

Capitolo 27

Dalla 24.24 sappiamo che il rendimento totale η di una pompa è il prodotto del rendimento **idraulico** η_i , **volumetrico** η_v e **meccanico** η_m .

Il **rendimento idraulico** di una pompa centrifuga **dipende dalle perdite**:

- **di energia per attrito** del liquido contro le pareti della girante, del diffusore (se esiste), della chiocciola e, nel caso delle pompe multiple, dei condotti che lo adducono ai vari stadi; quanto più complessa è la conformazione della pompa tanto minore sarà il rendimento;
- **di energia conseguenti alle deviazioni** che il liquido deve subire per adattarsi alla curvatura dei vari organi meccanici che esso incontra;
- **conseguenti alla trasformazione di energia cinetica in potenziale** che avviene ogni volta che il liquido percorre un condotto divergente, questa perdita è la più gravosa;
- **di energia cinetica dovute alla velocità residua** con cui il liquido lascia la pompa; queste perdite sono maggiori nelle pompe ad azione che in quelle a reazione;
- **di energia per contrazione della vena liquida** ogni volta che essa investe la palettatura mobile (girante) o quella fissa (diffusore); **queste perdite, che non devono essere confuse con quelle per urto**, possono essere ridotte profilando opportunamente il bordo di entrata della palettatura secondo una sagoma idrodinamica e rastremando quello di uscita per favorire il ricongiungimento dei filetti fluidi.

Le perdite descritte costituiscono le **perdite di deflusso** alle quali dovremo aggiungere le **perdite per urto** (direttamente proporzionali all'energia cinetica posseduta dal fluido);

- il **rendimento volumetrico** dipende dalla quantità di liquido elaborata ma non inviata all'utilizzazione, è condizionato dall'entità dei giochi esistenti fra l'organo mobile e l'involucro della pompa. Essa è maggiore nelle pompe a reazione in cui l'energia è somministrata prevalentemente sotto forma potenziale rispetto a quelle ad azione ove il liquido acquisisce energia sotto forma di energia cinetica;
- il **rendimento meccanico** è dovuto alle perdite di energia necessarie a vincere gli attriti fra organi meccanici in moto relativo, che nelle pompe centrifughe sono limitati ai due supporti di estremità e all'eventuale cuscinetto reggispinta.

La portata erogata da una pompa centrifuga è direttamente proporzionale al numero di giri al minuto n compiuti dalla macchina, mentre la prevalenza ottenuta è direttamente proporzionale al quadrato di n . Quindi, se indichiamo con q_{v1} e H_1 i

valori della portata e della prevalenza fornita da una pompa che abbia un numero di giri al minuto n_1 , passando a un valore n_2 non molto dissimile (in modo da poter ritenere che non vengano sensibilmente alterati i triangoli delle velocità e si possa ritenere costante il valore del rendimento totale), la portata q_{v2} erogata dalla macchina si può ottenere con la relazione:

$$q_{v1} : q_{v2} = n_1 : n_2 \quad (27.1)$$

la prevalenza H_2 con la relazione:

$$H_1 : H_2 = n_1^2 : n_2^2 \quad (27.2)$$

e la potenza utile della pompa (è proporzionale sia alla portata che alla prevalenza) con la relazione P_1 :

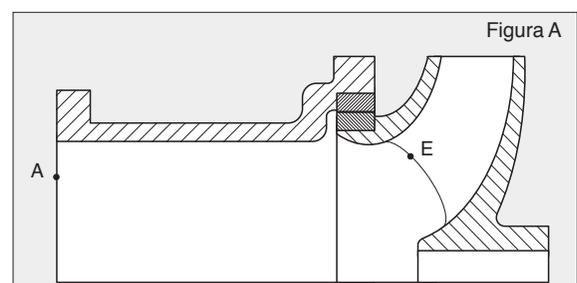
$$P_2 = n_1^3 : n_2^3 \quad (27.3)$$

Queste tre relazioni costituiscono l'espressione analitica della **legge di affinità**.

