

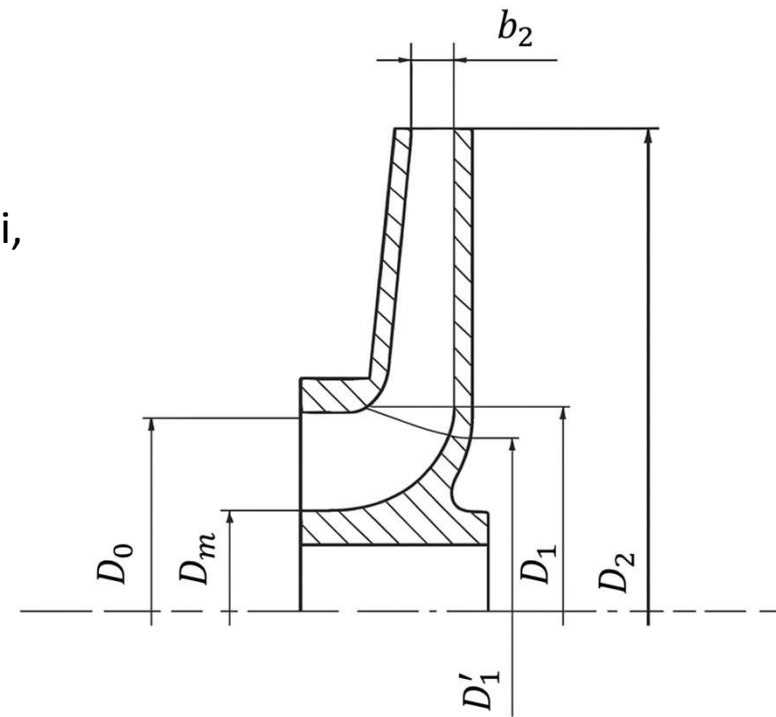
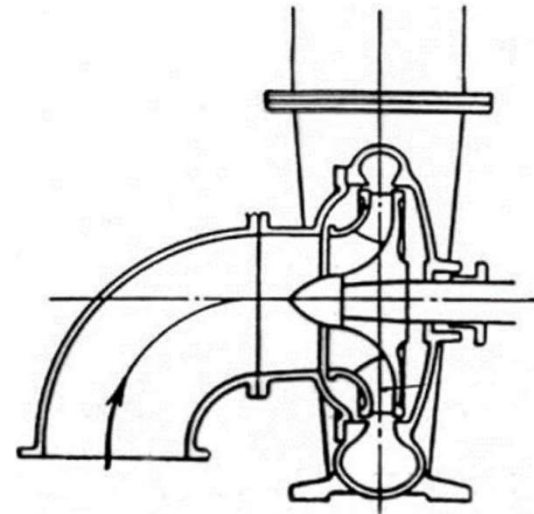
4. Pompe centrifughe

Pompe centrifughe

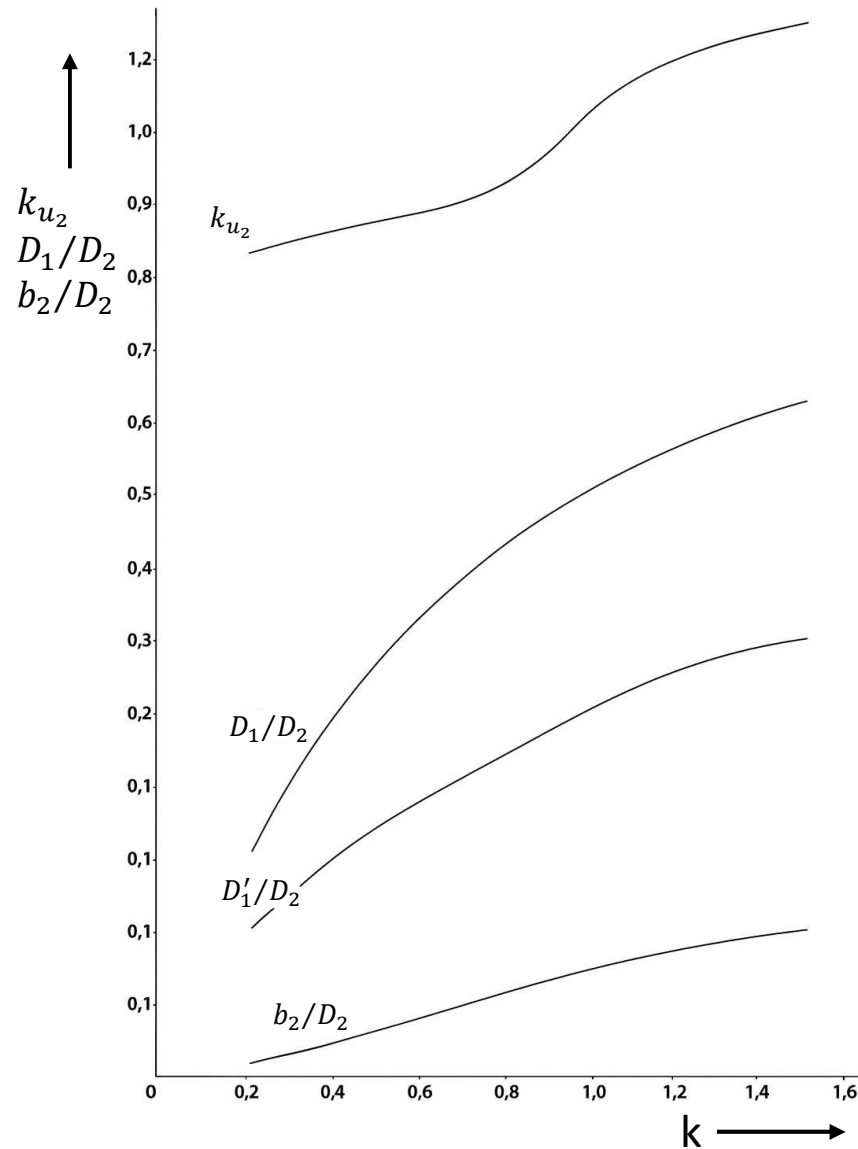
Le pompe centrifughe hanno un numero di macchina k compreso tra 0.2 e 2. Possono realizzare **prevalenze** elevate, comprese tra i 15 e i 200 metri per una pompa monostadio. Se vengono adottate pompe con più giranti in serie, la prevalenza può arrivare a fino a 1000 metri circa.

La **portata** dipende dalle dimensioni della macchina, ma rispetto alle pompe assiali è proporzionalmente inferiore.

Le pompe centrifughe sono macchine tra le più diffuse: si possono trovare negli impianti idraulici, in quelli di riscaldamento, nei grandi impianti idroelettrici, nei circuiti di raffreddamento dei motori ecc.



Pompe centrifughe: particolarità costruttive



Pompe centrifughe: particolarità costruttive

Gli elementi costitutivi della macchina sono:

- la **girante**, solitamente realizzata in un unico blocco di fusione. Il bordo d'ingresso della palettatura è arretrato rispetto alla sezione di ingresso della girante, per cui la sua proiezione sul piano meridiano non è radiale, come sarà tipicamente nei compressori centrifughi, ma incurvata con giunzioni grosso modo ortogonali ai profili del mozzo e della corona. La proiezione sul piano meridiano del bordo di uscita della palettatura è invece tipicamente assiale. Le **dimensioni caratteristiche** della girante, che ne definiscono la geometria complessiva, sono il **diametro massimo**, D_2 , i **diametri lato corona e lato mozzo al bordo d'ingresso**, D_1 e D_1' , il **diametro** b_1 della **circonferenza** inscritta nella sezione meridiana della pompa in corrispondenza del bordo d'ingresso e l'**altezza** b_2 della **palettatura** in corrispondenza del suo bordo d'uscita;
- il **diffusore**: poiché la pompa centrifuga è una macchina a reazione, ovvero trasferisce energia al fluido sia sotto forma di incremento di pressione che sotto forma di incremento di energia cinetica, generalmente dopo la girante troveremo un diffusore, che potrà essere palettato o non palettato, per ridurre la velocità della corrente a favore dell'incremento di pressione;
- la **voluta a spirale**, un elemento che ha il compito di raccogliere il flusso in uscita dal diffusore per inviarlo alla tubazione di mandata.

Per il calcolo dei triangoli di velocità, si applicano i criteri generali introdotti per l'ottenimento della curva caratteristica delle macchine operatrici.

Pompe centrifughe: particolarità costruttive

Il triangolo in ingresso è tipicamente rettangolo, con $\vec{c}_1$ ortogonale a $\vec{u}_1$, in assenza di palettature statoriche inclinate a monte della girante. Il triangolo in uscita potrà avere l'angolo β_2 acuto, retto od ottuso a seconda del tipo di pala, rovescia, radiale o in avanti; la soluzione più comune è quella ad angolo acuto con pale rovesce. Le relazioni fondamentali per il calcolo dei triangoli di velocità sono:

$$c_{m1} = \frac{Q}{\pi \bar{D}_1 b_1} \cong c_{m2} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2}$$

$$gH_{id} = \frac{gH_t}{\eta_{id}} = u_2 c_{u2}$$

$$u_1 = \omega \frac{\bar{D}_1}{2}; u_2 = \omega \frac{D_2}{2}$$

Il diffusore deve trasformare una quota parte dell'**energia cinetica** associata a $\vec{c}_2$ in **energia di pressione**, riducendo sia la componente meridiana che quella tangenziale del vettore. La geometria del diffusore non palettato è descrivibile sul piano meridiano, ed è definita dalla altezza di due sezioni – una all'ingresso, b_2 , corrispondente alla sezione di uscita dalla girante, e una all'uscita, b_3 – e dai due diametri corrispondenti a tali sezioni, D_2 e D_3 .

