

# 1. NOTE INTRODUTTIVE

## 1.1 Campi d'impiego dell'oleodinamica

L'oleodinamica, in inglese *fluid power*, si occupa dello studio e della progettazione dei sistemi, e ovviamente di tutti i sottosistemi e componenti che ne fanno parte, capaci di trasferire potenza attraverso l'impiego di un fluido (olio, acqua o una loro miscela).

L'oleodinamica offre molteplici vantaggi:

- controllo della direzione del moto,
- trasporto energetico a distanza,
- autolubrificazione,
- standardizzazione dei componenti,
- moti lineari,
- rapidità di risposta,

ma deve altresì fare i conti con i seguenti svantaggi:

- fughe,
- attriti,
- temperatura e viscosità,
- contaminazione del fluido,
- sollecitazioni a fatica indotte dalle oscillazioni di pressione,
- costi di produzione proporzionali alle basse tolleranze,
- condizionamento termico del fluido.

I campi d'impiego dell'oleodinamica sono moltissimi e i principali sono di seguito elencati.

- Aeronautica: flapper, carrello, timone, freni.
- Marina: sterzata, calettatura elica, pinne stabilizzatrici, verricelli.
- Mobile: caricatori, escavatori, dumper, carrelli, gru, mezzi spazzaneve, macchine da miniera, agricole, forestali.
- Industriale: macchine utensili, presse oleodinamiche, robotica.
- Automotive: frenatura, sterzata, sospensioni, selezione e innesto marce, fasatura variabile e lubrificazione di motori a combustione interna.

## 1.2 Sistemi di trasmissione della potenza

I sistemi oleodinamici sono utilizzati per trasferire potenza meccanica da una sorgente di energia, spesso chiamata motore primo, a un'utenza finale che svolge un compito assegnato. Tecnicamente parlando questa funzione viene assolta dalle macchine, il cui compito è quello di realizzarla in modo efficiente e con buona affidabilità durante la loro vita operativa. In quest'ottica i sistemi oleodinamici possono essere considerati strutture più o meno complesse di generazione, trasferimento, elaborazione e utilizzo della potenza idraulica. La loro progettazione è strettamente legata al compito finale. In generale, tuttavia, una soluzione ideale mira ad avere un sistema di trasferimento della potenza che assicuri il miglior compromesso tra la sorgente di energia scelta (disponibile) e la macchina motrice finale. In figura 1 è schematizzato un diagramma a blocchi del flusso di potenza in un sistema oleodinamico.

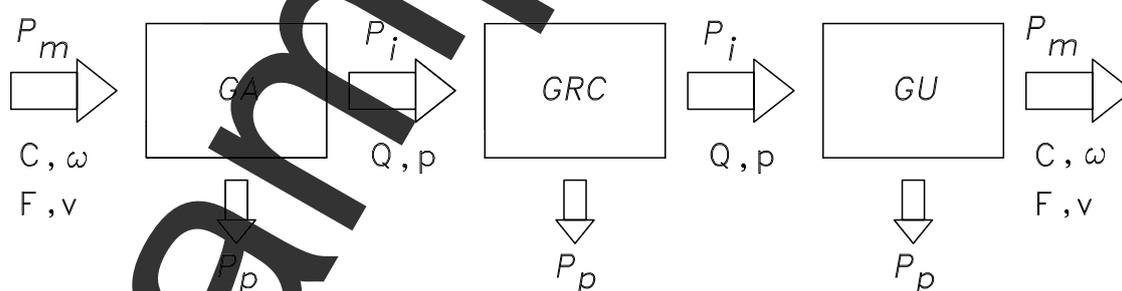


Fig. 1: diagramma a blocchi del flusso di potenza da una sorgente di energia verso un utilizzatore

La potenza meccanica  $P_m$  fornita da un motore primo, ad esempio un motore elettrico o termico, come prodotto di coppia  $C$  e velocità angolare  $\omega$  (ovvero di forza  $F$  e velocità lineare  $v$ ), viene trasferita all'utenza finale, la macchina che compie il lavoro, che fornisce all'esterno ancora una potenza meccanica.

In base alle grandezze in ingresso e in uscita alla trasmissione di potenza è possibile classificare in 4 diverse categorie il sistema secondo quanto indicato in tabella 1.

Tab. 1: classificazione delle trasmissioni di potenza in base alle grandezze entranti e uscenti nel sistema

<i>Tipologia di Sistema</i>	<i>Ingresso</i>	<i>Uscita</i>
rotazionale / rotazionale	coppia e velocità angolare	coppia e velocità angolare
rotazionale / traslazione	coppia e velocità angolare	forza e velocità lineare
traslazione / rotazionale	forza e velocità lineare	coppia e velocità angolare
lineare / lineare	forza e velocità lineare	forza e velocità lineare

Spesso i sistemi di trasmissione della potenza sono classificati in base alla tecnologia/tecnologie utilizzate (oleodinamica, pneumatica, elettrica, meccanica, elettromeccanica). In tabella 2 sono confrontate alcune proprietà comuni alle diverse trasmissioni per illustrarne i rispettivi vantaggi e svantaggi. Si può osservare che i sistemi oleodinamici presentano sempre un valore elevato della proprietà considerata.

Tab. 2: confronto tra alcune proprietà delle diverse trasmissioni

<i>Proprietà trasmissione</i>	<i>Valore</i>		
	<i>Alto</i>	<i>Medio</i>	<i>Basso</i>
Densità di potenza (rapporto potenza / peso)	Oleodinamica	Pneumatica	Elettrica, Meccanica, Elettro-Meccanica
Coppia su inerzia	Oleodinamica	Pneumatica	Elettrica, Meccanica, Elettro-Meccanica
Velocità su tempo di risposta	Oleodinamica	Elettrica, Elettro-Meccanica	Pneumatica, Meccanica
Controllabilità	Oleodinamica, Elettro-Meccanica	Elettrica, Pneumatica, Elettro-Meccanica	Meccanica
Rigidità del sistema	Oleodinamica	Meccanica	Elettrica, Pneumatica, Elettro-Meccanica
Campo di velocità	Oleodinamica, Elettro-Meccanica	Elettrica, Elettro-Meccanica	Pneumatica, Meccanica

All'interno di un sistema di trasmissione della potenza è possibile individuare tre elementi funzionali fondamentali (vedere figura 1):

- un **gruppo di alimentazione** (abbreviato in GA) che converte la potenza entrante nel prodotto di pressione  $p$  e portata in volume  $Q$  (potenza idraulica  $P_i$ );
- un **gruppo di regolazione e controllo** (abbreviato in GRC) le cui grandezze di ingresso e uscita sono sempre pressione e portata;
- un **gruppo di utilizzazione** (abbreviato in GU) che converte la potenza idraulica in potenza meccanica.

Inoltre è possibile parlare di un quarto **gruppo ausiliario** che, pur non partecipando alla regolazione della potenza, è sempre presente e comprende in genere serbatoi, filtri, scambiatori di calore, ecc.

All'interno di ognuno di questi gruppi si assiste a una dissipazione di potenza, indicata con  $P_p$ , di cui si tiene conto introducendo un rendimento  $\eta$  del gruppo, funzione del gruppo stesso e del rendimento dei suoi componenti costitutivi. Lo studio iniziale che verrà condotto, tuttavia, prevede di considerare componenti ideali, cioè con rendimento unitario. Nonostante ciò si potranno avere rendimenti inferiori a indicare che le trasformazioni e il controllo delle grandezze in uscita dal sistema comportano inevitabili dissipazioni energetiche.

L'analisi di un circuito oleodinamico può essere condotta in due forme diverse, cui corrispondono finalità differenti e complementari:

- 1) la prima (modello funzionale) prevede un'analisi *qualitativa* del circuito oleodinamico, rappresentato secondo la simbologia prevista da un'apposita normativa ISO 1219 (schema simbolico equivalente), che permette di interpretare il funzionamento dell'impianto e l'interazione esistente tra gli elementi che lo compongono;
- 2) la seconda (modello matematico), sempre preceduta dalla precedente indagine, comporta l'analisi *quantitativa* del sistema che consente di ricavarne le caratteristiche che descrivono il funzionamento dell'impianto; essa comporta la scrittura di un modello matematico che può essere:
  - stazionario, con equazioni algebriche lineari e non lineari,
  - dinamico, con equazioni algebrico/differenziali di ordine uno o superiore, lineari e non lineari, a coefficienti costanti e variabili, alle derivate totali o parziali.

Per passare dal modello funzionale a quello matematico esistono modalità automatiche o automatizzate ed è anche possibile utilizzare codici di simulazione appositamente sviluppati a parametri concentrati e di fluidodinamica computazionale. Tuttavia il primo passo per la comprensione di un circuito e del suo modello matematico è, e resta, l'interpretazione corretta del suo schema simbolico equivalente.

Nell'esempio visibile in figura 2 si riconoscono, partendo da sinistra, un motore elettrico che trascina in rotazione una pompa a cilindrata fissa che, aspirando fluido da un serbatoio generalmente a pressione ambiente (che d'ora in avanti verrà assunta come riferimento relativo pari a 0 bar), lo invia sia a una valvola limitatrice di pressione (VL) che a un distributore, cioè una valvola di controllo della direzione, a 4 bocche e 3 posizioni (D4/3). La bocca P (alimentazione) di quest'ultimo è connessa alla pompa, quella T permette il ritorno del fluido a serbatoio una volta attraversato uno scambiatore di calore e un filtro (gruppo di condizionamento) e le bocche A e B sono connesse all'utilizzatore, un attuatore lineare a doppio effetto (martinetto) ovvero un motore rotativo.

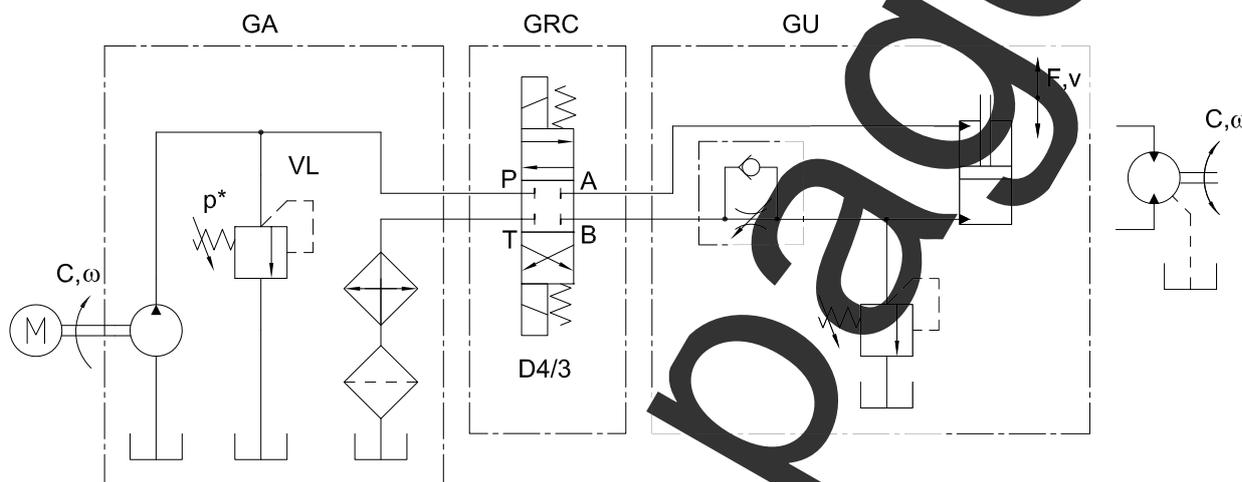


Fig. 2: esempio di schema simbolico equivalente di un impianto oleodinamico

Il distributore stabilisce delle logiche di connessione tra le bocche citate. Nella posizione di riposo, garantita da molle di centraggio, le bocche sono chiuse (centro chiuso). Immaginando di movimentare verso il basso il cassetto (elemento mobile) del distributore, azionando il solenoide superiore, in modo che il quadrato centrale a bocche chiuse venga sostituito da quello in alto a frecce parallele, si realizza la connessione di P con A e T con B. Viceversa azionando il solenoide in basso si realizzano le connessioni P con B e A con T (frecce incrociate).

Finché il distributore rimane in posizione di riposo, la pompa, una volta trascinata in rotazione, invia fluido in un ramo chiuso causando un immediato innalzamento della pressione (fluido idealmente incompressibile) che porta la VL in regolazione e permette di limitare la pressione massima nel circuito al suo valore di taratura  $p^*$ .

Quando si commuta il distributore nella posizione a frecce parallele si realizza la corsa di rientro dello stelo (ovvero la rotazione del motore), essendo la pompa connessa alla camera superiore del martinetto e la camera inferiore in comunicazione con il serbatoio. Viceversa nella posizione a frecce incrociate si ottiene la fuoriuscita del martinetto, essendo alimentata la camera sottostante e connessa a scarico quella lato stelo.

Sul ramo inferiore si osserva la presenza di un gruppo costituito da uno strozzatore e una valvola di non ritorno. Il primo ha il compito di generare una contropressione sulla linea di scarico durante la fase di rientro dello stelo, introducendo una resistenza al deflusso della portata, e di permettere un controllo del carico che, in questo caso, è di tipo trascicante e tenderebbe a sfuggire, perché non equilibrato dalla pressione nella camera inferiore. La seconda ha invece il compito di evitare un inutile innalzamento della pressione, con conseguente maggiore dispendio energetico, nella fase di fuoriuscita dello stelo, perché permette il bypass dello strozzatore.

