

## Capitolo 26

Le pompe centrifughe (figura A) sono le più diffuse e **possono fornire portate che vanno da pochi L/s fino a parecchi m<sup>3</sup>/s e prevalenze da pochi metri fino a oltre mille metri.**

Il funzionamento è il seguente:

- una **girante** palettata calettata su un albero, ruotando, spinge il liquido verso la periferia per effetto della forza centrifuga;
- il liquido, effluendo verso la periferia, produce una depressione nel centro della girante e richiama altro liquido dalla tubazione di aspirazione ivi connessa;
- una **carcassa a voluta** a forma di chiocciola (il suo profilo consente lo stesso valore di velocità del liquido in ogni punto di una sezione normale della chiocciola) circonda la girante e convoglia il liquido verso la tubazione di mandata; al suo interno vi è la bocca di aspirazione e di mandata;
- l'energia di pressione cresce progredendo verso la bocca di mandata e quella cinetica diminuisce;
- il moto del fluido in una pompa centrifuga è assiale-radiale.

Quando è necessario raggiungere delle alte prevalenze con piccole o medie portate, la carcassa a voluta è sostituita da una carcassa **a diffusione** (figura A) per incrementare:

- il rendimento della macchina;
- la conversione dell'energia cinetica in energia di pressione tramite dei condotti a sezione crescente dal centro verso la periferia; infatti, per il teorema di Bernoulli, **il fluido, percorrendo tali condotti, riduce la propria velocità e acquista gradualmente pressione.**

Rispetto alle pompe a stantuffo, in quelle centrifughe:

- l'efflusso del liquido è continuo e la portata pressoché costante;
- **non esistono masse in moto alternativo e ciò non**

**pone limiti né alle dimensioni** (e quindi alla portata) **né al regime di rotazione, permettendo così l'accoppiamento diretto ai motori elettrici.**

Per ridurre al minimo gli urti (par. 4 cap. 24) del fluido nella girante contro le palette della stessa è **necessario che, in corrispondenza della circonferenza di entrata, le palette risultino tangenti al vettore che rappresenta la velocità relativa  $v$  del liquido rispetto alle pale stesse.**

Inoltre, è possibile costruire due tipi di pompe:

- **pompe a reazione:** l'angolo formato dal vettore  $v$  con la tangente alla circonferenza esterna della girante è fra  $15^\circ$  e  $35^\circ$  (**le palette risultano fortemente incurvate all'indietro rispetto al senso di rotazione dell'organo mobile**) in modo da ottenere il minimo valore della velocità assoluta  $c$  del liquido all'uscita della girante. La riduzione della velocità assoluta di uscita è necessaria quando si debba comunicare al fluido una forte prevalenza;
- **pompe ad azione:** l'angolo formato dal vettore  $v$  con la tangente alla circonferenza esterna della girante è  $\geq 90^\circ$  (**le palette risultano piegate in avanti rispetto al senso di rotazione della girante**) in cui il liquido effluente è dotato di scarsa pressione ma di una velocità elevata.

Nelle pompe centrifughe con carcassa a diffusione (figura B), le palette del diffusore sono in genere incurvate in avanti dovendo risultare tangenti al vettore della velocità assoluta  $c$  del liquido all'uscita della girante e di conseguenza anche la velocità di ingresso nei condotti fissi del diffusore.

Tramite il teorema di Bernoulli applicato a due sezioni (normali all'asse della vena) poste immediatamente prima dell'ingresso nel condotto (sez. 1) e immediatamente dopo l'uscita (sez. 2) possiamo arrivare all'**equazione di Eulero** che mette in relazione il **lavoro idraulico**  $L_i$  (somministrato all'unità di peso di fluido nell'attraversamento del condotto mobile), le velocità periferiche della girante ( $u_1$  e

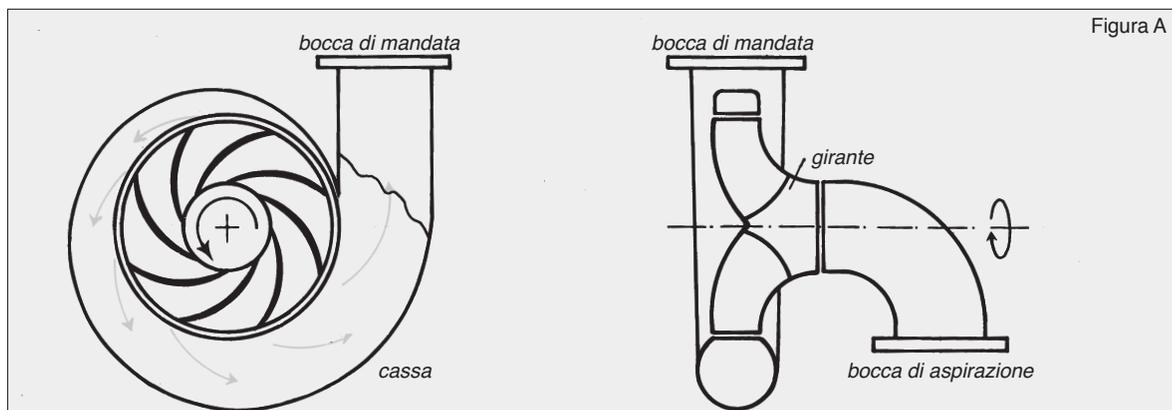
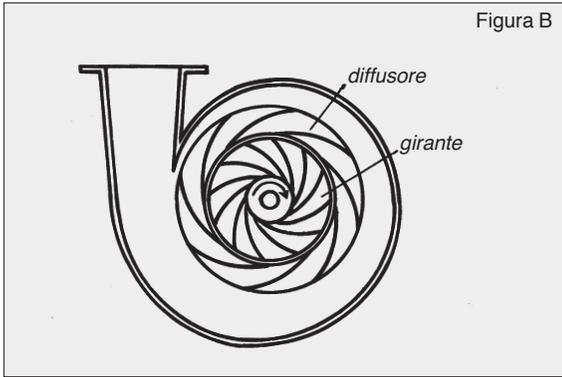