Pompe centrifughe: particolarità costruttive

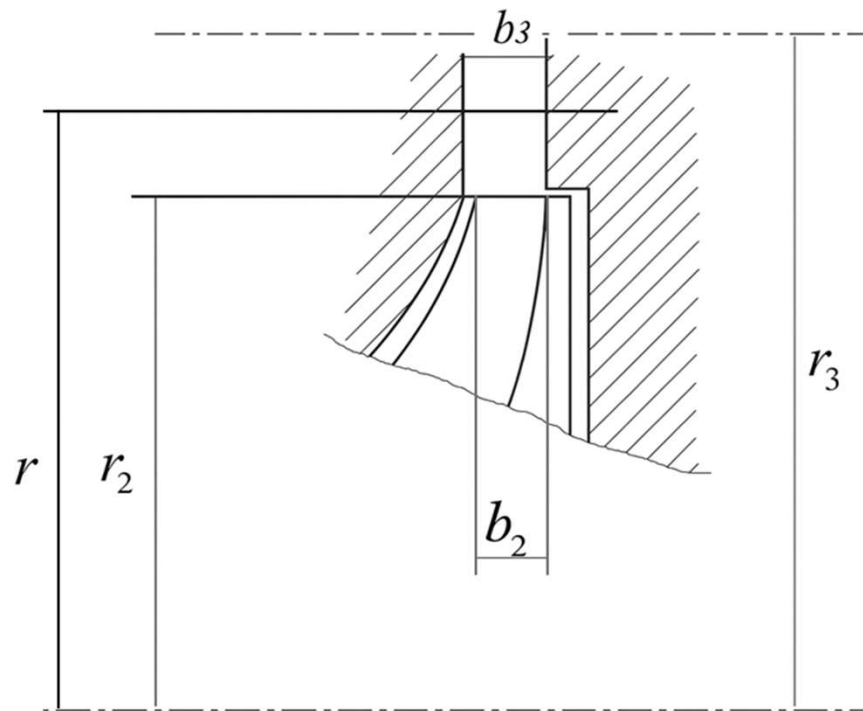
Le relazioni fondamentali per il calcolo delle velocità nelle due sezioni sono:

- **l'equazione di continuità**, scritta nell'ipotesi di flusso uniforme e assialsimmetrico:

$$\pi D_2 b_2 c_{m2} = \pi D_3 b_3 c_{m3}$$

- **l'equazione di conservazione dell'energia** che, se si trascurano gli attriti sulle pareti, è data dalla legge del vortice libero, per cui:

$$c_{u2} D_2 = c_{u3} D_3$$



Pompe centrifughe: particolarità costruttive

Ne deriva che:

$$c_{u3} = \frac{D_2}{D_3} c_{u2}$$

e, nel caso particolare ma comune di diffusore a pareti parallele, cioè con $b_2 = b_3$:

$$c_{m3} = \frac{D_2}{D_3} c_{m2}$$

Sia la velocità meridiana che quella tangenziale diminuiscono quindi attraversando il diffusore, incrementando così la pressione statica della corrente, e, se le pareti sono parallele, la legge di riduzione è la stessa per entrambe. Ne deriva in questo caso che:

$$\tan(\alpha_3) = c_{m3}/c_{u3} = \frac{\frac{D_2}{D_3} c_{m2}}{\frac{D_2}{D_3} c_{u2}} = \frac{c_{m2}}{c_{u2}} = \tan(\alpha_2) \Rightarrow \alpha_3 = \alpha_2 = \alpha = \text{cost.}$$

ovvero che l'angolo di inclinazione della corrente si mantiene costante nell'attraversamento del diffusore: le particelle di fluido percorrono quindi una traiettoria a spirale logaritmica.

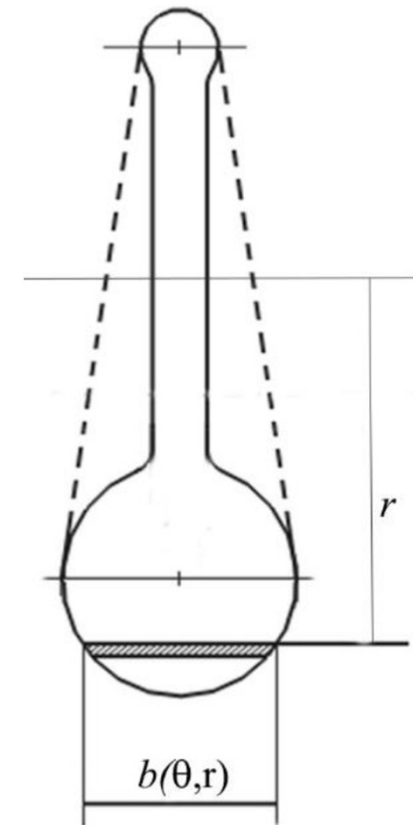
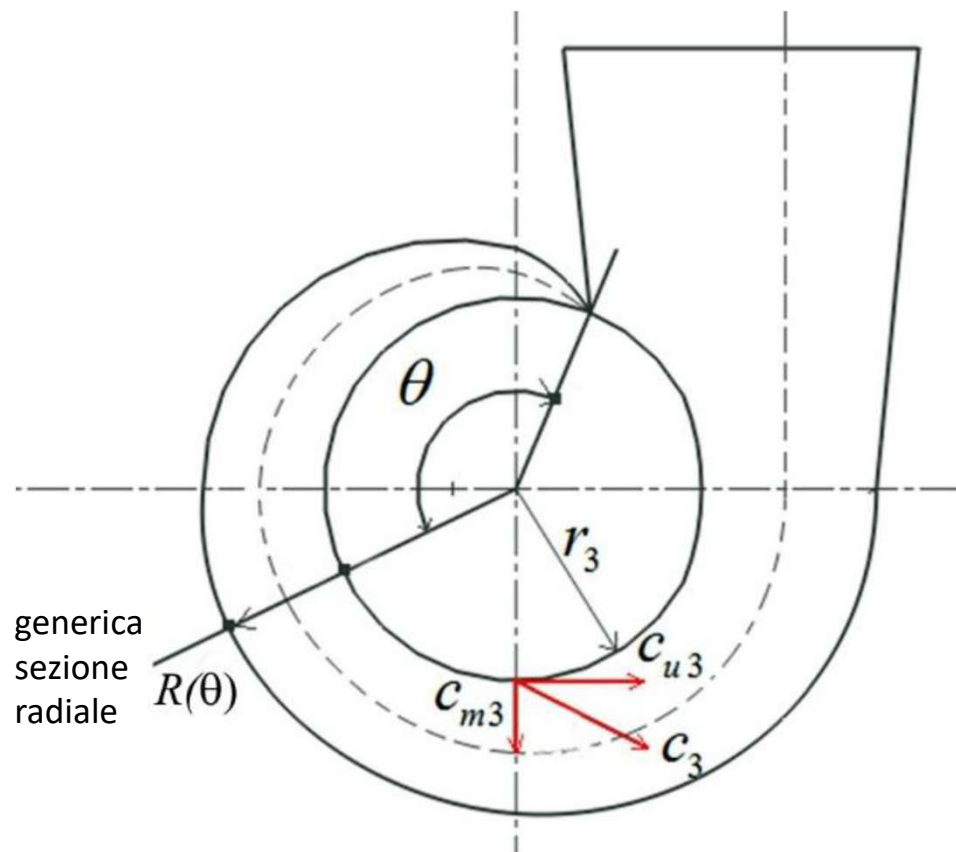
Pompe centrifughe: particolarità costruttive

Nel caso di diffusore palettato bisogna fare le seguenti considerazioni:

- le **pale** possono essere disegnate in modo da ridurre le componenti di velocità con legge diversa da quella della spirale logaritmica, facendo seguire traiettorie più corte al fine di limitare le perdite per attrito. Ciò significa che, a parità di effetto diffusivo, è possibile diminuire il valore di D_3 ;
- la scelta tra **diffusore palettato e non palettato** dipende dalle condizioni di funzionamento più comuni previste per la macchina. Se si pensa che la pompa funzionerà nel punto di progetto (o in condizioni simili) per la maggior parte della sua vita operativa, allora è conveniente adottare un **diffusore palettato**, perché per la maggior parte del tempo la corrente incontrerà le pale del diffusore con la direzione più opportuna. Viceversa, se si pensa che la pompa lavorerà spesso in condizioni di off-design, sarà meglio utilizzare il **diffusore non palettato** perché quello palettato aumenta il rendimento della pompa solamente se il flusso è ben indirizzato: se così non è, il rendimento si abbassa a causa delle perdite locali per urto;
- **Condizione operativa con maggior rendimento energetico** prevede la costruzione di un diffusore palettato a pale orientabili, in modo che l'inclinazione delle pale possa variare a seconda delle condizioni operative.

Pompe centrifughe: particolarità costruttive

La geometria di base della voluta spirale si determina in base alla considerazione seguente: definito per ogni sezione della voluta un angolo al centro θ , in modo che a $\theta = 0$ corrisponda la sezione di area nulla (o comunque di area minima), tutto il fluido che esce dal diffusore lungo la sezione circonferenziale di ampiezza angolare θ deve poi fluire attraverso la sezione radiale della voluta calcolata allo stesso valore di θ .



Pompe centrifughe: particolarità costruttive

Assunti:

- $R(\theta)$ il **raggio esterno** della sezione radiale della voluta all'angolo θ ;
- $b(\theta, r)$ l'**ampiezza della sezione radiale della voluta** all'angolo θ e al raggio $\frac{D_3}{2} \leq r \leq R(\theta)$.

L'equazione di continuità per la voluta spirale, nell'ipotesi che il flusso in uscita dal diffusore sia uniforme e assialsimmetrico (ipotesi ragionevole nel calcolo di design) è definita da:

$$Q(\theta) = \int_{r_3}^{R(\theta)} b(\theta, r) c_u(r) dr = \theta r_3 b_3 c_{m3}$$

Con l'ulteriore ipotesi di **assenza di dissipazioni viscosse**:

$$c_u(r) \cdot r = c_{u3} \cdot r_3 = \text{cost} \rightarrow c_u(r) = c_{u3} \cdot r_3 / r$$

Le soluzioni dell'integrale per diverse geometrie tipiche della sezione trasversale (circolare, ellittica, rettangolare, trapezia...) si trovano in letteratura.

