

## CARATTERISTICHE DELLE MACCHINE IDROSTATICHE

### Le pompe idrostatiche

La pompa rappresenta l'elemento più complesso e più importante di un circuito idraulico perché ha il compito di trasferire l'energia meccanica assorbita al fluido idraulico e realizzare il flusso di portata con l'incremento di pressione necessario per l'azionamento dei carichi.

Le pompe volumetriche utilizzate nei circuiti idraulici costituiscono pertanto la sorgente di portata del circuito mentre la pressione viene determinata in relazione all'entità della resistenza da vincere. Infatti se ad esempio la resistenza è rappresentata da un carico su un pistone, solo la pressione strettamente necessaria per azionare il carico sarà generata.

Le parti essenziali di una pompa sono:

- Apertura di ingresso del fluido alla quale è collegata la linea di alimentazione proveniente dal serbatoio;
- Apertura di uscita che è posta in comunicazione con la linea ad alta pressione
- Camera di pompaggio è il volume nel quale il fluido viene isolato nel passare dall'aspirazione alla mandata.
- Il comando meccanico per azionare la pompa.

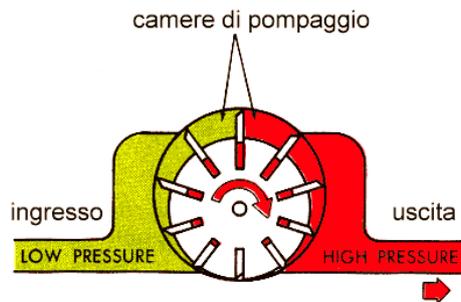


Figura 1 Schema di una pompa idraulica volumetrica

Fra le pompe volumetriche quella a pistoni rappresenta senza dubbio il tipo più semplice anche se risultano più diffuse le pompe rotative e quelle alternative.

Una possibile classificazione può essere quella riportata nello schema seguente:

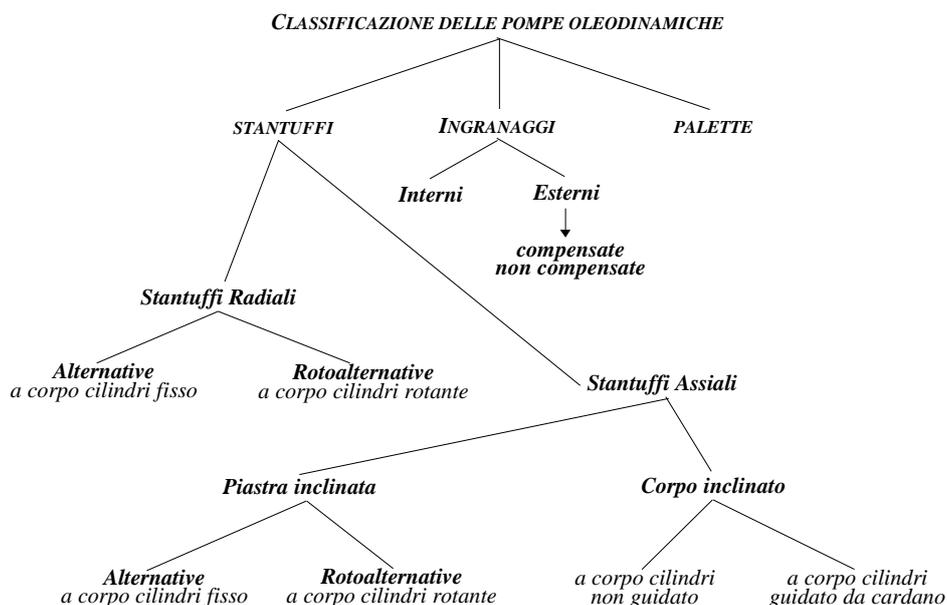


Figura 2 Classificazione delle pompe

Quando esiste una tenuta fra l'ingresso e la mandata il fluido viene inviato ogni volta che la pompa esegue un ciclo completo. L'energia meccanica viene trasferita al fluido con il meccanismo tipico dei sistemi chiusi, ovvero tramite il lavoro di pulsione.

Queste pompe richiedono sempre la presenza di una valvola di sicurezza (valvola di RELIEF) per proteggere la pompa dalle sovra-pressioni.

### Pompe alternative a pistoni

La pompa alternativa a pistoni raffigurata in figura 3 è il classico esempio di pompa volumetrica.

Le pompe alternative a pistoni non sono molto diffuse mentre lo sono soprattutto quelle rotative. Per descrivere il principio operativo di tali pompe si può fare riferimento alla figura 3 che evidenzia la distribuzione automatica del flusso mediante delle valvole di non ritorno. Quando il pistone esegue la corsa di pompaggio la valvola di non ritorno sulla mandata viene sollevata nel momento in cui la pressione all'interno del cilindro supera il valore di pressione presente nella linea di mandata, mentre la valvola di aspirazione che è forzata sulla sua sede chiude la luce di aspirazione. Senza considerare le fughe interne ed esterne di fluido attraverso le tenute, tutto il fluido in pressione raggiunge la mandata. Questo principio è valido per tutte le pompe volumetriche sia alternative che rotative.

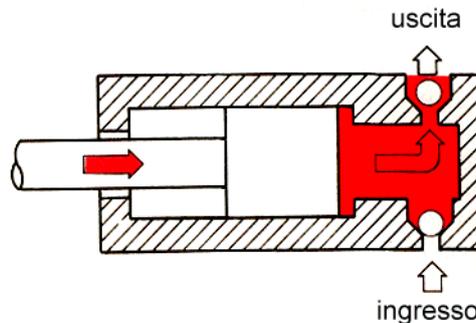


Figura 3 Pompa volumetrica alternativa a pistoni

### Pompe a palette

Lo schema di una pompa a palette è riportata in figura 4. Nelle più comuni installazioni industriali le pompe a palette sono utilizzate per pressioni non superiori a 200 bar e sono caratterizzate da una bassa rumorosità. Il rotore azionato da un motore primo possiede delle cavità radiali in cui scorrono delle piastrine denominate appunto "palette". La cassa statorica è anch'essa circolare ma è montata eccentricamente rispetto all'asse di rotazione. Il valore dell'eccentricità determina la cilindrata e quindi la portata della pompa. Quando l'eccentricità è nulla la cilindrata e la portata sono anch'esse nulle.

Le camere o "vani" formate dalle palette con lo statore ruotando con il rotore scoprono la luce di aspirazione incrementando via via il loro volume che si riempie d'olio fino a raggiungere il volume massimo quando il fluido presente nella camera di pompaggio viene completamente isolato. Solo quando il vano scopre la luce di mandata si realizza il rapido incremento di pressione che raggiunge il valore presente nella linea di mandata e si realizza la successiva diminuzione di volume quando l'olio viene trasferito verso la mandata. La pressione che si genera sulla linea di mandata è ancora una volta fissata dalla resistenza offerta dal carico.

Le palette scivolano sulla pista realizzata sulla cassa per mezzo della forza centrifuga che agisce sulle lamelle. La tenuta può essere pertanto garantita solo ad una certa velocità di rotazione. Per ottenere la tenuta anche alle basse velocità si ricorre a soluzioni particolari che prevedono di alimentare la base delle palette con la pressione di mandata che le spinge contro la pista con la forza strettamente necessaria a garantire la tenuta.

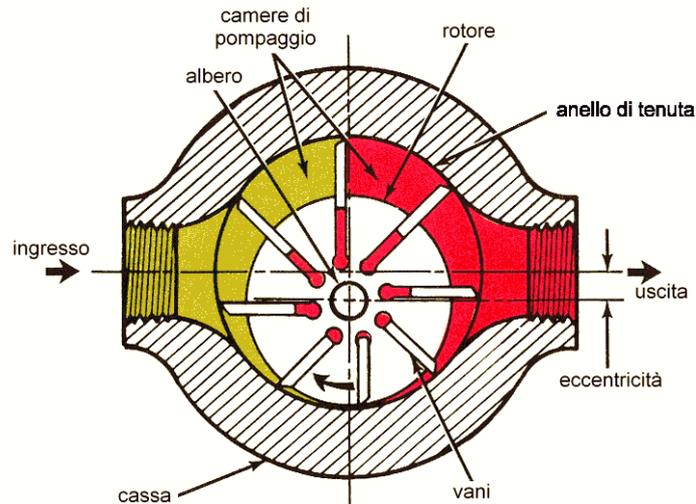


Figura 4 Pompa rotativa a palette

### Pompe ad ingranaggi

Nei sistemi idraulici nei quali sono richiesti livelli di pressione relativamente bassi (140-180 bar), si utilizzano prevalentemente le pompe ad ingranaggi. Le velocità di rotazione sono comprese fra 800-3000 giri/min e le cilindrata nel campo  $1-200 \text{ cm}^3/\text{giro}$ . Uno schema di pompa ad ingranaggi esterni è riportato in figura 5.

