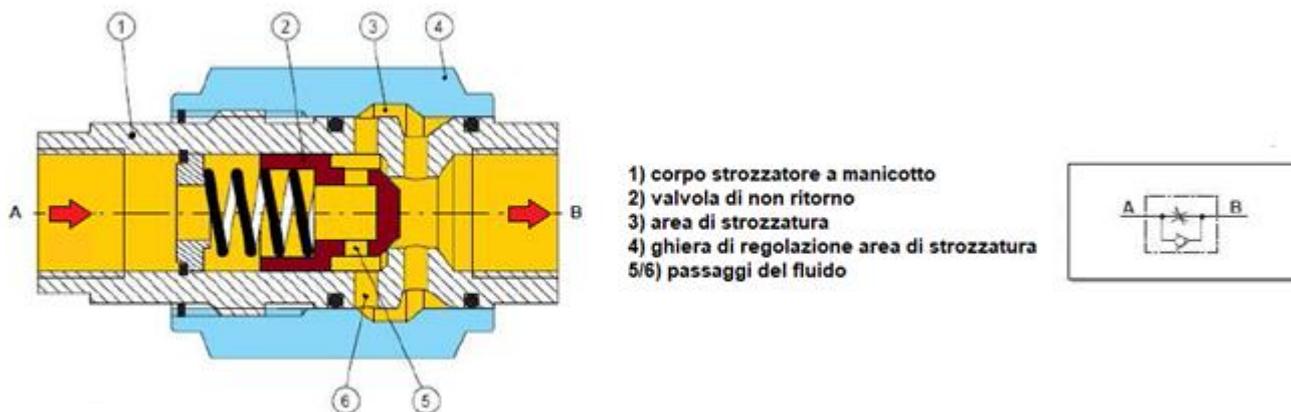
La regolazione può essere bidirezionale o unidirezionale quando la regolazione è in un solo senso.

Sotto sono riportati i simboli ISO delle due differenti soluzioni con a fianco due esempi costruttivi.

La manopola riporta delle tacche che forniscono un riferimento con la portata da regolare secondo dei diagrammi riportati sul catalogo dei costruttori.



Strozzatore a manicotto con regolazione manuale e unidirezionale



Il fluido arriva da **A** e la valvola di non ritorno **2** è spinta in sede dalla molla e dalla pressione in ingresso.

Il fluido è obbligato a percorrere i passaggi **5/6** e l'area di strozzatura **3** ricavata tra il corpo **1** e la ghiera **4**.

Ruotando la ghiera **4** si modifica l'area **3** e di conseguenza la portata.

Con il flusso da **B** verso **A**, la pressione vince il contrasto della molla e spinge indietro la valvola **2** liberando il passaggio del fluido.

<https://www.youtube.com/watch?v=iFIPta8valk> .

In questo video si può vedere il funzionamento di una valvola di regolazione del flusso.

Controllo della velocità con strozzatori.

Nei circuiti idraulici è necessario controllare la velocità dell'attuatore cilindro o motore idraulico e il controllo si ottiene regolando la portata in entrata o in uscita dall'attuatore. Il controllo della velocità ottenuto con la regolazione del flusso **all'entrata dell'attuatore** si dice **meter-in**; mentre il controllo della velocità ottenuto con la regolazione del flusso **in uscita dall'attuatore** si definisce **meter-out**.

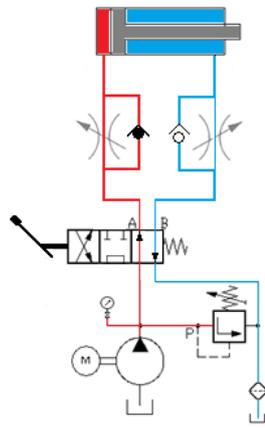
Tipi di regolazione:

➤ **Meter-in.**

La regolazione **meter-in** è adatta alle condizioni in cui il carico è effettivamente resistente; se il carico avesse azione motrice, la valvola di strozzamento non sarebbe in grado di controllare la velocità del pistone che tenderebbe ad essere trascinato dall'azione del carico provocando depressione nella camera del cilindro. Sconsigliato l'impiego con carico sospeso.

Dal punto di vista energetico non è molto efficiente: la valvola è soggetta al salto di pressione.

