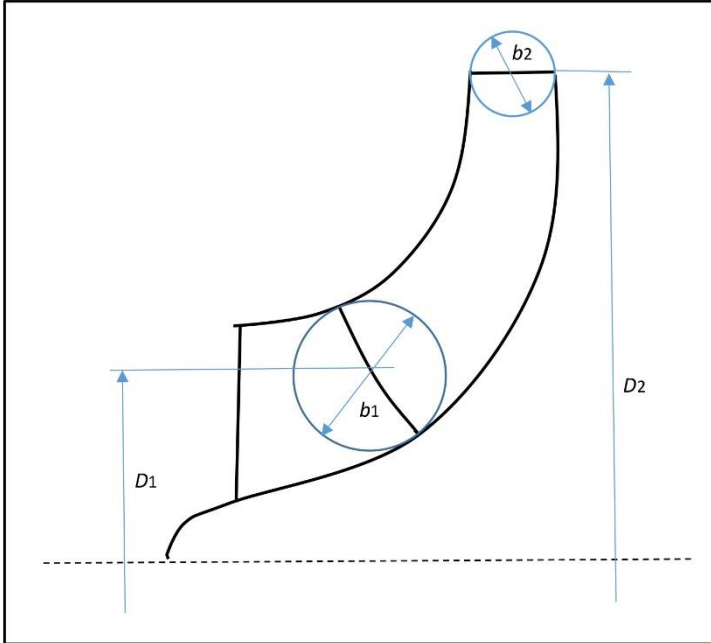


Le curve caratteristiche di funzionamento delle turbomacchine operatrici

Consideriamo una generica turbomacchina operatrice che abbia una sezione meridiana rappresentata da un generico canale di flusso definito da una sezione di ingresso, 1, e una di uscita, 2, in cui D_1 e D_2 sono i corrispondenti diametri medi mentre l'altezza del canale palare è pari al diametro della circonferenza inscritta nelle sezioni corrispondenti, b_1 e b_2 .



In ogni sezione consideriamo un generico triangolo delle velocità in corrispondenza al diametro medio, con la usuale nomenclatura, e supponiamo che le pale siano progettate in modo tale che il lavoro sia indipendente dalla linea di corrente considerata.

Ipotizziamo ora che il fluido sia incomprimibile: la teoria della similitudine ci permette di affermare che la curva caratteristica teorica di una classe di turbomacchine operatrici di questo tipo, avente una determinata geometria, è una semplice relazione che lega ψ a φ , purché il flusso abbia una turbolenza pienamente sviluppata. Nel caso di fluido comprimibile bisogna tenere conto anche dell'influenza del numero di Mach.

Tale influenza complica, ma non vanifica, le conclusioni cui si perverrà trattando il caso di fluido incomprimibile: l'argomento sarà trattato più avanti studiando i turbocompressori.

Per capire quindi la natura del legame $\psi = f(\varphi)$ semplifichiamo inizialmente il problema supponendo nulle le dissipazioni di energia interne alla macchina: in questo modo si potrà definire una ψ_{th} , cifra di pressione teorica, che coincide con la cifra di lavoro teorico $\lambda = \frac{L_u}{\omega^2 D_2^2}$.

Si ipotizzi inoltre che la corrente relativa in uscita dalla girante abbia esattamente la stessa inclinazione della palettatura: ciò significa che le pale sono in grado di indirizzare perfettamente la corrente in uscita. Tale ipotesi implica che $\beta_2 = \beta_{2p} = \text{cost}$, dove con β_{2p} si indica l'angolo palare in uscita. Per realizzare in pratica una condizione del genere sarebbe necessario avere un numero infinito di pale di spessore nullo per cui, con questa ipotesi, la cifra di pressione che si andrà a calcolare verrà chiamata: $\psi_{th,\infty} = \frac{L_{u,\infty}}{\omega^2 D_2^2} = f(\varphi)$.

Con l'ipotesi fatta, il triangolo di velocità in uscita sarà caratterizzato dall'aver β_2 indipendente dal valore della portata. Per quanto riguarda il triangolo in ingresso, l'angolo indipendente dalla portata sarà invece α_1 , in quanto determinato dalla geometria della sezione a monte di quella di ingresso nella palettatura.

Ciò premesso, troviamo analiticamente la relazione $\psi_{th,\infty} = f(\varphi)$. Applicando l'espressione del lavoro Euleriano si può scrivere:

$$\psi_{th,\infty} = \frac{L_{u,\infty}}{\omega^2 D_2^2} = \frac{u_2 \cdot c_{u2,\infty} - u_1 \cdot c_{u1}}{\omega^2 D_2^2}$$

Per praticità si vogliono mettere in evidenza nella relazione precedente gli angoli invarianti con la portata, che sono, come sopra spiegato, α_1 e β_2 , e le velocità meridiane, in quanto legate alla portata e quindi alla cifra di flusso. Dai triangoli di velocità si ottiene dunque:

$$c_{u1} = c_{m1} \cdot \cotg \alpha_1$$

$$c_{u2,\infty} = u_2 - c_{m2} \cdot \cotg\beta_{2p}$$

Sostituendo in $\psi_{th,\infty}$ si trova:

$$\psi_{th,\infty} = \frac{u_2^2 - u_2 \cdot c_{m2} \cdot \cotg\beta_{2p} - u_1 \cdot c_{m1} \cdot \cotg\alpha_1}{\omega^2 D_2^2}$$