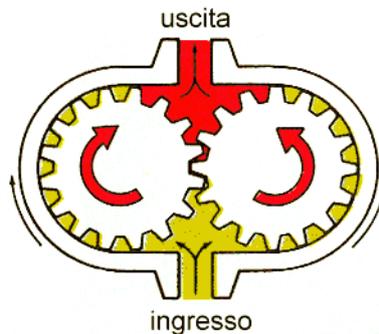


Figura 5 Pompa a ingranaggi

La pompa è composta da due ruote dentate perfettamente accoppiate all'interno di una cassa sulla quale sono praticate le aperture in posizioni opposte per l'aspirazione e la mandata del fluido. Una delle due ruote dentate è azionata dal motore primo mentre l'altra viene trascinata in rotazione dalla ruota conduttrice.

Quando i denti delle due ruote si separano e transitano di fronte all'aspirazione realizzano una piccola depressione che permette al fluido di entrare nella camera di pompaggio che si forma tra i vani dei denti e la cassa. Quando i denti raggiungono la luce di mandata l'olio non ha più spazio per rimanere all'interno della pompa ma è costretto ad uscire dalla luce di mandata pertanto l'olio viene trasferito unicamente lungo i vani compresi tra la cassa e i denti delle ruote dentate ed il loro accoppiamento deve prevenire il riflusso dell'olio dalla mandata verso l'aspirazione. Per evitare la presenza della cavitazione la depressione nella linea di aspirazione non deve superare il valore di 0.1-0.2 bar.

Pompe rotative a pistoni

Le pompe a pistoni possono essere classificate come macchine roto-alternative. Nella maggior parte delle realizzazioni le pompe presentano da 7 a 9 pistoni alternativi alloggiati nei cilindri rotativi. Le pompe sono realizzate in modo che i pistoni scorrendo all'interno dei cilindri realizzino un aumento del volume quando è aperta la luce di aspirazione creando una leggera depressione che consenta al fluido di raggiungere la camera di pompaggio. Successivamente quando il moto dei pistoni si inverte e il suo volume inizia a diminuire si apre la luce di mandata e si realizza il trasferimento di fluido verso la linea con la corsa di pompaggio.

Le pompe rotative a pistoni possono essere distinte in:

- pompe a pistoni assiali
- pompe a pistoni radiali.

Pompe rotative a pistoni radiali

Nelle pompe a pistoni radiali i pistoni sono disposti a raggiera in un blocco cilindri che ruota all'interno di un anello circolare fisso. Il movimento di rotazione del blocco cilindri permette l'apertura e la chiusura delle luci di aspirazione e di mandata del blocco distributore che è anch'esso fisso. Quando il blocco cilindri ruota, i pistoni vengono spostati radialmente dalla forza centrifuga e dalla forza di pressione e sono vincolati a seguire la pista circolare.

Se l'anello circolare è montato eccentricamente rispetto all'asse di rotazione, il pistone è costretto a muoversi radialmente compiendo una corsa dipendente dall'entità dell'eccentricità che pertanto determina la cilindrata della pompa.

- Pompa a pistoni radiali e blocco cilindri rotante (schema di principio)
- 1) rotore
  - 2) pattino idrostatico
  - 3) corona o pista eccentrica interna
  - 4) distributore
  - 5) pistone
  - 6) albero di ingresso

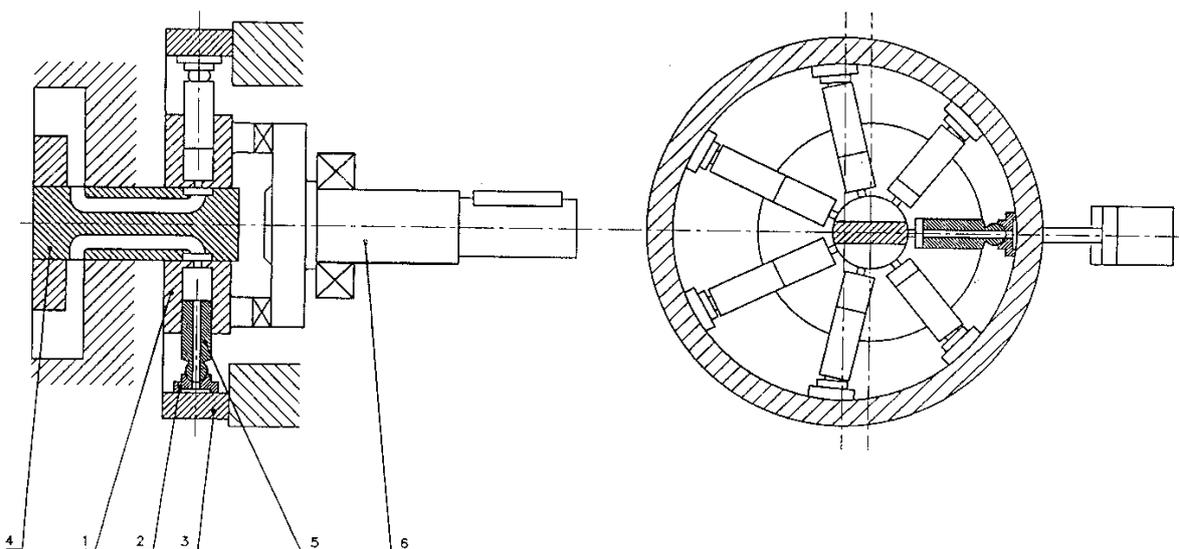


Figura 6 Pompa rotativa a pistoni radiali

Pompe rotative a pistoni assiali

Nelle pompe rotative a pistoni assiali la corsa dei pistoni è assiale o avviene nella stessa direzione dell'asse del corpo cilindri. Si possono infatti trovare realizzazioni con pistoni in linea o con pistoni e relativo corpo cilindri inclinato.

Pompa a pistoni assiali in linea

Le pompe a pistoni assiali in linea rappresentano la soluzione più diffusa per le piccole e medie cilindrate. In queste pompe i corpi pompanti sono disposti su di un cilindro il cui asse coincide con quello di rotazione. Il moto alterno dei pompanti è determinato da una piastra inclinata sulla quale scivola un pattino unito ai pompanti da snodi sferici quando il blocco dei cilindri è posto in rotazione. Il moto alterno dei pistoni si ottiene solo quando esiste un moto relativo fra la piastra inclinata e il blocco cilindri e questo si realizza indifferentemente ponendo in rotazione la piastra o il blocco cilindri.

L'angolo di inclinazione della piastra determina la corsa dei pompanti e quindi la cilindrata della pompa che quindi può essere variata intervenendo sull'inclinazione della piastra. Le differenti configurazioni che vengono proposte prevedono pompe a cilindrata fissa nella quale l'inclinazione della piastra è fissata dal costruttore e soluzioni a cilindrata variabile in cui l'inclinazione della piastra può essere modificata dall'esterno mediante un comando di varia natura: meccanico con apposita leva o vite di regolazione, idraulico elettrico ecc. Quando la piastra si trova nella sua posizione neutra, corrispondente alla condizione di perpendicolarità con l'asse dei cilindri, la corsa dei pompanti è nulla (figura 8).