Pompe centrifughe: particolarità costruttive

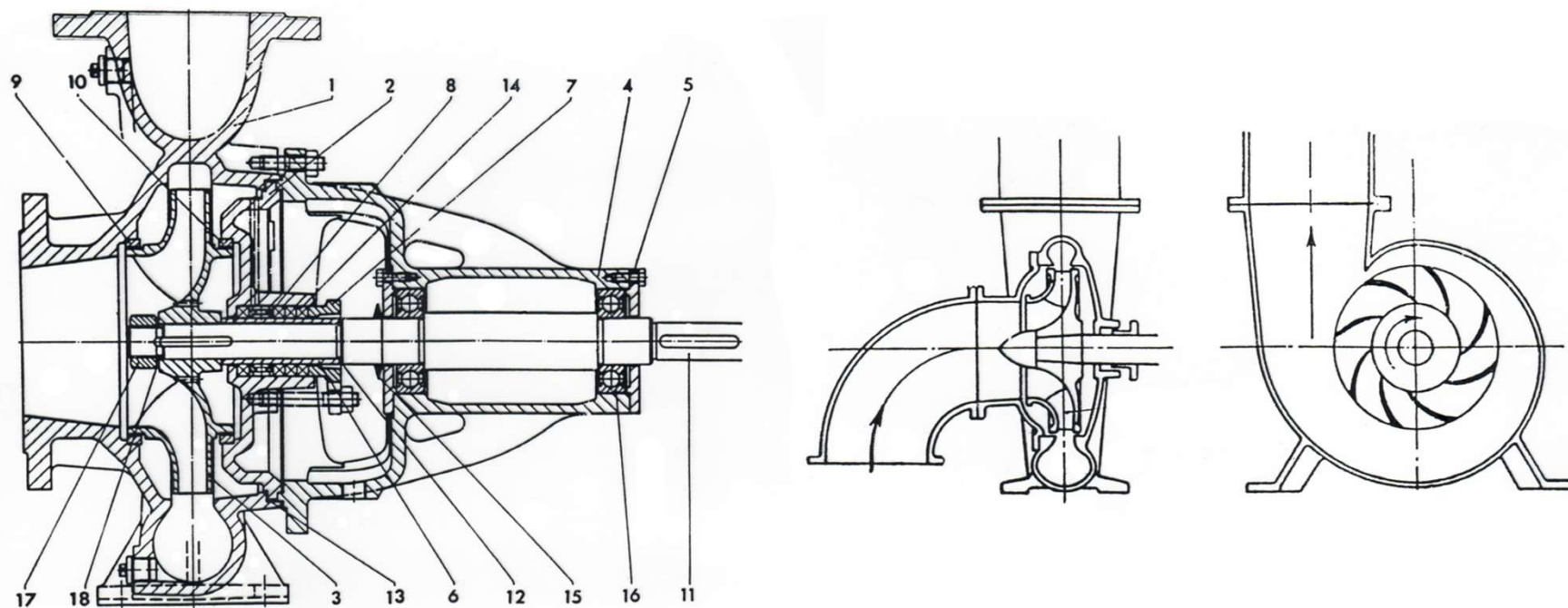
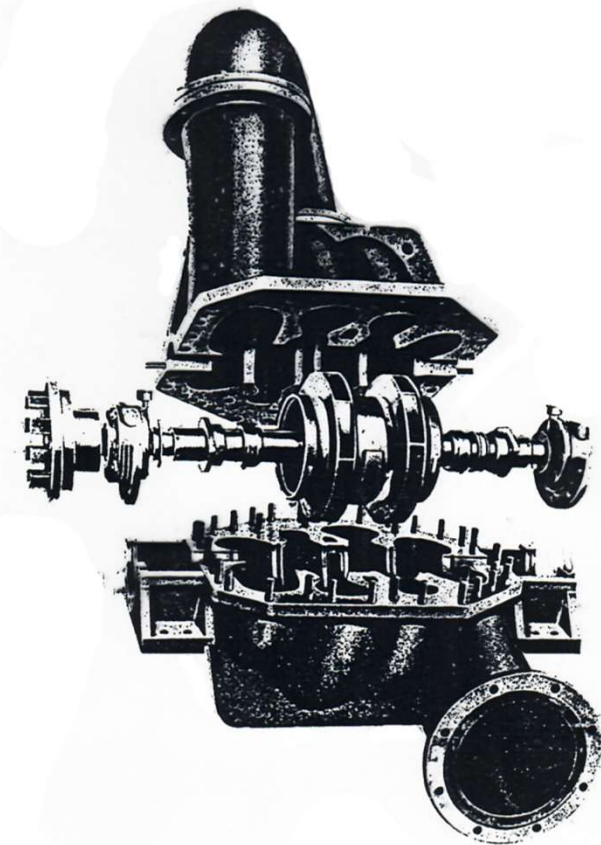
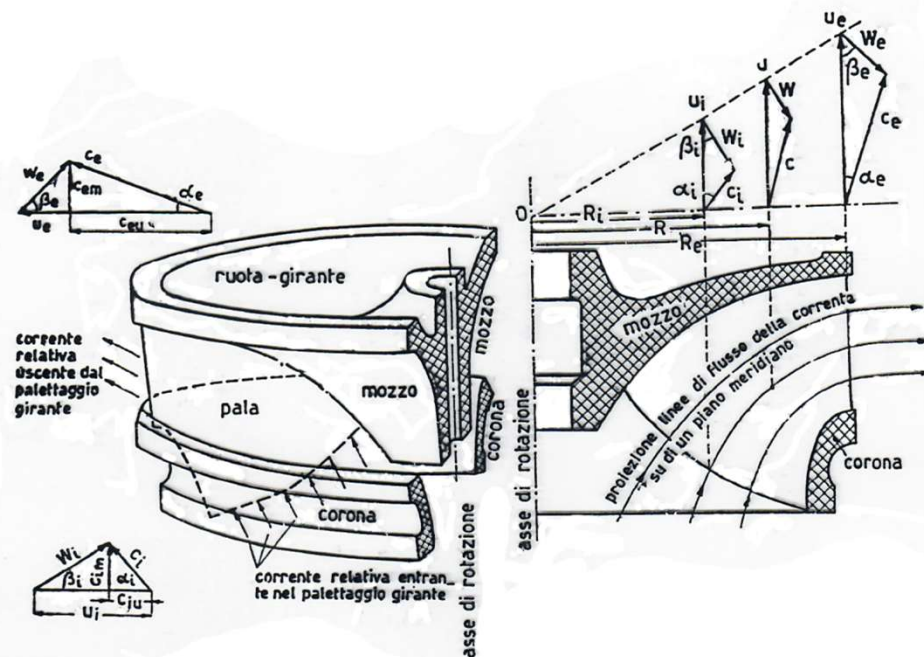


Fig. 2-45 — Sezione longitudinale di una pompa centrifuga con scarico radiale. 1: voluta; 2: coperchio della cassa; 3: girante; 4: corpo del supporto; 5: coperchio del supporto; 6: camicia di protezione dell'albero; 7: premistoppa; 8: anello lanterna; 9 e 10: anello di tenuta; 11: albero; 12 e 13: guarnizioni; 14: guarnizione a treccia; 15: anello paraspruzzi; 16: cuscinetto a sfere; 17: dado di bloccaggio; 18: rosetta.

Pompe centrifughe: particolarità costruttive



Pompe centrifughe: particolarità costruttive

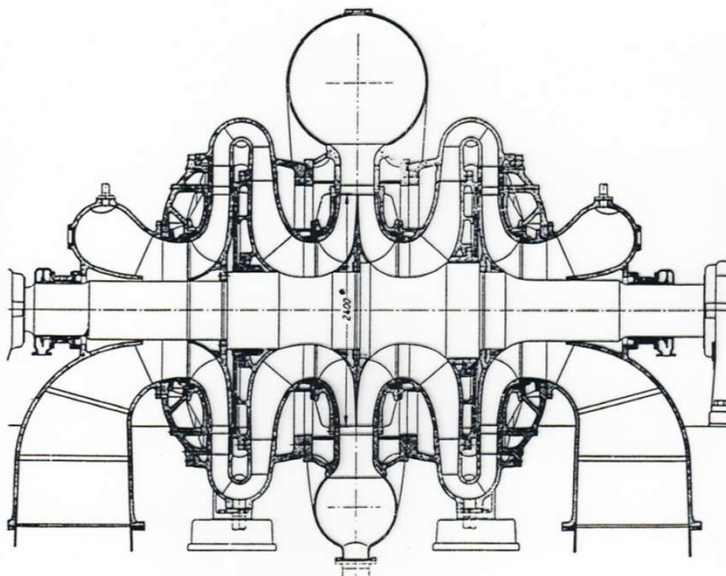


Fig. 7.16. Pompa dinamica a doppio flusso per impianto d'accumulazione. $H = 170 - 190$ m, $V = 14,5$ m³/s, $n = 333$ giro/min $P_{max} = 27,60$ MW. La cassa spirale è in lamiera saldata; le giranti dei due stadi iniziali sono fuse in acciaio al cromo. Le altre due giranti, le due volute d'aspirazione e la cassa sono fuse in acciaio. (Costruzione Voith).