In derivazione sullo stesso ramo è anche presente una valvola limitatrice di pressione (ha lo stesso simbolo di quella nel GA) utile a limitare la pressione, durante la corsa di rientro, al suo valore di taratura nel tratto di circuito compreso tra lo strozzatore e la bocca di ingresso del martinetto.

Si comprende quindi che nello schema di figura 2 sono presenti a sinistra il gruppo di alimentazione (GA), al centro quello di regolazione e controllo (GRC) e a destra il gruppo di utilizzazione (GU).

# 11. MACCHINE VOLUMETRICHE

Una macchina volumetrica rotativa (pompa o motore) è costituita dall'insieme di  $N$  camere il cui volume  $V_i$  varia in funzione della posizione angolare dell'albero  $\vartheta$  tra un valore massimo  $V_{max}$  e un valore minimo  $V_{min}$ . Le camere sono periodicamente poste in comunicazione con l'ambiente di aspirazione (o ammissione) e quello di mandata (o scarico).

Una macchina volumetrica ideale (pompa o motore oleodinamico) ha trafilemanti nulli, lavora in assenza di attrito, è costituita da elementi strutturali indeformabili alla pressione e alla temperatura ed è tale che la connessione con l'ambiente di aspirazione (ammissione) e di mandata (scarico) delle camere a volume variabile che la costituiscono è istantanea e ha luogo proprio quando la pressione del fluido contenuto nella generica camera a volume variabile assume valore uguale alla pressione presente nell'ambiente di mandata ovvero di aspirazione. Affermare che la macchina ha trafilemanti nulli implica l'assenza di giochi tra le parti che la costituiscono, mentre definirli a pareti indeformabili implica materiali costituenti infinitamente rigidi e che, pertanto, non risentono degli effetti legati alla pressione e alla temperatura.

## 11.1 Classificazione

Le macchine volumetriche sono classificate in base a come sono realizzate le camere a volume variabile. In figura 1 sono riportate le tipologie più diffuse.

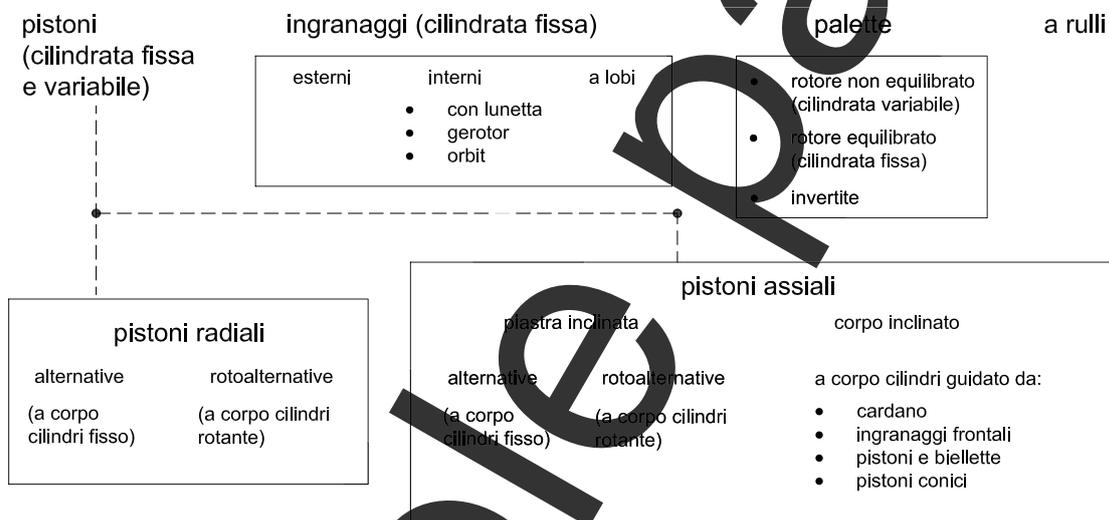


Fig. 1 classificazione delle macchine volumetriche

Nelle macchine a pistoni le camere a volume variabile sono generate dal moto alterno di  $N$  pistoni all'interno di un corpo cilindri. Nella tipologia assiale a corpo inclinato (bent axis), il corpo cilindri ruota attorno a un asse inclinato rispetto all'asse dell'albero. Esistono vari modi per connettere il corpo cilindri all'albero. In figura 2 è riportata una macchina in cui tale connessione è realizzata tramite un sistema pistone-bielletta. Infatti, i pistoni sono connessi tramite degli snodi sferici a delle biellette, le quali a sua volta sono connesse tramite un ulteriore snodo sferico a una flangia solidale all'albero.

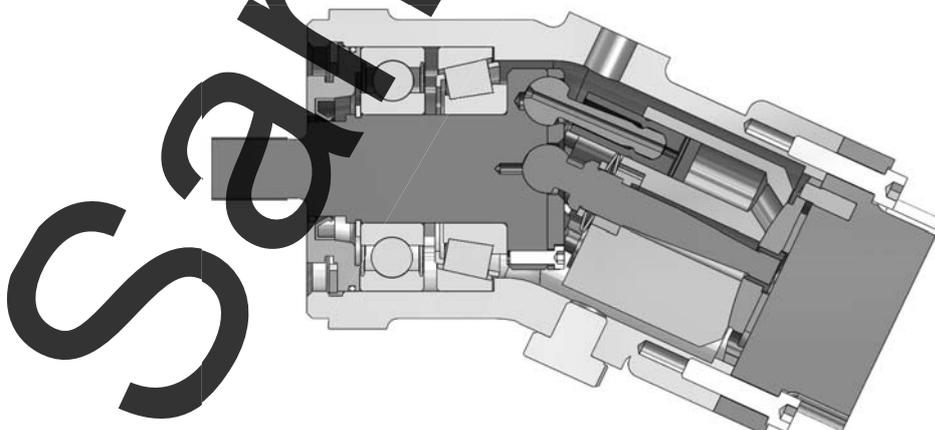


Fig. 2: pompa a pistoni assiali a corpo inclinato con trascinamento tramite pistone-bielletta

In figura 3 è visibile una pompa in cui la connessione tra albero e blocco cilindri (tamburo) avviene tramite una coppia di ingranaggi a dentatura frontale. In questo caso i pistoni non hanno una funzione di trascinamento come nel caso precedente. Nella figura 4 invece il trascinamento del tamburo è affidato a un doppio albero cardanico.

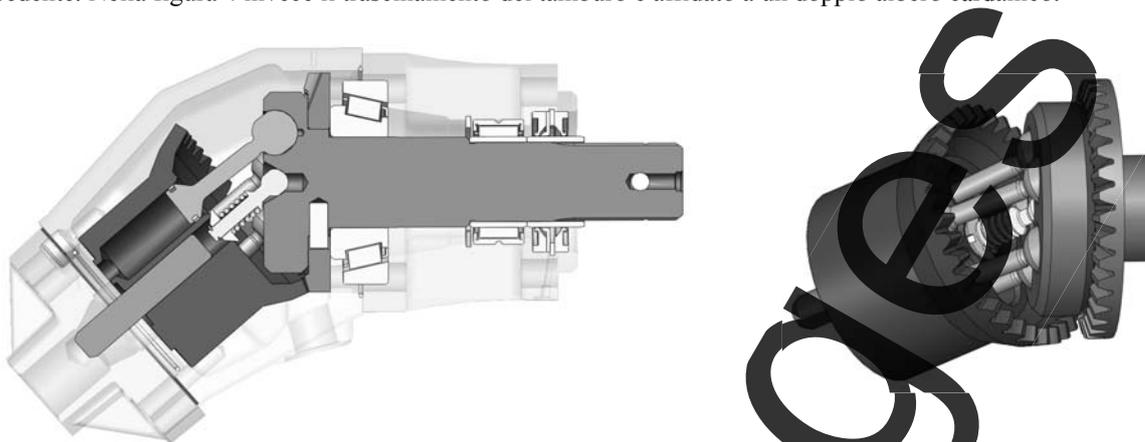


Fig. 3: pompa a pistoni assiali a corpo inclinato con trascinamento tramite ingranaggi

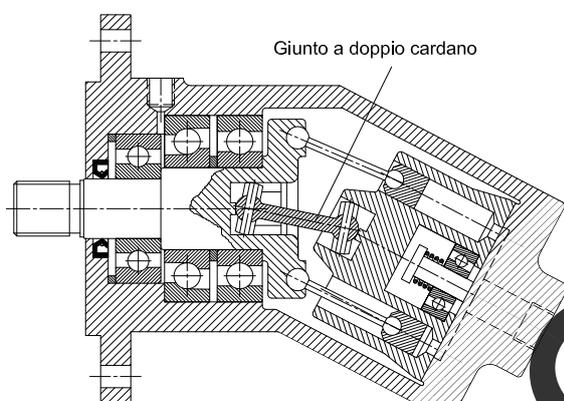


Fig. 4: pompa a pistoni assiali a corpo inclinato con trascinamento tramite albero cardanico

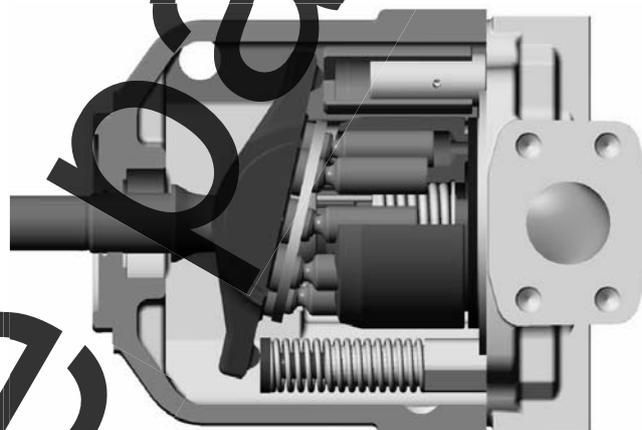


Fig. 5: pompa a pistoni assiali a piastra inclinata a corpo cilindri rotante (Casappa LVP 48)

Nelle macchine a piastra inclinata (swash plate) il corpo cilindri è coassiale rispetto all'albero e le teste dei pistoni, su cui sono montati dei pattini a sostegno idrostatico, appoggiano su una piastra montata inclinata rispetto all'albero. Nella tipologia a corpo cilindri rotante (figura 5) quest'ultimo è posto in rotazione dall'albero, mentre la piastra inclinata rimane fissa. Poiché i pattini sono costretti a giacere sulla piastra inclinata, la rotazione dell'albero genera un moto alternativo dei pistoni all'interno del tamburo. Nel caso particolare della pompa di figura 5 è possibile variare l'inclinazione della piastra, modificando in questo modo la corsa massima dei pistoni e quindi la cilindrata della macchina.

Nella versione a corpo cilindri fisso (figura 6) la piastra inclinata ruota insieme all'albero, mentre i cilindri sono alloggiati direttamente nel corpo pompa e hanno un moto puramente alternativo. La distribuzione del fluido avviene tramite valvole di non ritorno (distribuzione automatica).

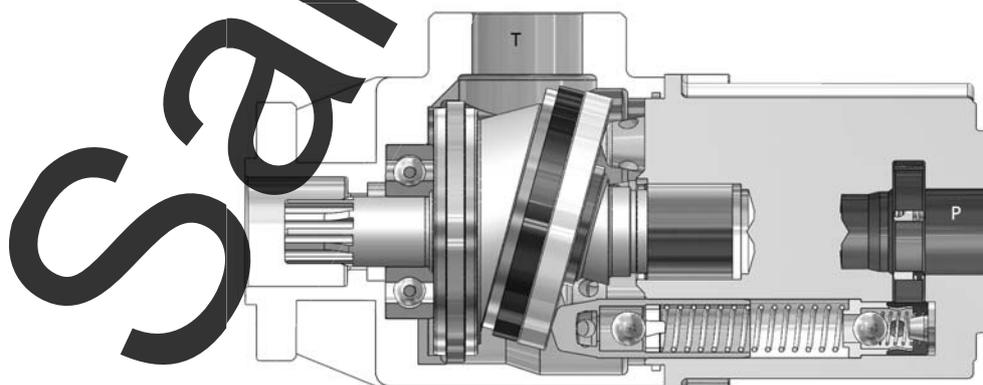


Fig. 6: pompa a pistoni assiali a piastra inclinata a corpo cilindri fisso

Nelle macchine a pistoni radiali gli assi dei pistoni sono disposti come una stella attorno all'asse dell'albero. Nella versione a corpo cilindri rotante (figura 7) i pistoni sono alloggiati all'interno di un rotore e i pattini sulla loro testa, grazie alla forza centrifuga e all'azione della pressione, vengono mantenuti in contatto contro la pista di scorrimento dello statore. Quest'ultimo è montato eccentrico rispetto all'asse dell'albero e in questo modo è possibile generare il moto alternativo dei pistoni all'interno del rotore. Nella pompa di figura 7 è possibile variare la cilindrata modificando l'eccentricità dello statore rispetto al rotore: con eccentricità nulla i pistoni non hanno più un moto alterno e quindi la cilindrata si azzerava.

Nella versione a corpo cilindri fisso (figura 8), i pistoni sono alloggiati direttamente nel corpo della macchina e ricevono il moto da un eccentrico solidale all'albero. La distribuzione del fluido avviene tramite valvole di non ritorno. Questa tipologia di macchina può essere ovviamente solo a cilindrata fissa.

