

MOTORE IDRAULICO

(Edizione del 26/9/2015)

Premessa:.....	1
1) Principio di funzionamento di un motore idraulico:	2
2) La trasmissione idrostatica per movimenti rotatori a circuito aperto.	6
3) Funzionamento di una trasmissione idrostatica.....	7
4) Formule per il dimensionamento di un motore idraulico.	12
5) Tipologie di motori	18
6) Schema di base con esempio di calcolo.....	25
7)Trafilamento / drenaggio.....	27
8) Trasmissione idrostatica a variazione continua, in circuito chiuso per movimenti rotanti.	31
Considerazione finale:	38

Premessa: Per motore idraulico/oleoidraulico/oleodinamico/idromotore/oleomotore s'intende l'attuatore che trasforma l'energia idraulica fornita dalla pompa, in energia meccanica, realizzando un moto rotatorio con un numero di giri definito (rad/s) e una determinata coppia/momento torcente (Nm).

In altre parole il motore riceve energia idraulica (pressione per portata $p \times Q$) ed eroga energia meccanica (coppia per velocità $M \times \omega$).

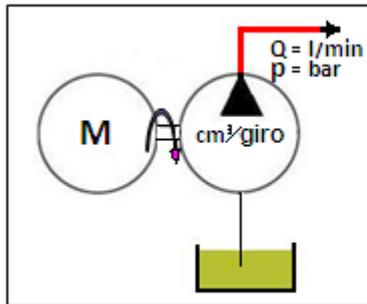
L'albero del motore idraulico trascina dei sistemi meccanici.

Se la coppia resistente diventa importante, la pressione aumenta.

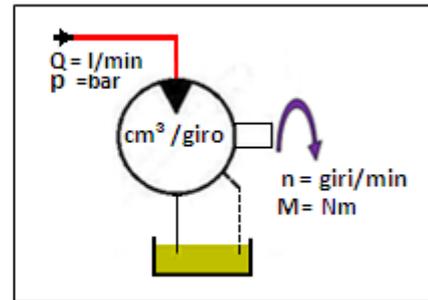
Quando la pressione raggiunge il valore di taratura della valvola di massima, parte del fluido viene scaricato nel serbatoio.

Il vantaggio di un motore idraulico è quello di sviluppare una considerevole potenza con ingombri ridotti.

L'esempio più semplice per capire il funzionamento di un motore idraulico è quello di utilizzare una pompa e farla lavorare al contrario; significa che se immettiamo olio nella pompa, questa inizia a ruotare per la spinta che riceve dal fluido e di conseguenza gira il suo albero di trasmissione a cui sarà collegato un dispositivo o una massa.



Schema pompa idraulica



Schema motore idraulico

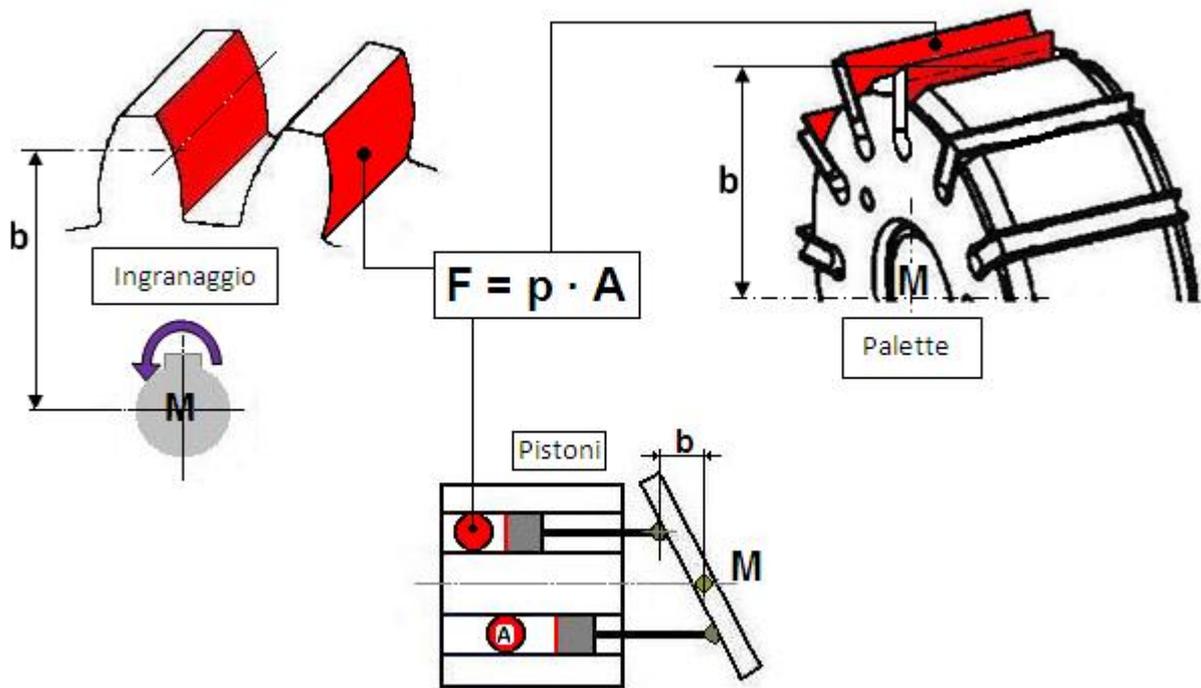
Possiamo dire che di **base** la costruzione di un motore idraulico è uguale a quella di una pompa. Bisogna tenere presente che un motore idraulico richiede un drenaggio esterno (**linea tratteggiata**) per convogliare i naturali trafiletti interni verso il serbatoio. La pressione che può sopportare la carcassa del motore idraulico è di circa 1,5 bar; sopra questo valore la pressione può provocare il danneggiamento delle guarnizioni di tenuta sull'albero del motore idraulico.

L'applicazione dei motori idraulici per le loro buone prestazioni, per la facilità di variare la velocità di rotazione, per la semplicità di invertire il senso di marcia, per la praticità d'installazione, trova largo impiego in molti settori industriali, ma in particolare nel settore agricolo, movimento terra, autobetoniere, rulli compattatori e carrelli elevatori come trasmissione idrostatica in senso generale.

1) Principio di funzionamento di un motore idraulico:

La pressione **p** dell'olio agisce su una determinata superficie **A** (colore rosso) e pertanto sviluppa una forza **F** (N) = **p** x **A** per mettere in rotazione il motore e fare muovere il carico.

Va tenuto conto di tutta la superficie interessata; numero dei denti, di palette, di pistoni. La coppia o momento torcente che si genera **M** (N m) è dato dalla forza **F** moltiplicato il braccio di leva **b**.



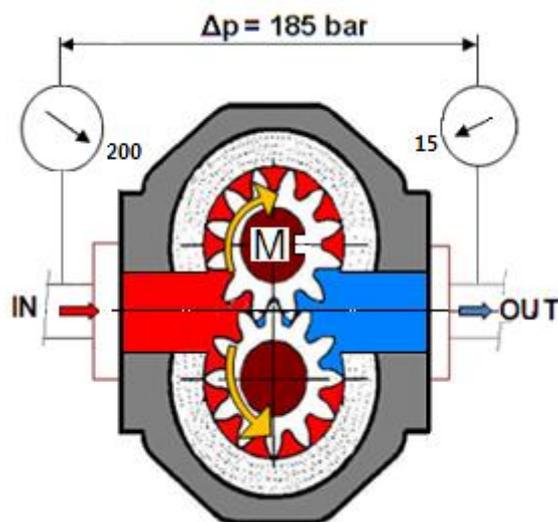
La zona colorata di rosso indica la superficie **A**.

Il momento $M = F \times b$ indica il valore della coppia disponibile che dipende dalla grandezza del motore, quindi l'area **A**, dalla pressione di lavoro **p** e la distanza **b**.

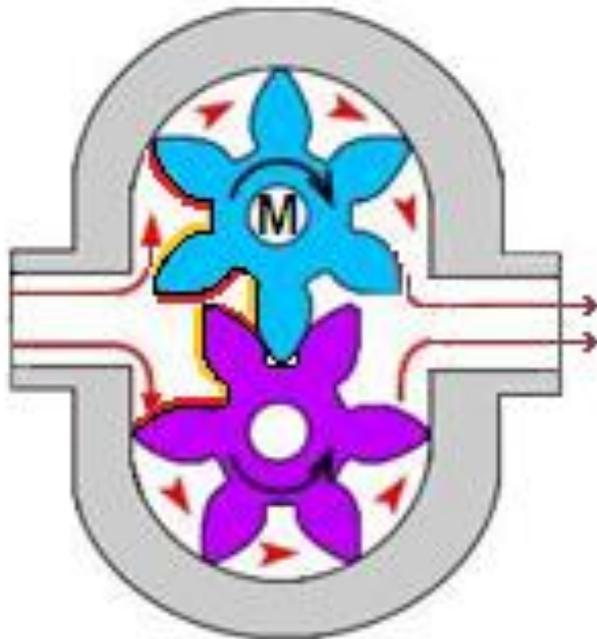
Il momento torcente reale o coppia è generato dalla differenza di pressione tra quella in entrata e quella in uscita, chiamata **delta p** e si scrive Δp .

Pressione entrata 200 bar — pressione uscita 15 bar = Δp 185 bar.

Questo valore Δp è utilizzato nelle formule di calcolo del motore idraulico.



L'area dei denti bagnata dall'olio, (evidenziata in rosso), è superiore dell'area dei denti evidenziati in giallo, pertanto il motore ruota come indicato dalle frecce.



La definizione di **cilindrata** di un motore idraulico è uguale a quella che abbiamo visto per le pompe e dipende dalla sua costruzione meccanica a ingranaggi, a palette o a pistoni. Essa è espressa in **cm³** e rappresenta il volume teorico di olio necessario al motore per realizzare **un giro completo**. Come per le pompe anche il motore può avere una cilindrata fissa (ingranaggi) o variabile (palette, pistoni). Il motore variabile con cilindrata minima corrisponde con il regime di rotazione più alto, con cilindrata massima si avrà il numero di giri più basso.

Per **portata assorbita** di un motore idraulico s'intende la quantità di olio necessaria per garantire un certo numero di giri; questo parametro serve per dimensionare la pompa.

I **rendimenti** che interessano un motore idraulico sono gli stessi che abbiamo visto con le pompe:

- Rendimento volumetrico η_v
- Rendimento meccanico-idraulico η_m
- Rendimento totale η_g

Il numero di giri di un motore è influenzato dalla portata della pompa che erogando un flusso permette al motore un determinato numero di giri teorico (**rpm_t**), ma i trafilementi interni riducono in uscita il numero di giri effettivo (**rpm_e**) all'albero di rotazione del motore, quindi possiamo scrivere:

$$\eta_v = \frac{\text{rpm}_e}{\text{rpm}_t}$$

oppure : portata utilizzata = portata fornita dalla pompa – trafilementi.

$$\eta_v = \frac{Q_{\text{pompa}} - \text{trafilementi}}{Q_{\text{pompa}}}$$

Le perdite volumetriche nel motore idraulico sono condizionate anche dalla differenza di pressione tra le due bocche.

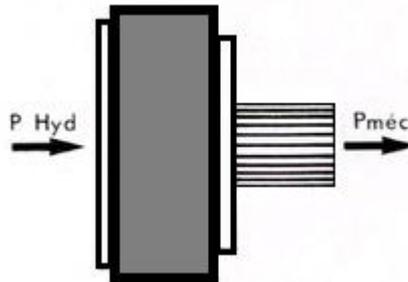
Il rendimento meccanico-idraulico tiene conto delle perdite idrauliche interne e di quelle meccaniche che riducono la coppia realmente disponibile all'albero motore M_e rispetto quella teorica M_t , quindi possiamo scrivere: $\eta_m = \frac{M_e}{M_t}$

Le perdite meccaniche sono generate dagli attriti sui perni, dai cuscinetti e dalle guarnizioni di tenuta presenti sull'albero di rotazione.

Il rendimento totale η_g è il prodotto dei due rendimenti, quindi

$$\eta_g = \eta_v \cdot \eta_m$$

In un motore idraulico la potenza meccanica disponibile sull'albero è sempre inferiore alla potenza idraulica assorbita dal motore. Questa perdita di potenza è dovuta agli attriti meccanici e ai trafileamenti interni.



$$\eta_g = \frac{P \text{ mec.}}{P \text{ hyd}}$$

Esempio: trovare il rendimento totale η_g di un motore idraulico con le seguenti caratteristiche:

- ✓ Cilindrata: 1000 cm³
- ✓ Portata pompa alimentazione: 50 l/min
- ✓ Pressione 300 bar
- ✓ Coppia effettiva M_e : 450 daNm
- ✓ Velocità di rotazione: 46 rpm

Soluzione:

- ❖ Coppia teorica $M_t = \frac{c \cdot p \cdot \eta_m}{20 \pi} = \frac{1000 \cdot 300 \cdot 1}{62,8} = 4777 \text{ Nm} \sim \mathbf{480 \text{ daNm}}$
- ❖ Perdita di coppia per attriti = 480 – 450 = 30 daNm
- ❖ $\eta_m = \frac{M_e}{M_t} = \frac{450}{480} = \mathbf{0,93}$ o 93%
- ❖ $Q_{\text{eff}} = \frac{c \cdot \text{rpm}}{1000} = \frac{1000 \cdot 46}{1000} = \mathbf{46 \text{ l/min}}$
- ❖ $\eta_v = \frac{Q_e}{Q_t} = \frac{46}{50} = \mathbf{0,92}$ o 92%
- ❖ $\eta_g = \eta_m \cdot \eta_v = 0,93 \cdot 0,92 = \mathbf{0,855}$ o 85,5%

Tutti i motori idraulici hanno in comune le seguenti caratteristiche:

- Una superficie di spinta sottoposta ad una differenza di pressione Δp .