La soluzione che garantisce dei risultati accettabili per il controllo della velocità è quella di strozzare il flusso con due valvole ad azionamento unidirezionale collegate sulle due bocche del cilindro.



Esempio: La velocità di avanzamento di un cilindro è controllata tramite una regolazione meter-in.

La valvola di massima è tarata a 50 bar e la portata della pompa è di 30 l/min.

Il cilindro deve garantire una spinta di 3600 N in fase di avanzamento.

L'area del pistone è di 15 cm², mentre l'area lato stelo è di 8 cm².

La valvola di controllo portata è regolata per far passare 10 l/min.

Calcolare:

la pressione necessaria per spostare il carico, la potenza del motore elettrico, la velocità di avanzamento e di rientro del cilindro e il rendimento generale del circuito.

Soluzione:

$$\text{La pressione lato fondello cilindro } p_{lf} = \frac{F}{A} = \frac{3600 \text{ daN}}{15 \text{ cm}^2} = \mathbf{24 \text{ bar}}$$

$$\Delta p = 50 - 24 = \mathbf{26 \text{ bar}}$$

La potenza in ingresso del motore elettrico:

$$N_{\text{mot.ele}} = \frac{p \cdot Q}{600 \cdot \eta_g} = \frac{50 \cdot 30}{600 \cdot 0,85} = \mathbf{2,94 \text{ kW}}$$

La velocità di avanzamento:

$$v_{\text{uscita}} = \frac{Q_{\text{valvola di controllo}}}{6 \cdot A} = \frac{10}{6 \cdot 15} = \mathbf{0,11 \text{ m/s}}$$

La velocità di rientro:

$$v_{\text{rientro}} = \frac{Q_{\text{pompa}}}{6 \cdot A_r} = \frac{30}{6 \cdot 8} = \mathbf{0,62 \text{ m/s}}$$

Il rendimento η_g del circuito è dato da:

$$\eta_g = \frac{N_{\text{out}}}{N_{\text{in}}} = \frac{\frac{p_2 \cdot Q_{\text{valvola}}}{600}}{\frac{p \cdot Q_{\text{pompa}}}{600}} = \frac{24 \cdot 10}{50 \cdot 30} = 0,16 \cdot 100 = \mathbf{16\%}$$

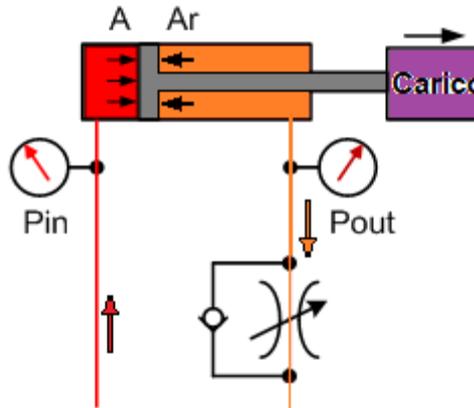
➤ **Meter-out.**

La regolazione **meter-out** è adatta sia alle condizioni in cui il carico è effettivamente resistente sia alle condizioni in cui il carico ha un'azione motrice.

Il flusso in uscita deve passare attraverso la valvola di regolazione.

Dal punto di vista energetico non è molto efficiente, soprattutto nel caso di carico motore.

Fare attenzione che la valvola di strozzamento genera una forte contropressione, che influisce sulla taratura della valvola di massima.



Nel disegno sopra si vede che il flusso di mandata della pompa spinge sul lato del fondello del cilindro e il manometro indica la pressione di taratura della valvola di massima (**p in**).

La valvola di controllo portata installata sull'uscita del lato stelo del cilindro (**meter-out**), crea una contropressione (**p out**) che è maggiore rispetto alla pressione di taratura della valvola di massima.

Osservando le forze che agiscono nel cilindro, possiamo dire che la forza che agisce sul lato del fondello è uguale alla forza che agisce sul lato stelo + la forza generata dal carico.

Quindi possiamo scrivere: **$A \cdot p_{in} = A_r \cdot p_{out} + F_{carico}$**

La condizione peggiore si verifica quando il carico è molto piccolo e il diametro dell'asta è grande rispetto al diametro del pistone. Togliendo dalla formula sopra il valore del carico, possiamo scrivere.

$$A \cdot p_{in} = A_r \cdot p_{out}; \text{ da cui } p_{out} = p_{in} \cdot \frac{A}{A_r}$$

Sapendo che il valore **A_r** è sempre in minore di **A**, si deduce che **p out** sarà sempre più alto di **p in**.