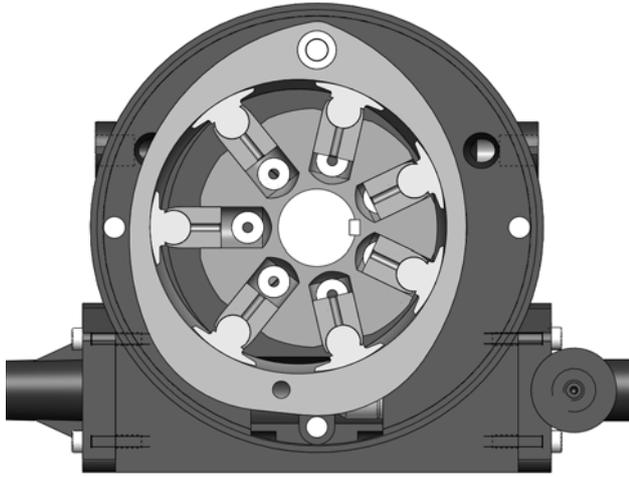


Fig. 7: pompa a pistoni radiali a corpo cilindri rotante

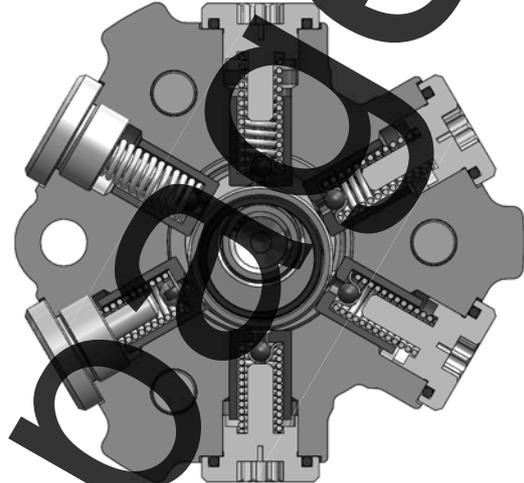


Fig. 8: pompa a pistoni radiali a corpo cilindri fisso

Nelle macchine a ingranaggi le camere a volume variabile sono generate dall'ingranamento di due ruote dentate. In figura 9 è mostrata una pompa a ingranaggi esterni. La ruota di sinistra (motrice) è connessa all'albero e ruota in senso orario, portando in rotazione la ruota di destra (condotta). In questo modo nella parte inferiore della zona d'ingranamento, dove i denti delle due ruote si allontanano tra di loro, si crea uno spazio che è occupato dal fluido proveniente dal condotto inferiore (bocca di aspirazione). Pertanto l'olio riempie i vani tra un dente e l'altro e viene trasportato lungo le due periferie nella zona di ingranamento superiore dove i denti delle due ruote si avvicinano, generando una regione a volume decrescente. Di conseguenza l'olio presente nei vani è forzato a fluire verso la bocca di mandata.

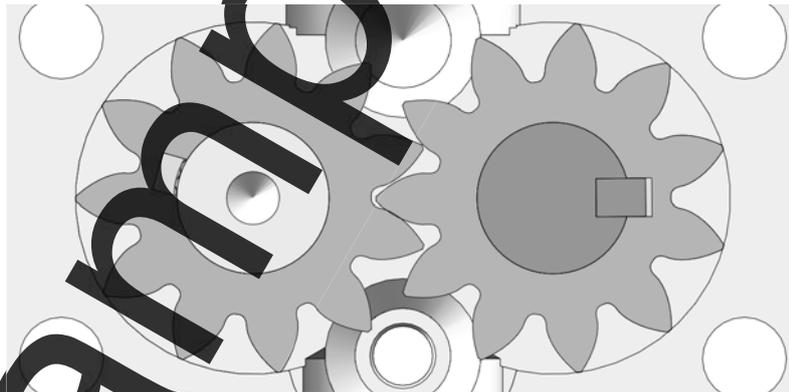


Fig. 9: pompa a ingranaggi esterni

Nelle macchine a ingranaggi interni la ruota motrice è a dentatura esterna, mentre la ruota condotta è a dentatura interna. Nelle macchine con lunetta (figura 10) è presente un elemento fisso, detto appunto lunetta (*crescent* in inglese), che ha la funzione di separare gli ambienti di alta e bassa pressione. Nel funzionamento da pompa, imponendo una rotazione in senso antiorario alla ruota interna, nella zona d'ingranamento di destra si genera un volume crescente tra i vani dei denti che viene occupato dal fluido proveniente dalla bocca di aspirazione. In corrispondenza della lunetta i vani delle due ruote sono trasportati nel lato di mandata, dove il riavvicinamento dei denti costringe il fluido a uscire dalla bocca di mandata.

Nelle macchine gettoror (figura 11) la differenza tra il numero di denti della ruota esterna e interna è pari a uno. In tal modo è possibile, sagomando opportunamente i profili dei denti, generare  $N$  punti di contatto tra le due ruote che

delimitano  $N$  camere pari al numero di denti della ruota esterna. Nel funzionamento da pompa, imponendo una rotazione al rotore interno in senso orario, le camere in basso aumentano di volume e pertanto sono connesse all'aspirazione, mentre quelle in alto sono connesse alla mandata essendo a volume decrescente.

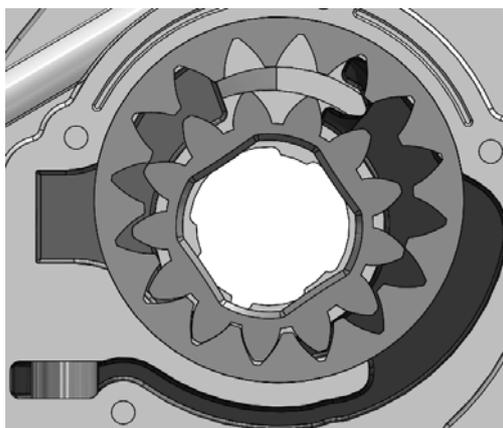


Fig. 10: pompa a ingranaggi interni con lunetta

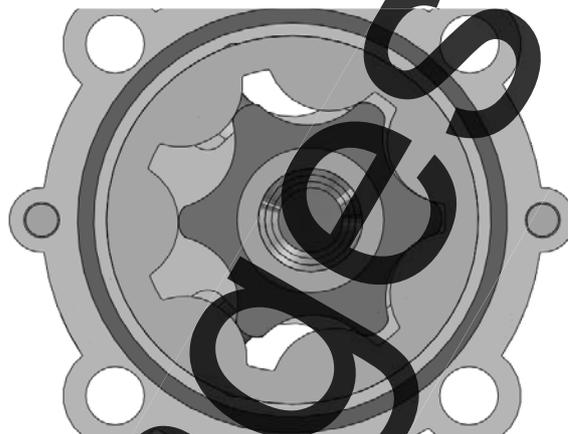


Fig. 11: macchina gerotor

Nel 1964 Lynn L. Charlson, fondatore della Char-Lynn Co. di Minneapolis (USA) ottenne il brevetto per una macchina costituita da una coppia di ruote identiche a quelle utilizzate per realizzare le gerotor, in cui tuttavia all'anello a dentatura interna è impedito di ruotare, mentre la ruota a dentatura esterna si muove al suo interno realizzando così un rotismo *ad asse mobile* (macchina orbitale). In particolare la ruota interna compie un moto composto da due rotazioni: una rotazione attorno al proprio asse, il quale a sua volta ruota in senso opposto attorno all'asse della ruota fissa. Questo componente è utilizzato quale motore o anche come unità volumetrica di retroazione nelle idroguidie. Il rotore interno è connesso all'albero del motore tramite un alberino cardanico (figura 12).

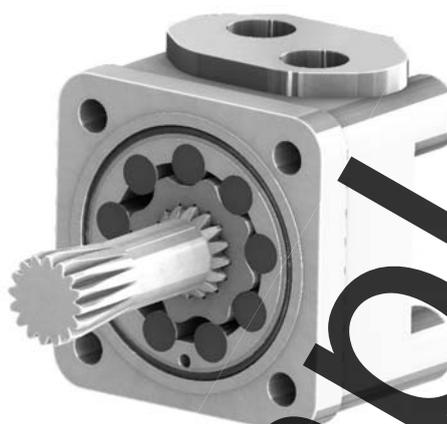


Fig. 12: motore orbitale

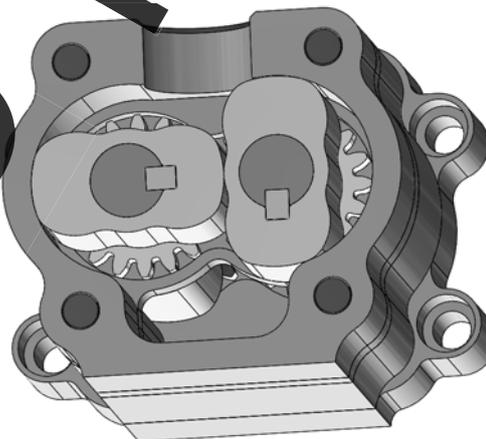


Fig. 13: pompa a lobi

Le pompe a lobi (figura 13) sono costituite da due rotori con profili coniugati di cui uno collegato all'albero motore. Il rotore condotto è portato in rotazione sincrona con il primo grazie a una coppia di ingranaggi a dentatura esterna. Infatti, in questo caso i due rotori non sono in grado di scambiarsi con continuità una forza che assicuri una rotazione sincrona. Nel componente di figura 13 il rotore di destra ruota in senso orario e ovviamente quello di sinistra in senso antiorario. In tal modo si genera nella parte superiore un volume crescente che permette di aspirare il fluido, mentre nella parte inferiore il volume è decrescente. Anche in questo caso, come nelle pompe a ingranaggi esterni, esiste un volume di trasporto costante. Nel caso di figura 13, per ridurre il grado di irregolarità di portata (vedere a pag. 111), sono presenti due stadi in parallelo con rotori sfasati di  $90^\circ$ .

Le pompe a palette sono costituite da un rotore nel quale possono scorrere radialmente  $N$  palette la cui testa, per effetto della pressione sulla radice, è mantenuta in contatto sulla pista interna di uno statore. In questo caso le camere a volume variabile sono delimitate internamente dal rotore, esternamente dallo statore e lateralmente da due palette.

Nella tipologia a rotore non equilibrato (figura 14) la pista di scorrimento ha una forma circolare ed è eccentrica rispetto al rotore, in tal modo la rotazione dell'albero genera delle camere a volume variabile. In questo tipo di macchine è possibile variare la cilindrata cambiando l'eccentricità tra statore e rotore. Nella versione a rotore equilibrato (figura 15), l'asse dello statore coincide con l'asse del rotore, ma la pista statorica ha una forma allungata che permette la formazione delle camere a volume variabile.

## 21.2 Valvola limitatrice di pressione pilotata

### 21.2.1 Principio di funzionamento

La considerazione di valvole dotate di stadio pilota e, pertanto, di limitatrici di pressione pilotate è conseguenza del fatto che, in limitatrici ad azionamento diretto, lo spostamento dell'otturatore (ad esempio a spillo) deve risultare tale da smaltire attraverso lo spigolo pilotante che si viene a generare portate che possono divenire considerevoli. Questo implica spostamenti assiali di una certa entità che comportano un incremento del coefficiente di non idealità della molla. Si potrebbe tentare di rimediare abbassando per quanto possibile la costante elastica della molla, il che a parità di altre condizioni richiederebbe un incremento del numero di spire della molla stessa. Ciò considerato, la molla necessaria per una valvola limitatrice di pressione a comando diretto, particolarmente se di taglia rilevante, ovvero se impegnata a dover smaltire portate considerevoli, risulterebbe di ingombro assai inaccettabile. Si preferisce allora ricorrere a una limitatrice pilotata, perché in questo modo è possibile minimizzare il coefficiente di non idealità  $\alpha_1$ . Questi concetti, anche se solo accennati, conservano validità generale. La valvola limitatrice pilotata (VLP) è in effetti costituita da due valvole (figura 13):

- uno stadio pilota che gestisce unicamente linee di pilotaggio,
- uno stadio principale che gestisce esclusivamente linee di potenza.