- Una bocca di mandata che garantisce il passaggio dell'olio contro le superfici che permettono la rotazione continua.
- Un albero rotante in uscita che fornisce la coppia necessaria.

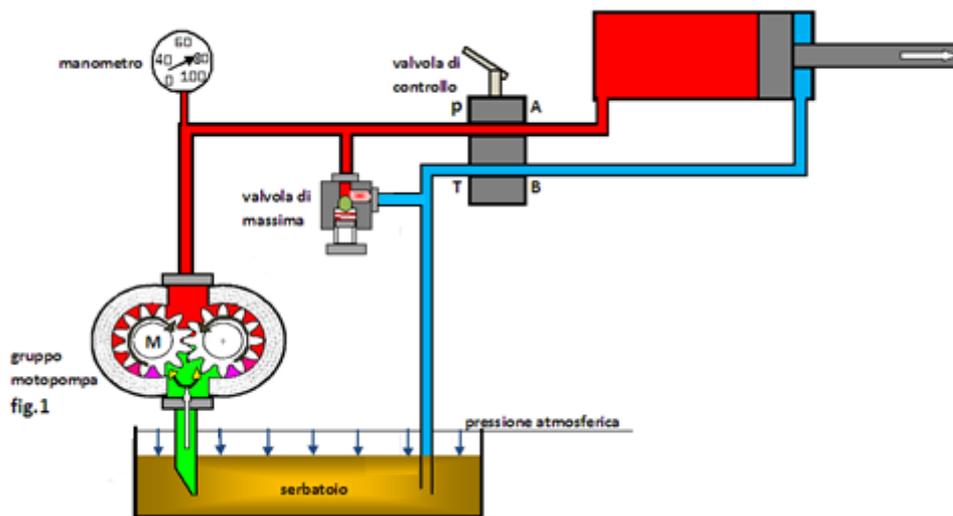
2) La trasmissione idrostatica per movimenti rotatori a circuito aperto.

S'intende un circuito in cui l'olio di ritorno è inviato al serbatoio prima di essere aspirato dalla pompa e rimesso in circolazione. La pompa ha un solo senso di rotazione, mentre il movimento degli attuatori è invertito con l'impiego di valvole di controllo direzione.

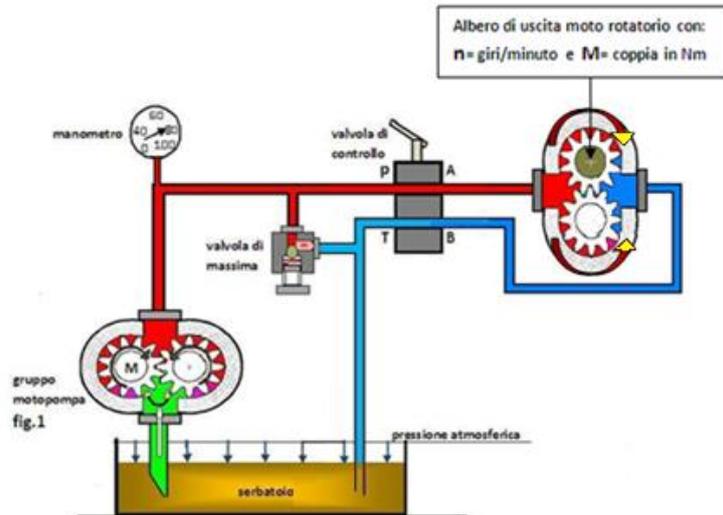
La potenza meccanica di un motore elettrico o termico, con i suoi valori di coppia e numero di giri, come abbiamo già visto, è trasformata nella pompa in potenza idraulica (**idrostatica**, perché il fluido è sottoposto a pressione statica) per fornire le grandezze di pressione e di portata. Nella tecnica, con la denominazione di trasmissione idrostatica a **circuito chiuso**, è definita una particolare applicazione di pompa e motore idraulico per la traslazione di macchine mobili pesanti, che vedremo più avanti.

La coppia di un motore elettrico/termico determina la capacità di generare la massima pressione idrostatica di una pompa idraulica, il numero di giri del motore elettrico/termico fornisce la portata della pompa idraulica.

Schema di base di una trasmissione idrostatica per **movimenti rettilinei**:



Sostituendo il cilindro idraulico con un motore oleoidraulico si realizza una trasmissione idrostatica a circuito aperto con un moto rotatorio.



3) Funzionamento di una trasmissione idrostatica

Ricordiamo che la potenza meccanica del motore elettrico/termico con le sue caratteristiche di coppia e di numero di giri è trasformata dalla pompa oleodinamica in potenza idraulica con le grandezze di portata e di pressione. Questo flusso di energia idrostatica tramite adeguate condotte rigide o flessibili passa attraverso una valvola di controllo che lo indirizza a un motore idraulico dove è riconvertito sull'albero in uscita in potenza meccanica con i suoi valori di coppia e numero di giri ad esempio per muovere una ruota.

L'olio non più in pressione (azzurro) ritorna al serbatoio, attraverso la valvola di controllo direzione, (collegamento tra le bocche **B-T**).

Il numero di giri del motore idraulico è direttamente proporzionale al numero di giri del motore elettrico/termico e tale rapporto non varia in caso di aumento del carico.

Un motore a cilindrata fissa fornisce una coppia costante. La variazione dei giri è ottenuta controllando la portata di olio all'ingresso.

Nel caso in cui sia la pompa sia il motore idraulico sono a cilindrata fissa, si dice che è un circuito con pompa e motore costanti; nel caso in cui la pompa e/o il motore sono a cilindrata variabile, si dice che il circuito è a portata variabile. Il motore a cilindrata variabile garantisce una coppia e una rotazione variabile. Con l'ingresso sia in portata sia in pressione costante, la coppia e i giri possono essere variati per rispettare le caratteristiche richieste dal carico variando la cilindrata.

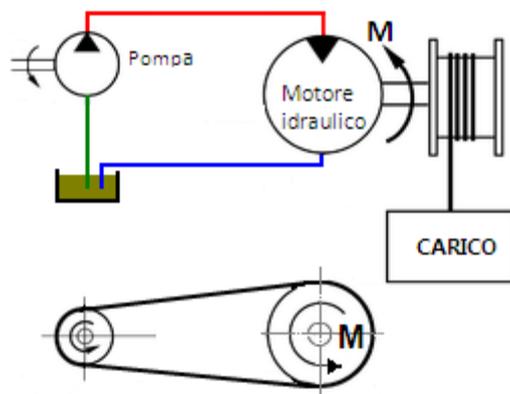
Riassumendo:

$P_m = M \cdot n$ cioè la potenza meccanica P_m è determinata dalla coppia e dal numero di giri.

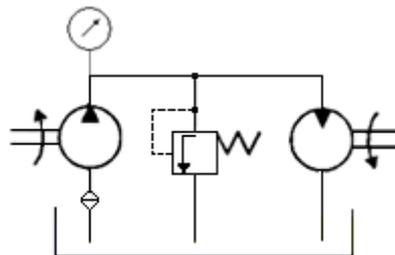
$P_i = Q \cdot p$, cioè la potenza idraulica P_i di una trasmissione idrostatica è determinata sia dalla portata sia dalla pressione del fluido.

Possiamo scrivere la seguente relazione:

$$P_m = M \times n = Q \times p = P_i$$

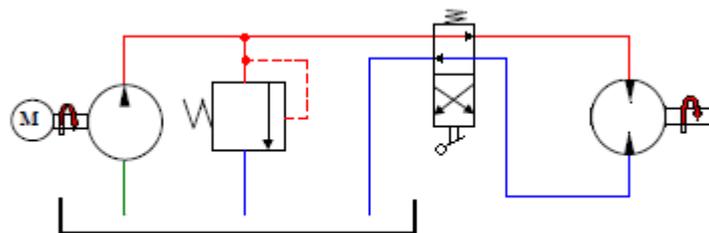


Analogia tra una trasmissione idrostatica e una meccanica a pulegge. Lo scopo è di ottenere una rotazione e una coppia **M** sull'albero in uscita per la movimentazione del carico.



Rappresentazione base di una trasmissione idrostatica con la simbologia ISO. Sono indicati la pompa, la valvola di massima, il motore idraulico, il manometro, il filtro in aspirazione e i sensi di rotazione pompa/motore.

Schema di una trasmissione idrostatica in circuito aperto con simbologia ISO.



La questione tecnica più evidente dello schema sopra è data dal fatto che non è possibile variare la portata della pompa e quindi il motore idraulico gira con una velocità costante di rotazione determinata dalla sua cilindrata. La pompa ha un solo senso di rotazione. Per cambiare il senso di rotazione del motore idraulico bisogna intervenire sulla valvola di controllo direzione. Per variare i giri occorre inserire una valvola di regolazione della portata sulla linea in mandata; chiudendo il passaggio della valvola s'invia una minore portata e quindi il motore diminuisce il numero di giri o con altre soluzioni che vedremo più avanti.

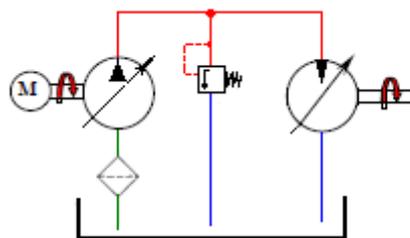
Per migliorare le caratteristiche tecniche del circuito si utilizza una **pompa a cilindrata variabile con un motore a cilindrata fissa**, questa combinazione è definita trasmissione a coppia costante perché a ogni velocità la coppia dipende solo dalla pressione di esercizio e dalla cilindrata del motore. Questa soluzione applicativa permette di regolare la potenza direttamente agendo sulla cilindrata della pompa che fa variare linearmente la velocità di rotazione del motore, come evidenziato nello schema sottostante.



La pompa a cilindrata variabile gira velocità costante. La velocità di rotazione del motore a cilindrata fissa è proporzionale alla cilindrata della pompa che è variabile tra 0 e il suo valore massimo.

Un'altra soluzione prevede l'impiego di una pompa a cilindrata fissa che ruota a velocità costante, mentre il motore è a cilindrata variabile.

Il controllo del numero di giri si ottiene variando la cilindrata della pompa, mentre quella del motore è fissa, oppure con una pompa fissa e un motore a cilindrata variabile.



Pompa e motore a cilindrata variabile. In questa soluzione, le variazioni della cilindrata pompa e motore permettono un vasto campo di regolazione sia della coppia sia delle velocità di rotazione. Quando la cilindrata del motore è massima, la variazione della pompa agisce direttamente sulla velocità e sulla potenza uscente, mentre la coppia rimane costante. La diminuzione della cilindrata del motore, con la pompa alla cilindrata massima, aumenta la velocità del motore stesso (aumento della portata) mentre la coppia varia inversamente alla velocità, mantenendo una potenza costante.

Alcuni esempi di controllo velocità di rotazione in circuito aperto.

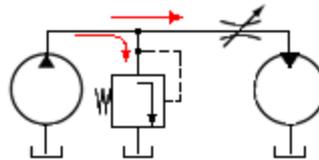
Il controllo della velocità di un motore idraulico è difficile a causa dei suoi naturali trafiletti interni. Il drenaggio aumenta quando si applica il carico all'albero motore, rendendo difficoltoso il controllo della rotazione, che è più complicato ai bassi giri. La perdita interna aumenta in proporzione alla pressione (coppia) ma rimane abbastanza costante nel campo di rotazione del motore. Il trafiletto può influire in maniera insignificante sulle caratteristiche del motore alla massima rotazione, ma può causare l'arresto anche con un solo leggero aumento del carico a basso regime di giri. Le

condizioni d'impiego, le caratteristiche costruttive, la qualità delle valvole di regolazione utilizzate, il tipo di circuito scelto sono importanti per il risultato finale.

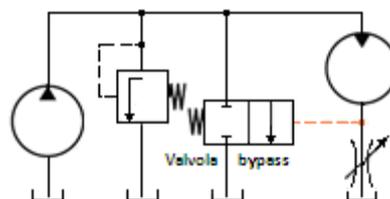
La selezione del motore dovrebbe essere fatta in base alla possibilità del campo di regolazione della velocità. In linea generale un motore a ingranaggi o a palette è in grado di soddisfare un campo di regolazione dei giri con un rapporto di 2:1 . Se la scelta è fatta su motori di alta qualità, il rapporto può arrivare a 4:1. Un motore a pistoni è in grado di coprire un campo più ampio di regolazione e arrivare a un rapporto di 6:1.

La regolazione della velocità dei motori si può ottenere con i sistemi:

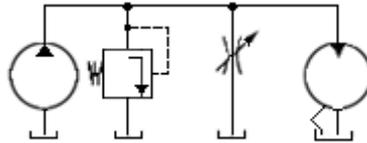
- ❖ Controllo in ingresso (**meter-in**)
 - ❖ Controllo in uscita (**meter-out**)
 - ❖ Controllo in derivazione (**bypass o bleed-off**)
- ❖ Controllo della velocità **meter-in** (strozzatore sulla tubazione in ingresso-**in**). Questa soluzione è utilizzata quando è richiesta un'ampia gamma di regolazione. La chiusura della valvola riduce la portata di olio al motore e di conseguenza la sua velocità di rotazione. L'inconveniente consiste in un forte aumento della temperatura a causa del continuo intervento della valvola di massima.