Esempio:

Cilindro: **Ø 100 / 70 ; p in = 140 bar ; A = 78,5 cm² ; A_r = 40,06 cm²**

$$p_{out} = p_{in} \cdot \frac{A}{A_r} = 140 \cdot \frac{78,5}{40,06} = 274 \text{ bar}$$

Il valore di **p out = 274 bar** è molto più alto rispetto a 140 bar della valvola di massima e può compromettere la scelta del cilindro.

<https://www.youtube.com/watch?v=t1F4R9K3SZI>

➤ Bleed-off.

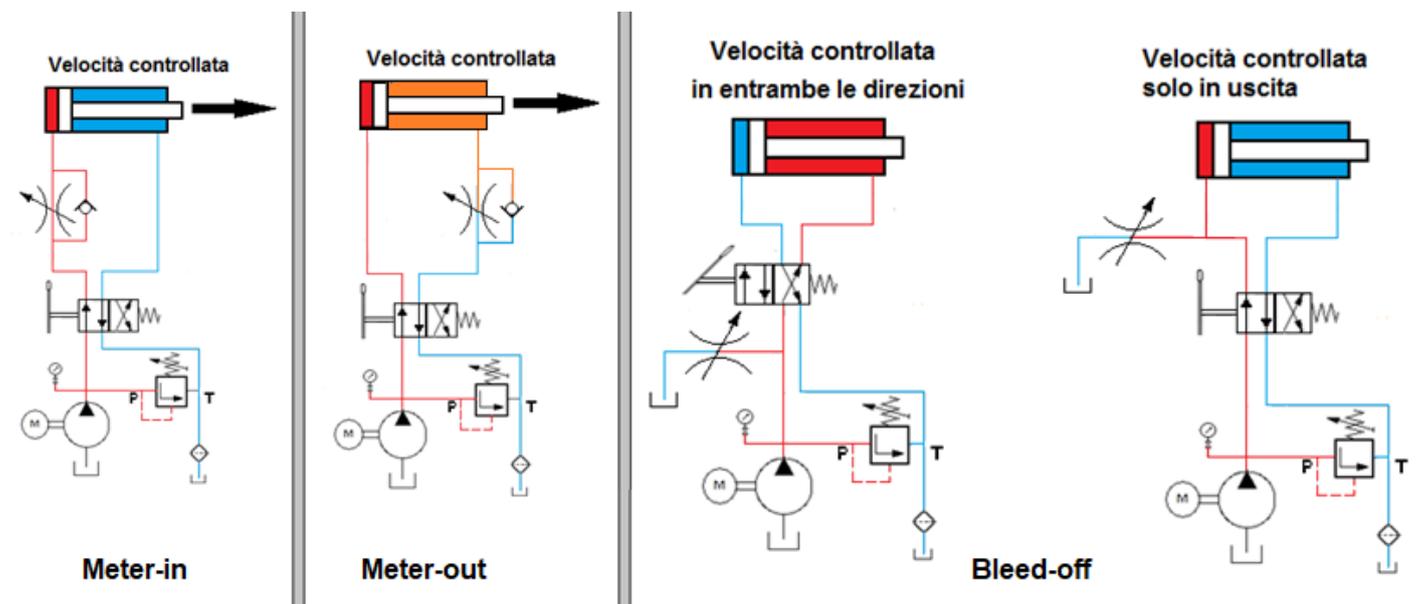
Nella regolazione **bleed-off**, l'eccesso di portata viene scaricato nel serbatoio. Viene generalmente utilizzata nelle configurazioni con pompa a cilindrata fissa ed è adatta solo alle condizioni in cui il carico è effettivamente resistente. La regolazione non è molto accurata perché agisce sulla quantità di fluido scaricata. Il vantaggio di questo tipo di regolazione è il risparmio energetico soprattutto quando la pressione dovuta al carico non è molto alta: il fluido viene scaricato nel serbatoio con basso salto di pressione. Nei precedenti tipi di regolazione, invece, lo scarico della portata in eccesso avviene attraverso la relief valve, quindi con salto di pressione maggiore.