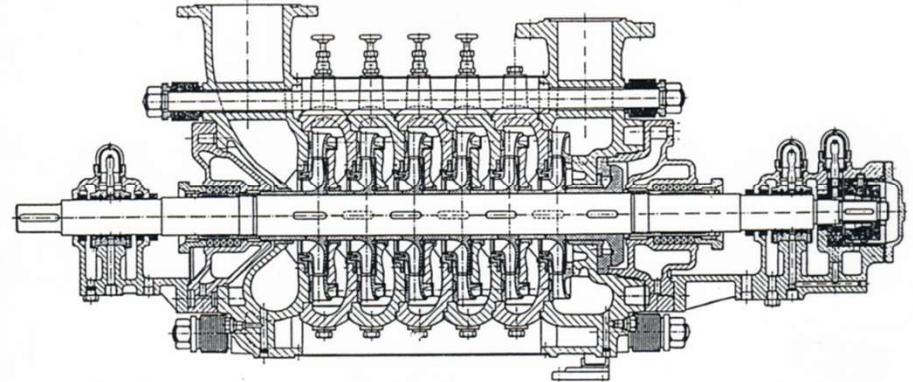


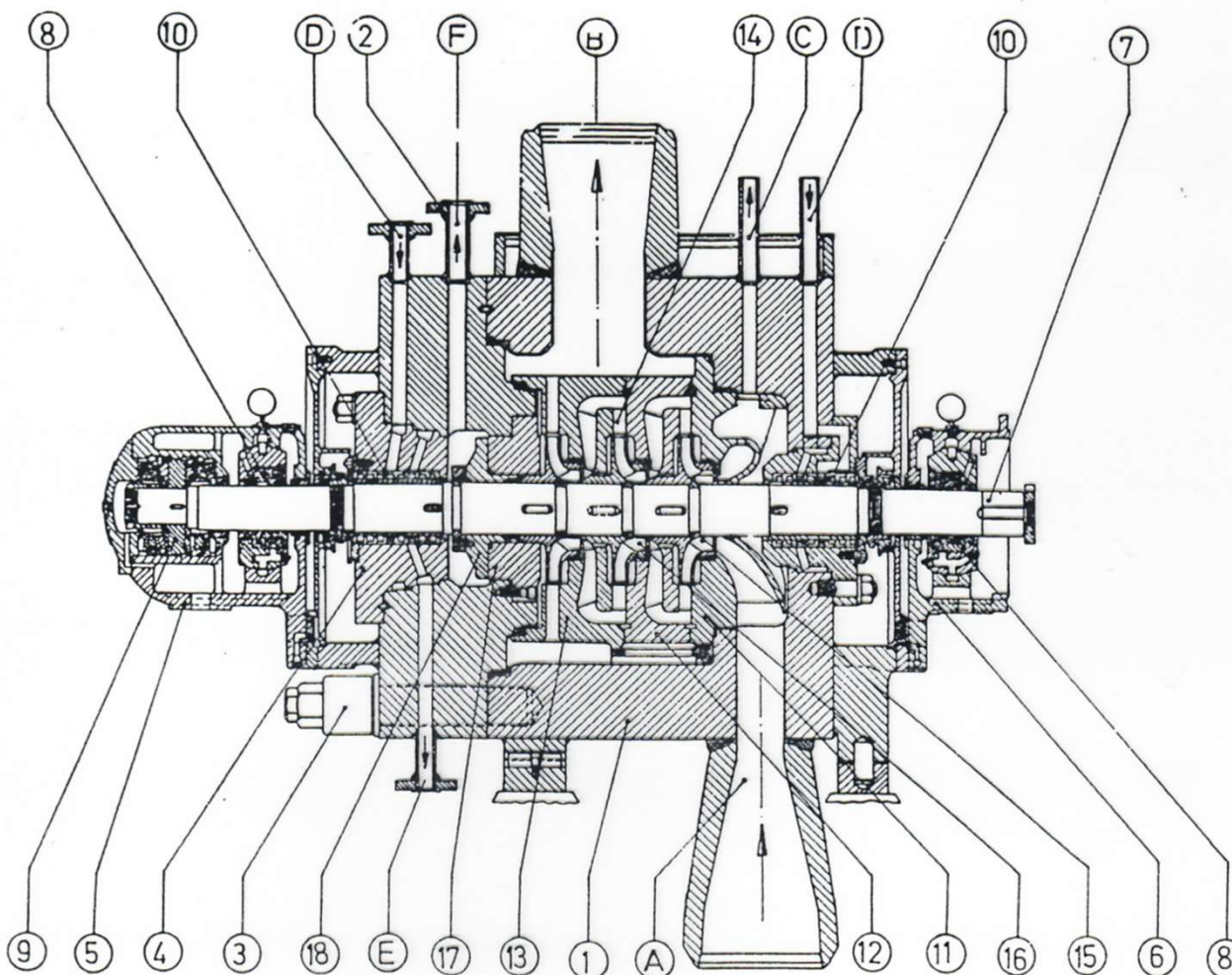
Fig. 7.20. Pompa dinamica multistadio per l'alimentazione di un generatore di vapore. Il bilanciamento della spina assiale sul rotore della pompa è ottenuto mediante un disco equilibratore; perciò il cuscinetto reggispina è collegato alla cassa mediante elementi elastici costituiti da molle elicoidali. (Costruzione de Laval).

Pompe centrifughe: particolarità costruttive

Fig. 20.3.11 – Pompa d'alimentazione ad elevata velocità di rotazione del sistema Ingersoll Rand K.S.B. a tre soli elementi in serie operativa e del tipo CHTA ($n = 88$ a 100 giri/secondo).

- 1 cassa a barile;
- 2 coperchio cassa;
- 3 tiranti;
- 4 scatola di tenuta;
- 5 supporto lato mandata;
- 6 supporto lato introduzione;
- 7 albero;
- 8 cuscinetto radiale;
- 9 cuscinetto reggispira assiale;
- 10 tenuta ad anelli flottanti;
- 11 cassa interna;
- 12 cassa intermedia;
- 13 cassa intermedia lato man-

- 15 girante 1° elemento;
- 16 giranti degli altri elementi della pompa;
- 17 controdisco di equilibramento;
- 18 disco di equilibramento;
- A bocca di introduzione;
- B bocca di mandata;
- C bocca di disaerazione;
- D entrata condensato tenuta;
- E uscita del condensato riscaldato;
- F uscita dell'acqua del dispositivo di equilibramento.



Pompe centrifughe: particolarità costruttive

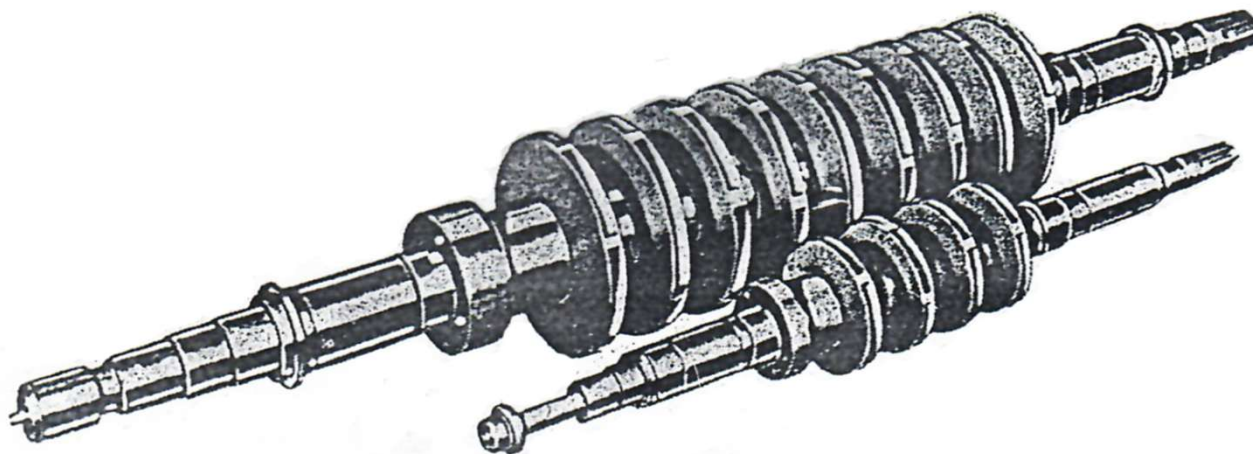


Fig. 20.3.7 – Confronto delle dimensioni richieste dal rotore di una pompa di alimentazione a bassa velocità di rotazione (3460/3600 giri/minuto), avente nove elementi in serie, e dal rotore di una pompa equivalente ad alta velocità di rotazione (9000 giri al minuto) avente soltanto quattro elementi in serie operativa (costruzioni della Società Worthington).

5. Pompe assiali

Pompe assiali

Le pompe assiali hanno un numero di macchina k compreso tra 2 e 6. La **prevalenza** è bassa, compresa tra i 7 e i 15 metri, mentre la **portata** può arrivare ai 100 m³/s. Di solito sono **monostadio** perché, per realizzare prevalenze più elevate, si preferiscono le pompe centrifughe.

Gli elementi fondamentali di una pompa assiale sono:

- un **statore a monte della girante**, detto **predistributore**;
- la **girante**;
- uno **statore a valle della girante**, con funzione di **raddrizzatore-diffusore**.

Dal punto di vista fluidodinamico, basterebbe un elemento statorico per soddisfare il requisito di avere all'uscita dalle pale una corrente priva di componenti tangenziali: nel caso comune di corrente assiale in ingresso, è il **raddrizzatore-diffusore** ad eliminare la componente tangenziale di velocità in uscita dalla girante, ma si può anche imporre alla corrente una prerotazione in ingresso con il **predistributore**, in modo da avere componente tangenziale nulla all'uscita della girante, seguita da un semplice diffusore conico.

L'**elemento statorico** in eccesso rispetto alle esigenze fluidodinamiche avrà pale assiali a profilo simmetrico, in modo da garantire comunque l'assialità della corrente dove richiesto, ma la sua funzione sarà essenzialmente di natura strutturale, fungendo da crociera di sostegno dell'albero e dei cuscinetti.

Pompe assiali: particolarità costruttive

Tipicamente l'albero motore attraversa il corpo della pompa per accoppiarsi con il motore, solitamente elettrico, posto all'esterno della stessa per motivi di ingombro.

Le dimensioni caratteristiche della macchina sono il **diametro al mozzo**, DM , e quello **periferico**, corrispondente al **diametro massimo della girante**, DG . Il rapporto DM/DG varia tra 0.4 e 0.7.

Le relazioni fondamentali per il calcolo dei triangoli di velocità sono, in corrispondenza a un generico diametro D compreso tra DM e DG :

$$c_{m1} = c_{m2} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}(D_G^2 - D_M^2)}$$

$$u_1 = u_2 = u = \omega \frac{D}{2}$$

$$gH_{id} = \frac{gH_t}{\eta_{id}} = uc_{u2}$$

Le prime due relazioni fanno anche vedere che, al variare del diametro, le componenti meridiane si potranno ritenere costanti mentre, ovviamente, varierà linearmente la velocità periferica.

Pompe assiali: particolarità costruttive

Come osservato anche nel corso della trattazione del lavoro Euleriano, se si vuole che esso sia invariante con il diametro, la terza equazione evidenzia che le pale giranti dovranno essere progettate in modo che:

$$uc_{u2} = \text{cost}$$

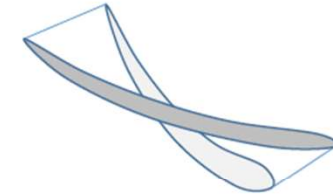
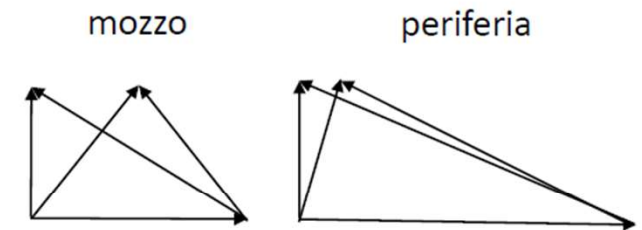
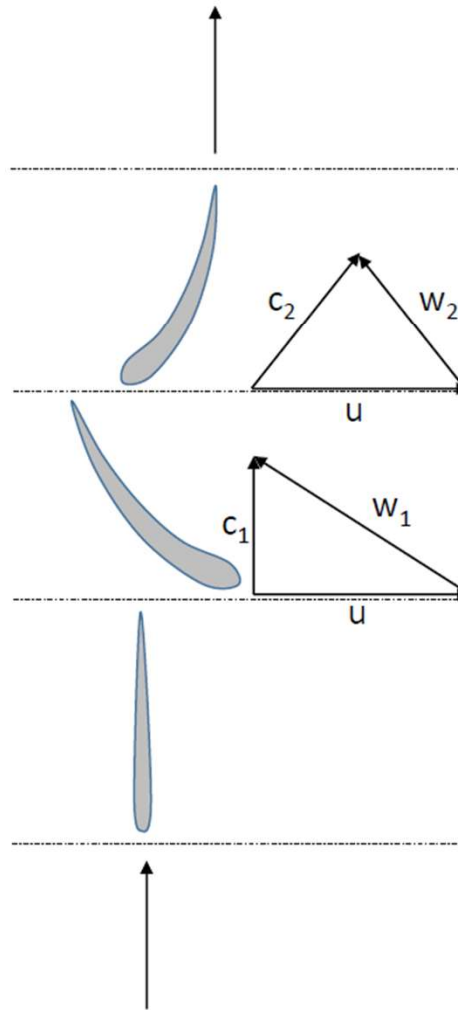
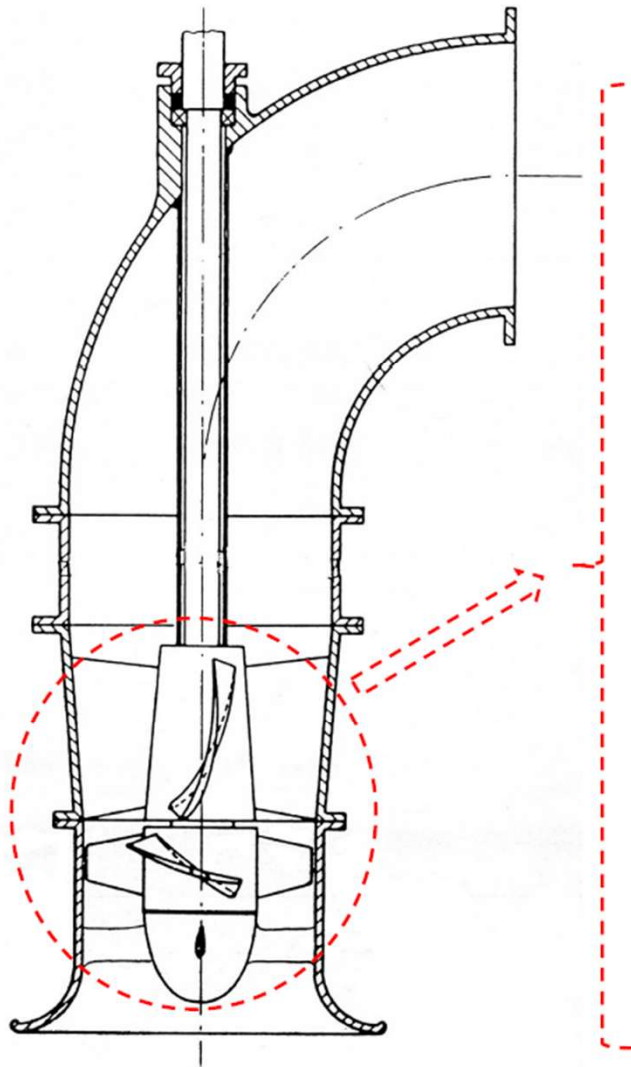
cioè in accordo con la **legge del vortice libero**.