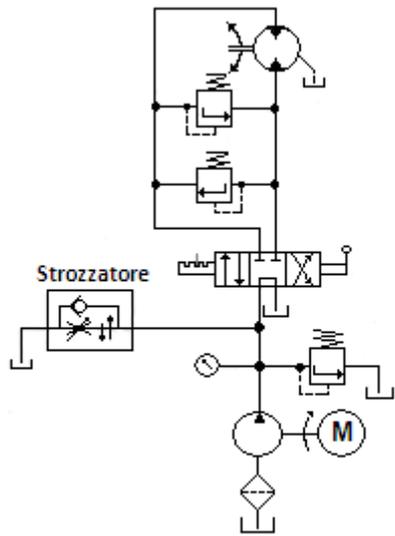
- ❖ Controllo della velocità **meter-out** (strozzatore sulla tubazione di ritorno-**out**). E' il sistema di controllo utilizzato con pompe a pistoni perché può coprire un'ampia gamma di regolazione della velocità. La valvola a spillo installata sul tubo di ritorno deve garantire una caduta di pressione di 5 bar. Se i giri del motore aumentano a causa della diminuzione della coppia, la caduta di pressione nella valvola a spillo tenderà a superare i 5 bar. Questo incremento di pressione andrà a pilotare l'apertura della valvola di bypass e l'eccesso di olio sarà scaricato nel serbatoio prima di arrivare al motore. Il trafilamento interno del motore va collegato direttamente al serbatoio.



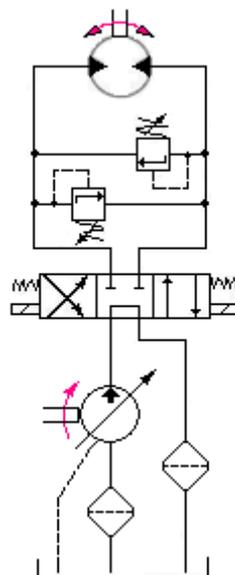
- ❖ Controllo velocità in derivazione (**bypass o bleed off**). Questo metodo consiste nel deviare parte del flusso con una derivazione a T in serbatoio. Il vantaggio consiste nello scarso aumento della temperatura, mentre lo svantaggio è la limitazione del campo di regolazione.



Controllo velocità di rotazione del motore nei due sensi di rotazione con il sistema bleed-off.



In questo circuito la regolazione della velocità è realizzata con lo strozzatore regolabile che scaricando olio dalla linea di mandata, permette alla pompa di lavorare alla pressione richiesta e nello stesso di controllare la velocità del motore nei due sensi.



Nello schema sopra è rappresentata una pompa a cilindrata variabile che sfrutta la possibilità di variare la portata mantenendo costante la rotazione del motore

elettrico/diesel e di conseguenza i giri del motore idraulico si adeguano alla portata erogata dalla pompa.

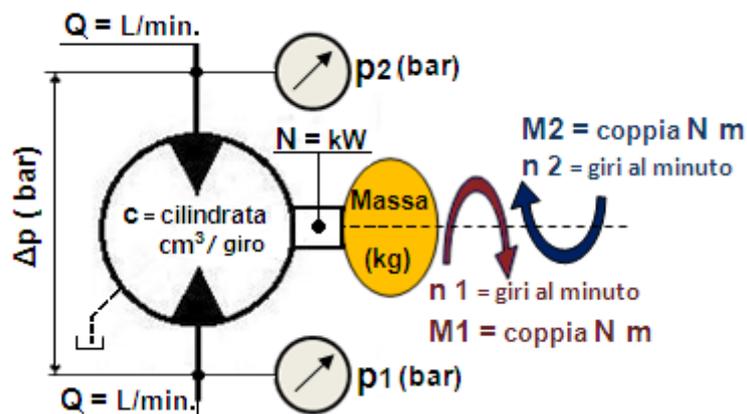
NB: occorre fare attenzione a non confondere il circuito aperto/chiuso con i sistemi elettrici di controllo in anello aperto/chiuso. (vedere paragrafo regolazioni).

4) Formule per il dimensionamento di un motore idraulico.

I parametri che contraddistinguono un motore idraulico sono:

Grandezza	Unità	Simbolo	Grandezza	Unità	Simbolo
Cilindrata	cm ³	c oppure V	Pressione	bar	p
Giri al minuto	g/min	n o rpm	Differenza di press.	bar	Δp
Portata	l/min	Q	Coppia resa	Nm	M
Rendimento totale		η_g	Potenza idraulica	kW	N
Rendimento meccanico		η_m	Rendimento volumetrico		η_v

Schema dei dati riguardanti il motore oleodinamico:



Il momento torcente utile / coppia resa, identificato con la lettera **M**, è la spinta disponibile sull'albero del motore idraulico per vincere le forze resistenti che sono il carico da ruotare, gli attriti ecc.:

Si possono definire altri tipi di momento torcente quali:

- Coppia di spunto è il momento torcente necessario per accelerare un motore dalla posizione di riposo a quella di regime che si riduce con l'aumento del numero di giri.
- Coppia resa o utile indica il momento torcente necessario per tenere in rotazione il carico.
- Coppia all'avvio specifica la capacità del motore di partire sotto carico.

COPPIA RESA o MOMENTO TORCENTE UTILE

$$M = \frac{c \cdot \Delta p \cdot \eta_m}{20 \cdot \pi} \quad (\text{N m})$$

dove

c = cilindrata in **cm³** (NB: occorrono 1.000.000 di cm³ per fare 1 m³)

Δp = differenza di pressione in **bar** tra mandata e scarico (1 bar = 100.000 pascal)

η_m = rendimento meccanico ~ 0.98%.

20 x π si ottiene dalla trascrizione della formula con le unità di misura S.I, come già spiegato nel capitolo pompe.

Formula facilitata:

$$M \text{ (Nm)} = 0,0159 \cdot c \cdot \Delta p \cdot \eta_m; \text{ dove } \frac{1}{20 \cdot 3,14} = 0,0159$$

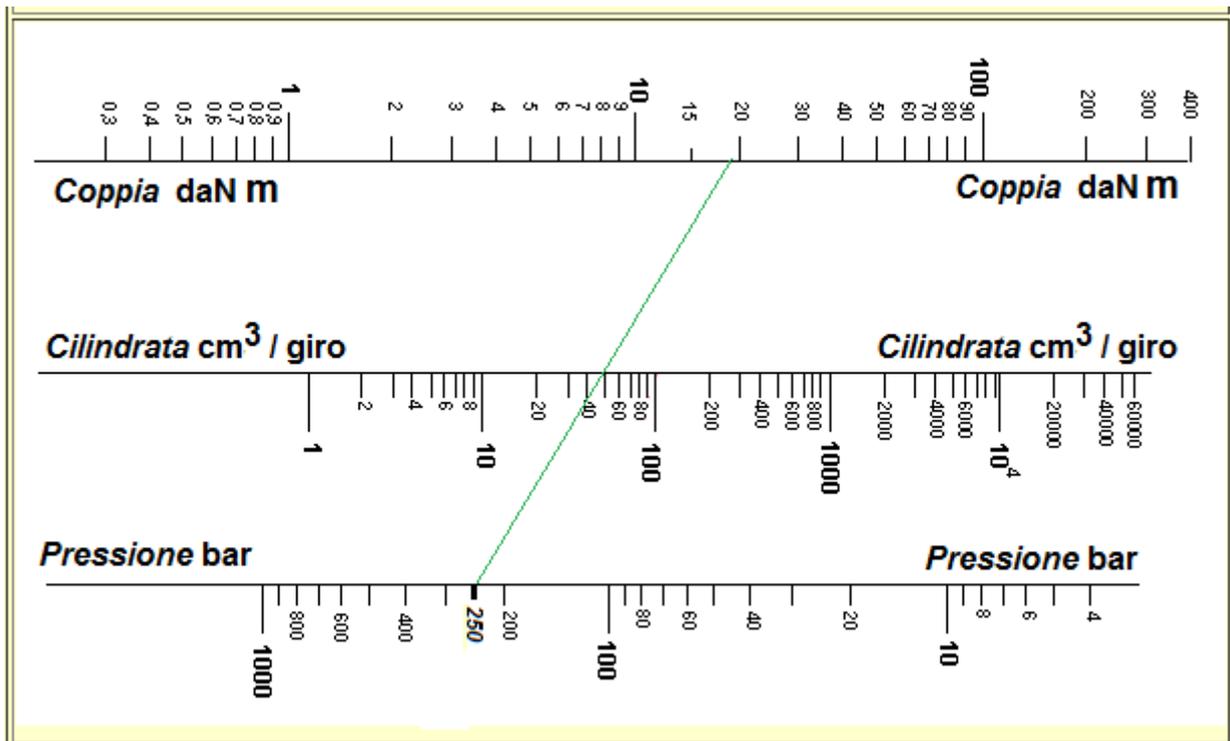
Dalla formula si nota l'influenza del **Δp** tra la pressione in entrata e in uscita per ottenere la coppia. Significa che occorre porre particolare attenzione nella realizzazione dell'impianto per quanto riguarda la pressione di scarico. Sono da evitare restrizioni, gomiti che comportano una perdita di carico inutile.

I valori di cilindrata e di rendimento sono caratteristiche costruttive del motore.

Esempio di calcolo: un motore con 50 *cm³* di cilindrata che lavora con un Δp di 250 bar, che coppia sviluppa?

Dalla formula *COPPIA RESA* $M = \frac{c \cdot \Delta p \cdot \eta_m}{20 \cdot \pi} \quad (\text{N m})$

Introducendo i valori si ottiene: $M = \frac{50 \times 250 \times 0,9}{62,8} = 179 \text{ N m.}$



Congiungendo la scala del valore di pressione (**250 bar**) con la scala della cilindrata (**50 cm³**) trovo il valore della coppia di **18 daN** teorico con un rendimento di 1.

Questo diagramma serve per un rapido dimensionamento della coppia di un motore idraulico. Conoscendo il valore di pressione in bar nel circuito e la cilindrata del motore, l'intersezione dei parametri indica la coppia del motore in **daN m**.

Dalla formula:

$$\text{COPPIA RESA o MOMENTO TORCENTE UTILE } M = \frac{c \cdot \Delta p \cdot \eta_m}{20 \cdot \pi} \quad (\text{N m}),$$

ricavo la **cilindrata**: $c = \frac{20 \cdot \pi \cdot M}{\Delta p \cdot \eta_m}$

E' utile ricordare che un motore idraulico lavora con un Δp , cioè una differenza di pressione tra l'entrata e l'uscita quindi i calcoli riguardanti il motore devono tenerne conto.

La formula è : $\Delta p = \frac{20 \cdot \pi \cdot M}{c \cdot \eta_m}$

La formula per calcolare la portata di olio richiesta dal motore idraulico per ruotare a un certo valore di rpm (giri/min) e che serve per dimensionare la pompa di alimentazione è :

$$Q = \frac{c(\text{cm}^3) \cdot \text{rpm}(\text{giri/min})}{1000 \cdot \eta_v} = \frac{1}{\text{min}} \quad \text{PORTATA ASSORBITA}$$

Si può scrivere anche: $Q = \frac{v \cdot n}{1000 \cdot \eta v}$, dove **v** indica la cilindrata e **n** il numero di giri/min, da cui si ricava la cilindrata che corrisponde al volume di olio assorbito dal motore per realizzare un giro completo dell'albero di uscita:

$$\text{CILINDRATA: } c \text{ (si scrive anche } v ; v_g) = \frac{Q \cdot 1000 \cdot \eta v}{\text{rpm}} \quad (\text{cm}^3)$$

Da cui si ricava la velocità di rotazione (**rpm = revolutions per minute**), cioè il numero di giri al minuto che il motore è in grado di compiere:

VELOCITA' di ROTAZIONE

$$\text{rpm (si scrive anche } n) = \frac{Q \cdot 1000 \cdot \eta v}{c} \quad (\text{giri/min})$$

Che è direttamente proporzionale alla portata inviata al motore e inversamente proporzionale alla sua cilindrata.

La velocità **massima** di rotazione è data dal numero di giri massimo che il motore può sopportare senza subire alcun danno.

La velocità **minima** di rotazione è data dal numero di giri minimo ma con rotazione continua e ininterrotta disponibile all'albero motore.