Con gli strozzamenti in pressione (**meter-in**) e in contropressione (**meter-out**) si regola in modo grossolano la velocità del carico con un dispendio importante di energia perché la valvola di massima è sempre aperta.

Con il sistema **bleed-off** (in derivazione / in perdita), la regolazione è condizionata al massimo carico, ma non intervenendo la valvola di massima, si ottiene un risparmio energetico.

PS: per una approfondita spiegazione dell'argomento, suggerisco di visitare il sito <https://www.youtube.com/watch?v=4eCuPVxezzy>

Il video è in inglese, ma illustrato con schemi animati che spiegano il funzionamento dei componenti.



Regolatore di flusso con compensazione barica

Quando il fenomeno del Δp dovuto alla variazione del carico, e della **viscosità**, dovuto alla variazione della temperatura, assumono importanza nella determinazione della portata, si deve ricorrere a valvole che attraverso opportune compensazioni tengano conto dei cambiamenti di pressione e di temperatura.

Di seguito analizzeremo la soluzione costruttiva relativa alla compensazione della pressione:

- Configurazione a due vie.
- Configurazione a tre vie.

Il regolatore di portata compensato a due vie è composto dalla spola **1** con funzione di compensazione (bilancia di pressione), da uno strozzatore regolabile **2**, da una molla **3**.

Lo scopo della bilancia di pressione è di mantenere una differenza di pressione Δp costante su entrambi i lati dello strozzatore **2** indipendentemente dalle oscillazioni di p_3 dovute alle variazioni del carico sul cilindro idraulico.

Funzionamento: L'ingresso della pompa **IN** incontrando la zona **X** determina una pressione p_1 . Lo strozzatore **2** crea una resistenza al passaggio del fluido e la pressione p_2 agisce sulla bilancia di pressione tramite il canale **Y** sulla superficie **A2**.

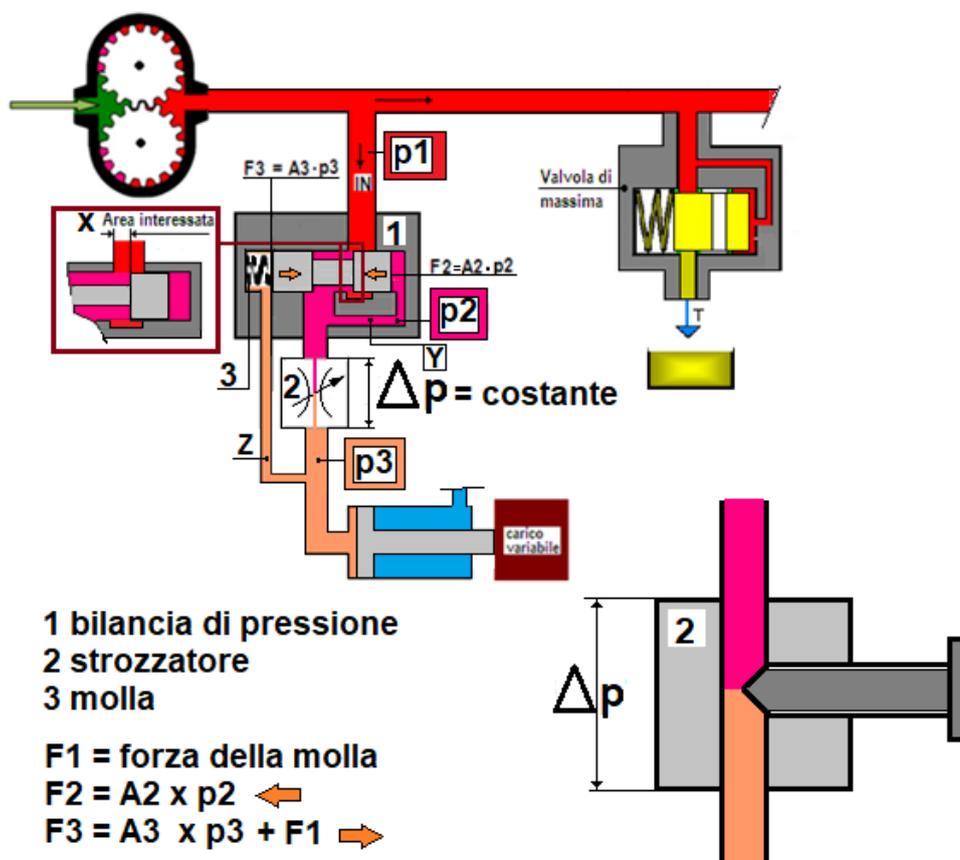
La pressione p_3 , dovuta al carico, agisce sulla bilancia di pressione tramite il canale **Z** sulla superficie **A3**.