Di conseguenza la componente tangenziale c_{u2} sarà massima al mozzo e minima alla periferia della pala.

La conformazione delle pale è coerente con l'assetto della corrente assoluta negli statori e con quello della corrente relativa nel rotore.

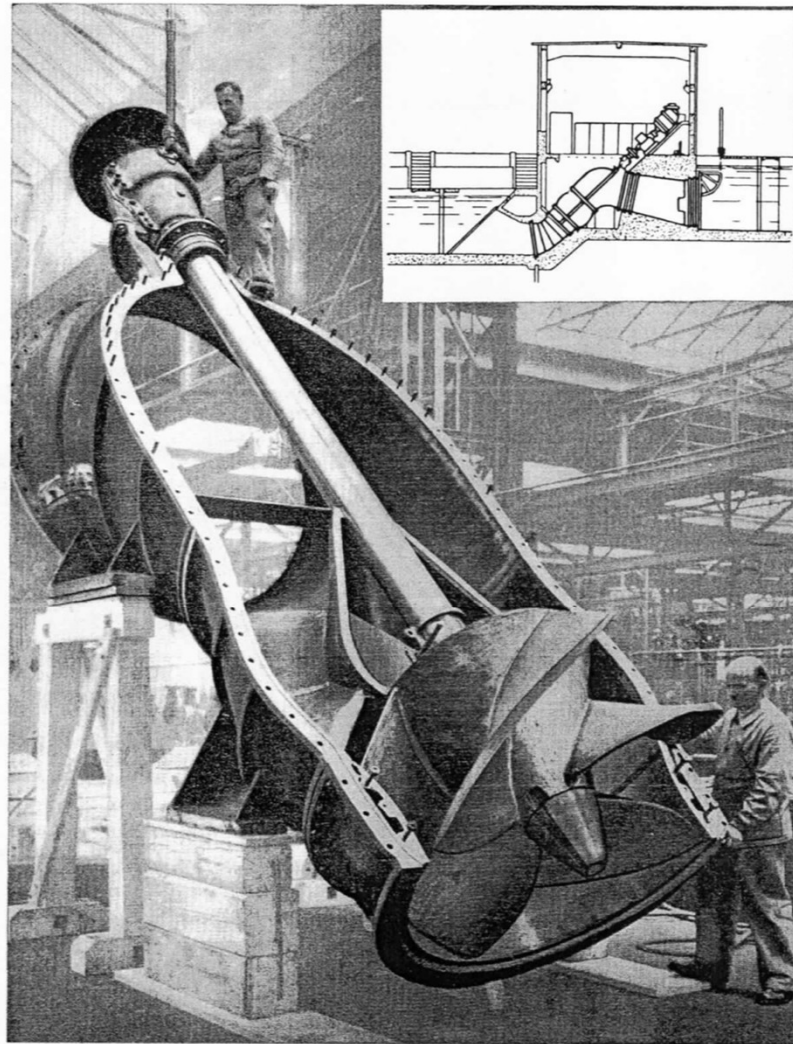
Per il caso considerato, la **pala del predistributore** è un **profilo simmetrico assiale**, mentre la **pala del raddrizzatore–diffusore** è **curva in ingresso e assiale in uscita**. Le **pale giranti** hanno il tipico **andamento svergolato** della progettazione a vortice libero.

Pompe assiali: particolarità costruttive



pala svergolata

Pompe assiali: un esempio



Pompa ad elica con asse inclinato di 45°

Costruz. « Maison Sulzer Frères » - Winterthur (Suisse)

$H = 3,3 \text{ m}$ $Q = 10 \text{ m}^3/\text{sec}$ (max eccez. 14) $n = 150 \text{ giri/min}$

Confronto tra pompe centrifughe e assiali

Le curve caratteristiche dimensionali descrivono l'andamento della prevalenza e del rendimento al variare della portata, a velocità di rotazione costante.

Le **curve caratteristiche adimensionali** descrivono l'andamento della cifra di pressione e del rendimento in funzione della cifra di flusso.

Il rendimento si annulla agli estremi delle curve, cioè a portata nulla e a prevalenza nulla.

Dalle curve citate è poi facile ricavare quella della potenza assorbita con la relazione:

$$P_a = \frac{\rho g Q H_t}{\eta_e}$$

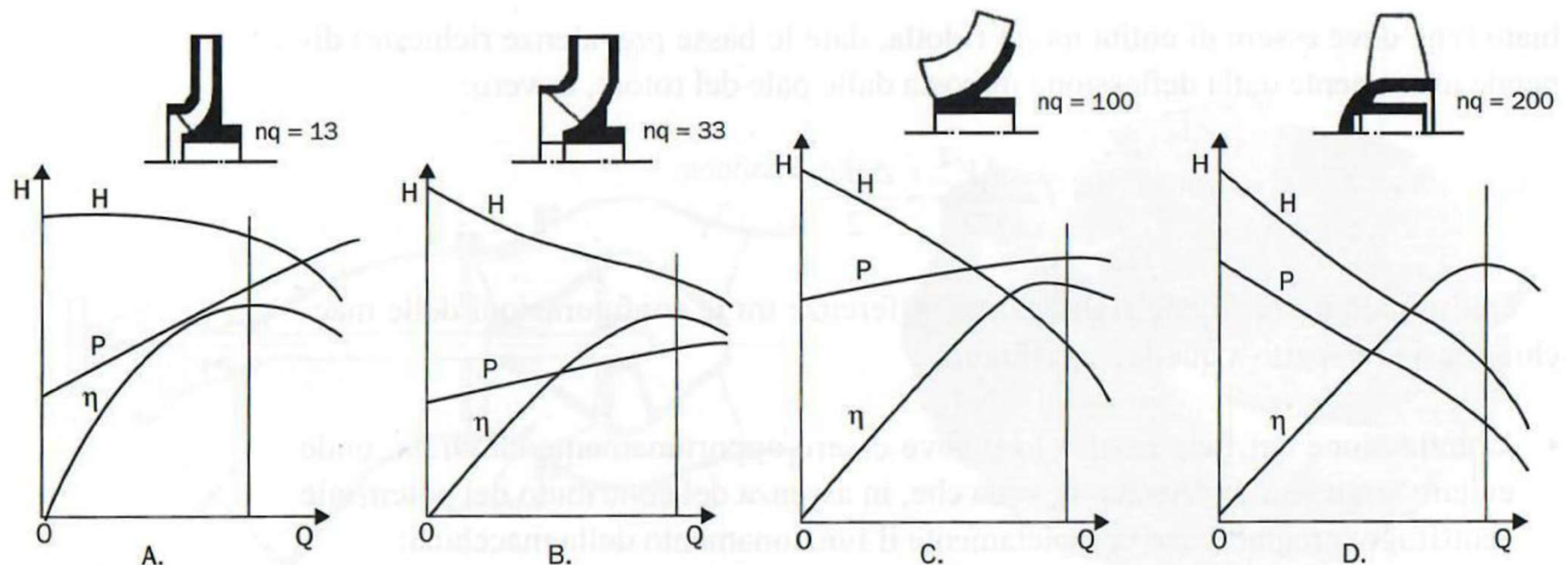
Le curve di H_t o di ψ in funzione di Q o di φ hanno gli andamenti qualitativi già studiati con riferimento in generale alle turbomacchine operatrici.

Le differenze che si osservano tra quelle delle pompe centrifughe e quelle delle pompe assiali sono, a parte la diversità dei campi di valore numerici:

- alle **basse portate**, nelle pompe a numero caratteristico medio e alto l'andamento non è monotono crescente con la portata fino al raggiungimento del massimo, come in quelle centrifughe a basso numero caratteristico. Ciò è dovuto ai fenomeni di stallo nei profili, che influenzano in maniera più sensibile le prestazioni delle macchine assiali perché in esse il flusso stallato è ortogonale al campo delle forze centrifughe, e non ne viene quindi "energizzato" come nelle macchine centrifughe;
- **la curva risultante della potenza assorbita** è decrescente con la portata nelle pompe assiali e crescente in quelle centrifughe.

Confronto tra pompe centrifughe e assiali

Quest'ultima osservazione spiega la diversa metodologia usualmente adottata per le due tipologie di pompe nella fase di avviamento, uno dei momenti più impegnativi dal punto di vista delle prestazioni del motore a causa della elevata inerzia che è necessario vincere per portate a regime tanto la macchina quanto il fluido. Una **pompa centrifuga** verrà preferibilmente **avviata a mandata chiusa** mentre una **pompa assiale** con **mandata completamente aperta**, in quando la potenza richiesta sarà quella minima.