Conoscendo il valore della coppia **M** e del numero di giri **n** si ricava la potenza con la formula:

POTENZA MECCANICA DISPONIBILE all'ALBERO MOTORE

$$P = \frac{M \cdot \text{rpm}}{9554} \quad (\text{kW}); \quad \left[M = \frac{P \cdot 9554}{\text{rpm}} \quad (\text{Nm}) \right]$$

9554 sta a indicare l'equivalenza di 1 Radiante al secondo che corrisponde a 9,554 giri minuto (moltiplicato per 1000 per determinare i kilowatt). Il valore di 9554 rende la formula coerente con il sistema di misura internazionale S.I che tiene conto dei Nm;rad/s ; kilowatt. *La potenza fornita da un motore idraulico che sviluppa una coppia di 40 daNm alla velocità di 1500 giri/min. è nell'ordine di 60 kW. Vedere diagramma che segue.*

$$P = \frac{M \cdot \text{rpm}}{9554} \quad (\text{kW}) = \frac{400 \text{ N} \cdot 1500}{9554} = 62,8 \text{ kW}$$

Oppure:

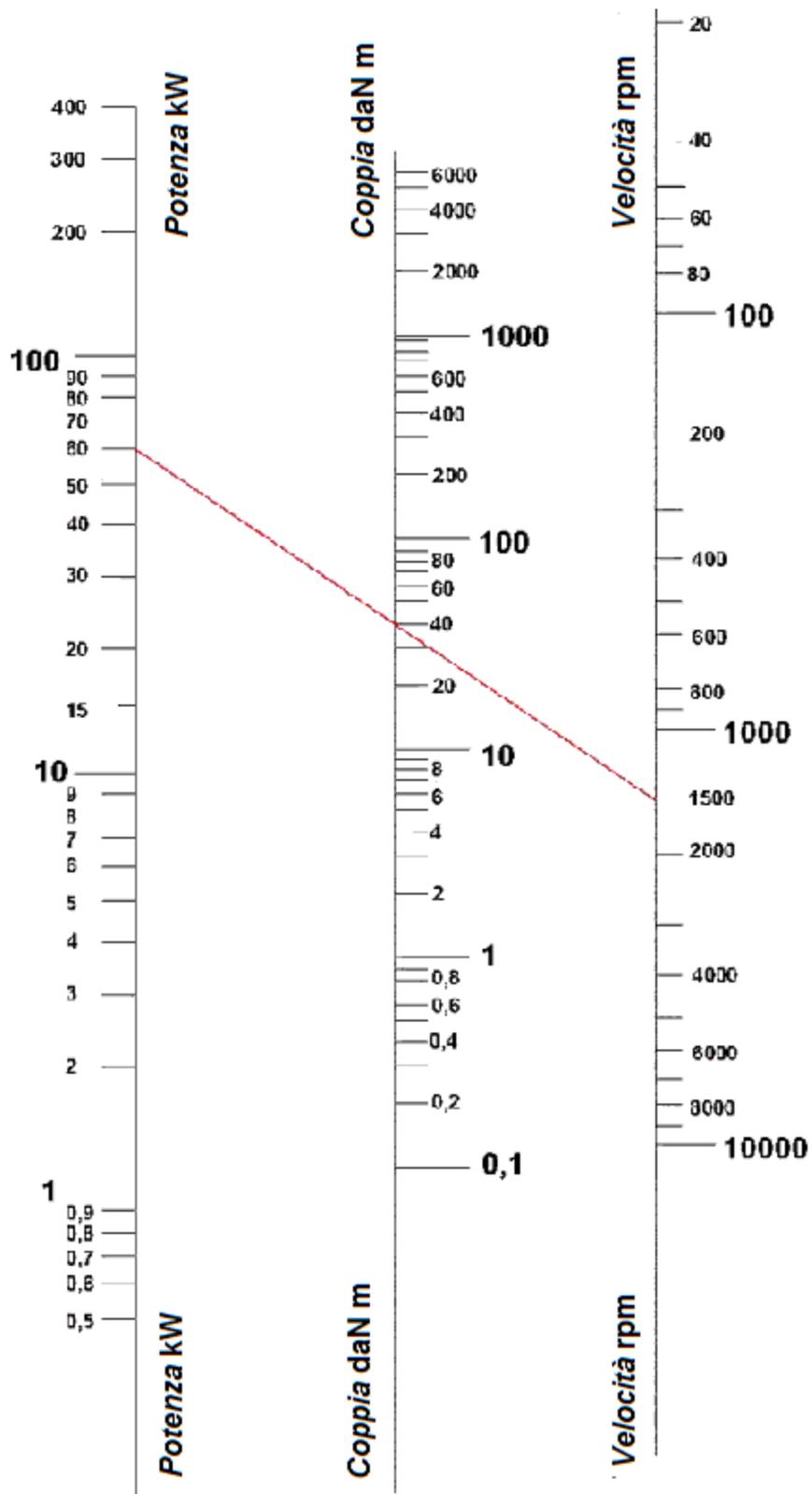
$$P = M \text{ (Nm)} \cdot \omega \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right) = \frac{\text{Nm}}{\text{s}} \text{ oppure Watt}$$

che è la formula generale della potenza di un organo rotante.

Dove: 2π corrisponde al radiante = 360°

$$\omega = 2 \pi \cdot n \text{ (numero di giri/secondo)} = \frac{2 \pi \cdot n \text{ (giri/min)}}{60} = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

$$P = 400 \cdot 157 = 62800 \text{ watt} = 62,8 \text{ kW}$$



POTENZA IDRAULICA UTILE: $N = \frac{2\pi \cdot 10^{-3}}{60} \cdot M \cdot \text{rpm} = \text{kW}$

Sostituendo i valori di **M** e **rpm** si può scrivere:

$$N = \frac{2\pi \cdot 10^{-3}}{60} \cdot \frac{c \cdot \Delta p \cdot \eta_m}{20\pi} \cdot \frac{Q \cdot 1000 \cdot \eta_v}{c}, \text{riducendo si ottiene: } \frac{2\pi}{20\pi} = \frac{1}{10}$$

$$N = \frac{1}{10} \cdot \frac{0,001 \cdot c \cdot \Delta p \cdot Q \cdot 1000}{60 \cdot c} \cdot \eta_g = \frac{\Delta p \cdot Q}{600} \cdot \eta_g = \text{kW}$$

Tabella con formule americane .

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

5) Tipologie di motori

Il motore idraulico trova impiego nei casi in cui è necessaria un'alta coppia con ingombri ridotti per muovere organi rotanti, quando la soluzione meccanica è difficile, oppure l'utilizzo di potenza elettrica non è consentita o pericolosa per l'ambiente di lavoro.

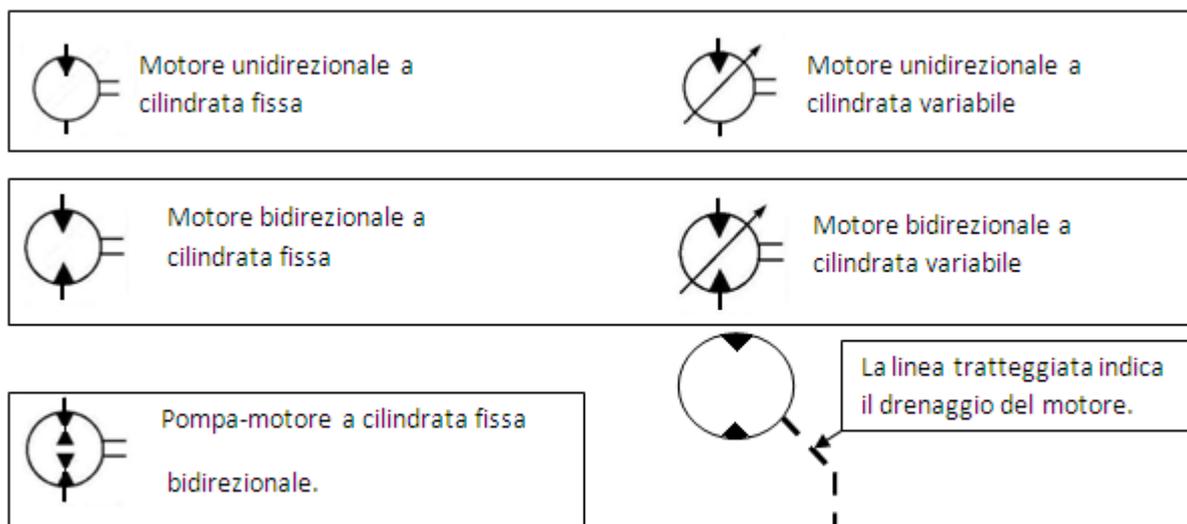
Le caratteristiche più importanti di un motore idraulico sono:

- La coppia
- La coppia di spunto
- Il numero di giri minimo e massimo
- Il rendimento
- Uniformità di movimento influenzata dall'oscillazione del momento torcente dovuta dal numero diverso dei pistoni.
- Ingombro ridotto rispetto alla coppia che riesce a generare.

Le tipologie che contraddistinguono i motori sono:

- Motore a **cilindrata fissa** in cui il volume di fluido assorbito per ogni giro (cilindrata) non può essere variato. (ingranaggi, orbitali, palette, pistoni assiali, radiali)
Il motore a cilindrata fissa garantisce una coppia in uscita costante.
Il numero di giri può essere variato regolando la portata della pompa in mandata, tramite un'apposita valvola di regolazione.
- Motore a **cilindrata variabile** in cui il volume di fluido per ogni giro può essere variato (pistoni assiali). Il motore a cilindrata variabile fornisce una coppia variabile e una regolazione dei giri molto ampia.
- Motore **bidirezionale** perché può invertire il senso di rotazione dell'albero in uscita variando il senso di flusso dell'olio al suo interno.

Simbologia ISO per i diversi tipi di motore:



Il drenaggio è previsto per non mettere in pressione la carcassa del motore e di conseguenza le guarnizioni di tenuta sull'albero di rotazione (paraolio), p. max. 1,5 bar circa.

I motori si dividono in due differenti gruppi: motori veloci e motori lenti.

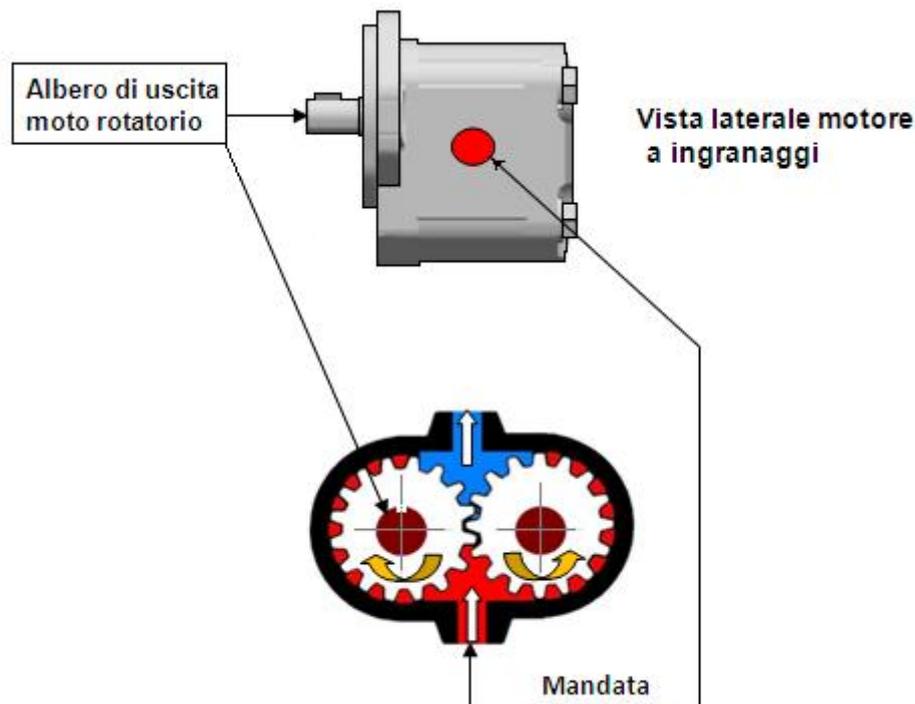
- **Motori veloci** da 500 a 6.000 giri/min. e oltre; cilindrata fissa da 2,5 a 1.000 cm³.
I motori veloci sono divisi in due classi: bassa coppia, alta coppia.
I motori a ingranaggi esterni e interni (Gerotor), a palette fanno parte della prima classe. I motori a pistoni assiali e orbitali possiedono un'alta coppia.

-motori a ingranaggi esterni/ interni in cui una coppia d'ingranaggi interagisce per fornire la rotazione dell'albero di uscita. Un ingranaggio ha un albero di uscita per garantire la coppia; il fluido in pressione entra nel motore e lo obbliga a girare, quindi l'olio esce dal lato opposto a bassa pressione. La precisione nella costruzione del motore determina il suo rendimento volumetrico.

La costruzione di un motore a ingranaggi **esterni** è simile alla pompa tranne che le bocche di mandata e scarico hanno lo stesso diametro.

- Cilindrata da 2,5 a 100 cm³ e oltre
- Pressione di esercizio fino a 270 bar e velocità massima di rotazione fino a 4000 giri/min.
- Filtrazione raccomandata da 15 μ.
- Minima viscosità di lavoro 12 mm²/s, raccomandata da 20 a 80 mm²/s.
- Temperatura da - 20 a 85° C

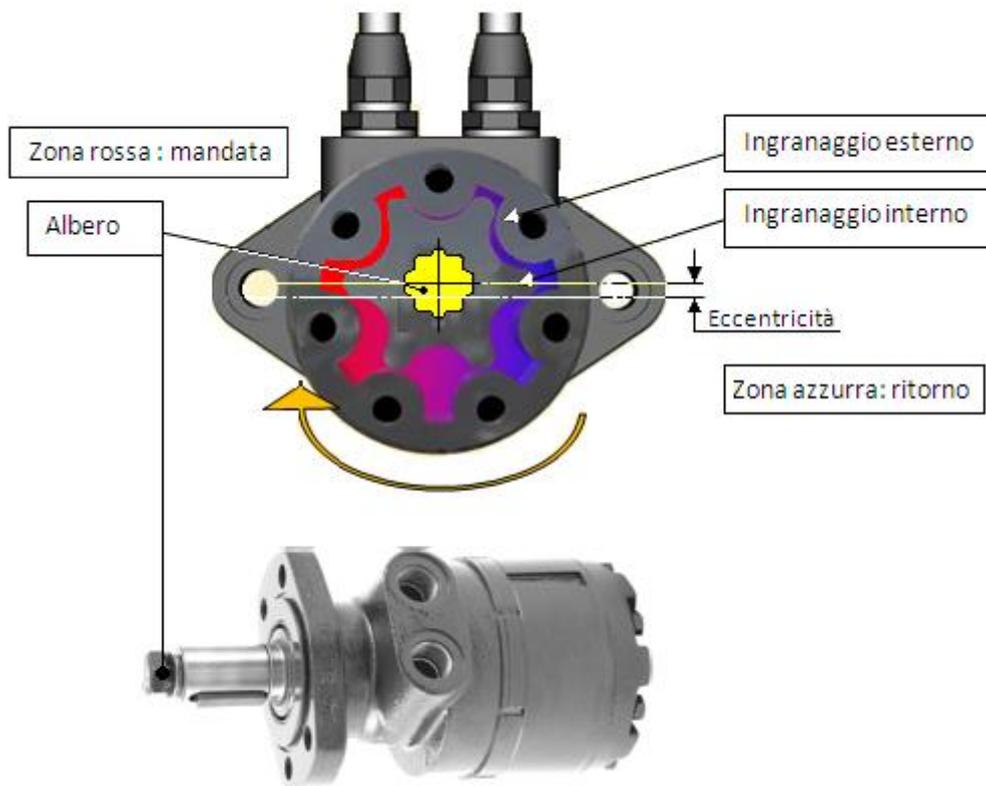
Applicazioni nel settore agricolo, macchine per edilizia, decespugliatori, ventilatori di raffreddamento, centraline idrauliche. Il senso di rotazione può essere unidirezionale o reversibile. Costo contenuto.