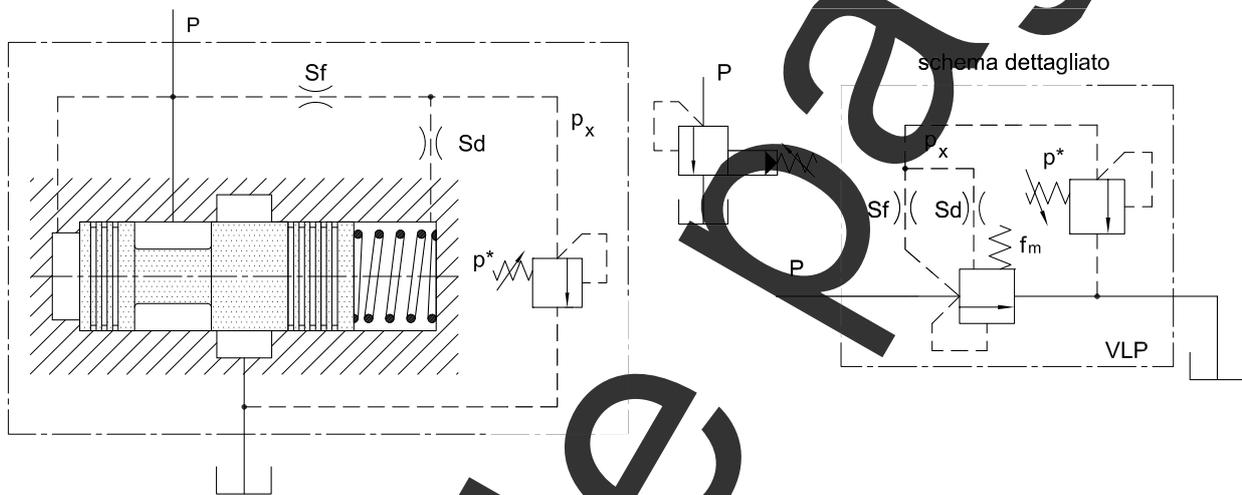


Fig. 13: valvola limitatrice di pressione pilotata con simbolo ISO semplificato e dettagliato

Lo stadio pilota possiede un elemento elastico con precarico variabile, mentre la molla dello stadio principale non è tarabile e, dato il suo modesto precarico, può essere chiamata *molletta*. Anche gli strozzatori presenti nel corpo della valvola giocano ruoli molto diversi:

- quello di sinistra è uno strozzatore funzionale (Sf) ed è essenziale per il funzionamento della valvola, perché ha il compito di disaccoppiare il livello di pressione intrattenuto dallo stadio pilota in regolazione da quello presente a monte dello stadio principale;
- quello di destra è invece uno strozzatore dinamico (Sd), con il compito di smorzare le oscillazioni dello stadio principale.

La pressione  $p$  indotta dal carico, che ipotizziamo crescente, si riporta staticamente, attraverso le linee di pilotaggio, su entrambe le superfici di influenza  $S$  dello stadio principale e sulla superficie di influenza  $s$  dello stadio pilota che rimangono inizialmente chiusi. Il primo, poiché le forze di pressione in apertura e in chiusura si equilibrano e il contributo della molletta, per quanto piccolo, fa pendere la bilancia a favore di queste ultime (figura 14), il secondo, perché la forza di pressione agente in apertura non riesce a equilibrare quella della molla tarabile.

Tuttavia l'aumento della pressione del carico porterà a una condizione di equilibrio sullo stadio pilota:

$$p_x \cdot s = F_m \quad (33)$$

che inizierà a regolare intrattenendo, a monte di sé, la sua pressione di taratura:

$$p_x = \frac{F_m}{s} = p^* \quad (34)$$

Questa si esercita anche sul lato molla dello stadio principale. Lo strozzatore funzionale, ora attraversato da una portata di pilotaggio, introduce una caduta di pressione tale da disaccoppiare la pressione  $p^*$  da quella del carico che continua a salire. La forza in chiusura pertanto rimane ora costante. In questo modo, anche sullo stadio principale, si può arrivare a una condizione di equilibrio in regolazione:

$$p = p_x + \frac{f_m}{S} = p^* + \frac{f_m}{S} \quad (35)$$

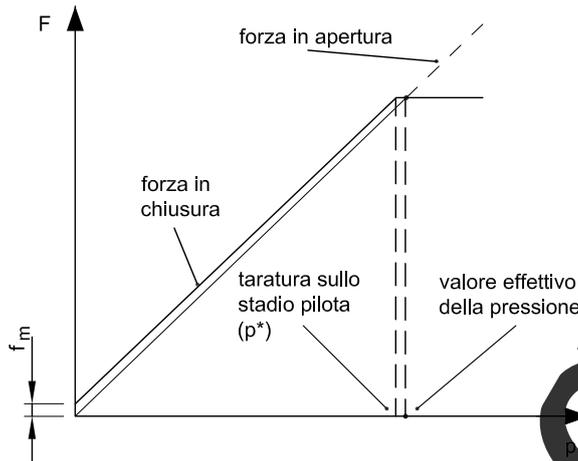


Fig. 14: forze agenti sullo stadio principale in funzione della pressione di monte

Si osserva che, a parte il piccolo contributo dovuto alla molletta, la pressione di linea viene limitata al valore  $p^*$  deciso dallo stadio pilota. È evidente che senza lo strozzatore funzionale non sarebbe possibile disaccoppiare la pressione di linea dal valore di pressione imposto dallo stadio pilota e di conseguenza lo stadio principale non potrebbe regolare. Si può allora affermare che lo stadio principale governa la linea di potenza, mentre lo stadio pilota determina le condizioni per avere la regolazione. Nello strozzatore dinamico si realizza generalmente un flusso laminare che introduce un effetto smorzante sul moto del cassetto dello stadio principale.

**21.2.2 Messa a vent e regolazioni su più livelli di pressione**

La limitatrice pilotata presenta altri vantaggi rispetto alla soluzione ad azionamento diretto, oltre che alla possibilità di smaltire portate maggiori. Utilizzando un distributore D2/2, che collega la linea di pilotaggio interna con il serbatoio (valvola di vent), è possibile porre a zero la pressione  $p_x$  (figura 15). In tal caso la regolazione dello stadio principale vale:

$$p = \frac{f_m}{S} \tag{36}$$

che dato il debole precarico della molletta assume valori molto bassi, poco più della pressione di serbatoio. In tal modo è possibile mettere a scarico la linea a monte, ad esempio durante la fase di avvio di una pompa (vedere esempio a pagina 21). Un ulteriore vantaggio è di poter utilizzare uno stadio pilota esterno per poter far lavorare la valvola a due o più pressioni di taratura selezionabili dall'utente.

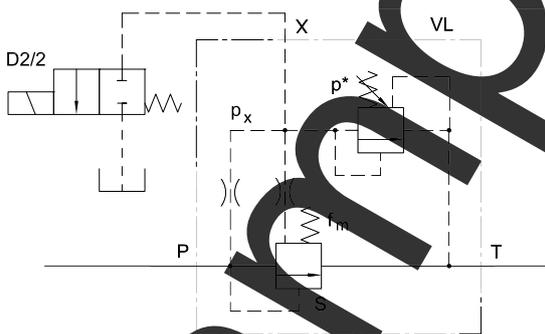


Fig. 15: valvola limitatrice con distributore di vent

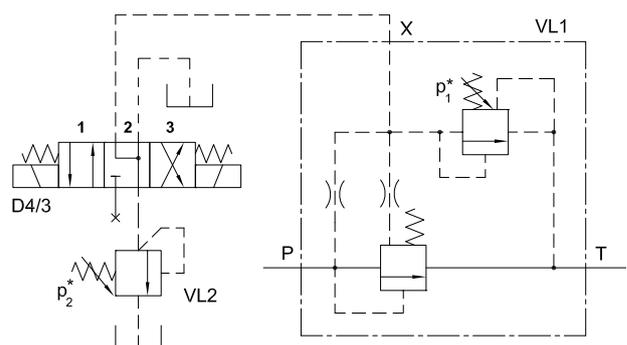


Fig. 16: valvola con due livelli di taratura e messa a vent

Infatti, realizzando la configurazione di figura 16 è possibile selezionare due livelli di pressione di regolazione  $p_1^*$  e  $p_2^* < p_1^*$  oltre che la messa a vent, a seconda della posizione del distributore D4/3. Nella posizione 1 il pilotaggio X è chiuso e quindi la pressione di regolazione è decisa dalla taratura  $p_1^*$  dello stadio pilota interno. Nella posizione 2 si ha la messa a vent come nel caso di figura 15. Infine, nella posizione 3 la valvola VL2 è connessa in parallelo allo stadio pilota interno che è tarato a un valore più alto e quindi non può regolare, dato che la pressione sulla linea X viene limitata a  $p_2^*$ . In sintesi, i tre valori di pressione regolata sono:

- 1)  $p = p_1^* + f_m / S$
- 2)  $p = f_m / S$
- 3)  $p = p_2^* + f_m / S$

## 30.4 Esempio di controllo load sensing per pompa a pistoni assiali

### 30.4.1 Descrizione del componente

Il controllo load sensing illustrato in figura 19 è montato sulle pompe Rexroth serie A10VSO e include in un unico corpo i limitatori di pressione differenziale (DPL) e assoluto (APL). Nella condizione di riposo i due cassettei identici connettono la bocca A, collegata all'attuatore di regolazione della cilindrata, a scarico tramite la bocca T, mentre la bocca P rimane chiusa. La pressione di mandata agisce, grazie a un foro radiale e assiale su ciascun cassetto, sulle superfici di influenza di sinistra e tende a spostare i cassettei verso destra, comprimendo le due coppie di molle tarabili. Nella camera delle molle del DPL agisce la pressione di LS, che giunge tramite un canale perpendicolare al piano di sezione, mentre nella camera delle molle dell'APL la pressione è quella della bocca T. Lo schema idraulico dell'intero controllo è riportato in figura 20, in cui uno strozzatore variabile simula un distributore proporzionale. Con controlli non in regolazione, la cilindrata della pompa è mantenuta al massimo grazie all'attuatore di contrasto di superficie  $a$  e alla molla non tarabile, mentre l'intervento di uno dei due controlli provoca l'innalzamento della pressione nell'attuatore di regolazione di superficie  $A$  con conseguente riduzione di cilindrata.

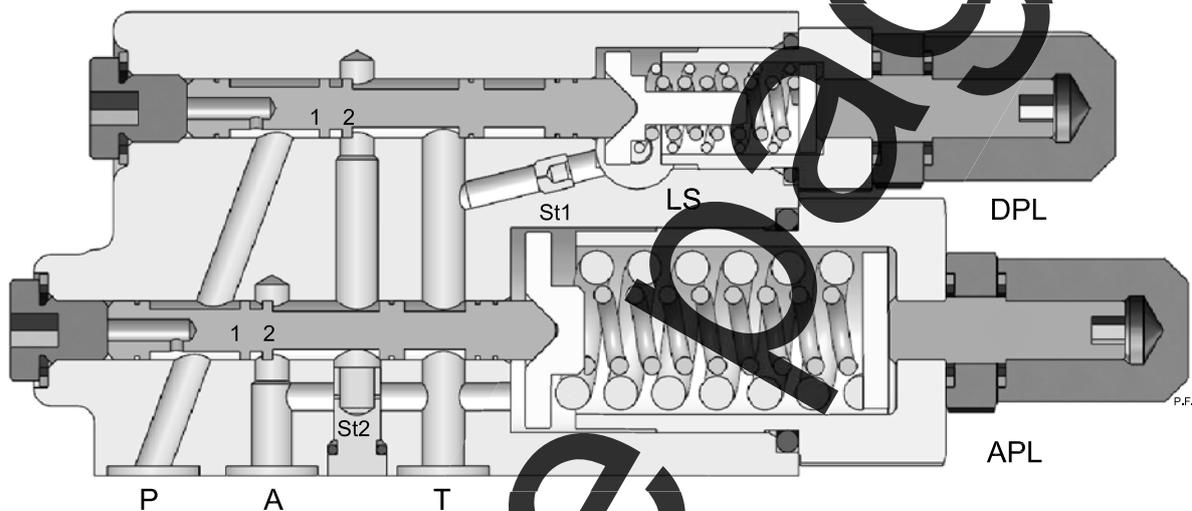


Fig. 19: sezione del limitatore assoluto e differenziale di una pompa Rexroth A10VSO

Per pressioni di mandata inferiori a  $p^*$ , il limitatore differenziale regola in modo da garantire  $p_p = p_u + s_p$ . Quando invece la pressione di mandata raggiunge  $p^*$ , regola il limitatore assoluto in modo che  $p_p = p^*$  (saturazione in pressione). In tal caso, poiché la caduta di pressione sul distributore sarà inferiore a  $s_p$ , il limitatore assoluto sarà connesso alla bocca T tramite il cassetto del limitatore differenziale, il quale a sua volta rimarrà a riposo. I risalti preposti al controllo delle sezioni di passaggio sono indicati con 1 per P-A e con 2 per A-T.

Lo strozzatore fisso St1 permette la messa a scarico del segnale di LS quando il distributore è chiuso: tale soluzione viene utilizzata se il distributore non prevede questa opzione nella posizione di riposo. Viceversa lo strozzatore St1 non è strettamente necessario.

La coppia di strozzatori St2 è realizzata su un tappo che può essere ruotato tramite un cacciavite. Nella posizione illustrata in figura 19 gli strozzatori sono aperti, mentre vengono chiusi ruotando il tappo di  $90^\circ$ . Tali strozzatori permettono di abbassare il guadagno in pressione del controllo per evitare problemi di instabilità.