Mentre nelle pompe alternative la prevalenza dipende dall'utilizzazione, nelle pompe centrifughe essa è legata al valore della portata. La correlazione fra portata e prevalenza può essere messa in evidenza graficamente tracciando (per punti) la **curva caratteristica** (o **caratteristica**) in un sistema di assi cartesiani in cui sono riportate le prevalenze in ordinate e le portate in ascisse. Mantenendo costante il regime di rotazione della pompa, per ogni valore della portata q_v esiste un determinato valore della prevalenza H . La curva incontra l'asse verticale in un punto di ordinata H_0 (prevalenza a portata nulla) ottenuto con la valvola di mandata completamente chiusa. Le pompe centrifughe rispetto a quelle alternative hanno la possibilità di funzionare (un minuto al massimo) con la valvola di mandata chiusa senza che ne derivino gravi danni.

Applichiamo il teorema di Bernoulli (figura A) tra la flangia di aspirazione di una pompa centrifuga (punto A) e l'ingresso delle pale nella girante (punto E), dove esiste la massima depressione. Considerando nulla la differenza di quota tra A ed E si ottiene:

$$\frac{P_A}{\rho \cdot g} - \frac{P_v}{\rho \cdot g} > K \cdot \frac{c^2}{2 \cdot g} + \lambda \cdot \frac{v_E^2}{2 \cdot g}$$



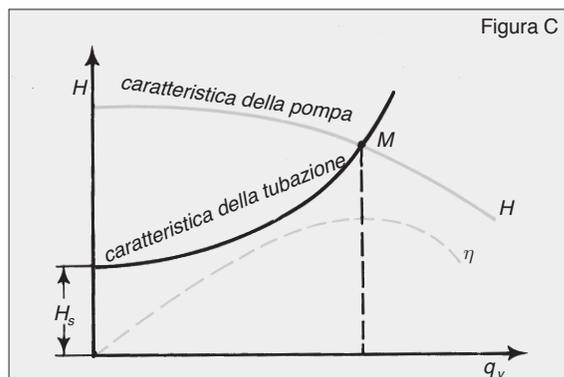
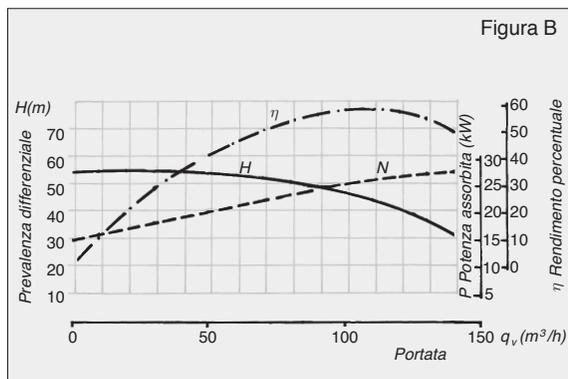
dove abbiamo indicato con c la velocità assoluta, v quella relativa, p_v la tensione di vapore del liquido pompato e $K \cong 1,2$ mentre λ dipende dal tipo di pompa. Il primo termine della disuguaglianza viene chiamato **NPSH_A Net Positive Suction Head Available** (disponibile) ed è la sovrappressione alla flangia di aspirazione rispetto alla pressione di saturazione del liquido pompato alla temperatura di esercizio. Il secondo termine della disuguaglianza viene chiamato **NPSH_R Net Positive Suction Head Required** (richiesto) ed è il valore di caduta di pressione che necessariamente si verifica, quando la pompa è in funzione, tra la flangia d'ingresso e l'inizio della girante. Per non avere cavitazione dovrà essere sempre:

$$\text{NPSH}_A > \text{NPSH}_R$$

Un quadro più completo della funzionalità di una pompa si ottiene tracciando la curva caratteristica ($q_v; H$) e le curve che rappresentano le variazioni del rendimento η e della potenza assorbita P_a in funzione di q_v (figura B):

- la curva della potenza ha un andamento crescente e quasi rettilineo all'aumentare della portata;
- la curva del rendimento ha inizio nell'origine degli assi e presenta un andamento iniziale crescente; raggiunto un valore massimo η_{max} decresce poi sensibilmente al crescere della portata.