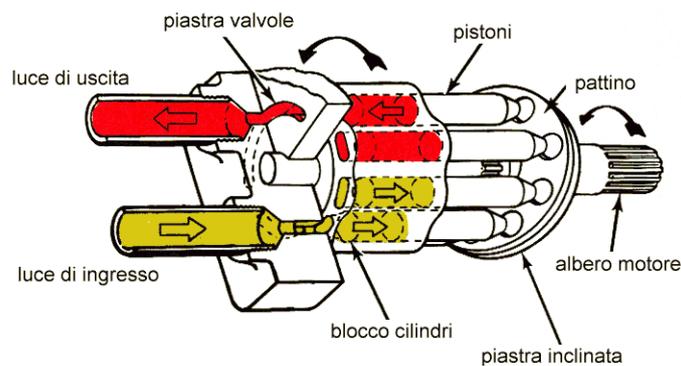


Figura 7 Schema di pompa rotativa a pistoni assiali

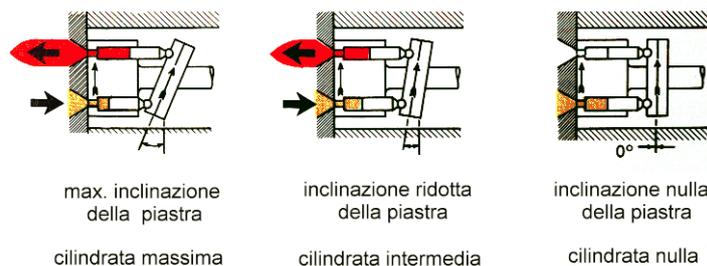


Figura 8 Variazione della cilindrata in una pompa a piastra inclinata

L'autodistribuzione del flusso si ottiene con facilità nella soluzione con blocco cilindri rotante. Infatti quando i pompanti iniziano la corsa che prevede l'aumento del volume all'interno del rispettivo cilindretto, si scopre la luce di aspirazione attraverso la piastra di distribuzione che è anch'essa forata. L'olio richiamato dal moto del pompante, entra nel cilindretto quasi per mezza rotazione del corpo cilindri finché non viene isolato dalla piastra di distribuzione che presenta una piccola zona cieca. Solo quando il pistone inizia la corsa di pompaggio il cilindretto viene posto in comunicazione con la luce di mandata attraverso l'apertura praticata sulla piastra di distribuzione, consentendo in tal modo l'invio dell'olio presente nel pompante verso la linea di alta pressione del circuito.

In figura 9 è rappresentato lo schema di una pompa a pistoni assiali con piastra inclinata dotata di compensatore automatico della pressione. Il compensatore di pressione permette di controllare la

posizione della piastra inclinata in modo da limitare automaticamente la pressione alla mandata della pompa. Il sistema di compensazione si compone di:

- una valvola di compensazione comandata dalla pressione vigente sulla linea di mandata e sulla quale agisce anche il carico di una molla;
- da un pistone attuatore, controllato dalla valvola, agente sul sistema basculante della piastra inclinata anch'essa contrastata dal carico di una molla.

Fintanto che nella linea di mandata non viene raggiunto un fissato livello di pressione, la pompa opera con la massima cilindrata perché la piastra, sospinta dalla molla, si trova alla massima inclinazione. La pressione che vige alla mandata è continuamente applicata, attraverso il passaggio A, alla valvola compensatrice. La posizione della valvola è determinata dall'equilibrio fra la forza di pressione e il carico della molla agente all'altra estremità della valvola di compensazione. Quando la pressione nella linea sale e attraverso il passaggio A agisce sulla valvola compensatrice in modo da determinare una forza di pressione sufficiente a vincere il carico della molla, l'otturatore della valvola compensatrice si solleva, e si ottiene il passaggio del fluido in pressione verso il pistone attuatore. L'olio in pressione aziona il pistone attuatore che modifica l'inclinazione della piastra nel senso di una riduzione della cilindrata. Se invece la pressione sulla linea decresce allora la forza di pressione agente sulla valvola diminuisce e la molla di contrasto sposta la valvola verso la chiusura del passaggio A, permettendo il drenaggio dell'olio, contenuto nel pistone attuatore, attraverso il passaggio B verso la cassa. Il sistema compensatore riduce pertanto la portata di fluido elaborata dalla pompa per mantenere la pressione nella linea al valore selezionato dal precarico della molla agente sulla valvola di compensazione.

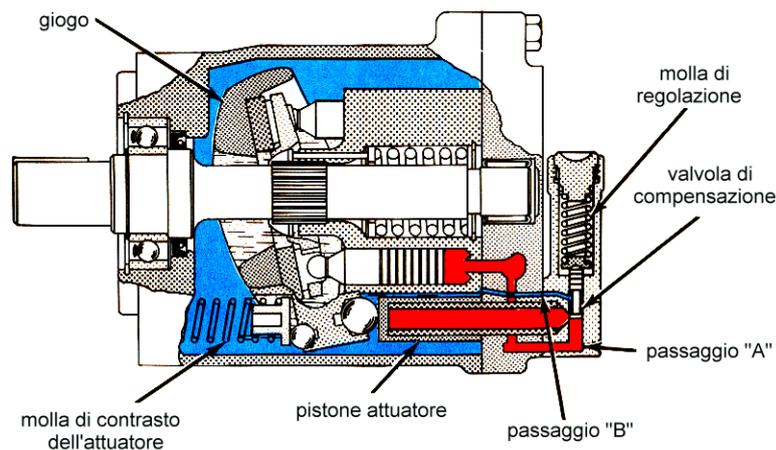


Figura 9 Particolare di una pompa a pistoni assiali con dispositivo compensatore

### Pompa a pistoni assiali ad asse inclinato

Nella configurazione ad asse inclinato (figura 10), gli steli dei pistoni sono collegati alla flangia dell'albero della pompa mediante dei giunti sferici. Un giunto cardanico collega l'albero con il blocco cilindri in modo che quest'ultimo possa ruotare anche in posizione disassata. Il blocco cilindri ruota di fronte alla piastra distributrice scanalata che mette in comunicazione i cilindretti con l'aspirazione e la mandata della pompa.

L'angolo di inclinazione del corpo cilindri rispetto all'albero della pompa stabilisce la sua cilindrata come l'inclinazione della piastra la determinava per la pompa a pistoni in linea.

Nei modelli a cilindrata variabile l'angolo di inclinazione del corpo cilindri può essere modificato in modo manuale o automatico mentre è costante in quelli a cilindrata fissa.

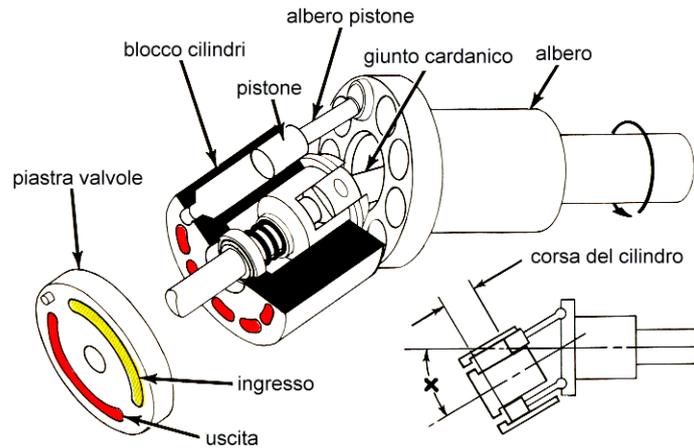


Figura 10 Pompa rotativa a pistoni assiali ad asse inclinato

## LE EQUAZIONI FONDAMENTALI DELLE MACCHINE IDROSTATICHE

Le equazioni fondamentali delle macchine idrostatiche esprimono il legame esistente fra le variabili di esercizio e le grandezze caratteristiche della macchina.

Le grandezze caratteristiche più rappresentative delle macchine idrostatiche sono:

- il numero dei cilindri (per le macchine a pistoni)
- la corsa (per le macchine alternative e roto-alternative)
- la cilindrata (portata elaborata per ogni giro o per un radiante di rotazione)

I costruttori esprimono la cilindrata  $V$  delle unità idrostatiche abitualmente in [ $\text{cm}^3/\text{giro}$ ] mentre se si indica con  $\tilde{V}$  la cilindrata espressa in [ $\text{cm}^3/\text{rad}$ ] si può osservare che  $V = \tilde{V} 2\pi$ .