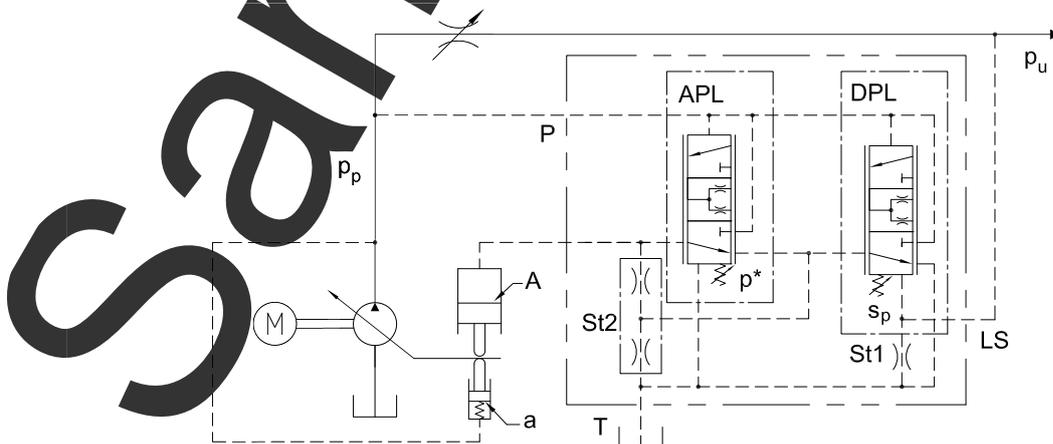


Fig. 20: schema ISO del controllo

### 30.4.2 Modello di simulazione

Il modello in ambiente Simcenter Amesim che riproduce il circuito di figura 20 è illustrato in figura 21. Nella parte in alto si riconoscono i due cassettei del limitatore differenziale e assoluto. La pompa è simulata con un modello ideale, in cui il fattore di modulazione della cilindrata è calcolato in base all'equilibrio di una massa rotante, la quale simula la piastra inclinata di una pompa a pistoncini assiali. A sua volta l'angolo di inclinazione della piastra viene deciso dalle forze scambiate dai due attuatori di regolazione e di contrasto. Il carico è simulato con un generatore ideale di pressione, mentre il distributore con uno strozzatore variabile.

I principali parametri della simulazione sono i seguenti.

- Velocità del motore primo = 1500 giri/min.
- Cilindrata della pompa =  $71 \text{ cm}^3/\text{giro}$ , con inclinazione massima della piastra di  $16^\circ$ .
- Attuatori: diametro di  $A = 27.7 \text{ mm}$ , diametro di  $a = 13 \text{ mm}$ , molletta con precarico  $290 \text{ N}$  e rigidità  $4 \text{ N/mm}$ .
- Valvole APL e DPL:
  - diametro cassetto =  $7 \text{ mm}$ ,
  - diametro foro intercettato dai risalti =  $4 \text{ mm}$ ,
  - corsa dei cassettei per cui la bocca A vede sia P che T =  $0.1 \text{ mm}$ ,
  - taratura DPL:  $s_p = 20 \text{ bar}$
  - taratura APL:  $p^* = 270 \text{ bar}$ .
- Diametri strozzatori  $St2 = 0.6 \text{ mm}$ .
- Strozzatore che simula il distributore: con segnale di comando 100% di apertura genera una caduta di pressione di  $1 \text{ bar}$  quando attraversato da  $30 \text{ L/min}$ .

La prima prova viene eseguita imponendo una rampa di pressione al carico da  $0$  a  $300 \text{ bar}$  in  $100 \text{ s}$  e mantenendo costante e pari a  $0.5$  il segnale di ingresso al distributore. In figura 22 sono riportate le pressioni alla mandata della pompa e la pressione di LS a valle del distributore (a monte della non ritorno); inoltre è anche diagrammata la loro differenza. In figura 23 è riportata la portata inviata all'utenza.

Si osserva che fintanto che la pressione di mandata si mantiene al di sotto di  $p^*$ , la differenza di pressione ai capi del distributore è costante a pari a circa  $20 \text{ bar}$  (valore di  $s_p$ ) e di conseguenza anche la portata rimane costante. Quando si raggiunge sulla mandata la pressione di  $270 \text{ bar}$  (valore di  $p^*$ ), la pressione viene mantenuta costante, pertanto l'ulteriore aumento della pressione del carico provoca la riduzione della portata (condizione di saturazione in pressione), fino alla chiusura della non ritorno.

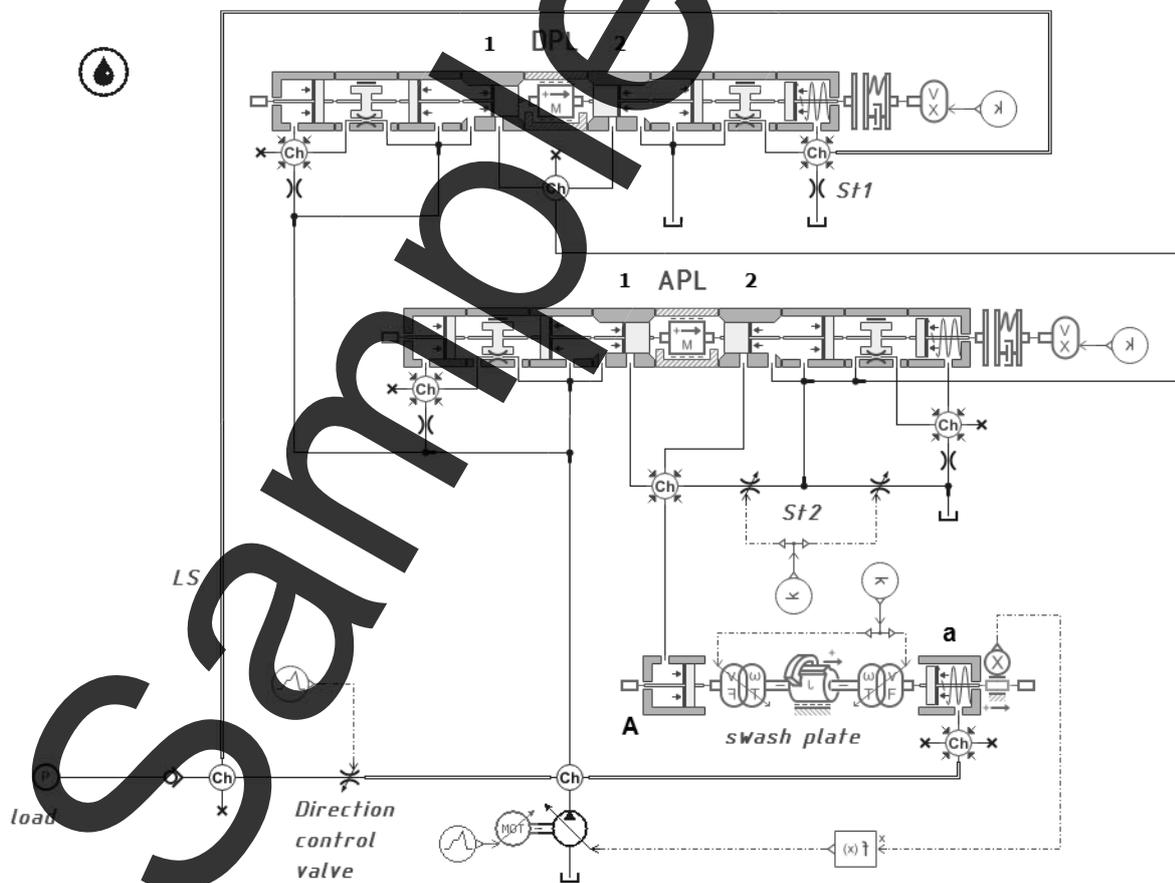


Fig. 21: modello Simcenter Amesim del limitatore assoluto e differenziale

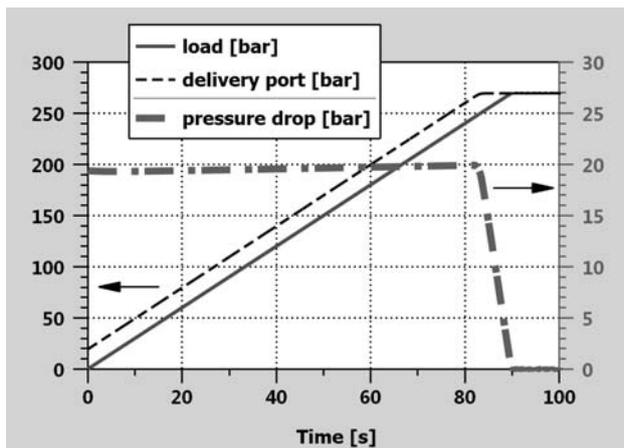


Fig. 22: pressione del carico (LS), di mandata e caduta di pressione sul distributore con sezione di passaggio fissa

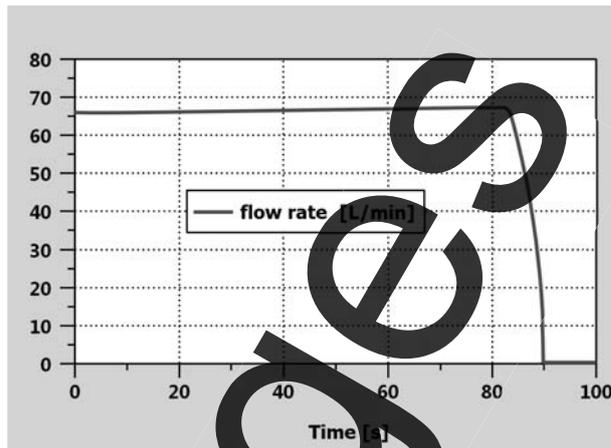


Fig. 23: portata all'utenza con distributore a sezione di passaggio fissa e carico variabile

La seconda simulazione invece prevede un carico costante di 100 bar e un segnale di ingresso al distributore variabile linearmente da 1 a 0.1 in 100 s. In figura 24 sono riportate nuovamente le pressioni, mentre in figura 25 la sezione di passaggio del distributore e la portata all'utente. Si osserva che all'inizio della simulazione l'apertura del distributore è tale da generare una caduta di pressione inferiore a 20 bar, pertanto il limitatore differenziale non regola e la pompa è mantenuta a cilindrata massima, erogando la massima portata (saturazione in portata). A circa 25 s il limitatore differenziale entra in regolazione, mantenendo la caduta di pressione sul distributore costante. Di conseguenza la portata inviata è proporzionale alla sezione del distributore e quindi al comando fornito dall'utente.

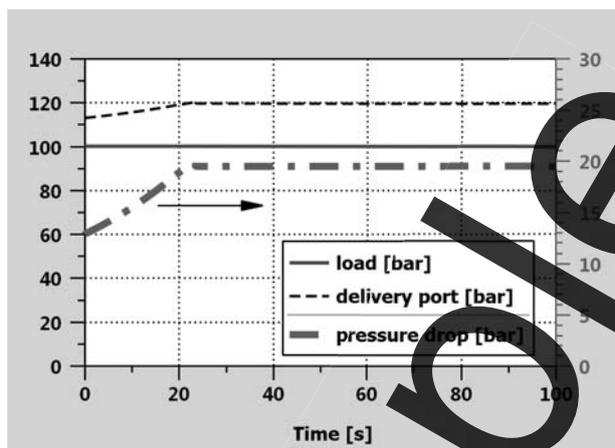


Fig. 24: pressione del carico (LS), di mandata e caduta di pressione sul distributore con sezione di passaggio variabile

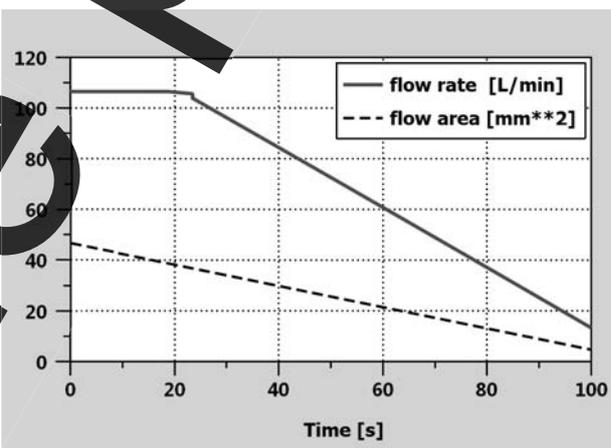


Fig. 25: sezione di passaggio variabile del distributore e portata all'utenza

### 30.5 Esempi di distributori load sensing commercializzati

Esaminati i concetti a livello teorico, si propone ora un'analisi di alcuni distributori load sensing, così da chiarire come vengano effettivamente messe in pratica le idee esposte. La trattazione è focalizzata sulla compensazione della pressione, pertanto anche la descrizione del componente sarà improntata a questo fine; per lo stesso motivo gli schemi degli impianti proposti saranno semplificati. In dettaglio si riporteranno due esempi di distributori pre-compensati, tre esempi di distributori post-compensati e, infine, un sistema ibrido, come riassunto in tabella 1.

Tab. 1: sintesi dei distributori proposti

<i>Pre-compensati</i>	<i>Post-compensati</i>	<i>Ibridi</i>
PVB60 di Danfoss	WV18 di Linde	Komatsu
PVB60 di Danfoss	PVB100 di Danfoss	
	DPX160 di Walvoil	

### 30.5.1 Distributori pre-compensati: modulo PVB60 del gruppo Danfoss PVG60

Appare utile iniziare con il modulo PVB60 facente parte del gruppo di regolazione PVG60 di Danfoss, poiché è uno dei primi distributori apparsi sul mercato.

La sua sezione longitudinale è riportata in figura 26: in alto si notano il compensatore locale che ospita al suo interno una valvola unidirezionale, al centro il cassetto principale (è l'elemento che determina l'area di passaggio) e, più in basso, delle valvole preposte alla limitazione dei segnali locali di pressione (antishock e anticavitazione). Sulla destra è indicata la posizione del modulo elettro-idraulico PVE, mentre sulla sinistra è visibile parte della leva per l'azionamento meccanico di emergenza.

Relativamente alle bocche, la mandata della pompa P è localizzata in alto, mentre in basso si identificano le bocche di connessione A e B con l'utenza comandata. Inoltre LS indica gli ambienti in cui vige la pressione di load sensing e T gli ambienti dove è presente la pressione di scarico.