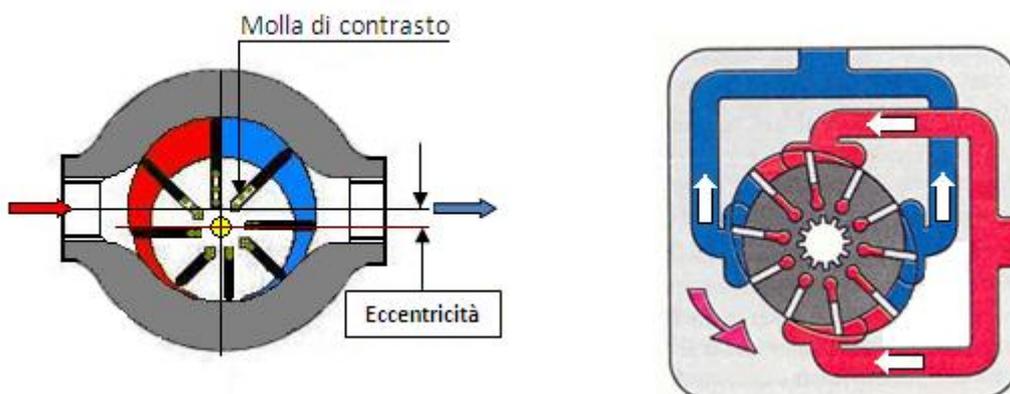
I motori a ingranaggi **interni** si possono suddividere in due categorie:

- Motore gerotor a comando diretto in cui l'ingranaggio interno ha un dente in meno rispetto a quello esterno. Quando la pressione entra nel motore, **entrambi** gli ingranaggi ruotano eccentricamente. Il centro dell'ingranaggio interno corrisponde all'asse dell'albero motore.
- Motore orbitale a differenza del gerotor, la ruota interna orbita attorno all'asse della corona fissa, garantendo sempre una separazione tra la zona di pressione e quella di scarico. Essi possono essere considerati motori lenti che garantiscono una grande versatilità di applicazione. (La descrizione del motore è un po' complicata e si rimanda a cataloghi tecnici più dettagliati).
- Motori orbitali realizzati per impieghi dove è richiesta alta coppia a bassi regimi di giri.
- Applicazioni macchine agricole, macchine edili, carrelli elevatori, piattaforme aeree, autogrù
- Cilindrata da 8 a 800 cm³, velocità da 600 a 2450 giri/1' (**SEMI-VELOCI**)
- Coppie da 1,4 a 200 daNm
- Potenze da 2,6 a 60 kW

-motori a ingranaggi interni o motori orbitali chiamati anche **Gerotor** (derivato dalla denominazione **Generated rotor**), la cui costruzione è simile ad una pompa ad ingranaggi interni, hanno un ingranaggio interno solidale con l'albero ed uno esterno libero di ruotare. I sei denti dell'ingranaggio interno sono sempre inferiori di un dente rispetto a quello esterno per un migliore ingranamento. Entrambi gli ingranaggi ruotano spinti dalla pressione dell'olio. Trovano largo impiego per gli ingombri ridotti e per le notevoli coppie di spunto.



Motori a palette in cui il fluido in pressione agisce su una serie di palette radiali e provoca la rotazione dell'albero. La costruzione è uguale alle pompe tranne che per la forma arrotondata della paletta per permettere la rotazione nei due sensi e la dotazione di molle di contrasto all'interno di ciascuna paletta per spingerle contro lo statore quando il motore è fermo e quando gira piano. Lo scopo è di assicurare sempre un buon contatto delle palette contro la carcassa del motore.



Il motore a palette può essere realizzato, come per le relative pompe, con doppia eccentricità, per avere un migliore bilanciamento delle spinte laterali sul rotore.

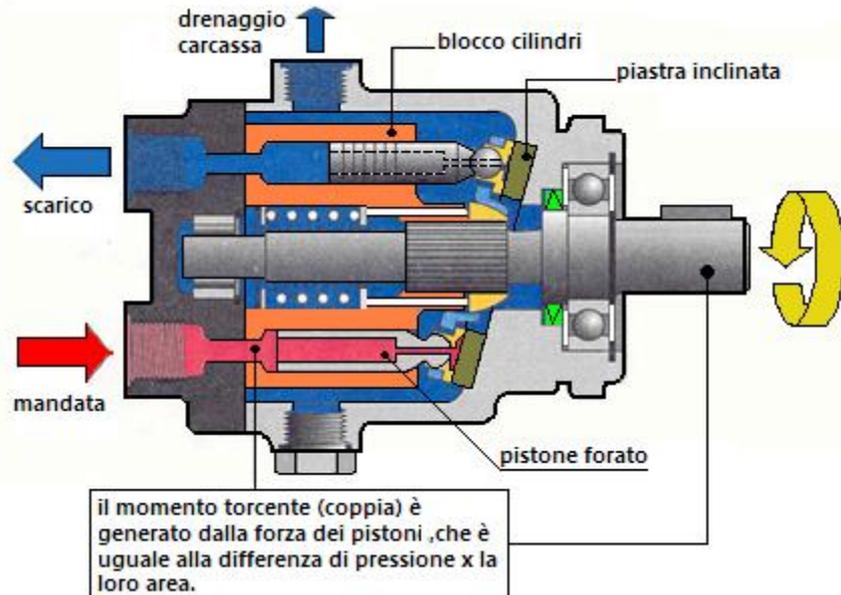
Motore a pistoni in cui il movimento alternativo dei pistoni è trasformato in un moto rotatorio dell'albero d'uscita.

- pistoni assiali a cilindrata fissa e variabile
- pistoni radiali in cui i pistoni sono disposti lungo il raggio.

I motori a pistoni assiali possono essere divisi in:

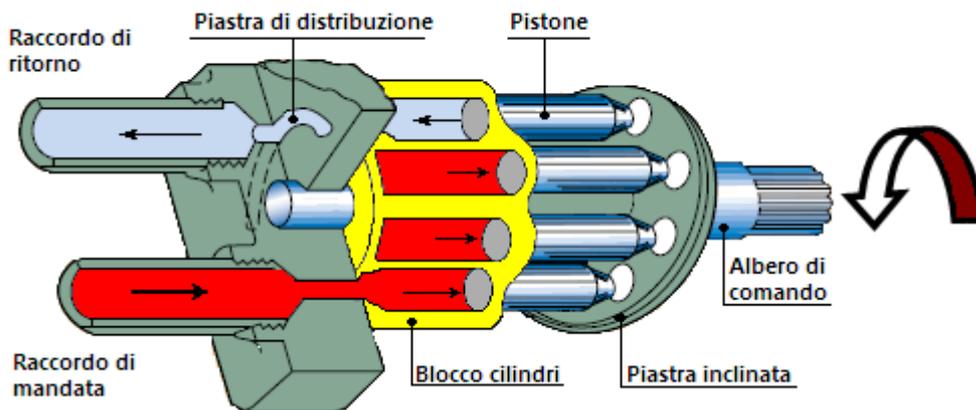
- con piastra inclinata e blocco cilindri rotante a cilindrata fissa o variabile
- con blocco cilindri inclinato a cilindrata fissa o variabile

Il principio costruttivo è simile a quello utilizzato per le pompe della stessa categoria.

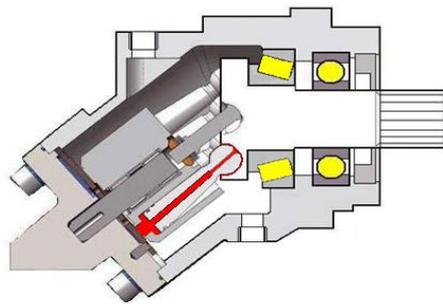


Sezione di un motore a pistoni assiali a cilindrata fissa con piastra inclinata, blocco cilindri rotante.

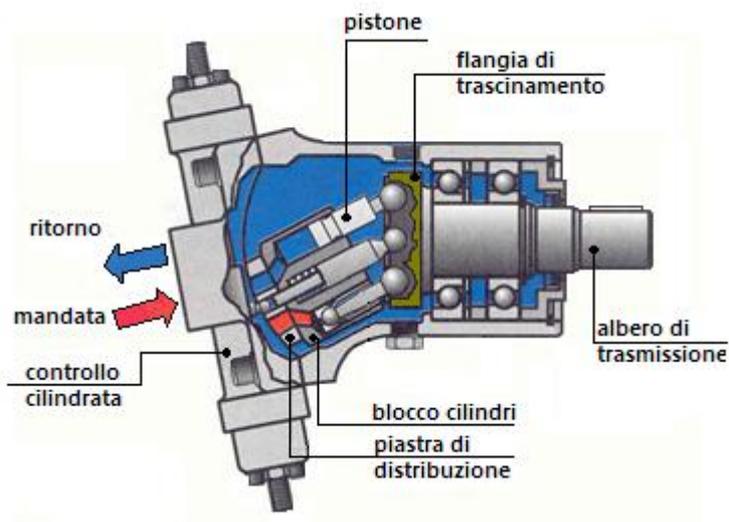
Esempio di funzionamento del motore a pistoni assiali.



Motore a pistoni assiali a cilindrata fissa con blocco cilindri inclinato.



Motore a pistoni assiali a **cilindrata variabile** con blocco cilindri inclinato.



- **motori lenti** (pistoni radiali) a cilindrata fissa, forniscono una coppia motrice costante direttamente proporzionale alla pressione di esercizio e indipendente

dalla velocità di rotazione. Questi motori possono partire sotto carico e funzionare a pochissimi giri al minuto senza richiedere l'uso di un riduttore di giri.

Si definisce **lento** il motore in cui la velocità di rotazione è compresa tra meno di 1 giro al minuto fino a 250 giri /min.

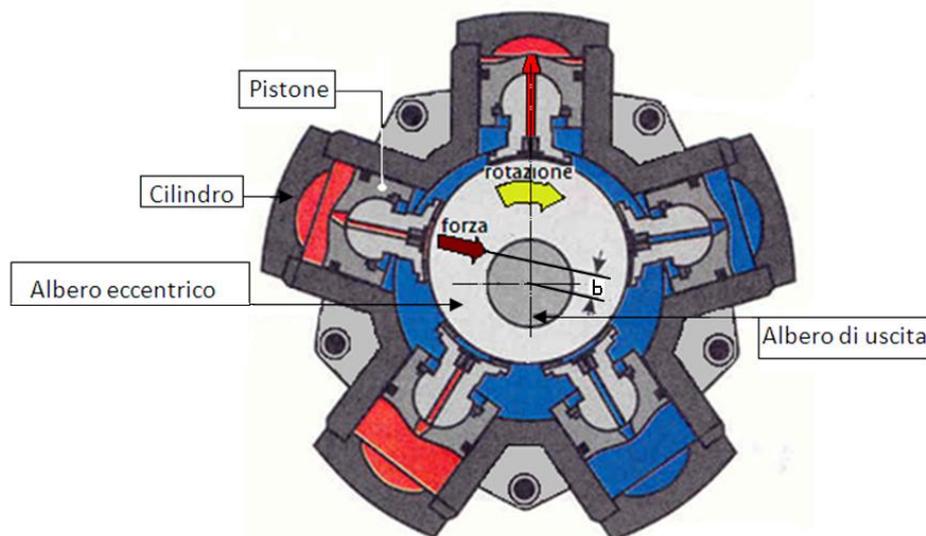
In generale sono motori che possono fornire una coppia elevata (10.000 Nm) con una ridotta velocità di rotazione.

Altre caratteristiche sono la silenziosità di funzionamento del motore e una minore sensibilità alla contaminazione. Si possono montare direttamente sulla ruota di trasmissione e trovano largo impiego per il comando delle viti degli estrusori per le presse a iniezione di materia plastica.

Le caratteristiche critiche sono date dal comportamento in partenza con effetto "stick-slip" ovvero una rotazione a scatti che dipende principalmente dall'attrito.

Sono conosciuti anche come motori a coppia elevata.

La costruzione meccanica prevede soluzioni con scatola a camme fissa e blocco cilindri rotante, oppure blocco cilindri fisso e scatola camme rotante, a stella semplice o doppia.



Sezione di un motore a pistoni radiali con blocco cilindri fisso.

Le caratteristiche principali di questo motore conosciuto col nome di motore stellare, sono i bassi giri e l'alta coppia fornita. La zona rossa di alta pressione spinge i pistoni sull'albero eccentrico generando la rotazione e di conseguenza quella dell'albero d'uscita. La coppia è data dalla forza per il braccio **b**. Per forza s'intende la pressione di entrata moltiplicata l'area del cilindro. Il colore blu evidenzia l'olio in scarico.

Targhetta d'identificazione.

Ogni motore è provvisto di una targhetta d'identificazione. Le informazioni riportate sulla targhetta differiscono leggermente secondo il tipo di motore cui si riferisce. In generale le informazioni sono:.