6. Pompe volumetriche

Pompe volumetriche: le pompe alternative a stantuffo

Ricordiamo anzitutto che, in una **macchina volumetrica**, l'organo che scambia energia con il fluido non è interessato da un flusso continuo, ma **interagisce** in successione con **volumi isolati del fluido**. Queste macchine seguiranno quindi un ciclo operativo con una fase di riempimento e una di svuotamento separate dalle fasi a volume chiuso con scambio di lavoro.

Tutte le macchine volumetriche hanno alcune caratteristiche comuni:

- la **portata**, in assenza di trafileamenti e – nel caso di macchine termiche - di variazioni delle condizioni termo-fluidodinamiche all'aspirazione e alla mandata, **varia linearmente con la velocità di rotazione**;
- il **lavoro unitario scambiato** dipende, più che dalle caratteristiche della macchina, dalle **pressioni degli ambienti di aspirazione e di mandata**.

Le pompe volumetriche alternative a stantuffo sono adatte a sviluppare prevalenze altissime, difficilmente o affatto realizzabili con una turbopompa: in genere la **prevalenza** totale può arrivare a valori compresi tra i 2000 e i 10000 metri di colonna di fluido. Nel caso dell'acqua, si tratta di incrementi di pressione compresi tra i 200 e i 1000 bar. Esempi particolari di pompe volumetriche alternative a stantuffo sono le **pompe di iniezione del combustibile** dei moderni motori Diesel, che possono arrivare a 2000 bar. Per quanto osservato in precedenza, la portata invece dipenderà dalle dimensioni e dalla velocità di rotazione della macchina.

Pompe volumetriche: le pompe alternative a stantuffo

La configurazione base della macchina è **monocilindrica**, a **semplice effetto**: l'interazione con il fluido interessa una sola faccia dell'elemento mobile che scambia energia, ossia lo **stantuffo**. Realizzando una seconda testata in posizione diametralmente opposta alla prima si possono realizzare **pompe con cilindri a doppio effetto**.

Il moto alterno dello stantuffo è realizzato tipicamente con un **meccanismo di spinta rotativo**, o **meccanismo biella-manovella**. Solitamente lo stantuffo non è collegato direttamente alla biella ma per il tramite di un'asta dotata di un pattino di guida, in modo da separare la funzione di interazione con il fluido da quella di guida del moto alterno. Tale soluzione è più adatta di quella con collegamento diretto alla biella a sopportare spinte molto elevate. Il **moto alterno** può anche essere realizzato, in pompe di dimensioni ridotte e per applicazioni quali l'oleodinamica o i sistemi di iniezione, mediante eccentrici.

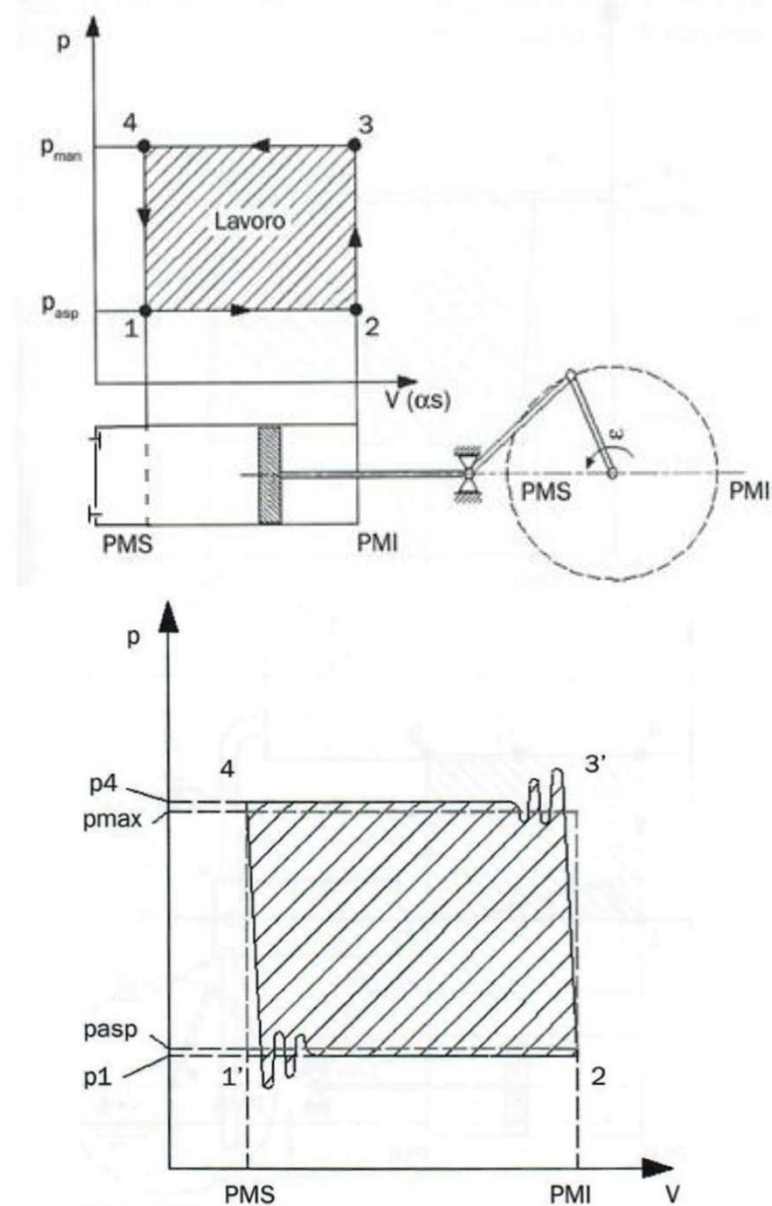
Altri componenti della macchina sono:

- la **testata**, che alloggia le valvole di aspirazione e di mandata. Data la natura incompressibile del fluido, le valvole devono essere esclusivamente ad azionamento automatico, cioè con apertura e chiusura determinate dalla differenza di pressione tra cilindro e ambienti esterni, anziché ad azionamento comandato da meccanismi della distribuzione;
- i **serbatoi di aspirazione** e di **mandata** con le relative tubazioni;
- le **casce d'aria**, posizionate all'esterno della pompa in prossimità della testata, aventi il compito di regolarizzare la portata.

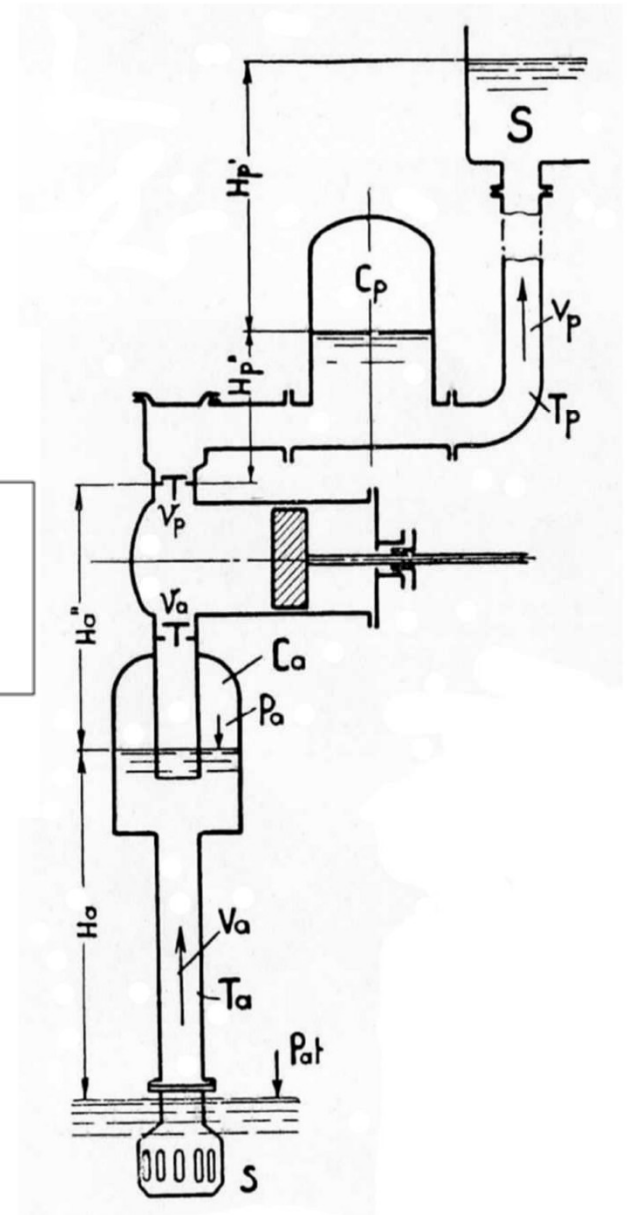
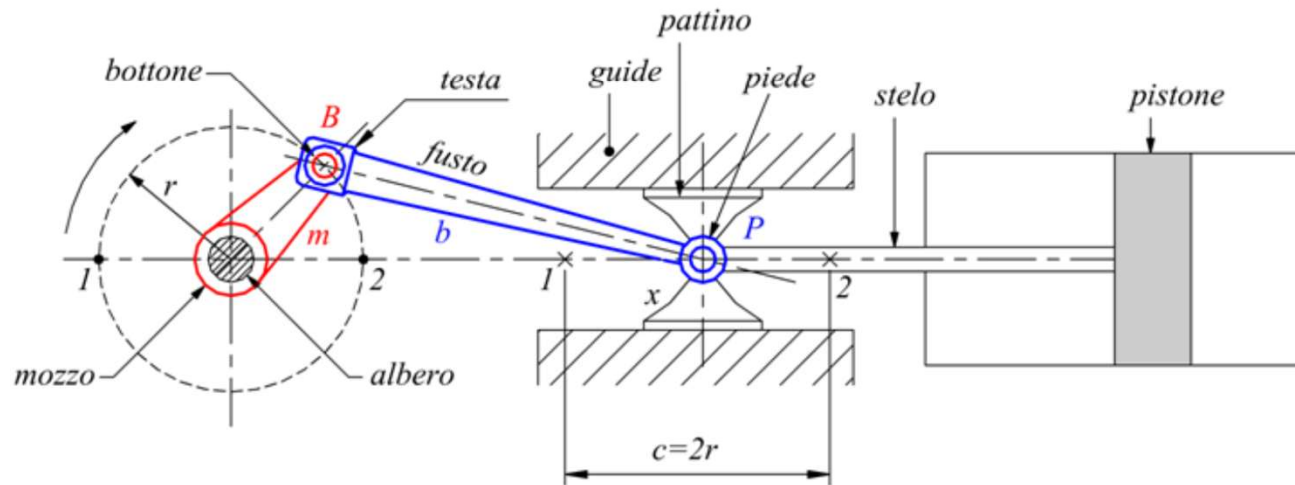
Pompe volumetriche: le pompe alternative a stantuffo

Il **ciclo di funzionamento** della macchina si rappresenta sul **piano P - V** . Il volume varia, con legge determinata dal cinematismo di generazione del moto alternativo, tra il valore limite inferiore, raggiunto al **punto morto superiore (PMS)** e detto anche **spazio morto**, e il valore limite superiore raggiunto al **punto morto inferiore (PMI)**.