Per ciò che concerne la logica di funzionamento, con il cassetto principale in posizione di riposo il distributore si presenta a centro chiuso e, come giusto che sia, il compensatore è normalmente aperto e il segnale di LS è posto a scarico. La commutazione del cassetto, ad esempio verso destra, ha il fine di mettere in connessione la mandata con la bocca A: tale spostamento mette in collegamento anche la linea di load sensing con la stessa bocca A, in lieve anticipo rispetto alla connessione con la mandata. In dettaglio, il segnale del carico è prelevato grazie al sistema di fori interni al cassetto e quindi, facendolo passare in valvole seletttrici al fine di isolarne il maggiore, inviato al gruppo di alimentazione. Contestualmente la bocca B è posta a scarico. La commutazione del cassetto in senso contrario crea ovviamente la connessione inversa, P con B e A con T.

Introdotta il componente nella sua globalità, ora l'interesse si concentra sul compensatore che si riporta in figura 27 con anche il suo schema simbolico nelle condizioni di riposo. La pressione di alimentazione (bocca P) non influenza l'equilibrio del cassetto, perché le facce esposte sono, in ogni caso, uguali fra loro. In condizioni di regolazione attraverso lo spigolo pilotante del cassetto sarà presente una caduta di pressione. Sul cassetto del compensatore locale agiscono le seguenti pressioni:

- a destra, in apertura, l'informazione di pressione proveniente dal carico  $p_{LS}$  (letta dalla bocca A ovvero B) e trasmessa attraverso uno dei due condotti gemelli presenti nel corpo del cassetto principale,
- a sinistra, in chiusura, la pressione  $p_m = p_{LS} + s_c$ , grazie all'equilibrio del cassetto.

Si osservi inoltre che la  $p_{LS}$ , tramite un canale tratteggiato che attraversa orizzontalmente il distributore e che, a sua volta, intercetta un canale verticale, arriva a confrontarsi sull'elemento mobile della seletttrice (*shuttle valve*) con l'informazione di pressione più elevata risultante da precedenti confronti (effettuati da altre valvole seletttrici) tra i carichi connessi a ulteriori moduli PVB. Dal confronto nella seletttrice sortirà la pressione maggiore che viene avviata sulla linea LSout all'esterno del modulo stesso.

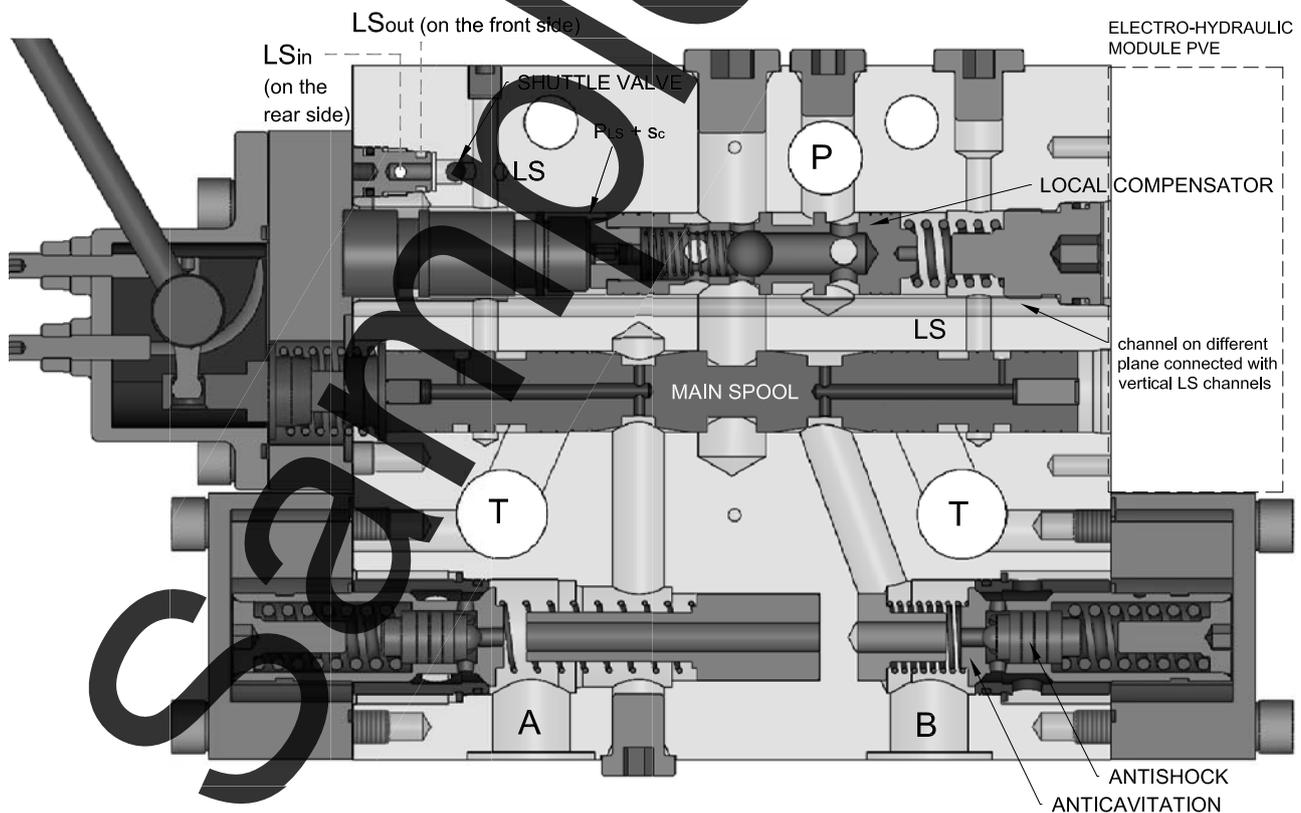


Fig. 26: sezione del modulo PVB60 di Danfoss

### 34. SISTEMI DI STERZATURA IDROSTATICI

#### 34.1 Il servosterzo

##### 34.1.1 Principio di funzionamento

Uno sterzo meccanico tradizionale (figura 1) è costituito da un volante collegato, tramite un albero a doppio giunto cardanico, a un pignone che si impegna su una cremagliera. Le estremità della cremagliera sono collegate, per mezzo di cerniere sferiche, ai braccetti di sterzo, a loro volta vincolati ai quadrilateri che portano il mozzo ruota mediante una cerniera piana (in tal modo i braccetti si comportano come aste sollecitate solo a trazione o compressione). Ruotando il volante si comanda direttamente l'orientamento delle ruote e sul volante si avverte la coppia resistente generata dall'attrito tra pneumatico e fondo stradale. Il servosterzo oleodinamico (*hydrostatic steering unit*) è simile a una scatola di sterzo meccanico a cremagliera (figura 2), che presenta però il notevole vantaggio di poter essere azionato grazie all'intervento di un attuttore idraulico.

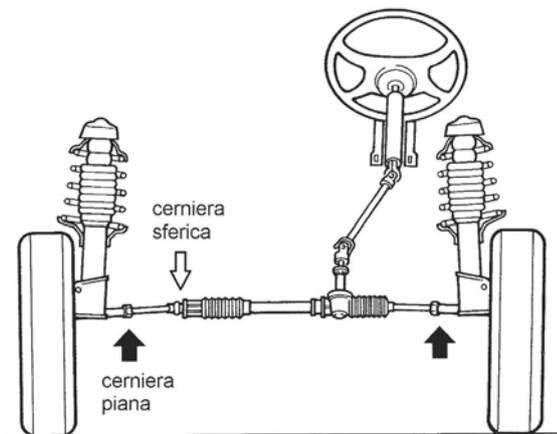


Fig. 1: sterzo meccanico a cremagliera

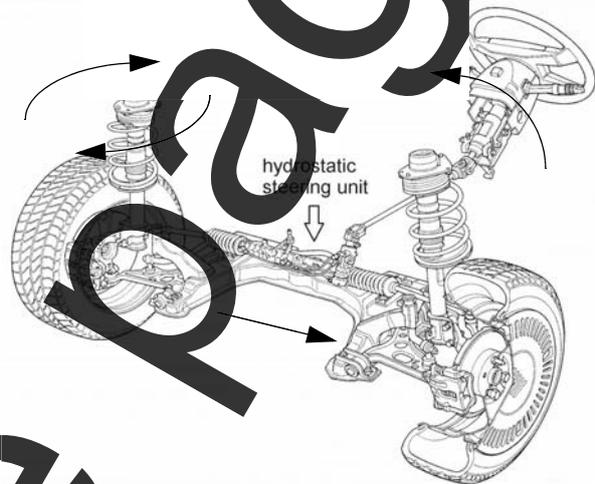


Fig. 2: servosterzo

In particolare si hanno le seguenti differenze:

- nella scatola di sterzo è inserito un attuttore a doppio effetto e stelo passante solidale a un'estremità con l'asta a cremagliera,
- nella sede del pignone è ubicato un distributore rotante a posizionamento continuo. La posizione di riposo del distributore è stabilita da una barra di torsione che, in assenza di sollecitazioni e quindi del comando, garantisce il posizionamento relativo tra cassetto e camicia.

Lo schema simbolico equivalente è riportato in figura 3a, in cui si riconoscono gli elementi essenziali di un servosistema oleodinamico, ovvero il gruppo di alimentazione (1), il distributore a posizionamento continuo (2) su cui è imposto il comando  $Y_0$ , un attuttore lineare (3) e la retroazione negativa di posizione (4) ottenuta collegando meccanicamente la camicia del distributore con lo stelo dell'attuttore.

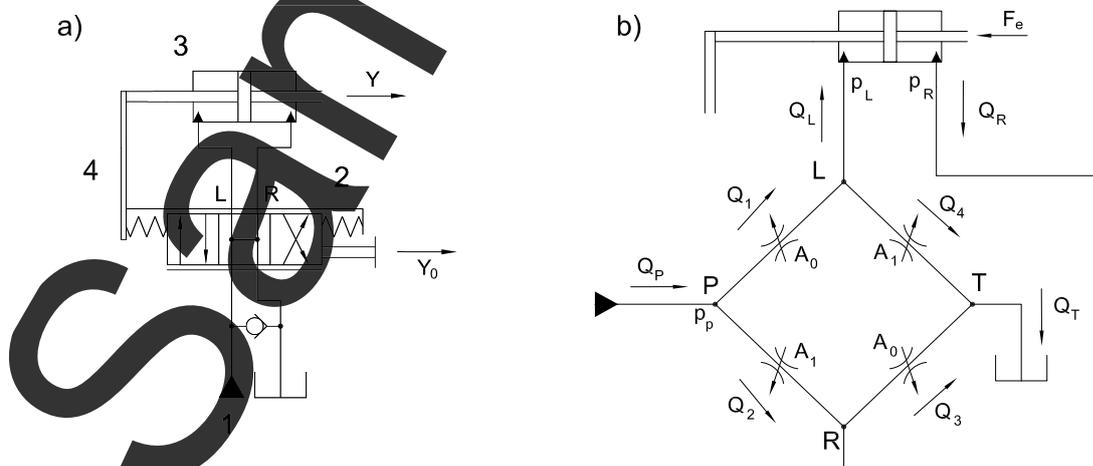


Fig. 3: schema simbolico equivalente di un servosterzo (a) e rappresentazione del distributore come un ponte di Graetz (b)

Ovviamente in questo caso il comando è la rotazione del volante, ma per facilità di rappresentazione si farà riferimento a una traslazione  $Y_0$ .

Il distributore ha un centro in by-pass e può essere rappresentato come quattro strozzatori variabili collegati secondo un ponte di Graetz (figura 3b), la cui sezione di passaggio dipende dalla posizione relativa tra cassetto e camicia.

Nella posizione di riposo, intrattenuta dalla barra di torsione, il ponte risulta bilanciato in quanto  $A_0 = A_1$ . In questa configurazione la portata di olio proveniente dal gruppo di alimentazione incontrerà la stessa resistenza nei due percorsi P-R-T e P-L-T. Inoltre la caduta di pressione P-T sarà equamente suddivisa sugli strozzatori  $A_0$  e  $A_1$  e di conseguenza si avrà:

$$p_R = p_L = \frac{p_P - p_T}{2} \quad (1)$$

che comporta una forza nulla sull'attuatore.

Immaginiamo ora di impartire una rotazione al volante, ovvero uno spostamento del cassetto verso destra. Questo provocherà un aumento della sezione di passaggio  $A_0$  tra P ed L (e di conseguenza anche tra R e T) e allo stesso tempo una riduzione della sezione  $A_1$  tra P ed R (e tra L e T). Tale sbilanciamento del ponte farà crescere la pressione sulla bocca L, mentre la pressione sulla bocca R tenderà alla pressione di serbatoio. Si genera quindi una differenza di pressione tra le due camere dell'attuatore che pertanto si sposterà verso destra. A causa però della retroazione, anche la camicia si sposterà verso destra inseguendo il cassetto. Il movimento dell'intero sistema continuerà fino a quando il guidatore non interromperà la rotazione mantenendo fermo il volante in una nuova posizione. A questo punto la camicia sarà in grado di "raggiungere" il cassetto riportando la valvola nella posizione di centro, alla quale corrisponde una differenza di pressione nulla tra le camere dell'attuatore. È così pertanto possibile far traslare l'attuatore di una quantità  $Y$  proporzionale al comando  $Y_0$ .