Albero: **(S)** Scanalato / **(C)** Cilindrico

Coperchio e/o rotazione e/o montaggio: **(SX)** Sinistro / **(DX)** Destro/ **(R)** Reversibile

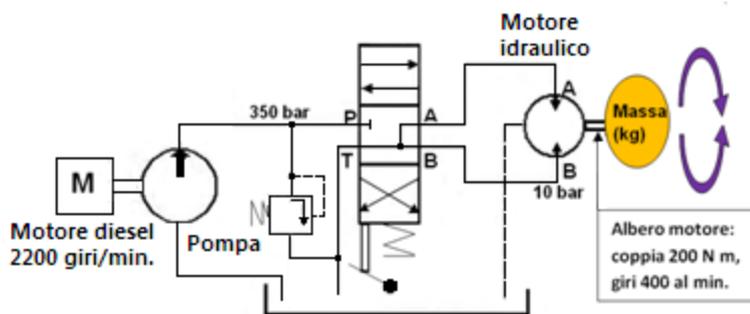
Serie e cilindrata motore, Numero di matricola

Informazioni aggiuntive: taratura e opzioni quali tipo di regolatore, valvola di scambio, valvola controllo discesa, guarnizioni.

6) Schema di base con esempio di calcolo. I dati di progetto sono riportati nel disegno:

Il progetto prevede l'utilizzo di un motore idraulico che sia in grado di fornire una certa coppia e un dato numero di giri necessari al funzionamento della macchina.

Determinare: cilindrata del motore, portata della pompa, la potenza idraulica.



$$\text{Dalla formula COPPIA RESA } M = \frac{c \cdot \Delta p \cdot \eta_m}{20 \cdot \pi} \text{ (N m)}$$

$$\text{si ricava la cilindrata } c = \frac{M \cdot 20 \cdot \pi}{\Delta p \cdot \eta_m} = \frac{200 \cdot 62,8}{340 \cdot 0,98} = 37,7 \text{ cm}^3$$

Dalla formula PORTATA ASSORBITA

$$Q = \frac{c \cdot \text{rpm}}{1000 \cdot \eta_v} \text{ (l/min)}$$

si ricava la portata $Q = \frac{c \cdot \text{rpm}}{1000 \cdot \eta_v} = \frac{37,7 \cdot 400}{1000 \cdot 0,9} = 16,8 \text{ l/min}$

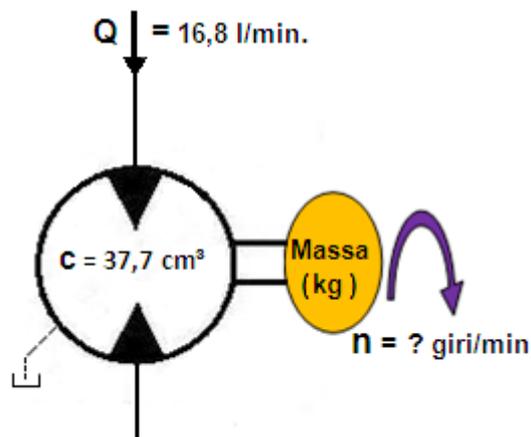
Dalla formula $N = \frac{\Delta p \times Q}{600} \times \eta_g = \text{kW}$

Ricavo la potenza idraulica utile:

$$N = \frac{340 \cdot 16,8}{600} \cdot 0,85 = 8 \text{ kW}$$

Altro esempio d'impiego formule:

Gli elementi noti sono: Cilindrata $c = 37,7 \text{ cm}^3$; $\eta_v = 0,9$; $Q = 16,8 \text{ l/min}$.
Calcolare il numero di giri al minuto n del motore idraulico.



Dalla formula: $n = \frac{Q \cdot 1000}{c} \cdot \eta_v$

ricavo: $n = \frac{16,8 \cdot 1000}{37,7} \cdot 0,9 = 400 \frac{\text{giri}}{\text{min}}$

Verifica della coppia resa. Dalla formula $M = \frac{c \cdot \Delta p \cdot \eta_m}{20 \cdot \pi}$ (N m),

Sostituendo i valori trovo

$$M = \frac{37,7 \cdot 340 \cdot 0,98}{62,6} = 200 \text{ Nm}$$

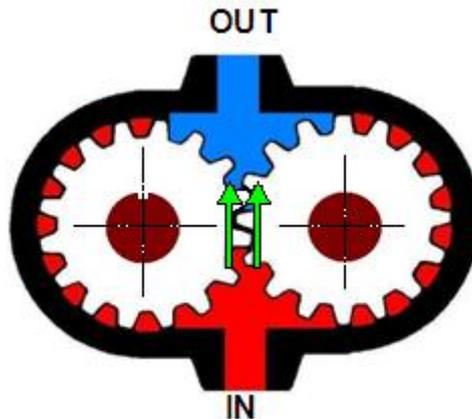
Calcolo della cilindrata della pompa.

Il motore diesel fornisce 2200 giri al minuto; la portata della pompa $Q = 16,8 \text{ l/min}$.
Ricavo la sua cilindrata con la formula:

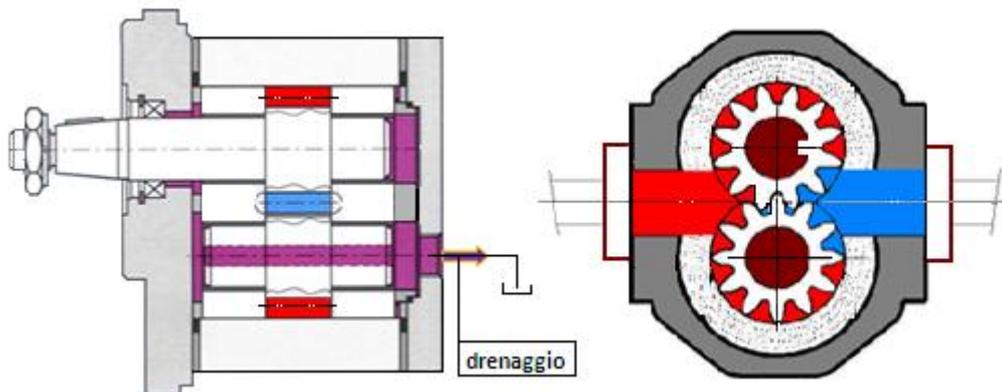
$$c = \frac{Q \cdot 1000 \cdot \eta_v}{n} \text{ (cm}^3\text{) sostituendo i dati trovo } c = \frac{16,8 \cdot 1000 \cdot 0,9}{2200} = 6,9 \text{ cm}^3$$

7)Trafilamento / drenaggio

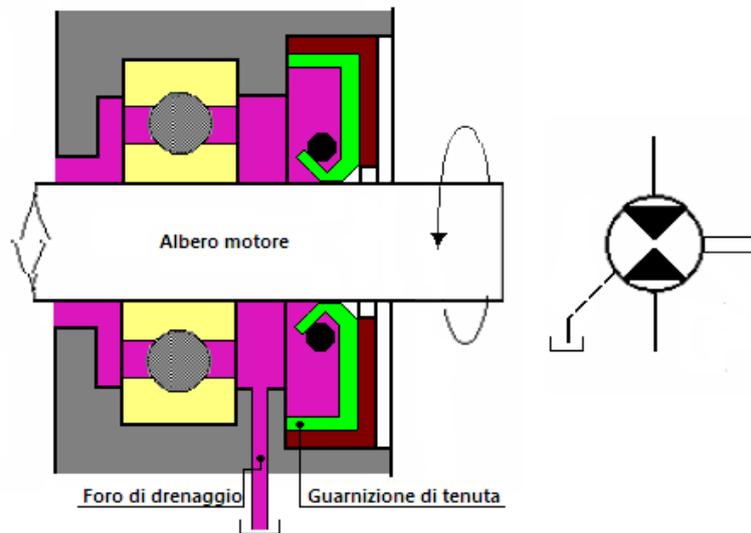
Per trafileamento s'intende una fuga di olio da una zona di alta verso un'altra di bassa pressione. Nella figura sotto è rappresentata con le frecce → la direzione di fuga delle perdite.



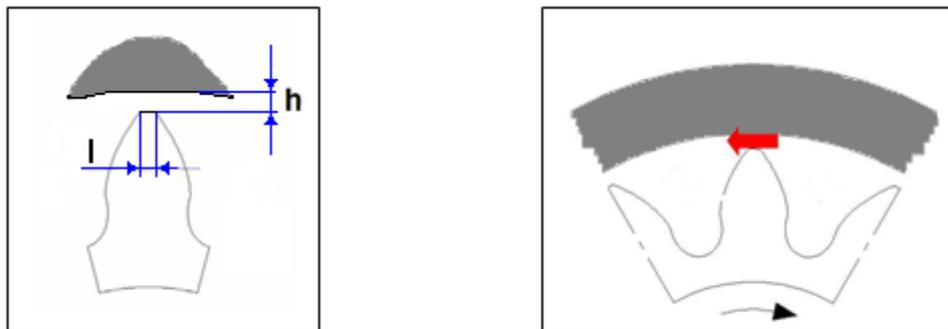
Tutte le costruzioni meccaniche prevedono delle tolleranze. In una pompa, in un motore idraulico e altri particolari sono previsti dei meati che permettono il buon funzionamento del componente. Una realizzazione troppo precisa, oltre che costosa, pregiudicherebbe il funzionamento dell'apparecchiatura per la difficoltà di rotazione.



La colorazione viola indica le parti interessate al trafileamento interno e sono le perdite di portata che attraversano il motore senza fornire alcuna prestazione. Si comprende la necessità di un foro di drenaggio per lo scarico dell'olio nel serbatoio per evitare un aumento di pressione nella carcassa che spingerebbe sulla guarnizione dell'albero. L'olio che rimane nella carcassa del motore serve per la lubrificazione degli elementi meccanici.



Esempio di tolleranza costruttiva quota **h**, tra il dente dell'ingranaggio e la carcassa del motore. In rosso è evidenziata una possibilità di fuga dell'olio nel motore a ingranaggi.



CONSIDERAZIONI GENERALI SUL TRAFILAMENTO.

Tutti i circuiti oleodinamici hanno un certo valore di trafilamento che ne riduce l'efficienza e che è la causa di perdite di potenza. Un trafilamento, in linea di massima, comporta delle perdite di guadagno per l'utilizzatore di apparecchiature oleodinamiche in termini di consumo di energia, riduzione delle prestazioni della macchina e altro. Spesso esso è nascosto, perché non ci sono dei segnali evidenti che indicano la perdita, a meno

d'importanti riduzioni nelle prestazioni dell'impianto. Questo trafilemento può essere interno al componente, esterno o entrambi i casi.

Possiamo identificare due tipi di trafilemento:

- ✓ Di progetto
- ✓ Di utilizzo

Un trafilemento di **progetto** è studiato e realizzato per una funzione specifica del componente e viene segnalato dal costruttore con dati tecnici a determinate condizioni di lavoro. Esso può permettere la diminuzione di pressione in una specifica area verso una zona di bassa pressione per la lubrificazione necessaria, per il lavaggio o il raffreddamento di una certa sezione. Questo tipo di trafilemento rimane all'interno del circuito e non ci sono segnali esterni di perdite.

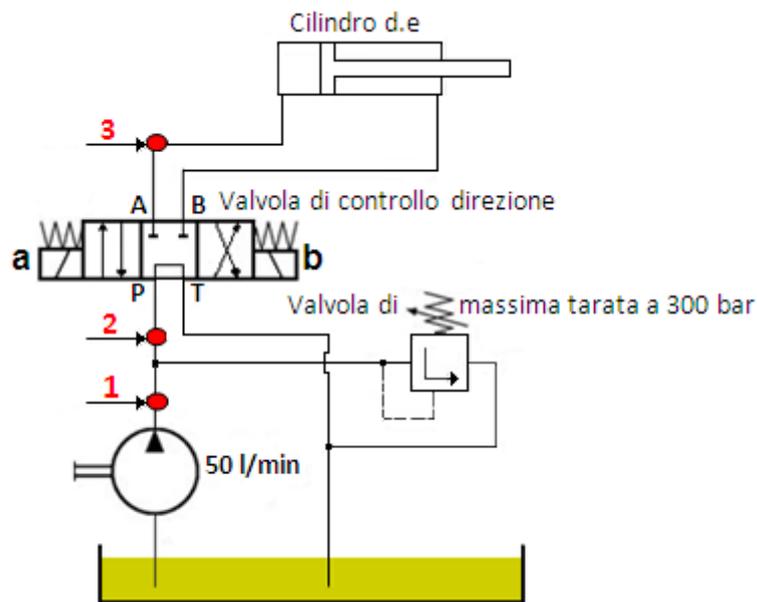
Un trafilemento di **utilizzo** è causato da usura della superficie di tenuta, oppure da un componente di qualità scadente. I segnali che identificano una perdita di prestazioni a causa di eccessivo trafilemento sono una diminuzione evidente delle prestazioni della macchina e un aumento della temperatura. I componenti che hanno rilevanti trafilementi interni sono le pompe e i motori, che con tolleranze costruttive troppe importanti riducono il loro rendimento volumetrico con uno spreco di energia elettrica/termodinamica. Un cilindro idraulico che ha un lento spostamento oppure che non è in grado di spostare il carico stabilito, significa che la guarnizione interna è rovinata e pertanto da luogo a trafilementi tra le sue camere. Nelle valvole a spola, il trafilemento può essere dovuto a tolleranze troppo grandi tra la spola e la sede, con la difficoltà di controllo delle sue funzioni e di stabilità.