Nel caso invece si consideri più in generale una macchina a cilindrata variabile, esprimendo con  $\alpha$  il grado di regolazione della cilindrata si ha:  $V = \alpha V_o$ , intendendo con  $V_o$  la cilindrata massima della pompa che si realizza quando  $\alpha=1$ .

Il grado di regolazione può pertanto assumere tutti i valori compresi fra gli estremi 0 ed 1, a cui corrispondono rispettivamente il valore nullo e massimo della cilindrata della macchina.

## CARATTERISTICHE IDEALI DELLE MACCHINE IDROSTATICHE

Le principali variabili idrauliche di esercizio delle macchine idrostatiche sono essenzialmente la portata volumetrica e la pressione di esercizio.

La portata volumetrica elaborata dalla pompa è direttamente dipendente dalla cilindrata della macchina e dalla sua velocità di rotazione

$$Q = \omega \tilde{V} = \omega \alpha \tilde{V}_o$$

Invece la differenza di pressione presente ai capi della macchina determina la coppia assorbita dalla pompa ovvero quella disponibile all'asse del motore idraulico.

Tale relazione può essere facilmente determinata esprimendo la potenza richiesta/fornita dal componente elementare di una macchina idrostatica a pistoni schematizzato in figura 11.

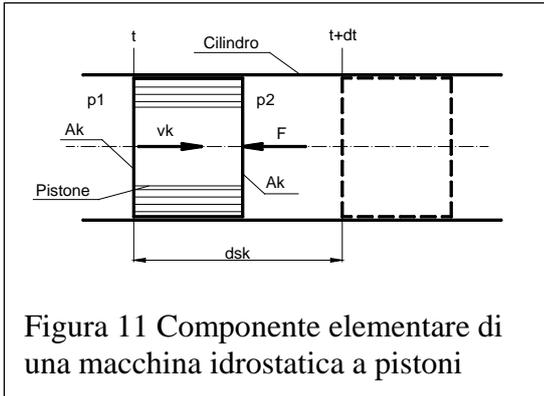


Figura 11 Componente elementare di una macchina idrostatica a pistoni

La differenza di pressione  $\Delta p$  agli estremi del pistone determina la forza di pressione  $F$  che ne permette lo spostamento lineare  $ds_k$ . Tenendo conto delle espressioni seguenti

$$F = \Delta p A_k \quad ds_k = v_k dt \quad Q = v_k A_k$$

si può esprimere la potenza meccanica in funzione delle grandezze idrauliche pressione e portata:

$$P = F v = \Delta p A_k v_k = \Delta p Q$$

Inoltre tenendo conto che  $P = C \omega = Q \Delta p$ , si ottiene

$$C = \Delta p \tilde{V} = \Delta p \alpha \tilde{V}_o$$

Tali equazioni definiscono le caratteristiche ideali delle macchine idrostatiche perché non tengono conto del loro reale comportamento che invece è caratterizzato dalla presenza di perdite. Tali relazioni ideali si applicano indifferentemente sia alle pompe sia ai motori ed in maniera indipendente dal senso di rotazione e dalla direzione del flusso.

### CARATTERISTICHE REALI DELLA MACCHINE OPERATRICI

Per le macchine operatrici ovvero per le pompe oleodinamiche è possibile rappresentare mediante uno schema a blocchi il flusso delle informazioni fra la pompa e gli elementi contigui con cui interagisce secondo lo schema funzionale riportato in figura 12.

In questo caso il flusso di informazioni in ingresso al blocco della pompa prevede la velocità di rotazione imposta dal motore primo, la pressione vigente nel serbatoio di alimentazione e la pressione alla mandata della pompa imposta dal carico e dal circuito.

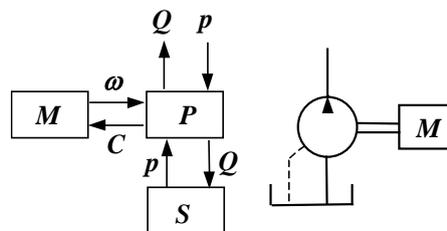


Figura 12 Schema a blocchi e funzionale di una pompa

Nel definire il ciclo di lavoro compiuto dal fluido operativo si suole distinguere fra ciclo ideale, ciclo limite e ciclo reale. Il ciclo ideale è quello che si ottiene considerando le trasformazioni ideali realizzate con un fluido ideale, mentre il ciclo limite considera ancora le trasformazioni ideali ma ottenute con un fluido reale. Il ciclo limite coincide con quello ideale se si considera il fluido incompressibile. Il ciclo reale invece si differenzia dal ciclo limite perché si assume che anche le trasformazioni siano reali. I cicli ideale e reale di una macchina operatrice volumetrica sono rappresentati sul piano pressioni-volumi totali di figura 13. In realtà è più corretto definire la serie di trasformazioni reali eseguite dal fluido reale come diagramma indicato piuttosto che come ciclo reale perché ottenuto rilevando la pressione all'interno della camera di compressione e il volume spazzato dal pistone durante la sua corsa. La comprimibilità del fluido comporta delle differenze delle fasi di compressione ed espansione in quanto il fluido reale manifesta una riduzione di volume quando subisce un aumento della pressione (fase di compressione) ed un aumento del volume durante la fase di espansione. Inoltre tenendo conto delle perdite di carico all'aspirazione e alla

mandata della pompa, l'effettiva pressione che si presenta nella camera di compressione risulterà superiore a quella presente alla mandata della macchina ed inferiore a quella della linea di aspirazione.

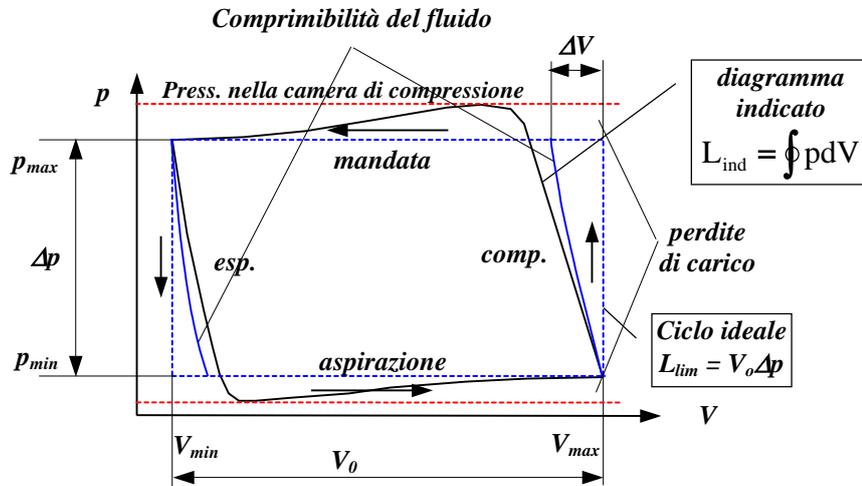


Figura 13 Ciclo limite e diagramma indicato di una macchina operatrice

La differenza che si presenta fra i lavori richiesti dalla pompa in sede ideale e in sede reale permette di definire un rendimento idraulico o interno della pompa.

$$\eta_i = \frac{L_{id}}{L_{ind}} = \frac{P_{id}}{P_{ind}}$$

Tale rendimento tiene conto esclusivamente delle perdite legate alle trasformazioni reali subite dal fluido ma non tiene conto delle perdite meccaniche connesse al trasferimento dell'energia dalla flangia di accoppiamento con il motore primo che aziona la pompa al fluido stesso. In tal caso occorre definire il rendimento meccanico della pompa espresso come rapporto fra la potenza indicata e quella assorbita dalla pompa:

$$\eta_m = \frac{P_{ind}}{P_{ass}}$$

Durante il funzionamento della pompa si verificano inoltre anche delle perdite volumetriche che si presentano attraverso dei trafiletti di fluido sia interni che esterni alla macchina e dovute all'elevata pressione di esercizio e all'inevitabile gioco presente fra le parti fisse e quelle mobili del componente. Si definisce in tal modo anche un rendimento volumetrico espresso come rapporto fra la portata reale fornita dalla pompa e quella teorica o ideale aspirata dalla pompa.