Il ragionamento è analogo se si applica un comando verso sinistra. Si deve osservare che:

- lo sforzo esercitato dal guidatore è solo quello di torcere la barra di torsione, perché il carico esterno viene vinto dalla forza idraulica,
- la velocità con cui si muove l'attuatore dipende dalla velocità con cui il guidatore ruota il volante e non dalla portata  $Q_p$  generata dal gruppo di alimentazione,
- in condizioni di funzionamento normale il distributore non lavora nelle posizioni estreme, quindi  $A_0$  e  $A_1$  non si chiudono mai completamente; di conseguenza non tutta la portata  $Q_p$  alimenta l'attuatore, ma una quota in eccesso va direttamente a serbatoio tramite il distributore.

È necessario distinguere tra il caso in cui la sterzata viene effettuata a vettura ferma, ad esempio nelle manovre di parcheggio, o con vettura in movimento. Nel primo caso la forza esterna data dall'attrito tra gli pneumatici e il suolo persiste fino a quando il guidatore sta ruotando il volante e si azzera quando il volante è fermo.

Invece mentre viene percorsa una curva, raggiunta una certa condizione di sterzata gli pneumatici del veicolo sono soggetti a una coppia raddrizzante. Questa, tramite i braccetti di sterzo e la cremagliera, si trasmette sino a fare ruotare il pignone. Nel caso in cui non si intrattenga la posizione del volante, il pignone trasmette la rotazione, oltre che alla camicia, anche al cassetto e quindi al volante tramite la barra di torsione. Questa non subirà, in effetti, una torsione dal momento che le forze che si oppongono alla rotazione sono solo quelle di attrito tra camicia e carcassa del distributore che è in condizioni di bypass. Volendo invece percorrere la curva sarà necessario tenere fermo il volante, il che comporta una torsione sulla barra che, consentendo il moto relativo della camicia rispetto al cassetto (ora fermo), mantiene il ponte di Graetz sbilanciato, originando in questo modo una differenza di pressione ai capi dell'attuatore di sterzo; la forza che si genera è tale da uguagliare quella che tenta di raddrizzare gli pneumatici.

Il sistema descritto permette anche la sterzata manuale nel caso in cui il gruppo di alimentazione non funzioni o si verifichi una perdita di olio dal circuito. La sterzata è garantita dal finecorsa tra il cassetto e la camicia che limita a un valore massimo lo spostamento (rotazione) relativo tra i due. Facendo riferimento alla figura 4, si immagini un'interruzione tra la pompa e il servosterzo.

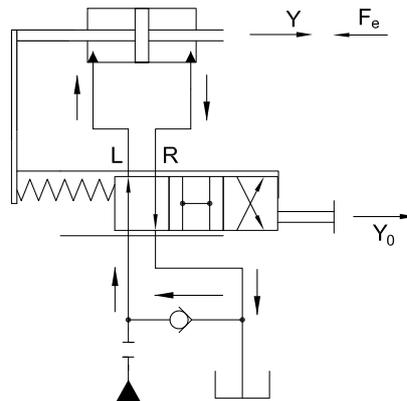


Fig. 4: condizione di sterzata manuale con gruppo di alimentazione non funzionante

A seguito del comando  $Y_0$  inizialmente non accade nulla, non essendoci portata attraverso il distributore, il quale arriva pertanto nella condizione di funzionamento estrema di sinistra. A questo punto però il cassetto va in battuta contro la camicia, che quindi viene anch'essa spostata. Dato che la camicia è connessa all'attuatore, il guidatore, come in uno sterzo meccanico, è in grado di sterzare, applicando ovviamente una forza maggiore e funzione del carico esterno  $F_e$ .

Tuttavia l'attuatore può essere spostato solo se si cortocircuitano le due camere e a questo scopo è presente una valvola di non ritorno che collega le bocche P e T.

### 34.1.2 Il sistema TRW

#### 34.1.2.1 I componenti principali

Il sistema di sterzata idrostatica realizzato dalla TRW è presentato nella figura 5. Il servosterzo è costituito da pochi elementi fondamentali:

- un distributore rotante (*rotary valve*) a posizionamento continuo con centro in bypass,
- un pignone (*pinion*) a denti elicoidali solidale alla barra di torsione (*torsion bar*) che permette il centraggio del cassetto del distributore rispetto alla camicia,
- un cilindro a doppio effetto il cui stelo termina, su un lato, con una cremagliera (*rack*),
- una carcassa in cui sono ricavate sia la camicia del cilindro che la sede del distributore rotante avente 4 bocche per il collegamento con la pompa, il serbatoio e le camere del cilindro,
- tubi di collegamento a bassa pressione,
- un serbatoio,
- una pompa a cilindrata fissa.

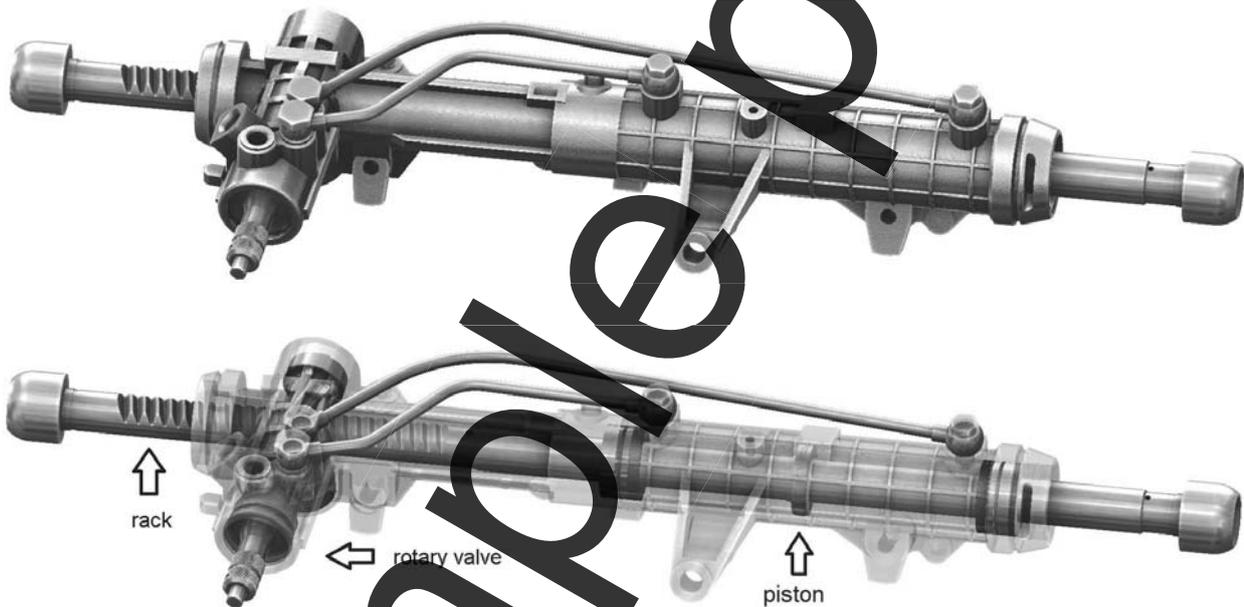


Fig. 5: sistema di sterzata idrostatico della TRW con anche vista in trasparenza della carcassa

In figura 6 è mostrato l' assieme del distributore rotante con la camicia (*sleeve*) in sezione montata sul cassetto (*spool*), mentre in figura 7 è riportata una sezione dell'attuatore lineare a stelo passante le cui estremità sono collegate ai braccetti dello sterzo (*steering rod*) tramite snodi sferici. Il distributore rotante è supportato da un cuscinetto a sfere disposto anteriormente al pignone e da una boccia d'acciaio a monte della stessa.

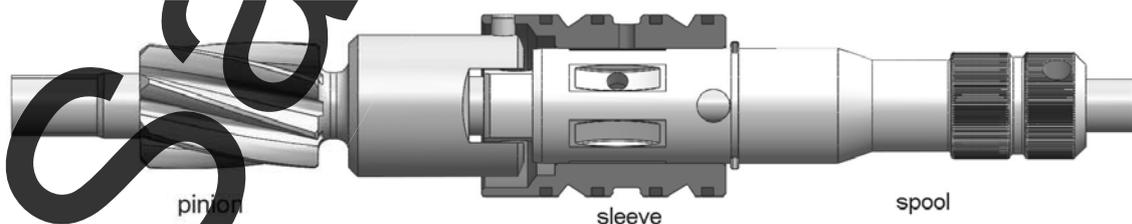


Fig. 6: distributore rotante con la camicia in sezione

## 40. SISTEMI DI FRENATURA ELETTROIDRAULICI

### 40.1 Generalità

L'impianto di frenatura in un autoveicolo deve assolvere tre compiti diversi:

- consentire l'arresto del veicolo in casi di emergenza, funzione che comporta il più elevato possibile momento frenante,
- permettere il controllo della velocità con momenti frenanti e decelerazioni non eccessive e un uso del freno anche prolungato (per questo l'azionamento deve essere realizzato in modo da non affaticare troppo il guidatore),
- assicurare l'arresto di stazionamento del veicolo, soprattutto nei parcheggi in pendenza.

Generalmente queste tre funzioni sono realizzate da un impianto in cui si possono distinguere un *sistema di servizio*, usato durante la marcia del veicolo, un *sistema secondario*, anche questo usato durante la marcia e nato per garantirsi da guasti improvvisi, e un *sistema di freno stazionario* (freno a mano) usato in fase di parcheggio.

Un esempio di impianto frenante è riportato in figura 1. Per evitare al guidatore uno sforzo eccessivo sul pedale del freno (1) il sistema è dotato di un *servofreno* (2), il più delle volte pneumatico, che comanda direttamente una *pompa doppia* (3) che, prelevando fluido da un *serbatoio* sovrastante dotato di setto separatore (4) alimenta due condotti collegati ai *cilindri di frenatura anteriori* (5) e *posteriori* (6), quelli cioè che azionano le ganasce del freno, il quale può essere a disco o a tamburo. In alcune vetture è inoltre presente un *correttore di frenata* (7).

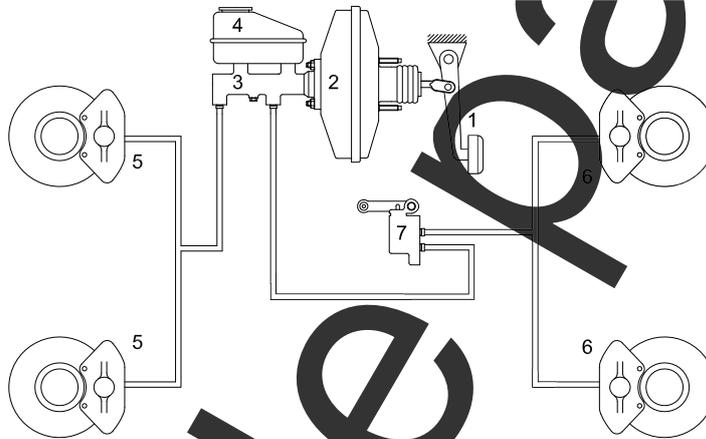


Fig. 1: schema di un generico impianto frenante

Va detto però che la soluzione descritta non è l'unica usata. In alcune vetture particolarmente economiche, ad esempio, non è previsto il servofreno e la forza necessaria è ottenuta mediante una serie di leveraggi, mentre in altri casi l'impianto è costituito nell'ordine da pedale, pompa e servofreno che, in questo caso, non amplifica la forza applicata dal guidatore, ma piuttosto il livello di pressione del fluido di lavoro.

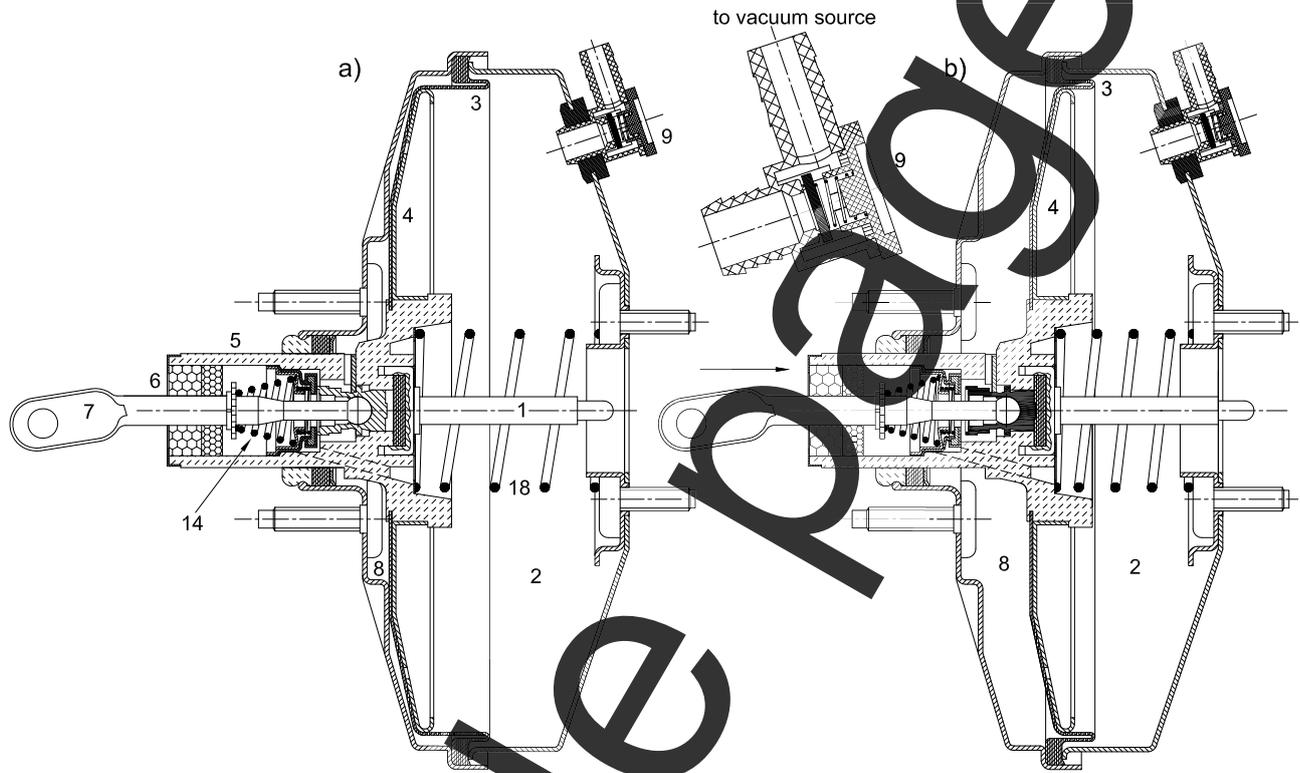
### 40.2 Componenti

#### 40.2.1 Servofreno

Il servofreno è il primo organo che viene azionato dal pedale del freno: il suo compito è di incrementare la forza applicata dal guidatore. Per comprenderne il funzionamento è necessario ricorrere ad alcune sezioni. In figura 2a tale organo è riportato in posizione di riposo, cioè quella mantenuta durante la marcia normale (non frenata) del veicolo, ed è possibile identificarne i componenti principali.