La condizione di equilibrio è data da: $F_2 = F_3 + F_1$ ossia $A_2 \cdot p_2 = A_3 \cdot p_3 + F_1$

Ma A_2 e A_3 sono uguali, quindi $F_1 = A \cdot (p_2 - p_3)$, ma $p_2 - p_3 = \Delta p$

Quindi: $\Delta p = F_1/A = \text{costante}$

A causa dell'azione reciproca delle forze, la bilancia assumerà una posizione di equilibrio per assicurare una differenza di pressione Δp costante su ciascun lato dello strozzatore **2**, in modo che la portata utilizzata dal cilindro sia sempre costante.

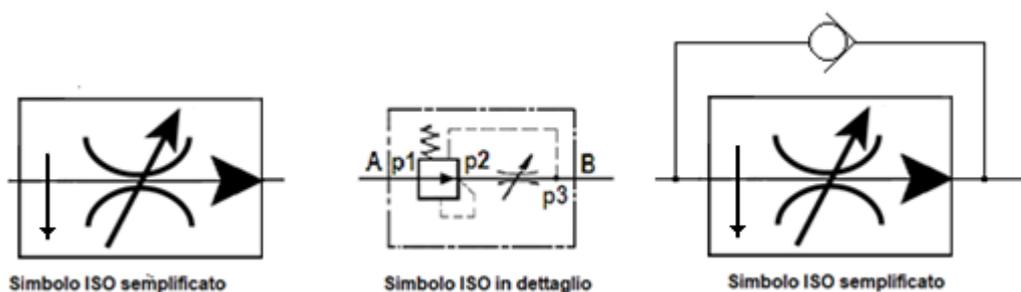


I regolatori di portata a due vie possono essere dotati di una valvola unidirezionale per il by – pass al ritorno.

Per ulteriori approfondimenti della materia, suggerisco di visitare il sito:

[9 OLEODINAMICA 9.1 Principi fondamentali Per una più ... - Libero](http://9.OLEODINAMICA.9.1.Principi_fondamentali_Per_una_più..._Libero)

digilander.libero.it/limorta/V2F.pdf



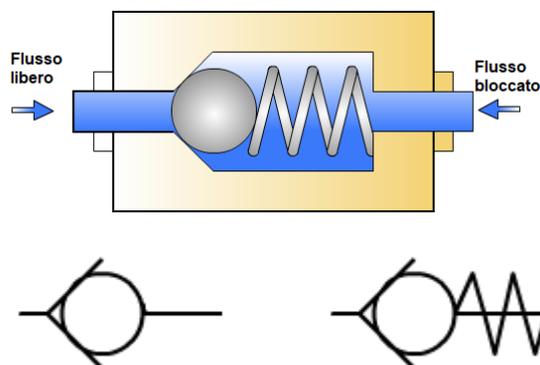
Regolatore del flusso compensato a tre vie.

Questo tipo di valvola è simile alla versione a due vie.

La differenza sostanziale risiede nella presenza della terza via attraverso la quale il fluido in eccesso è scaricato senza che vi sia la necessità di impiegare una valvola di massima pressione a monte.

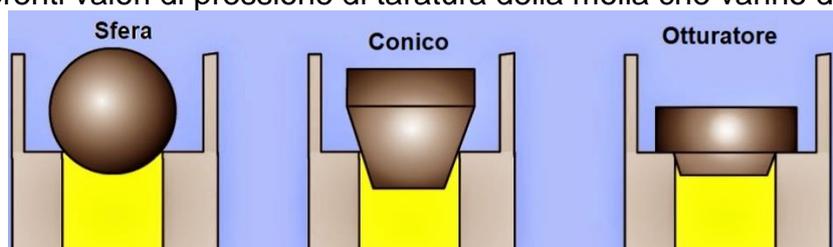
VALVOLE UNIDIREZIONALI, di RITEGNO, di NON RITORNO, di BLOCCO.