Figura A

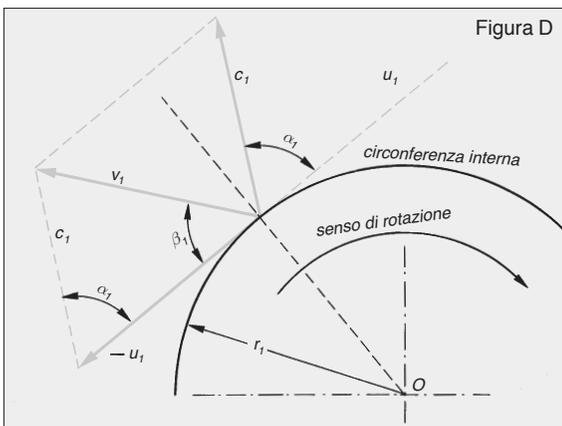
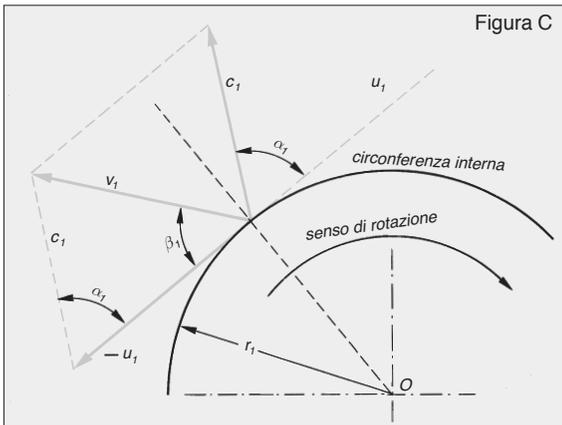


$u_2$ ), le velocità assolute del fluido ( $c_1$  e  $c_2$ ) e gli angoli che esse formano in corrispondenza alla circonferenza di ingresso 1 e a quella di uscita 2 dell'organo mobile (figure C e D):

$$L_1 = \frac{c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2 - c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1}{g} \quad (26.11)$$

Indicando con  $\eta_i$  il rendimento idraulico della macchina, sarà  $L_i = H / \eta_i$  e utilizzando la 26.11 si deduce che:

- la prevalenza fornita dalla pompa è indipendente dalla natura del fluido;
- la prevalenza è indipendente dalle caratteristiche geometriche della sezione di ingresso della girante;



- la velocità periferica  $u_2$  è tanto più elevata quanto più modesta risulta la velocità assoluta di uscita  $c_2$ ; poiché la velocità  $c_2$  è **minima nel caso delle pompe a reazione** queste ultime sono caratterizzate da una **elevata velocità periferica** e contemporaneamente da un maggior rendimento; è facile perciò concludere che le **pompe più veloci possono fornire rendimenti più elevati**.

Consideriamo lo schema generico di una girante (figura E) in quanto la sua forma varia in funzione della:

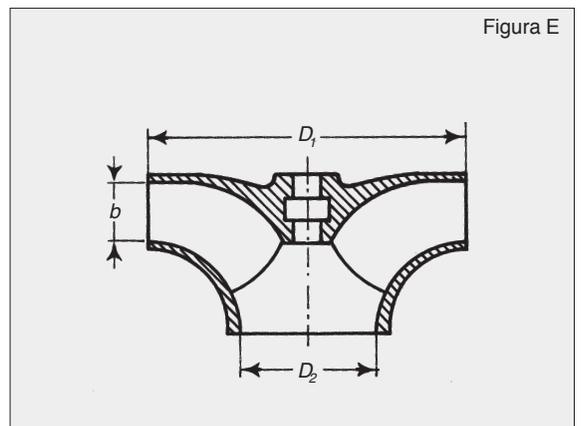
- portata volumetrica  $q_v$ : una maggior portata, richiede passaggi più ampi per permettere di elaborare grandi volumi di liquido e di conseguenza occorre aumentare l'altezza  $b$  della palettatura nella sezione di uscita;
- prevalenza  $H$ : un aumento di prevalenza impone forti effetti centrifughi, proporzionali sia al numero di giri al minuto  $n$  compiuti dalla pompa, sia al diametro  $D_1$  della girante.