$$\eta_v = \frac{Q_r}{Q_t}$$

Se si esprime la potenza assorbita in funzione di quella limite o ideale utilizzando le definizioni precedenti dei diversi rendimenti si ottiene:

$$P_{ass} = \frac{P_{ind}}{\eta_m} = \frac{P_{id}}{\eta_m \eta_i}$$

Poiché la potenza limite o ideale può essere espressa in funzione delle grandezze idrauliche si ha che  $P_{id} = Q_t \Delta p$  e la potenza assorbita può essere così calcolata esclusivamente in funzione delle grandezze idrauliche

$$P_{ass} = \frac{Q_t \Delta p}{\eta_m \eta_i} = \frac{Q_r \Delta p}{\eta_m \eta_i \eta_v} = \frac{Q_r \Delta p}{\eta_{tot}}$$

Il rendimento complessivo della pompa, definito dal prodotto dei tre rendimenti, e quello volumetrico sono di norma forniti dai costruttori di pompe mentre non viene fornito il rendimento interno perché dal punto di vista pratico è di difficile determinazione richiedendo la rilevazione del diagramma indicato. Infatti conoscendo il rendimento totale e quello volumetrico della pompa è possibile risalire al prodotto del rendimento interno per il rendimento meccanico che viene indicato come rendimento meccanico-idraulico o anche semplicemente rendimento meccanico.

$$\eta_{tot} = \eta_m \eta_i \eta_v \Rightarrow \eta_m \eta_i = \eta_{mh} = \frac{\eta_{tot}}{\eta_v}$$

#### Rendimento meccanico-idraulico delle pompe

Se si riprende la definizione precedente del rendimento meccanico idraulico di una pompa, si osserva che esso è pari al rapporto fra la coppia teorica richiesta in assenza di perdite, e quella reale misurata all'asse della macchina.

$$\eta_{mh} = \eta_m \eta_i = \frac{P_{id}}{P_{ass}} = \frac{Q_t \Delta p}{C_r \omega} = \frac{\omega \alpha V_0 \Delta p}{C_r \omega} = \frac{C_t}{C_r}$$

Per tutte le macchine operatrici la coppia reale assorbita è ovviamente superiore a quella teorica per la presenza delle perdite che possono essere messe in evidenza come perdite di coppia  $\Delta C$ ; pertanto la coppia reale può essere indicata anche come somma della coppia teorica e delle perdite di coppia  $C_r = C_t + \Delta C$ .

$$\eta_{mh} = \frac{C_t}{C_t + \Delta C} = \frac{1}{1 + \Delta C / C_t} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta C}{\alpha V_0 \Delta p}} = f(\alpha, \omega, \Delta p, \mu)$$

Le perdite che occorre considerare nel definire il rendimento meccanico-idraulico sono legate essenzialmente all'attrito meccanico presente fra gli organi meccanici in moto relativo fra loro (cuscinetti e guarnizioni) e alle perdite interne legate all'attrito viscoso di natura fluidodinamica presente nel fluido di lavoro e nei meati. Poiché si considera sia l'attrito secco sia l'attrito viscoso, il rendimento in questione dipenderà sia dalla differenza di pressione, come evidenzia l'espressione stessa del rendimento, sia dalla viscosità dinamica del fluido di lavoro e sia dalla velocità di rotazione della pompa. Ipotizzando di mantenere costanti la viscosità del fluido e il grado di regolazione della pompa si può mettere in evidenza la dipendenza del rendimento meccanico-idraulico singolarmente sia dalla differenza di pressione sia dalla velocità angolare della pompa.

Come si nota dalla figura 14 e dall'equazione precedente, a parità di tutte le altre grandezze, il rendimento meccanico-idraulico vale zero quando non esiste nessun incremento di pressione attraverso la pompa e tende all'unità quando la differenza di pressione tende all'infinito. Invece a parità di differenza di pressione il rendimento meccanico-idraulico varia in funzione della velocità angolare secondo un andamento tipico che deriva dalla dipendenza del coefficiente d'attrito meccanico dalla velocità.

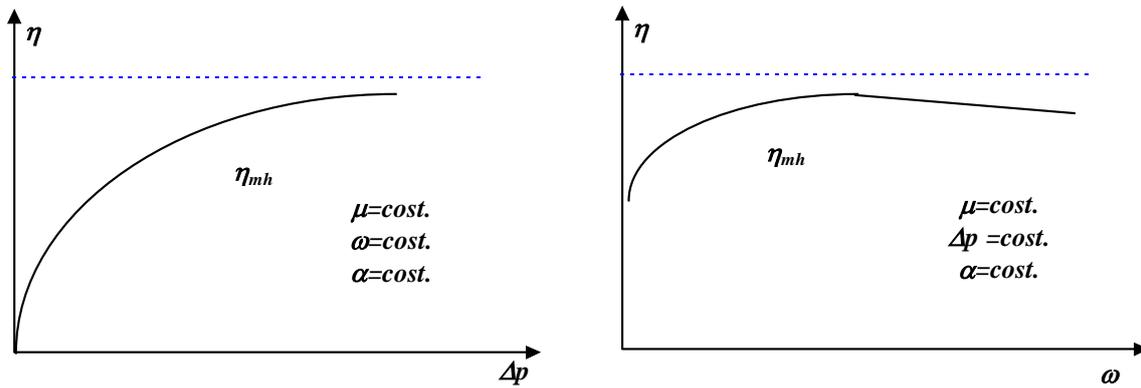


Figura 14 Andamento del rendimento meccanico-idraulico di una pompa

Rendimento volumetrico delle pompe

Il rendimento volumetrico della pompa tiene conto del fatto che la portata volumetrica reale presente alla mandata della pompa  $Q_r$  differisce da quella teorica elaborata dalla macchina per la presenza delle fughe e per l'effetto della comprimibilità del fluido di lavoro. Pertanto la portata reale potrà essere espressa come  $Q_r = Q_t - \Delta Q_L$ .

$$\eta_v = \frac{Q_r}{Q_t} = \frac{Q_t - \Delta Q_L}{Q_t} = 1 - \frac{\Delta Q_L}{Q_t} = 1 - \frac{\Delta Q_L}{\alpha \omega V_0} = f(\alpha, \omega, \Delta p, \mu)$$

Le perdite volumetriche dipendono non solo dalla velocità angolare della pompa ma anche dalla viscosità dinamica del fluido di lavoro e dalla differenza di pressione. Infatti se all'aumentare della velocità angolare le perdite volumetriche sono percentualmente più piccole è altrettanto importante sottolineare che, a parità di altezza del meato, al crescere della differenza di pressione la portata di trafilamento aumenta in maniera direttamente proporzionale<sup>1</sup> (figura 15).

Si può osservare sia dalla figura 15 che dall'espressione del rendimento volumetrico che esso tende a meno infinito quando la velocità angolare tende a zero. Tale comportamento presenta una spiegazione fisica in quanto deve esistere una velocità angolare minima della pompa sufficiente a vincere le perdite volumetriche interne e quelle necessarie per la lubrificazione prima che si possa manifestare una portata di fluido alla mandata della pompa.