La differenza tra i due valori limite determina il volume della cilindrata della pompa, $V_c = \frac{\pi D^2}{4} C$, dove D è il **diametro dello stantuffo**, o **alesaggio**, e C è la **corsa**, ossia la distanza tra PMS e PMI. Con riferimento al ciclo ideale, le pressioni saranno comprese tra quella all'aspirazione, P_A , e quella alla mandata, P_M . Tali pressioni, come osservato all'inizio di questo paragrafo, sono determinate dalle condizioni esistenti nei serbatoi di aspirazione e di mandata e non dalla geometria o dalla velocità di rotazione della pompa.



Pompe volumetriche: le pompe alternative a stantuffo



Pompe volumetriche: le pompe alternative a stantuffo

Definiti questi limiti, il ciclo operativo ideale è un rettangolo descritto dalla fase isobara di riempimento del cilindro con valvola di aspirazione aperta, $(V_{PMS}, P_A) \rightarrow (V_{PMI}, P_A)$, seguita dalla fase isocora dell'incremento di pressione a valvole chiuse, $(V_{PMI}, P_A) \rightarrow (V_{PMI}, P_M)$, da quella isobara di svuotamento del cilindro con valvola di mandata aperta, $(V_{PMI}, P_M) \rightarrow (V_{PMS}, P_M)$ e infine da quella isocora di chiusura a valvole chiuse, nella quale il liquido rimasto nello spazio morto si riporta alla pressione di aspirazione $(V_{PMS}, P_M) \rightarrow (V_{PMS}, P_A)$.

Le differenze tra il ciclo ideale e quello reale sono abbastanza contenute:

- la chiusura e l'apertura delle valvole, oltre al flusso di ingresso e di uscita del liquido, non possono avvenire senza una differenza finita di pressione tra l'interno del cilindro e gli ambienti esterni, per cui in aspirazione la pressione interna sarà inferiore a P_A e in mandata sarà superiore a P_M . Si osservano inoltre delle oscillazioni smorzate di pressione al momento della apertura delle valvole;
- le fasi di incremento e di riduzione di pressione non sono rigorosamente isocore, ma la riduzione del volume all'aumentare della pressione diventa visibile solo con incrementi di pressione particolarmente elevati, in funzione del coefficiente di comprimibilità del liquido trattato.

Pompe volumetriche: le pompe alternative a stantuffo

Parametri caratteristici della macchina sono, oltre ai valori di D e di C :

- il **rapporto corsa/diametro**, C/D : è compreso per queste macchine tra 0.8 e 2. A seconda del valore assunto si parlerà, come per le altre macchine a stantuffo, di:
- **manovellismo quadro** se $C/D = 1$
- **corsa corta** se $C/D < 1$
- **corsa lunga** se $C/D > 1$
- la **velocità media dello stantuffo**: $v_m = \frac{2Cn}{60}$, dove n è la velocità di rotazione in giri al minuto o *rpm*. I valori tipici per queste pompe sono $0.3 \text{ m/s} \leq v_m \leq 3 \text{ m/s}$. I valori corrispondenti della velocità di rotazione saranno invece $35 \text{ rpm} \leq n \leq 500 \text{ rpm}$.

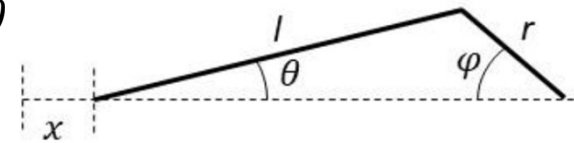
A seconda del valore assunto da n , le macchine saranno dette **lente** oppure **veloci**; solitamente le **pompe lente** hanno un rapporto corsa/alesaggio vicino a 2 mentre quelle veloci sono a corsa corta, in modo da mantenere il valore di v_m entro i limiti consigliati. La particolarità operativa tipica delle macchine alternative a stantuffo è la non stazionarietà della portata.

La portata istantanea vale $Q_x = \frac{\pi D^2}{4} v_x$, dove il pedice x fa riferimento alla posizione istantanea dello stantuffo tra i punti morti.

Pompe volumetriche: le pompe alternative a stantuffo

La **velocità istantanea** v_x dipende dalla cinematica del manovellismo: detti φ e θ rispettivamente gli angoli che la manovella e la biella formano con la retta passante per l'asse del perno di manovella e l'asse dello spinotto, e dette r ed l la lunghezza della manovella e della biella, la distanza istantanea dello stantuffo dal PMS è:

$$x = r - r \cos \varphi + l - l \cos \theta$$



Se, come spesso accade, $l \gg r$, si avrà $l \cos \theta \approx l$ e quindi l'espressione precedente si semplifica in

$$x = r - r \cos \varphi$$

La velocità v_x è quindi:

$$v_x = \dot{x} = r \dot{\varphi} \sin \varphi = \omega r \sin(\omega t)$$

L'espressione della portata istantanea diventa:

$$Q_x = \frac{\pi D^2}{4} \omega r \sin(\omega t)$$

La portata massima si ha quando $\sin(\omega t)=1$:

$$Q_{ma} = \frac{\pi D^2}{4} \omega r$$

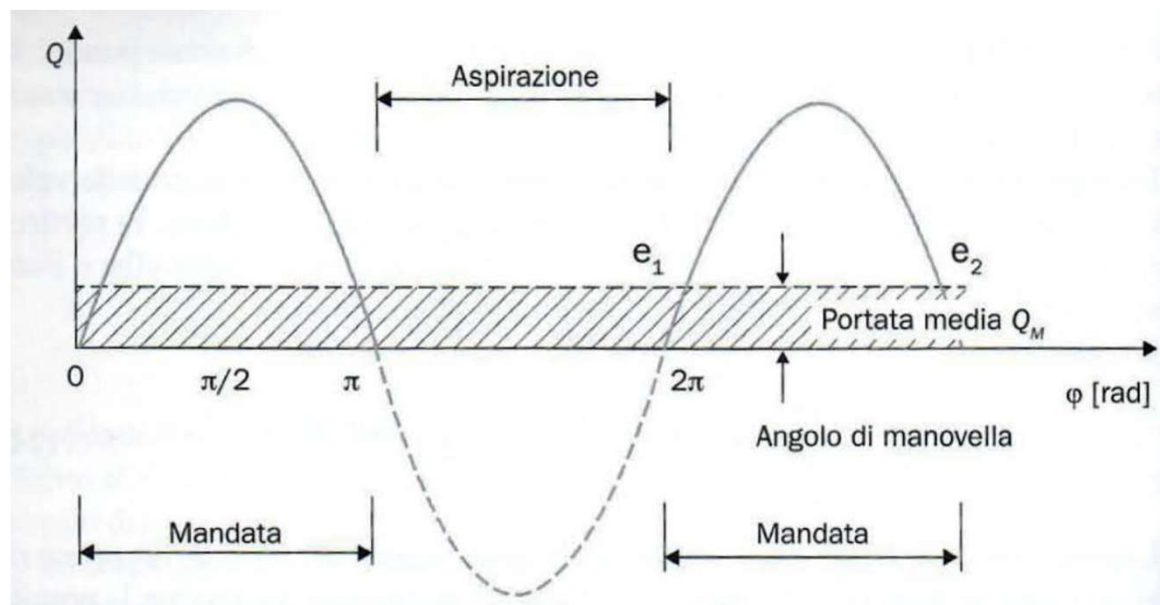
Pompe volumetriche: le pompe alternative a stantuffo

Questi valori vanno confrontati con la portata media, richiesta dall'utenza della pompa. Questa si ottiene moltiplicando la cilindrata per il numero di cicli al secondo:

$$\bar{Q} = \frac{\pi D^2}{4} C \cdot \frac{n}{60}$$

Ricordando che $\omega = \frac{2\pi n}{60}$ e $C = 2r$, si verifica facilmente che il rapporto tra la portata massima e la portata media vale, per la pompa monocilindrica a semplice effetto, $\frac{Q_{max}}{\bar{Q}} = \pi$.

A una corsa di mandata con andamento sinusoidale della portata segue quindi una corsa con portata alla mandata nulla (e lo stesso avviene, a fasi invertite, all'aspirazione).



Pompe volumetriche: le pompe alternative a stantuffo

Un andamento della portata così discontinuo è inaccettabile non solo dal punto di vista dei requisiti del flusso richiesti dall'utilizzatore, quanto perché darebbe luogo a continui colpi d'ariete nell'impianto.

Per avvicinare Q_x quanto più possibile a $\bar{Q}$ ci sono due soluzioni, adottabili anche assieme:

- il passaggio da pompe monocilindriche a semplice effetto a **pompe bicilindriche con cilindri sfasati di 180°** o, con risultati equivalenti, a **pompe monocilindriche a doppio effetto** oppure, per una irregolarità ancora più ridotta, a **pompe a tre cilindri sfasate di 120°** ;
- l'utilizzo di **casse d'aria all'aspirazione e alla mandata**, poste in derivazione rispetto alle corrispondenti tubazioni: quando la portata fornita dalla pompa supera il valore medio, la portata in eccesso $Q_x - \bar{Q}$ entra nella cassa di mandata comprimendo il cuscino d'aria. Quando $Q_x < \bar{Q}$ il cuscino d'aria restituisce l'energia elastica accumulata in precedenza svuotando la cassa in modo da continuare a fornire (idealmente) all'utilizzatore la portata $\bar{Q}$.

Ogni cassa dev'essere progettata in modo da garantire l'equilibrio idrodinamico tra il flusso che percorre la tubazione principale, di aspirazione o di mandata, e quello che fluisce nelle derivazioni verso il cuscino d'aria.

Pompe volumetriche: le pompe alternative a stantuffo

Per il calcolo del volume, si definisce il grado di irregolarità della pressione nel cuscino d'aria:

$$\delta_p = \frac{p_{ma} - p_{min}}{p_{media}} = 2 \frac{p_{max} - p_{min}}{p_{max} + p_{min}}$$

Supponendo che la trasformazione termodinamica cui è soggetto il cuscino d'aria sia isoterma (e date le capacità termiche dei fluidi in gioco tale ipotesi è sostenibile), ne deriva $p v = cost$, e pertanto $p_{max} v_{mi} = p_{mi} v_{max}$, da cui

$$\delta_p = 2 \frac{p_{ma} \left(1 - \frac{v_{min}}{v_{max}}\right)}{p_{max} \left(1 + \frac{v_{min}}{v_{max}}\right)} = 2 \frac{v_{max} - v_{min}}{v_{max} + v_{min}} = \frac{\Delta v}{v_{medio}} = \frac{\Delta V}{V_{medio}}$$

δp è un parametro di progetto, che può assumere i seguenti valori:

- $0.08 \leq \delta p \leq 0.2$ per le casse in aspirazione;
- $0.01 \leq \delta p \leq 0.2$ per le casse in mandata.