Una valvola di massima con una molla debole o altre valvole con una molla difettosa comporta un trafilemento verso il serbatoio con un dispendio di energia e aumento della temperatura. Un'alta temperatura indesiderata provoca una diminuzione della viscosità e pertanto con olio più fluido aumentano le fughe verso il serbatoio e inoltre l'olio subisce delle alterazioni dovute all'alta temperatura. Per controllare il valore dei trafilementi interni occorre installare dei misuratori di portata / tester idraulico sulle linee interessate. Il costante controllo della temperatura di lavoro permette di capire se l'apparecchiatura lavora correttamente, perché un anomalo incremento indica un cattivo funzionamento. Evidenti trafilementi esterni sono visibili a occhio nudo perché lasciano macchie di olio o addirittura getti pericolosi che si possono infiammare. I trasudamenti di olio sono più difficili da scoprire e occorre avere delle speciali lampade fluorescenti che evidenziano le macchie di olio. Per prevenire questi inconvenienti occorre fare una manutenzione preventiva accurata e identificare le zone e i componenti di maggior rischio. La manutenzione preventiva interviene nella sostituzione a scadenza di filtri, tubi flessibili, olio idraulico esausto, guarnizioni e altre parti del sistema idraulico. Ricordiamo ancora che l'utilizzo di un tester idraulico permette di localizzare in modo corretto le fughe di olio che avvengono all'interno del componente. Non è sufficiente controllare la pressione perché il

manometro può segnare un valore corretto richiesto dall'impianto, ma in realtà ad esempio la pompa non eroga la portata necessaria al buon funzionamento.

Esempio pratico: in un circuito di base in cui sono evidenti quattro elementi idraulici quali la pompa a portata fissa, la valvola di massima, la valvola di controllo direzionale e il cilindro a doppio effetto (motore), si è notata che la velocità del cilindro (velocità di rotazione del motore) diminuisce con il carico da spostare. La portata determina la velocità di traslazione del cilindro (giri del motore) e quindi il fluido sotto pressione trova la via di minore resistenza per tornare al serbatoio, bisogna capire quale dei quattro elementi è responsabile di questa fuga di olio.

Abbiamo già visto come si usa un tester idraulico per la ricerca del guasto e come si isolano i quattro componenti da controllare, ora impariamo a fare una tabellina che permetterà di trarre le conclusioni finali.



Controllo della portata della pompa nel punto d' installazione tester **1**.

Pressione in bar	Portata in l/min
50	49,8
100	49,5
150	49,0
200	48,0
250	46,5
300	45,0

Questi valori ci confermano che la pompa non è la causa del problema perché la portata di 45 l/min. a una pressione massima di 300 bar indica un rendimento volumetrico del 90%.

Controllo della valvola di massima nel punto **2**.

Pressione in bar	Portata in l/min
50	49,8
100	49,5
150	49,0
200	48,0
250	46,5
300	0,5

Questi valori sono uguali a quelli precedenti, tranne che al valore di 300 bar in cui l'apertura della valvola di massima scarica la portata al serbatoio quindi l'anomalia è data da un altro componente.

Controllo della valvola di direzione nel punto **3**.

Pressione in bar	Portata in l/min
50	49,8
100	45
150	40
200	35
250	25
300	10

Il controllo della portata e della pressione all'uscita della bocca **A**, evidenzia una grave perdita di portata (i valori nella tabella sono solo un esempio) e pertanto il difetto è dovuto a un evidente difetto nella valvola di controllo della direzione che potrebbe avere un trafilemento interno dovuto a una fessurazione della fusione o la spola rovinata, occorre pertanto provvedere alla sostituzione della valvola.

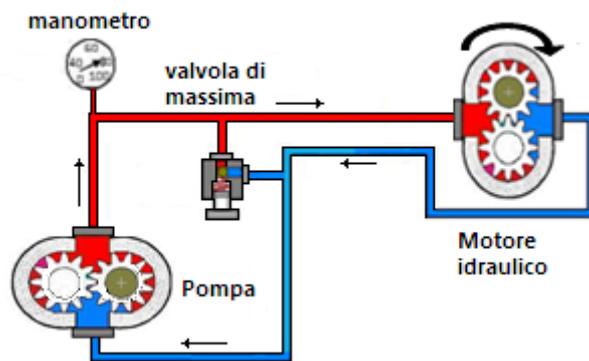
Ricordiamo che l'efficienza di un motore è data da due fattori:

- I trafilementi interni che influenzano il rendimento volumetrico con conseguente diminuzione dei giri del motore.
- Attriti meccanici interni che riducono la coppia in uscita.

8) Trasmissione idrostatica a variazione continua, in circuito chiuso per movimenti rotanti.

La trasmissione idrostatica definisce l'impiego dell'energia di pressione statica per trasferire coppia (momento torcente) all'attuatore rotante a differenza della trasmissione idrodinamica dove la variazione della velocità del fluido è responsabile della trasmissione d'energia.

Con la designazione di **circuito chiuso** s'intende un particolare tipo di circuito in cui l'olio in circolazione è sempre lo stesso e **non** ritorna al serbatoio ma è aspirato direttamente dalla pompa come mostrato nel disegno solo per esempio.



Spesso sentirete parlare di **trasmissione idrostatica a circuito chiuso** e quindi desidero fornire alcune informazioni di base che riguardano quest'argomento.

Tutte le macchine richiedono due tipi di movimento:

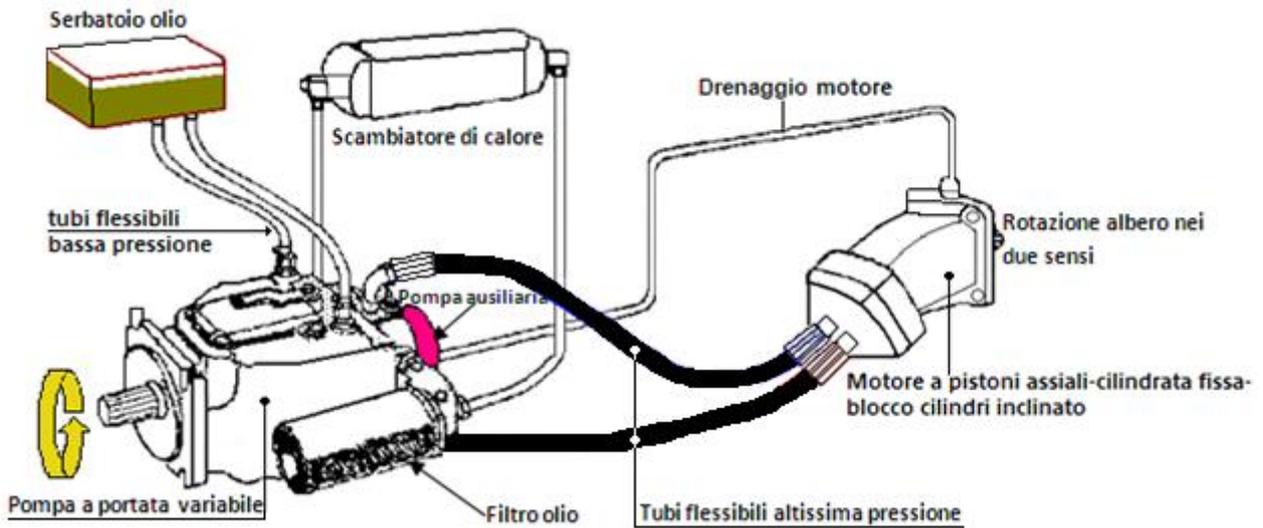
- Movimento lineare che si ottiene utilizzando un cilindro idraulico.
- Movimento rotatorio che si realizza con un motore oleodinamico.

Entrambi i movimenti devono avere la possibilità di regolazione della velocità e d'inversione del moto. L'impiego di una trasmissione idrostatica offre l'opportunità di regolare e controllare il moto rotatorio del motore idraulico e quindi la traslazione di una macchina mobile nel seguente modo:

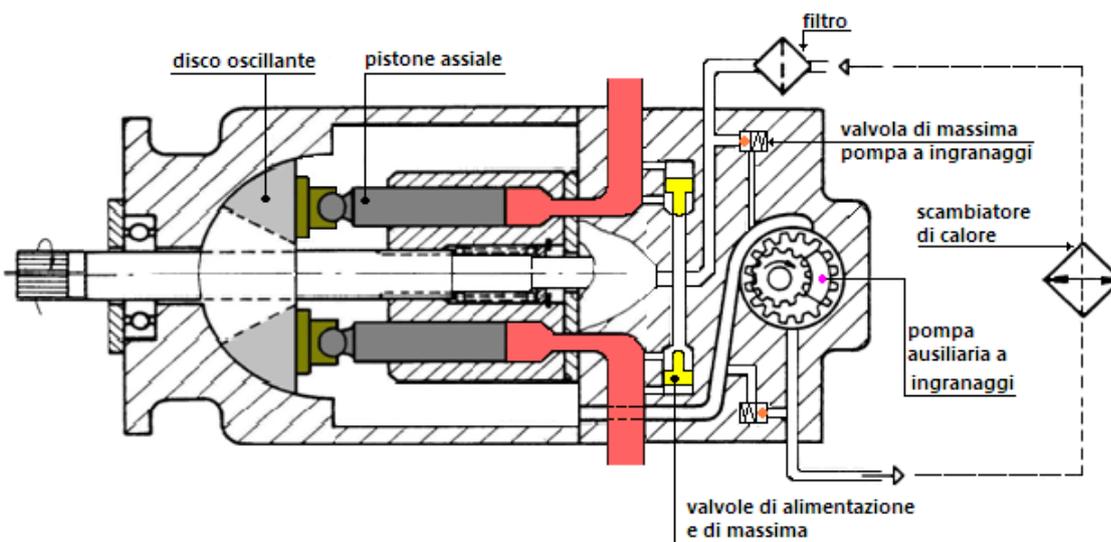
- ✓ Macchina ferma
- ✓ Accelerazione avanti
- ✓ Frenata
- ✓ Stop
- ✓ Accelerazione indietro
- ✓ Frenata
- ✓ Stop
- ✓ Marcia lentissima avanti e indietro

elettrica possono innescare pericolo di esplosioni. Il gruppo motopompa è installato all'esterno in zona di sicurezza, con i tubi flessibili si porta l'olio al motore idraulico che lavora in ambiente pericoloso e che comanda la rotazione della girante per mescolare la vernice, con tutte le possibilità di controllare la velocità e invertire il senso di rotazione in funzione del prodotto da ottenere.

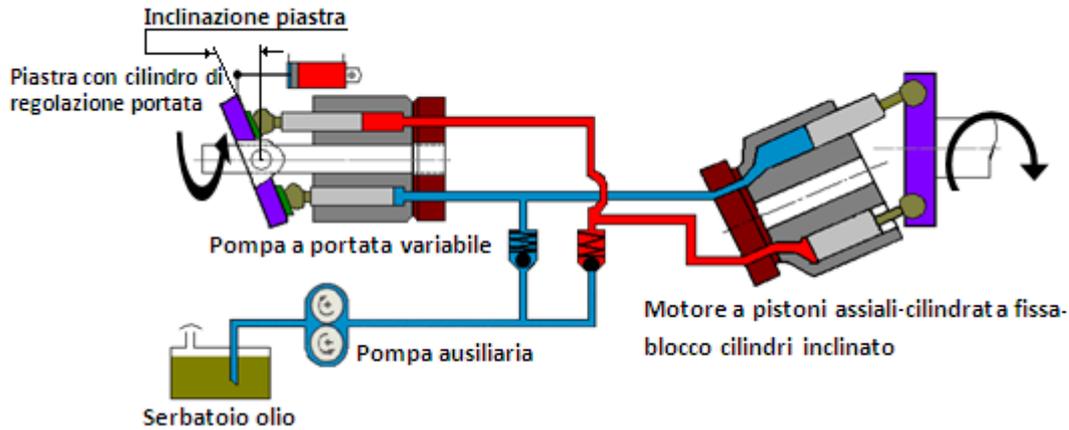
Schema base di una trasmissione idrostatica a circuito chiuso.



Sezione completa di una pompa a portata variabile a disco inclinato per impiego con le trasmissioni idrostatiche.

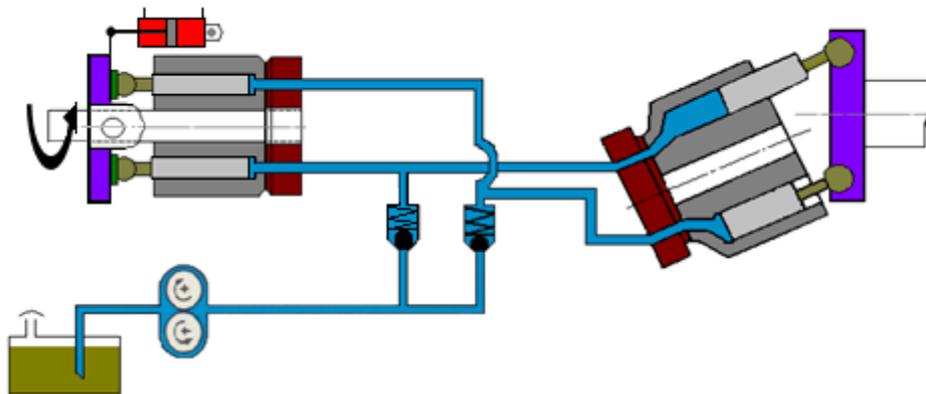


Di seguito sono riportate le tre posizioni principali riguardanti l'inclinazione della piastra della pompa a portata variabile con evidenziato il senso di rotazione del motore idraulico.