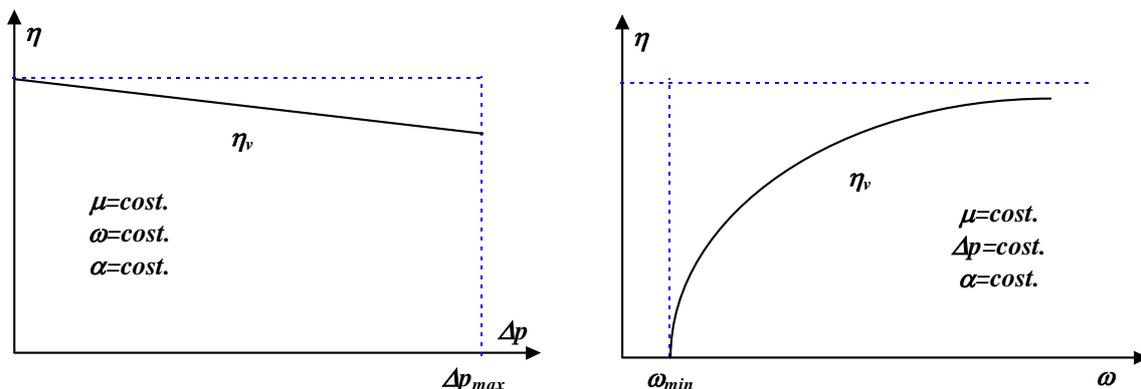
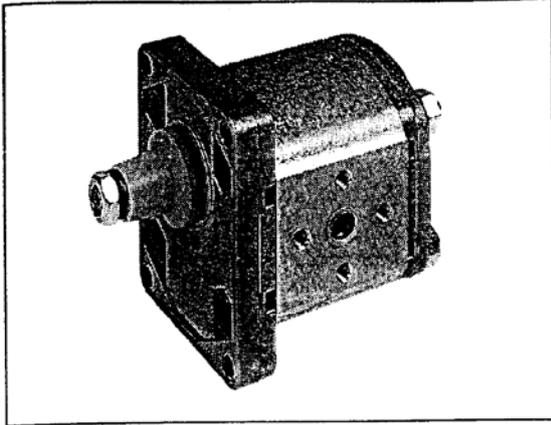
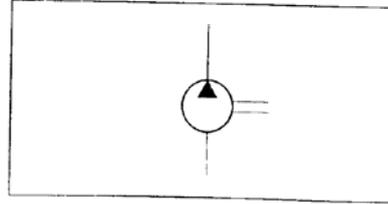


Figura 15 Andamento del rendimento volumetrico di una pompa

<sup>1</sup> Un fluido incompressibile che fluisce attraverso un piccolo meato piano è caratterizzato da un moto laminare per cui la relativa portata volumetrica che interessa tale meato può essere espressa con la relazione di Hagen-Poiseuille che stabilisce che la portata dipende sia dalle caratteristiche geometriche del meato sia dalla viscosità dinamica del fluido ma che è anche direttamente proporzionale alla differenza di pressione presente agli estremi del meato.

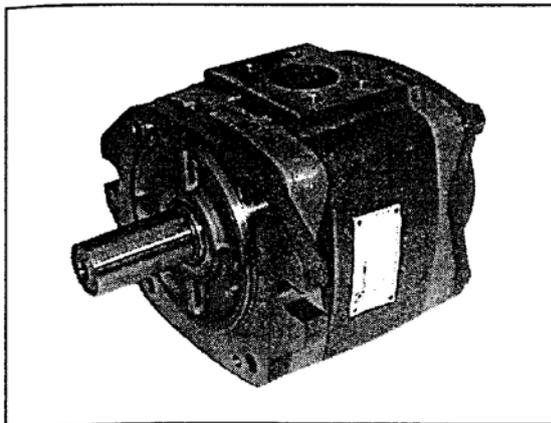


#### SIMBOLO IDRAULICO



#### PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO

- Le pompe GP sono pompe ad ingranaggi esterni a cilindrata fissa, con compensazione dei giochi assiali.
- Consentono di ottenere elevati rendimenti volumetrici anche ad alte pressioni di funzionamento, basso livello sonoro e sono caratterizzate da un'elevata durata grazie al sistema di bilanciamento dei carichi sulle boccole di guida.
- Sono suddivise in quattro gruppi dimensionali, con cilindrata rispettivamente fino a 7,9 - 9,1 - 20, 8 e 51,4 cm<sup>3</sup>/giro e con pressioni di esercizio fino a 230 bar (standard) e fino a 310 bar (versione per alte pressioni H).
- Sono disponibili con senso di rotazione destro, sinistro o reversibile e con albero di uscita conico (in esecuzione standard). Altri tipi di albero sono forniti a richiesta.
- Le pompe GP sono inoltre disponibili nelle versioni multiple, combinabili in gruppi multiflusso.



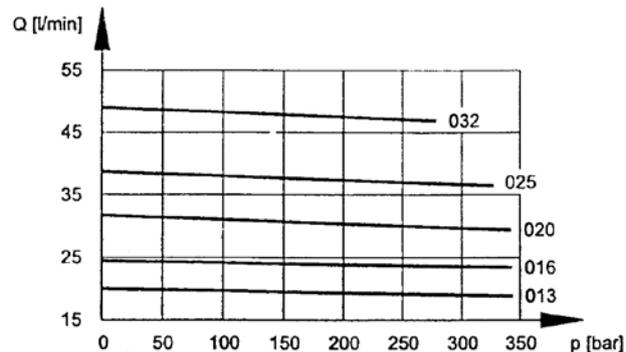
#### PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO

- Le pompe IGP sono pompe volumetriche a cilindrata fissa ad ingranaggi interni, disponibili in cinque grandezze divise a loro volta in diverse dimensioni nominali di cilindrata.
- Sono caratterizzate da un elevato rendimento volumetrico, grazie alla compensazione sia radiale che assiale proporzionale alla pressione di esercizio, e da una bassa rumorosità.
- L'ottimale distribuzione dei carichi ed i particolari cuscinetti a bronza consentono di operare ad elevate pressioni in esercizio continuo e conferiscono alla pompa una lunga durata.
- Le pompe IGP sono disponibili inoltre nelle versioni multiple combinabili in gruppi multiflusso.

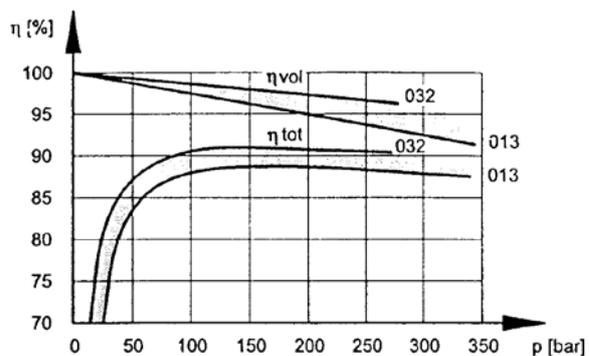
## 5- CURVE CARATTERISTICHE POMPE IGP4 (valori ottenuti con olio minerale con viscosità 46 cSt a 40°C)

I dati indicati nei diagrammi sono rilevati con velocità di rotazione pompa = 1500 giri/min.

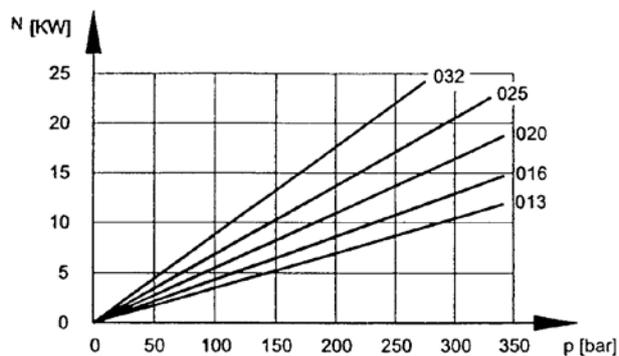
### CURVE PORTATA/PRESSIONE



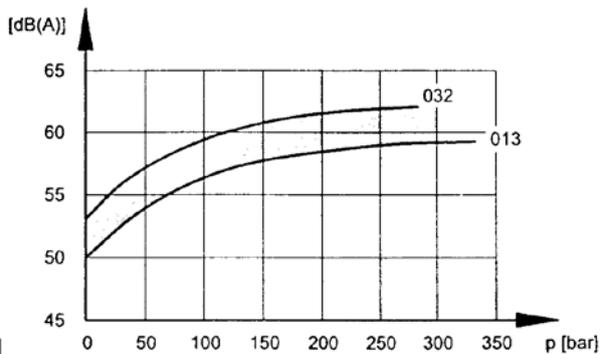
### RENDIMENTO VOLUMETRICO E TOTALE



### POTENZA ASSORBITA

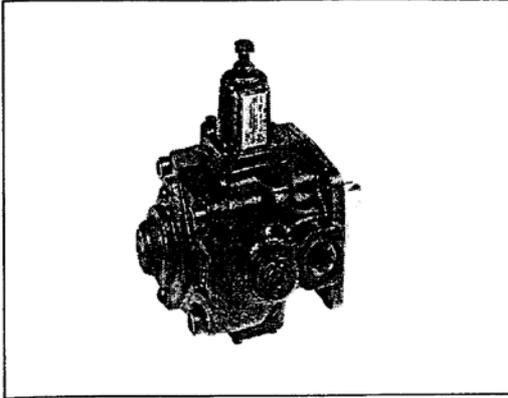


### LIVELLO SONORO

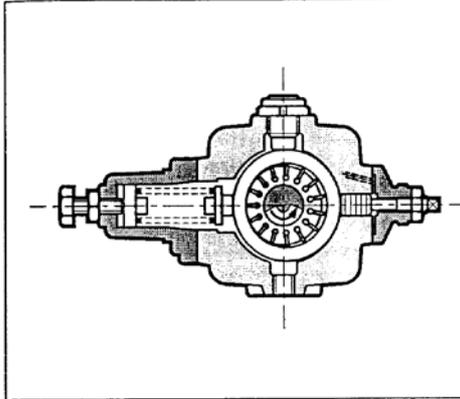


I livelli di pressione sonora sono rilevati in camera semi-anechoica, alla distanza assiale di 1 m dalla pompa.