Esiste perciò un unico punto sulla curva caratteristica (per un determinato regime di rotazione) cui corrisponde il massimo valore del rendimento: una **coppia di valori q_v e H** (per n costante) **che assicura il funzionamento più economico della pompa centrifuga. Per ogni regime di rotazione della pompa si può tracciare una curva caratteristica**, e su ognuna di esse esiste un punto di massimo rendimento. Collegando insieme tutti i punti del piano cui compete lo stesso valore del rendimento, si ottengono delle curve chiuse concentriche, assimilabili a ellissi, definite **curve di isorendimento**; l'unica eccezione è costituita dalla curva congiungente i punti di rendimento massimo che risulterà necessariamente aperta, non potendo esistere due punti η_{max} su una caratteristica.



Possiamo suddividere la prevalenza totale di un sistema contro cui la pompa deve operare, in:

- **prevalenza statica H_s** costituita dalla somma del dislivello geodetico fra i peli liberi dei serbatoi di aspirazione e mandata, e dalla differenza di pressione esistente fra i due serbatoi suddetti;
- **prevalenza necessaria per vincere le resistenze di attrito nelle tubazioni H_y** , corrispondente, in metri di colonna liquida, alle perdite di carico continue;
- **prevalenza necessaria per sopperire alla caduta di pressione per resistenze accidentali H'_y** , corrispondente alle perdite di carico accidentali.

In un piano cartesiano, di coordinate $q_v - H$, la prevalenza statica H_s , indipendente dalla portata q_v , è rappresentata con una retta parallela all'asse delle ascisse, mentre le prevalenze H_y e H'_y sono degli archi di parabola (figura C). Conglobando in un'unica curva le variazioni delle tre prevalenze parziali, si ottiene la caratteristica della tubazione che dipende dal diametro e dalla rugosità della tubazione stessa.

L'intersezione con la curva caratteristica della pompa fornisce il massimo rendimento (figura C).

I procedimenti di calcolo per la determinazione delle principali dimensioni della girante si basano su:

- **la portata effettiva q_v che la pompa dovrà erogare;**
- **la prevalenza effettiva H che la pompa dovrà fornire;**
- **il regime di rotazione n della pompa** deducibile da quello della motrice prescelta.

Si inizia fissando dei valori plausibili per i rendimenti parziali della macchina da cui si calcola la portata teorica ($q_{vt} = q_v / \eta_v$) e della prevalenza teorica ($H_t = H / \eta_i$) per arrivare alla potenza utile della pompa ($P_u = \rho g q_v H / 1000$) e da questa risalire al numero di giri caratteristico n_c che consente di dedurre il tipo della girante o il tipo di pompa tramite particolari schemi e calcoli basati anche su formule empiriche.

Le pompe centrifughe non avendo masse dotate di moto alternato, si prestano al comando diretto mediante motrici veloci (motori elettrici, turbine a va-

pore o a gas e motori a scoppio o diesel veloci). Di contro è praticamente impossibile azionare una pompa centrifuga con una motrice a vapore. Per quanto riguarda l'installazione, è preferibile che pompa e motrice siano montate su un basamento metallico in modo da costituire un insieme unico su cui poter procedere all'allineamento preventivo degli assi prima della messa in opera. Sulla tubazione di mandata viene montata, oltre alla valvola di intercettazione, una *valvola di ritegno* cui è affidato il compito di proteggere la pompa in caso di arresto brusco e di impedire lo svuotamento della tubazione durante le operazioni di smontaggio della pompa. Per assicurarne l'adescamento si aprono gli sfoghi d'aria previsti sulla carcassa e si avvia la motri-

ce mantenendo la valvola di mandata parzialmente o completamente chiusa per brevi istanti. La regolazione della portata erogata si può ottenere:

- **variando il regime di rotazione della pompa;**
- **strozzando la mandata;**
- **strozzando l'aspirazione;**
- **immettendo aria sull'aspirazione;**
- **variando l'inclinazione delle palette del diffusore;**
- **variando l'inclinazione delle palette dell'agirante;**
- **operando sulla valvola by-pass inserita a valle della pompa.**