Identificate con differenti denominazioni, questo tipo di valvola permette il passaggio del flusso libero in una direzione, mentre impedisce il passaggio in senso contrario.



La valvola può senza molla o con molla di spinta. La valvola senza molla è montata in posizione verticale e il peso della sfera e la pressione dell'olio la mantengono in posizione.

La valvola con molla di spinta si apre a una pressione minima determinata dalla forza della molla. Sono disponibili differenti valori di pressione di taratura della molla che vanno da 0,5 a 5 bar.

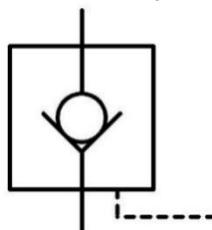


VALVOLE di RITEGNO PILOTATE o di BLOCCO.

Le valvole di ritegno pilotate, dette anche di blocco, sono **valvole unidirezionali** in cui l'apertura del passaggio normalmente chiuso può avvenire grazie all'azione esercitata da una pressione di pilotaggio proveniente dall'altro ramo del circuito.

L'apertura dell'organo di tenuta mediante la pressione di pilotaggio è di tipo on/off (da tutto chiuso a tutto aperto).

Possono essere utilizzate per garantire il blocco statico di un carico, ma non per controllare la discesa. Se impiegate in combinazione con valvole strozzatrici, queste ultime devono essere posizionate tra attuatore e valvola e non tra valvola e distributore, in modo che la contropressione creata dalla strozzatura possa agire in senso contrario alla pressione di pilotaggio.



Valvola unidirezionale pilotata installata sul lato del fondello del cilindro.

➤ Carico in rientro.

La valvola unidirezionale pilotata permette il passaggio **libero** del flusso dalla bocca di ingresso **2** alla bocca **1** e chiude il passaggio del flusso nel senso opposto fino a quando la pressione di pilotaggio, direttamente proporzionale alla pressione generata dal carico, è applicata sulla bocca **3** in modo da aprire la valvola unidirezionale e permettere il passaggio tra la bocca **1** e **2**.

Questo tipo di valvola non è adatta per regolare la portata o per il controllo della velocità di un attuatore.

Pressione di pilotaggio valvola unidirezionale

NB: la seguente equazione ha solo lo scopo di formazione, perché non tiene conto della contropressione sulla bocca 2 e della forza della molla.

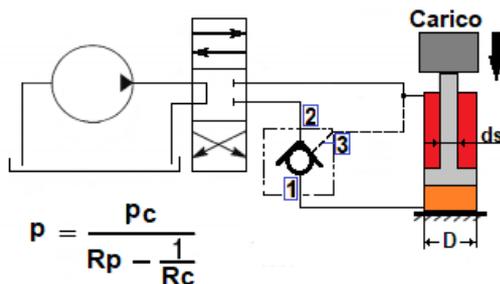
Dove: **p_c** = Pressione generata dal carico

p = Pressione di pilotaggio richiesta per aprire la valvola unidirezionale

R_p = Rapporto di pilotaggio della valvola
Es: 3 : 1 = 3

R_c = Rapporto tra le aree del cilindro = $\frac{D^2}{D^2 - ds^2}$

Calcolo della pressione di pilotaggio necessaria per aprire la valvola unidirezionale



Esempio: **D** = 80 mm; **ds** = 56 mm; **p_c** = 200 bar; **R_p** = 3

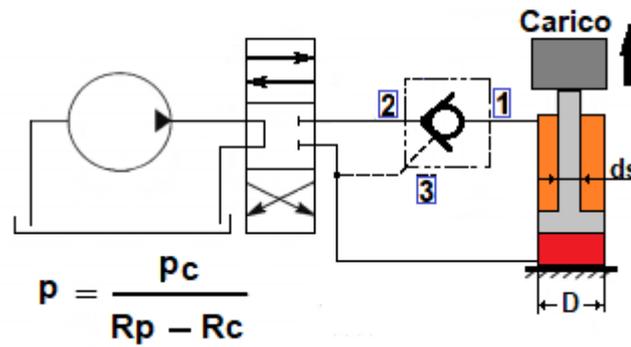
Dalla formula sopraindicata calcoliamo il valore **R_c** = $\frac{80^2}{80^2 - 56^2} = 1,96$ diventa.

$$p = \frac{200}{3 - \frac{1}{1,96}} = \frac{200}{2,49} = 80,3 \text{ bar}$$

Valvola unidirezionale pilotata installata sul lato dello stelo del cilindro.