I valori indicati devono essere ridotti di 5 dB(A) se considerati in camera completamente anecoica.

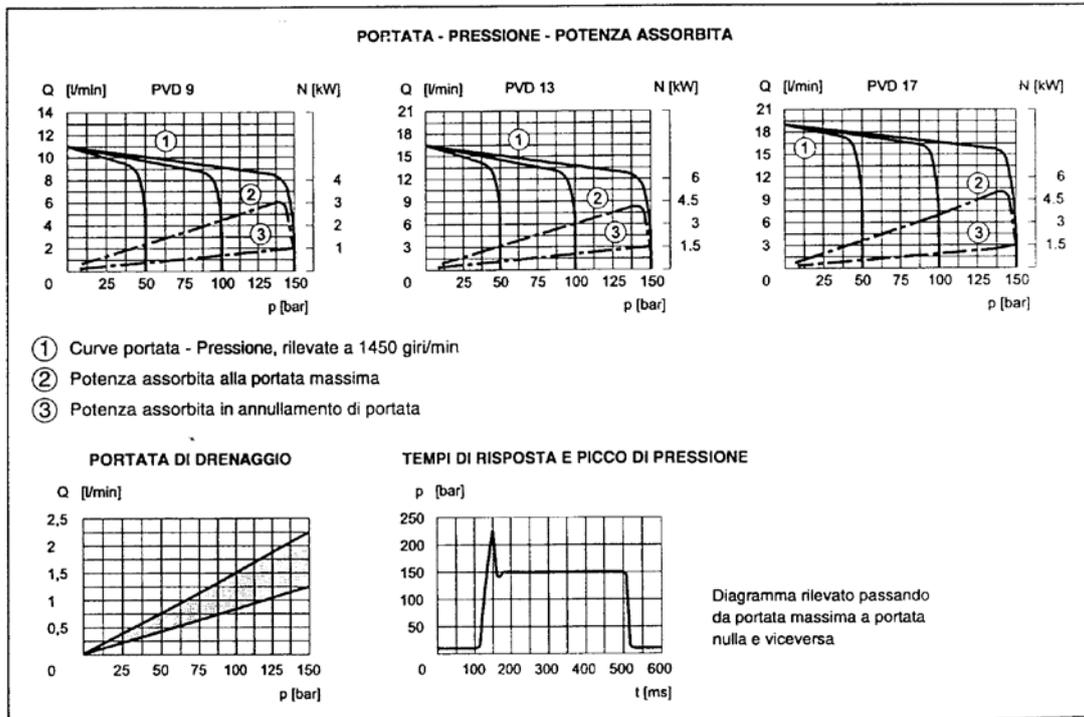


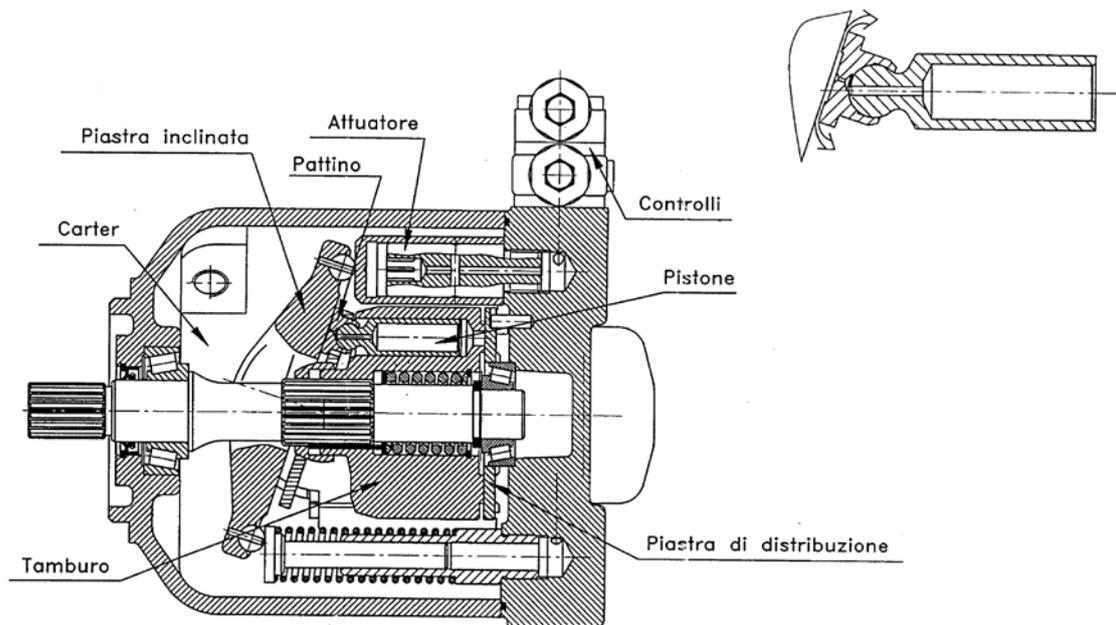
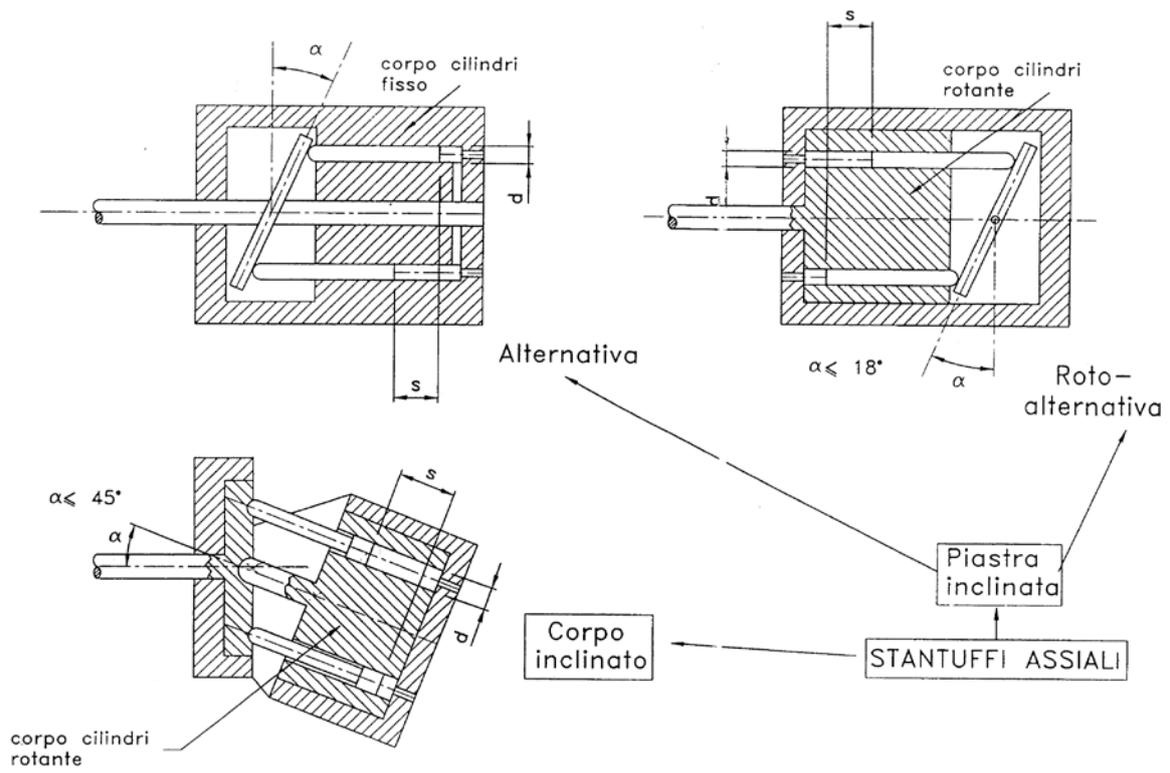
### PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO