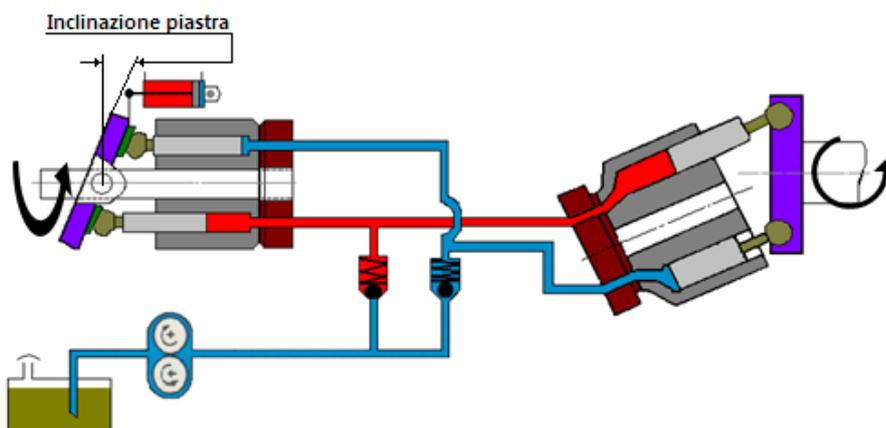


La corsa del cilindro determina l'angolo d'inclinazione della piastra e quindi varia la corsa dei pistoncini e di conseguenza la portata della pompa e i giri del motore idraulico.

Con piastra in posizione neutra, i pistoncini **non** fanno la corsa e la pompa non eroga portata, quindi nessuna rotazione del motore idraulico.



Il cilindro di comando nella posizione di fine corsa posteriore inverte il senso d'inclinazione della piastra e di conseguenza il motore idraulico cambia il senso di rotazione mentre quello della pompa rimane invariato.



Le regolazioni che permettono la variazione della cilindrata possono essere di due tipi:

Regolazioni dirette.

In genere le regolazioni dirette hanno risposte più lente di quelle asservite; i loro tempi di intervento si misurano in frazioni di minuto. Risulta inferiore anche la loro precisione rispetto al tipo asservito ma necessitano di forze di comando minori (i tipi manuali in particolare). A causa di queste limitazioni, i sistemi di regolazione diretti sono usati in trasmissioni di bassa potenza, dove le prestazioni e la precisione non sono di grande rilevanza.

Regolazioni asservite.

Le regolazioni asservite permettono delle prestazioni impossibili per quelle dirette. Esse sono basate sulla presenza di un servosistema che può essere meccanico, idraulico, elettroidraulico. Il più diffuso (e costruttivamente il più semplice ed economico) è quello a comando manuale. In tale regolatore il segnale d'ingresso è il movimento della leva manuale. Per trasformare un sistema manuale in un sistema elettroidraulico, i leveraggi sono sostituiti da un'elettrovalvola e da un sistema di rilevamento della posizione che si traduce in una retroazione del segnale di forza sull'elettrovalvola proporzionale che regola il cilindro di comando della cilindrata. Per sfruttare al meglio la trasmissione si utilizzano dei controlli con dispositivi elettronici per la regolazione delle cilindrata pompa e motore per ottenere il migliore rendimento del sistema.

La regolazione della cilindrata e quindi della portata della pompa garantisce una potenza idraulica in misura adattabile alle esigenze del carico; ciò significa che è assorbita unicamente la potenza necessaria per l'utilizzo.

In un circuito ad **anello aperto non** è presente alcun meccanismo di controreazione e le prestazioni sono determinate dalle caratteristiche dei componenti e dall'intervento dell'operatore che modifica manualmente i parametri impostati.

In un circuito ad **anello chiuso** è presente un meccanismo di controreazione che rileva in continuo l'uscita del sistema, genera un segnale a essa proporzionale e lo paragona a un segnale d'ingresso. Se c'è una differenza, si realizza automaticamente un intervento correttivo finché l'uscita non si adegua al comando. Ad esempio un motore idraulico ha installato un sensore del numero di giri che regola la cilindrata della pompa per mantenere costante la rotazione del motore.

La trasmissione idrostatica a circuito chiuso utilizza due soluzioni di motore idraulico:

Il motore a pistoni assiali fa parte della categoria dei motori veloci con velocità di rotazione superiori a 3000 giri /minuto, occorre accoppiarlo con appositi riduttori ad ingranaggi di tipo epicicloidali che permettono di ottenere i giri e la coppia necessaria per la traslazione della macchina. In alternativa si può adottare un motore lento a pistoni radiali che è in grado di fornire buone coppie e regolarità di rotazione a bassissimi giri senza l'impiego di riduttori.

Lo schema di una trasmissione idrostatica in circuito chiuso con simbologia ISO rappresentato qui sotto è utilizzato nella maggior parte delle applicazioni.

Le varianti per impieghi speciali possono includere un motore a cilindrata variabile invece che fissa. Quest'utilizzo permette di estendere la regolazione dei giri, con la pompa alla massima cilindrata è possibile intervenire sulla regolazione del motore.

La variazione della cilindrata del motore idraulico garantisce un assorbimento di potenza costante. Se la velocità aumenta, la coppia diminuisce dello stesso valore.

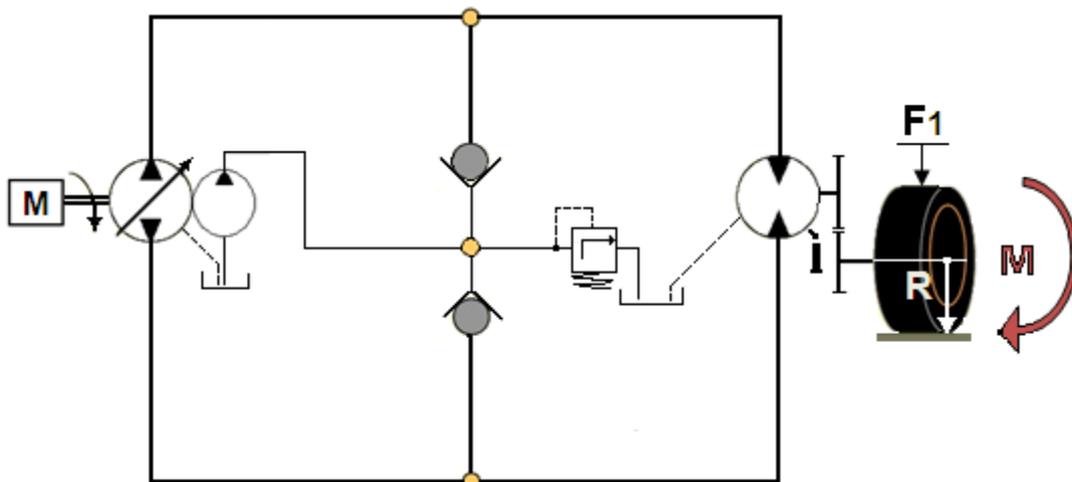
Il circuito chiuso ha bisogno di una valvola di scambio (valvola di lavaggio) per mantenere l'olio alla corretta temperatura e al giusto filtraggio. Prelevando olio dalla linea di bassa pressione lo invia alla carcassa del motore per il flussaggio e ritornare al serbatoio passando dallo scambiatore di calore. In ogni caso la temperatura del fluido non deve superare i $+ 90^{\circ}\text{C}$ e scendere sotto i $- 25^{\circ}\text{C}$. La viscosità ottimale dell'olio deve essere compresa tra i $15 \div 40 \text{ cSt}$, e pertanto bisogna sceglierlo idoneo a mantenere la corretta viscosità. I costruttori forniscono sui loro cataloghi le tabelle necessarie per conoscere il comportamento dei fluidi in funzione della temperatura. Una buona filtrazione è indispensabile per il corretto funzionamento di un impianto idraulico. L'impiego di un fluido di qualità prolunga la vita delle unità idrauliche e l'affidabilità dell'impianto.

Considerazione finale:

In generale una trasmissione idrostatica a circuito chiuso offre i maggiori vantaggi con l'impiego di una pompa a cilindrata variabile con disco inclinato e con il motore a corpo inclinato a cilindrata fissa. La pompa a disco inclinato è meno sensibile alla variazione del numero di giri del motore termico e garantisce una migliore prestazione meccanica in alta pressione; la massa del disco inclinato è contenuta e quindi si ha una più rapida risposta alla richiesta di variazione della cilindrata e inoltre un ingombro contenuto rispetto a una pompa a corpo inclinato.

Il motore inclinato grazie alla generazione della coppia sulla flangia di trascinamento garantisce vantaggi per la meccanica del gruppo.

Esempio semplificato per dimensionare la pompa e il motore di una trasmissione idrostatica a circuito chiuso:



Innanzitutto bisogna trovare la coppia massima **M** alle ruote necessaria per avere la forza di trazione **F₁**. Bisogna conoscere il peso della macchina **m** (massa) e il coefficiente riguardante la natura del terreno che si ricava da apposite tabelle.

Si utilizza la formula: $F_1 = (m \cdot a) + \text{natura del terreno (N newton)}$.

Conoscendo la circonferenza di rotolamento **C_{fr}** degli pneumatici della macchina, si ricava il raggio di rotolamento $R = \frac{C_{fr}}{2 \cdot \pi}$ in metri.

Con i valori trovati di **F₁** e **R** si calcola la coppia alle ruote con:

$$M = F_1 \cdot R \text{ (Nm)}$$

Tenuto conto che il rapporto di coppia delle riduzioni finali è fissato $i = 32 \div 34$

La coppia massima **M_m** del motore idraulico è data dalla formula:

$$M_m = \frac{M}{i} \text{ Nm}$$

da trasformare in **daN m** per poi utilizzare il valore di pressione **p** (bar).

Dalla formula $M_m = \frac{c \cdot \Delta p \cdot \eta_m}{20 \cdot \pi}$,

Ricavo la cilindrata massima del motore idraulico

$$c \text{ (massima)} = \frac{M_m \cdot 20 \cdot \pi}{\Delta p \cdot \eta_m} \text{ in cm}^3$$

La potenza utilizzata (**N** in kW) alle ruote è quella disponibile dal motore diesel, tenuto conto di un rendimento $\eta = 0,80$.

Si fissa un valore di pressione **p** (350 bar) che serve per una prima scelta dei componenti.

$$N = \frac{p \times Q}{600} \times \eta_g ; \text{ quindi } Q = \frac{N \cdot 600}{p \cdot \eta_g} \text{ l/min ,}$$

dove **Q** è la portata di olio al motore idraulico che serve per dimensionare la cilindrata della pompa.

$$c = \frac{Q \cdot 1000}{n \text{ (giri diesel)}} \text{ cm}^3.$$

da cui si ricava la cilindrata della pompa

Per raggiungere la velocità **v** (km/h) le ruote compiono un numero di giri al minuto:

$$n_{\text{ruote}} = v \cdot \frac{1000}{60} \cdot \frac{1}{C_{fr}} \text{ giri/min}$$

I giri massimi realizzati dal motore idraulico

$$n_{\text{mot.}} = n_{\text{ruote}} \cdot i \text{ (rapporto delle riduzioni).}$$

Il motore idraulico compie il massimo numero di giri quando è in cilindrata minima.

Dalla

$$n_{\text{mot.}} = \frac{Q \cdot 1000}{c \text{ (minima)}} \text{ trovo } c \text{ (minima)} = \frac{Q \cdot 1000}{n_{\text{mot.}}}$$

Ora sono noti i seguenti parametri:

$$n_{\text{pompa}} = \text{numero giri pompa (già noto come dato di progetto).}$$

Q = portata in l/min che la pompa deve erogare al motore idraulico per raggiungere la velocità **v** (km/h).

Cilindrata minima e massima in **cm³** del motore idraulico.

Ora si possono scegliere le unità dal catalogo dei fornitori.

Calcolo di verifica

La potenza disponibile dal motore diesel è **N** (kW), ma quella in uscita dalla pompa sarà ovviamente più bassa perché bisogna tenere conto del rendimento meccanico e della potenza assorbita dalla pompa ausiliaria che è indispensabile per il funzionamento della

$$\text{trasmissione. } N_{pa} = \frac{Q \text{ (pompa ausiliaria)} \cdot p}{600} \text{ kW}$$

(potenza pompa ausiliaria)

$$\text{quindi } N_1 \text{ pompa} = N \cdot \eta_m(0,85) - N_{pa}$$

(potenza in uscita dalla pompa).

Portata massima della pompa **Q_p** = **cm³** · n(giri motore diesel) · η_v(ren. vol. 0,97) in **l/min**,

dove **cm³** (cilindrata pompa) che è stata scelta dal catalogo costruttore, in funzione della portata **Q** che è stata calcolata in precedenza.

Si determina la velocità massima del motore idraulico, ossia quando è in cilindrata minima e la velocità quando è in cilindrata massima.

$$n_{3 \text{ massimo}} = \frac{Q_p \cdot 1000 \cdot \eta_v}{C \text{ (min. motore)}} \text{ (giri/min.)}$$

$$n_{3 \text{ minimo}} = \frac{Q_p \cdot 1000 \cdot \eta_v}{C \text{ (max. motore)}} \text{ (giri /min.)}$$

Terminiamo qui l'esempio di base dicendo che per un completo progetto di una trasmissione oleodinamica è necessario un dimensionamento degli organi accessori (filtro, scambiatore di calore, serbatoio dell'olio, tubazioni di collegamento) in base alle caratteristiche di funzionamento della trasmissione stessa considerando che:

- Il filtro non deve porre una resistenza superiore a 0,35 bar in condizione di viscosità massima dell'olio e non superiore a 0,10 bar in funzionamento continuo con olio caldo;
- Lo scambiatore di calore (generalmente olio-aria) deve essere dimensionato in modo che la temperatura massima dell'olio sia di 70°C;
- Il serbatoio deve essere in grado di ricevere un volume d'olio pari a 0.8 la portata di sovralimentazione più una riserva del 10% per eventuali fenomeni di dilatazione dell'olio.
- Le tubazioni flessibili devono essere verificate in modo da sopportare l'elevate pressioni della trasmissione idrostatica ed evitare fenomeno della cavitazione.