Una pompa cui sia richiesta **forte portata e piccola prevalenza avrà una girante di piccolo diametro con ampi passaggi**, mentre una pompa adatta a fornire **portate modeste con alte prevalenze, avrà una girante molto stretta e di grande diametro**.

Queste considerazioni possono essere sintetizzate ponendo in relazione la forma e le dimensioni della girante con una grandezza fittizia definita **numero di giri caratteristico: numero di giri al minuto che compirebbe una pompa (geometricamente simile a quella in esame) capace di fornire la prevalenza di 1 m erogando la potenza di 1 kW**.

Si distinguono le seguenti tipologie di pompe:

- **pompe centrifughe lente con giranti di tipo radiale**: atte a fornire (con un solo stadio) prevalenze fino a 200 m di c.a. ( $n_c$  fra 40 e 120). Il diametro  $D_1$  vale circa il doppio del diametro  $D_2$ ; per forti portate la girante può essere a **doppia aspirazione** con il vantaggio di eliminare la spinta assiale dovuta alla differenza di pressione fra ingresso e uscita dalla pompa;



- **pompe centrifughe medie con girante di tipo Francis:** con entrata assiale e scarico radiale, atte a fornire prevalenze più basse delle precedenti ( $n_c$  fra 120 e 350);
- **pompe centrifughe veloci con giranti di tipo misto:** nelle quali la prevalenza è dovuta in parte alla forza centrifuga e in parte alla reazione prodotta dalla speciale curvatura conferita alle palette ( $n_c$  fra 350 e 600). Il diametro  $D_1$  è uguale al diametro  $D_2$ ;
- **pompe ultra-veloci con girante a elica:** la prevalenza (non superiore ai 10 m di c.a.) viene conferita al liquido dalla spinta esercitata dalle pale ( $600 < n_c < 1300$ ).

La prevalenza fornita da una pompa centrifuga del tipo semplice dipende principalmente dal numero di giri al minuto compiuti dalla girante, dal suo diametro e dalla conformazione della palettatura; a parità di portata, la prevalenza varia in funzione inversa al numero di giri caratteristico ma non può superare i 200 m. Per prevalenze maggiori (fino a 1000 m) si può ricorrere a una **pompa multipla** costituita da una carcassa che contiene più giranti callettate su uno stesso albero e collegate fra loro da una serie di condotti, ricavati nell'involucro, in modo che il fluido uscente dalla prima ruota venga ricondotto all'imbocco della seconda e così di seguito. **L'energia acquistata dal fluido nell'attraversamento della prima ruota, viene conservata (a eccezione delle perdite idrauliche) e addizionata a quella che gli verrà somministrata dalla seconda.**

Quando si richiedano basse prevalenze con portate molto alte, il valore del numero di giri caratteristico tende a aumentare; si rimedia costruendo una pompa elicoidale (di tipo centrifugo tradizionale) munita di una girante a doppio imbocco e con girante di tipo misto, in quanto capace di elaborare grandi

quantità di liquido conferendo a esso la prevalenza necessaria.

L'uscita del fluido può essere ancora radiale o inclinata di un certo angolo rispetto all'asse di rotazione (quando il valore della prevalenza richiede più giranti in serie). Una pompa elicoidale multipla può avere giranti del tipo misto con scarico non più radiale, il che consente una minor curvatura dei condotti che collegano fra loro le giranti stesse. Per valori di  $n_c$  ancor più elevati la forma della girante degenera in una comune elica formata da un mozzo piuttosto grosso al quale sono collegate poche pale con estremità mozzate dovendo ruotare entro una cassa cilindrica che costituisce l'involucro della pompa; **il comportamento di una tale girante nei riguardi del fluido aspirato può essere assimilato a quello di una vite a più principi coniugata alla rispettiva madrevite, intesa, quest'ultima, come la massa liquida in cui l'elica tende ad avvitarsi.** In tale ipotesi il fluido viene parzialmente trascinato dall'elica e assume anche un moto di rotazione, moto che dovrà essere contrastato per evitare che le due velocità (girante e fluido) assumano ugual valore (la portata risulterebbe nulla). Per questo motivo, la girante è preceduta da un **distributore** munito di palette disposte secondo piani pressoché radiali ed è seguita da un **diffusore** per regolarizzare l'efflusso, e smorzare il moto di rotazione impresso al fluido dalla girante. L'avanzamento reale  $p'$  del liquido sarà sempre inferiore al passo  $p$  dell'elica. Si definisce **coefficiente di regresso** della pompa il rapporto:

$$\rho = (p - p') / p \quad (26.18)$$

e la pompa sarà tanto più efficiente quanto minore è il valore di tale rapporto.