➤ **Carico in uscita**

Calcolo della pressione di pilotaggio necessaria per aprire la valvola unidirezionale



Utilizzando i dati dell'esempio calcoliamo: $p = \frac{200}{3 - 1,96} = \frac{200}{1,04} = 192,3 \text{ bar}$

La pressione di pilotaggio risulta molto alta e potrebbero esserci dei casi in cui $R_p - R_c$ risulta negativo nel qual caso la valvola non riesce mai a pilotarsi.

Occorre quindi scegliere una valvola con **Rp molto più alto** ad esempio **10:1**.

Il nuovo calcolo diventa: $p = \frac{200}{10 - 1,96} = \frac{200}{8,04} = 25 \text{ bar}$.

<https://www.youtube.com/watch?v=Frn3f>.

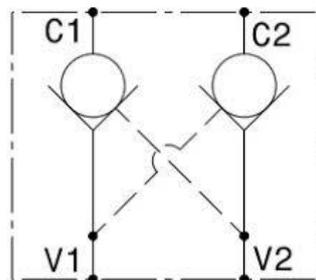
VALVOLA di RITEGNO PILOTATA DOPPIA

È composta da due valvole unidirezionali pilotate. Nello schema di comando del cilindro, le bocche sono collegate a una valvola unidirezionale pilotata doppia.

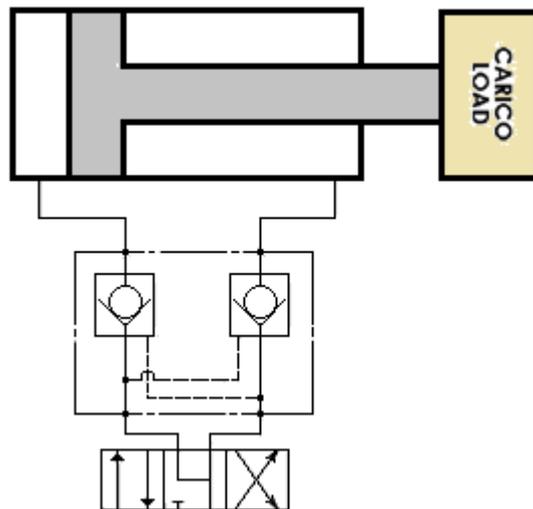
In caso di arresto intermedio del pistone, la valvola unidirezionale blocca entrambe le connessioni del cilindro.

Il pistone risulta bloccato e non può essere spostato in nessuna direzione anche se intervengono forze esterne. Questo tipo di valvola deve essere utilizzata con un distributore a centro aperto, in modo da evitare che rimangano delle contropressioni nelle condotte tra valvola e distributore.

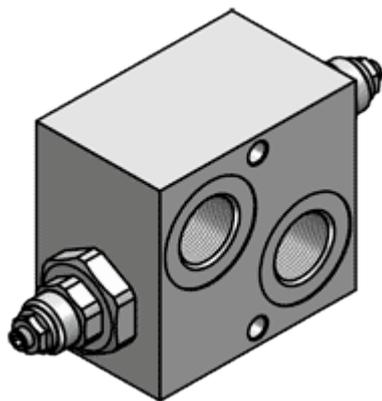
La pressione che resta intrappolata, potrebbe autopilotare la valvola di blocco e fare muovere il cilindro.



L'impiego di valvole unidirezionali normali non permette il movimento del cilindro.



VALVOLA ANTIURTO DOPPIA (PILOTATA)



La valvola antiurto doppia (pilotata) è costituita da due valvole di massima pressione con scarico incrociato, e viene utilizzata per limitare la pressione in entrambi i rami di un attuatore o motore idraulico ad un determinato valore di taratura.

Trova il miglior impiego sia come valvole antishock sia per regolare i due rami di un circuito idraulico a diversi valori di pressione.

L'apertura differenziata rende questa valvola più lenta all'apertura ma più costante alla taratura al variare della portata.