In condizione di riposo il pistone 4 è mantenuto a contatto della parte sinistra della carcassa grazie alla molla 18, mentre la molla 14 spinge l'asta 7, collegata al pedale del freno, nella stessa direzione. La camera 2 è in depressione perché collegata al collettore di aspirazione del motore. Durante la marcia del veicolo la pressione nei collettori varia in un intervallo di valori anche abbastanza ampio al variare dell'apertura della valvola a farfalla e, in modo meno sensibile, del numero di giri del motore, mentre durante una frenata, e quindi con il pedale dell'acceleratore sollevato e la valvola a farfalla nella condizione di massima chiusura, la pressione oscilla debolmente attorno a 0.3 bar assoluti. Nei motori Diesel, non parzializzati, i collettori di aspirazione non hanno un livello di pressione sufficientemente basso. Esiste pertanto un organo aggiuntivo, il depressore, con una struttura del tutto simile a quella di una pompa a palette ma aspirante aria, che viene collegato a uno dei due alberi a camme. Con il depressore si riescono a raggiungere livelli di pressione inferiori a 0.1 bar assoluti ed è utilizzato ormai anche sui motori a benzina. Nella camera 2 del servofreno una valvola di non ritorno 9, collocata in corrispondenza della bocca di collegamento ai collettori di aspirazione (o al depressore), mantiene un livello di pressione pari al minimo raggiunto a partire dall'istante di rilascio del pedale del freno relativo alla frenata precedente. La camera di lavoro 8 è separata dalla 2

(camera in depressione) mediante il pistone 4, sul quale si appoggiano il diaframma di gomma 3 e il distributore 5. In condizioni di riposo, figura 2a, il distributore 5 è aperto: le due camere (2 e 8) sono quindi collegate e alla stessa pressione. Nel momento in cui si preme il pedale del freno, l'asta 7 si sposta verso destra e chiude la comunicazione della camera 8 con la 2 aprendo quella con l'atmosfera (col numero 6 è indicato il filtro dell'aria su questo collegamento). In questa condizione, sul pistone 4 agisce una differenza di pressione con risultante nel verso dello spostamento dell'asta, cioè una risultante che incrementa la forza applicata dal guidatore al pedale di una quantità proporzionale alla differenza di pressione tra la camera 8 e la camera 2. Il pistone 4 è collegato a una seconda asta 1, che trasmette la forza generata dal pedale e amplificata dal servofreno alla pompa doppia. La configurazione di lavoro appena descritta è rappresentata nella figura 2b.

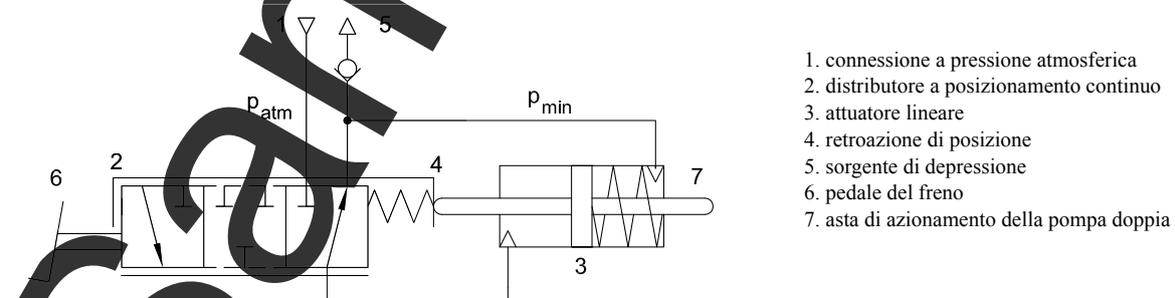


(1) asta di azionamento della pompa doppia, (2) camera in depressione, (3) diaframma, (4) pistone di attuazione, (5) distributore, (6) filtro dell'aria, (7) asta azionata dal pedale, (8) camera di lavoro, (9) valvola di non ritorno, (14) molla dell'asta 7, (18) molla del pistone

**Fig. 2: servofreno in condizioni di riposo a) e di lavoro b)**

È importante notare che la trasmissione del moto alla pompa può avvenire senza l'aiuto del servomeccanismo, in modo da garantire la possibilità di frenare anche in caso di avaria di uno qualunque degli elementi sopra descritti, ovviamente con un maggiore sforzo sul pedale.

La parte più complessa dell'organo in questione è sicuramente il distributore (5), di cui le figure seguenti riportano un ingrandimento. Lo schema simbolico equivalente del servofreno è il primo a essere riportato in figura 3.



**Fig. 3: schema simbolico equivalente del servofreno**

In condizioni di riposo le camere 2 e 8, collegate mediante il condotto 19 (figura 4), si trovano entrambe alla medesima pressione, inferiore a quella atmosferica. Il collegamento è garantito dalla molla 14, che spinge l'asta 7 e l'otturatore 13, il quale va in battuta contro la guarnizione 11 allontanandola dalla sua sede 12 e portando a compressione la molla 15. Il ritorno dell'asta 7 è limitato dal lamierino 16. In condizione di riposo l'intero organo si dispone quindi nella configurazione sopra descritta.

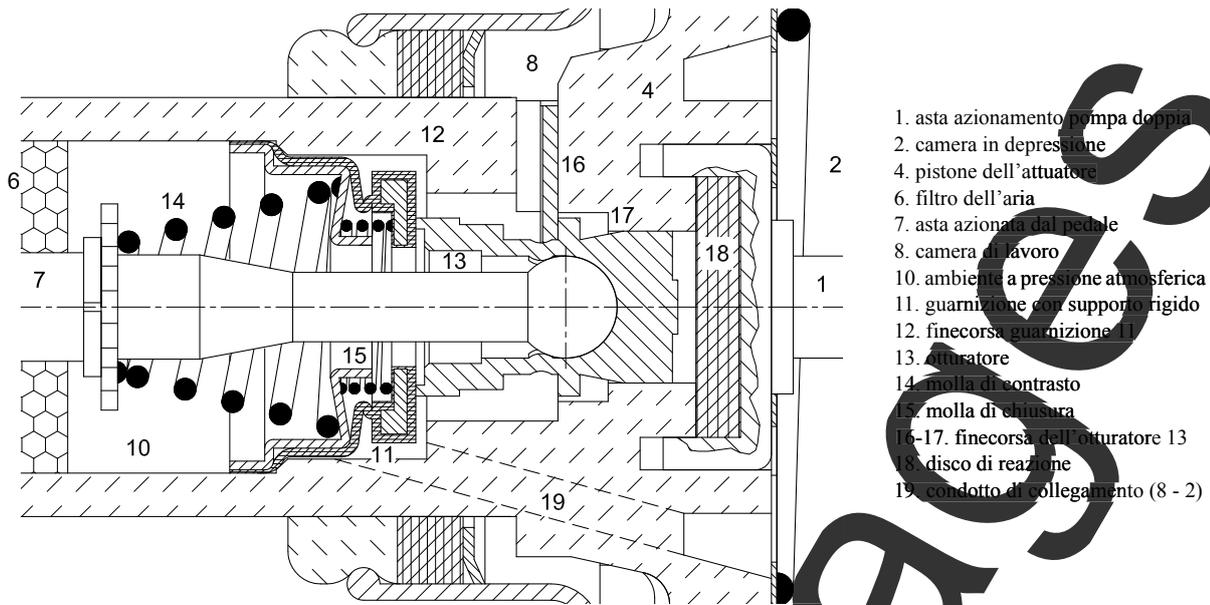


Fig. 4: ingrandimento del distributore in posizione di riposo

Azionando il pedale del freno, e quindi muovendo l'asta 7 (figura 5), si muove anche l'otturatore 13. Quando la guarnizione 11 arriva in battuta contro la sua sede 12, che peraltro è solidale al pistone di lavoro 4, il condotto 19 risulta chiuso e non è quindi più in grado di trasmettere un segnale di pressione (inferiore alla pressione atmosferica) alla camera di lavoro 8, la quale è ancora separata dall'ambiente a pressione atmosferica 10. Durante questa prima fase, la forza esercitata dal guidatore sul pedale è solo quella necessaria a comprimere la molla 14, mentre la forza trasmessa alla pompa doppia è ancora nulla.

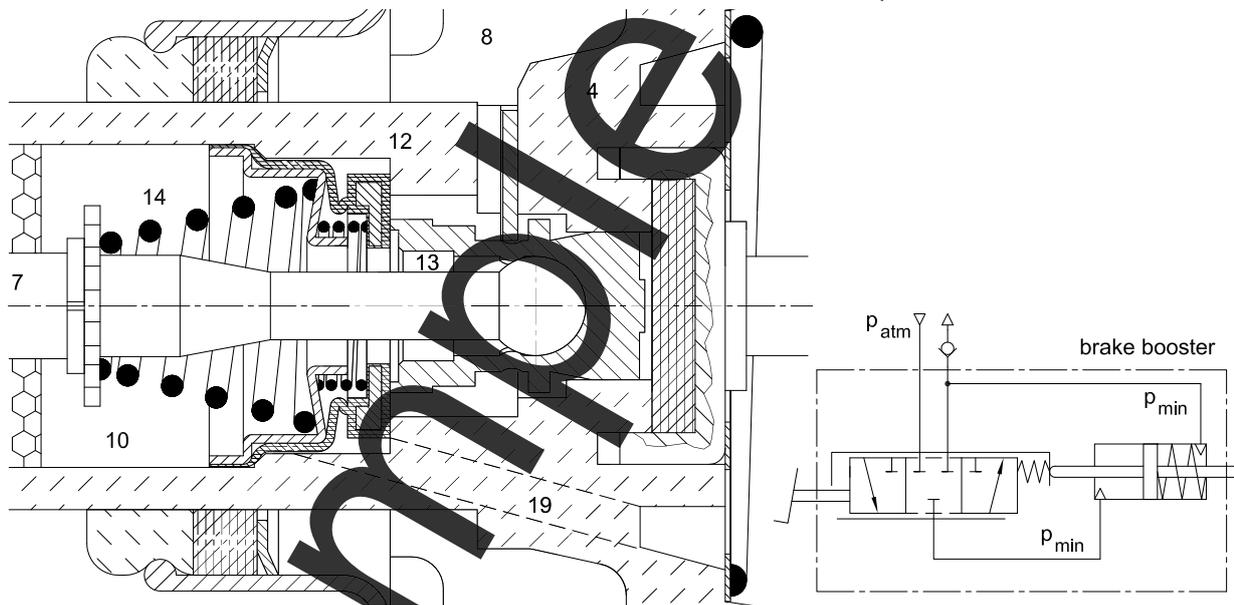


Fig. 5: ingrandimento del distributore in posizione di centro chiuso

La connessione tra questi ambienti si avrà solo con un ulteriore avanzamento dell'asta 7 (figura 6): in questo modo, infatti, l'otturatore 13 si stacca dalla guarnizione 11 creando il passaggio desiderato. A questo punto nella camera 8 la pressione si alza e il pistone 4 inizia a muoversi trasferendo il suo moto allo stelo 1 e quindi alla pompa doppia tramite la corona circolare esterna del disco di reazione di gomma 18. In questa fase anche il guidatore può esercitare direttamente una forza sullo stelo della pompa doppia tramite la parte centrale del disco di reazione.

La deformabilità del disco di reazione permette al pistone, e quindi alla camicia, di spostarsi maggiormente rispetto all'otturatore, grazie allo schiacciamento del disco stesso sul bordo esterno e alla sua conseguente estrusione verso l'otturatore. In questo modo, quando il pedale del freno ha raggiunto una certa posizione imposta dal guidatore, la valvola ritorna nella posizione di centro, mantenendo nella camera di sinistra 8 un valore di pressione  $p_x$  tale per cui  $p_{min} < p_x < p_{atm}$  (figura 7). Chiamata  $A$  la superficie di influenza, la forza generata dell'attuatore vale:

$$F_{servo} = (p_x - p_{min})A \quad (1)$$