Minore è δp , minore è l'oscillazione di pressione e maggiore la dimensione della cassa. La variazione del volume dipende invece dall'architettura della pompa, essendo:

$$\Delta V = \int_{t_1}^{t_2} (Q_x - \bar{Q}) dt$$

dove gli estremi dell'intervallo di integrazione definiscono l'intervallo di tempo in cui la cassa d'aria si riempie.

Pompe volumetriche: le pompe alternative a stantuffo

L'integrale si può risolvere facilmente per le diverse architetture della pompa, in funzione della corsa e dell'alesaggio, pertanto il risultato può essere convenientemente adimensionalizzato definendo la cifra:

$$K = \frac{\Delta V}{\frac{\pi}{4} D^2 C}$$

che ha i seguenti valori:

- $K = 0.55$ per le pompe monocilindriche a semplice effetto;
- $K = 0.21$ per le pompe monocilindriche a doppio effetto o per le bicilindriche a semplice effetto;
- $K = 0.09$ per le pompe tricilindriche;
- $K = 0.04$ per le pompe bicilindriche a doppio effetto.

Pompe volumetriche: cenno alle pompe per oleodinamica

L'oleodinamica è un sistema di trasmissione dell'energia in cui si usa come fluido operatore un olio con elevate proprietà reologiche.

L'impianto è composto da una pompa, un circuito e un motore oleodinamico.

La pompa fornisce energia al fluido, il circuito la trasferisce dove serve e il motore trasforma l'energia ricevuta in energia meccanica.

Le applicazioni di oleodinamica sono molto numerose perché si trovano nei sistemi di azionamento, nelle macchine movimento terra, negli aerei per azionare i flap o per aprire e chiudere i carrelli, in campo navale ad esempio per sollevare le rampe dei traghetti ecc. Dato che le pressioni richieste sono molto elevate, si utilizzano delle pompe volumetriche.

Pompe volumetriche: cenno alle pompe per oleodinamica

pompe a pistoni				pompe rotanti						Tipo e sistema
a moto assiale				a moto rotante			a doppio rotore			
pompe a eccentrici		pompe a pistoni assiali		pompe a palette			pompe a ingranaggi			
pistoni in linea	pistoni radiali	barilotto inclinato	piastra inclinata	palette fisse	palette rotanti a doppia eccentricità	palette a semplice eccentricità	viti	ingranaggi interni	ingranaggi esterni	
										schema
250 ÷ 450	200 ÷ 350	200 ÷ 300	200 ÷ 300	120 ÷ 175	120 ÷ 175	100 ÷ 175	60 ÷ 100	120 ÷ 250	120 ÷ 175	campo di pressioni (bar)
1000 ÷ 2000	1000 ÷ 2000	500 ÷ 3000	1000 ÷ 3000	500 ÷ 1500	500 ÷ 3000	500 ÷ 1500	1000 ÷ 5000	1500 ÷ 3500	1500 ÷ 3000	campo di regimi (gir/min)
20 ÷ 50	20 ÷ 50	30 ÷ 100	30 ÷ 50	30 ÷ 50	30 ÷ 50	30 ÷ 50	80 ÷ 200	50 ÷ 100	40 ÷ 80	viscosità cSt
0,85	0,88	0,88	0,88	0,8	0,82	0,8	0,75	0,7	0,75	rendim. max
3 ÷ 5	3 ÷ 6	3 ÷ 5	3 ÷ 6	1,3 ÷ 2	1,3 ÷ 2	1,2 ÷ 1,8	1,4 ÷ 2	1,2 ÷ 2	1	costo

Pompe volumetriche: cenno alle pompe per oleodinamica

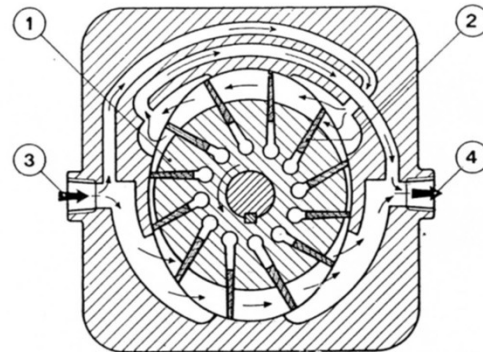


Fig. 6.9 - Pompa a palette autobilanciata.
1) rotore; 2) palette; 3) aspirazione; 4) mandata.

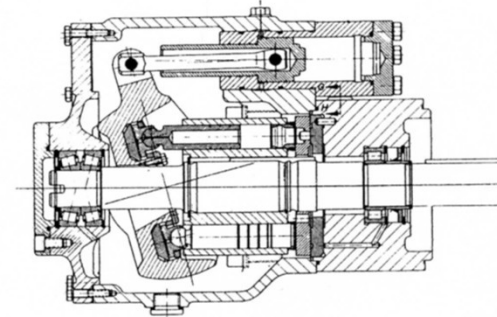


Fig. 6.10 - Pompa a pistoni assiali con barilotto rotante allineato e piastra inclinata fissa. L'inclinazione della piastra è regolabile per modificare la cilindrata.

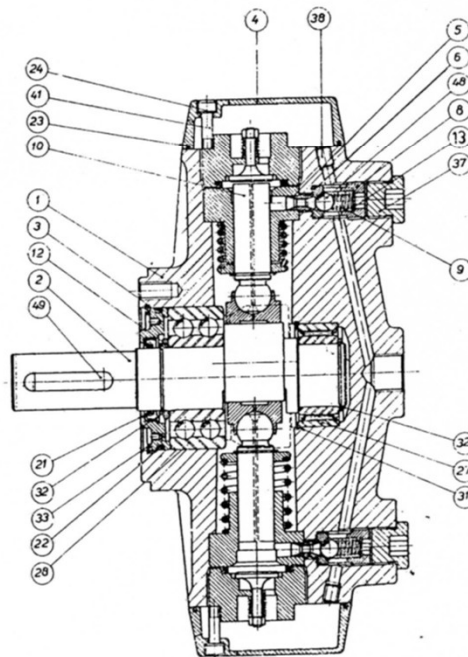


Fig. 6.12 - Vista sezionata di una pompa a pistoni radiali con pattini a sostentamento idrostatico.

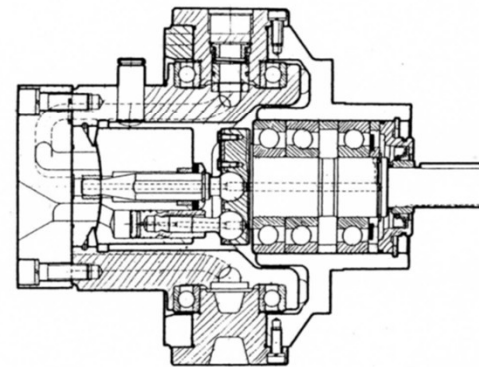


Fig. 6.11 - Pompa a pistoni assiali a barilotto rotante in clinato, con trascinamento da parte della piastra tramite le bielle dei pistoni.

60

Pompe volumetriche: cenno alle pompe per oleodinamica

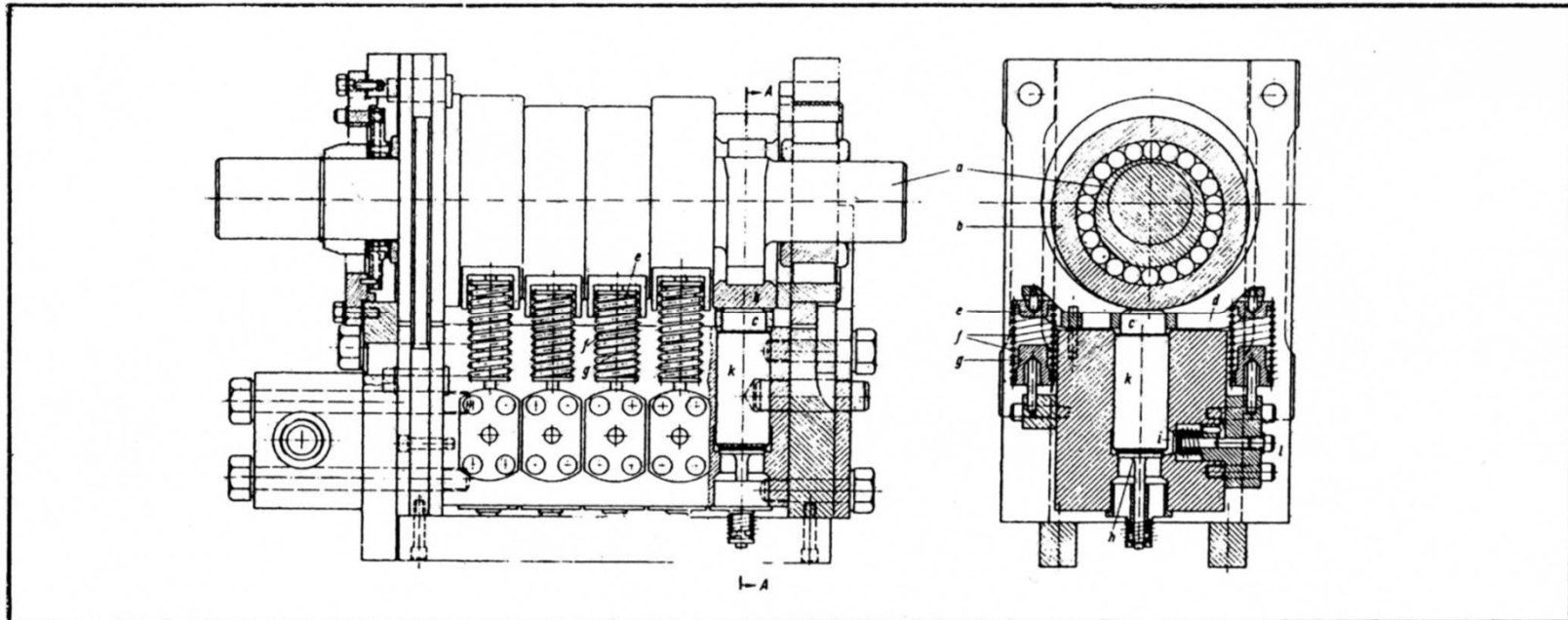


Fig. 6.13 - Pompa a 5 pistoni in linea a disposizione verticale.