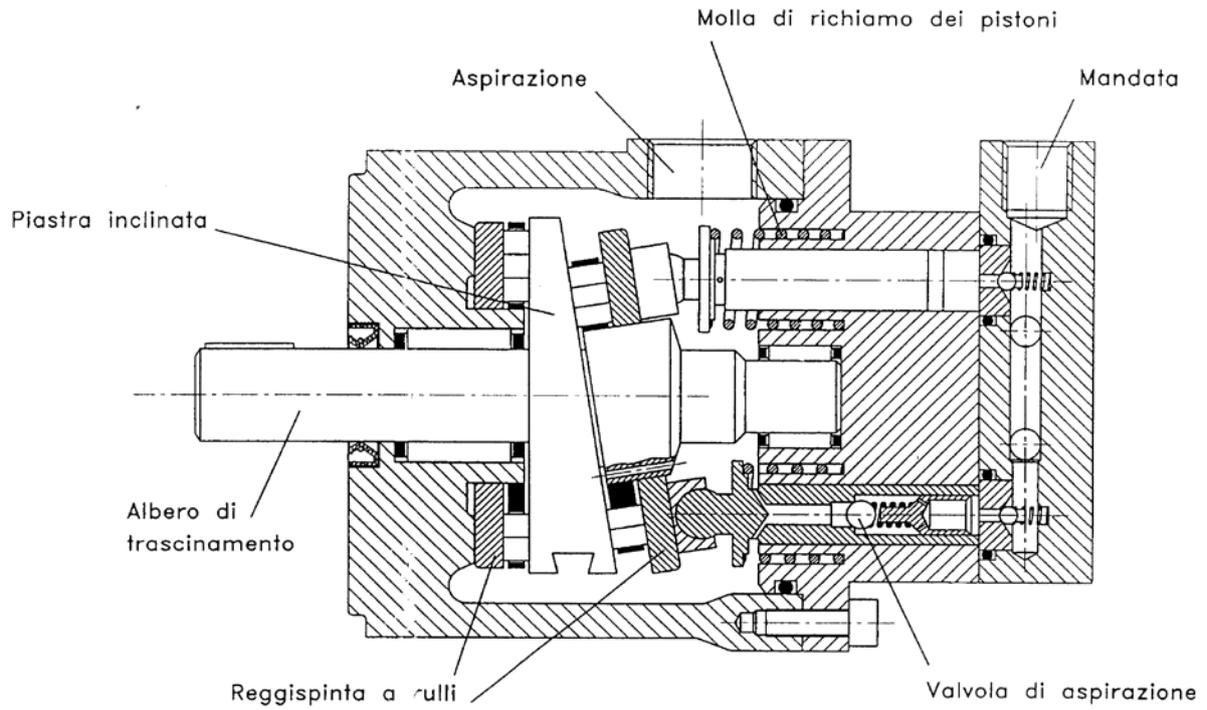
- Le pompe PVD sono pompe a palette a cilindrata variabile con compensatore di pressione di tipo meccanico.
  - Consentono di adeguare istantaneamente la portata erogata secondo le richieste del circuito. Ne consegue che il consumo energetico è ridotto ed adeguato in ogni istante del ciclo.
  - Il gruppo pompante è fornito di dischi di distribuzione a compensazione assiale idrostatica che ne migliorano il rendimento volumetrico e riducono le usure dei componenti.
  - Il compensatore di pressione funziona sul principio di mantenere in posizione eccentrica l'anello statorico del gruppo pompante mediante una molla a carico regolabile.
- Quando la pressione in mandata eguaglia la pressione corrispondente alla taratura della molla, l'anello statorico viene spostato verso il centro adeguando la portata erogata ai valori richiesti dall'impianto. In condizioni di portata richiesta nulla la pompa eroga olio solo per compensare gli eventuali trafilamenti e pilotaggi, mantenendo costante la pressione nel circuito. I tempi di risposta del compensatore sono molto contenuti e tali da consentire l'eliminazione della valvola limitatrice di massima pressione. Sono disponibili inoltre a richiesta le versioni con regolatore della massima portata erogata PVD\*\*\*Q e con dispositivo per la selezione a mezzo di elettrovalvola di due valori indipendenti di pressione PVD\*\*\*M.

### 3 - CURVE CARATTERISTICHE PVD - 9/13/17 (valori ottenuti con viscosità 36 cSt a 50°C)

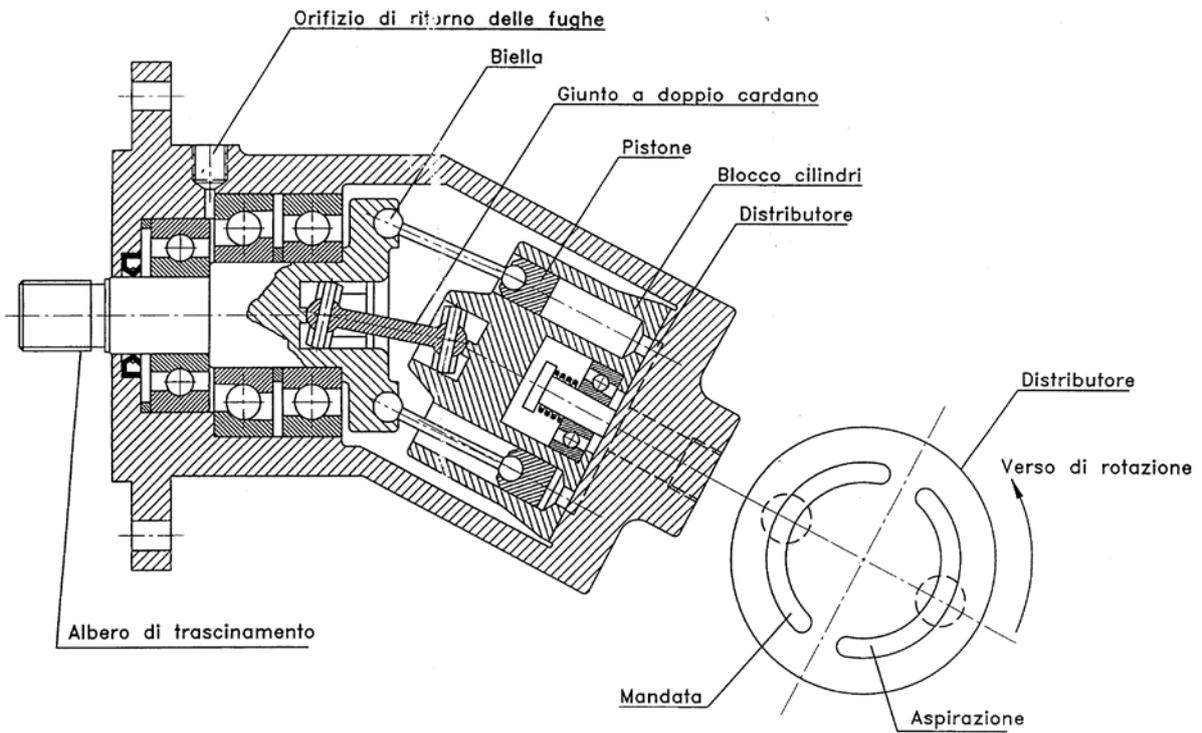




Pompa roto-alternativa a cilindrata variabile con piastra inclinata



Pompa alternativa a cilindrata fissa



Pompa roto-alternativa a corpo inclinato e a cilindrata fissa