Valgono inoltre, per la continuità della portata e l'ipotesi di incomprimibilità, le relazioni:

$$\frac{\dot{m}}{\rho_{01}} = Q = \pi \cdot D_1 \cdot b_1 \cdot c_{m1} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot c_{m2}$$

Essendo poi ancora:

$$u_1 = \omega \cdot \frac{D_1}{2} \quad u_2 = \omega \cdot \frac{D_2}{2} \quad c_{m1} = \frac{Q}{\pi \cdot D_1 \cdot b_1} \quad c_{m2} = \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2}$$

si ottiene:

$$\psi_{th,\infty} = \frac{1}{4} - \frac{Q}{\omega \cdot D_2^2} \left(\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot b_2} \cotg\beta_{2p} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot b_1} \cotg\alpha_1 \right)$$

Moltiplicando e dividendo per D_2 e introducendo la funzione di flusso si trova infine:

$$\psi_{th,\infty} = \frac{1}{4} - \varphi \left(\frac{D_2}{2 \cdot \pi \cdot b_2} \cotg\beta_{2p} + \frac{D_2}{2 \cdot \pi \cdot b_1} \cotg\alpha_1 \right)$$

Equazione che può essere espressa semplicemente come:

$$\psi_{th,\infty} = A - B \cdot \varphi$$

dove:

$$A = \frac{1}{4} \quad B = \left(\frac{D_2}{2 \cdot \pi \cdot b_2} \cotg\beta_{2p} + \frac{D_2}{2 \cdot \pi \cdot b_1} \cotg\alpha_1 \right)$$

ovvero, in una turbomacchina operatrice la curva che lega $\psi_{th,\infty}$ a φ è lineare. Tale relazione vale sia per le macchine assiali che per quelle radiali.

Nel caso delle macchine radiali è generalmente $\alpha_1 = 90^\circ$, ovvero la direzione assoluta del flusso è ortogonale rispetto a quella di trascinamento. In questo caso $\cotg\alpha_1 = 0$, pertanto la costante B dipende solamente dall'angolo β_2 , oltre che da D_2 e da b_2 . In formula:

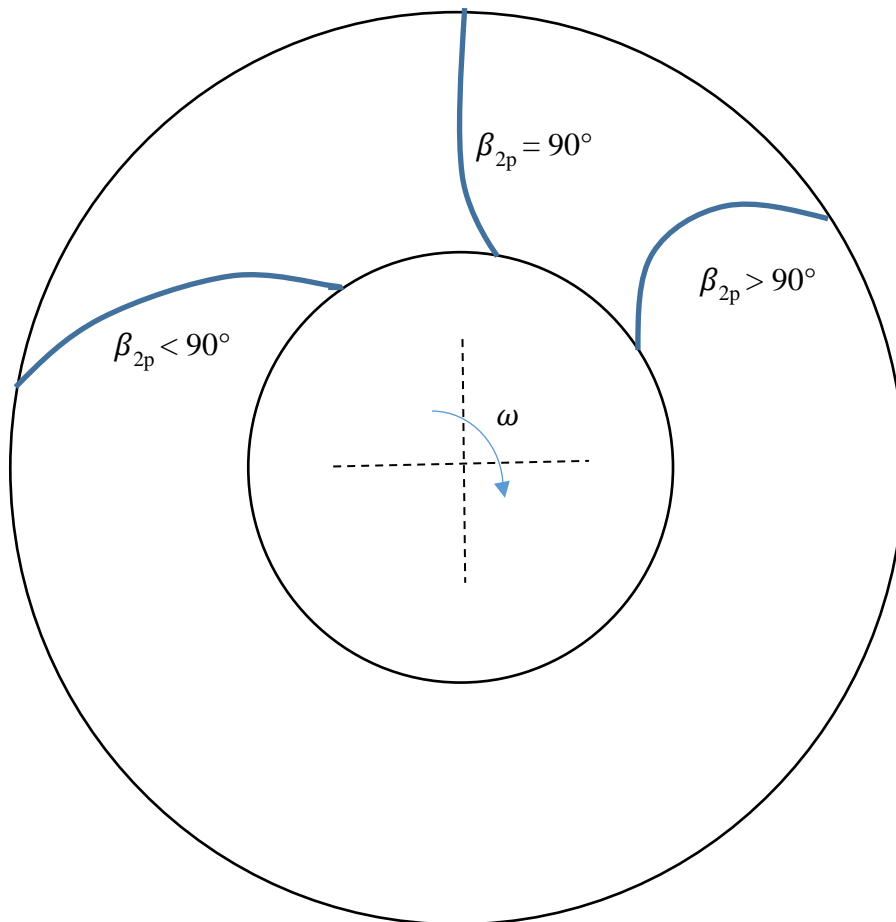
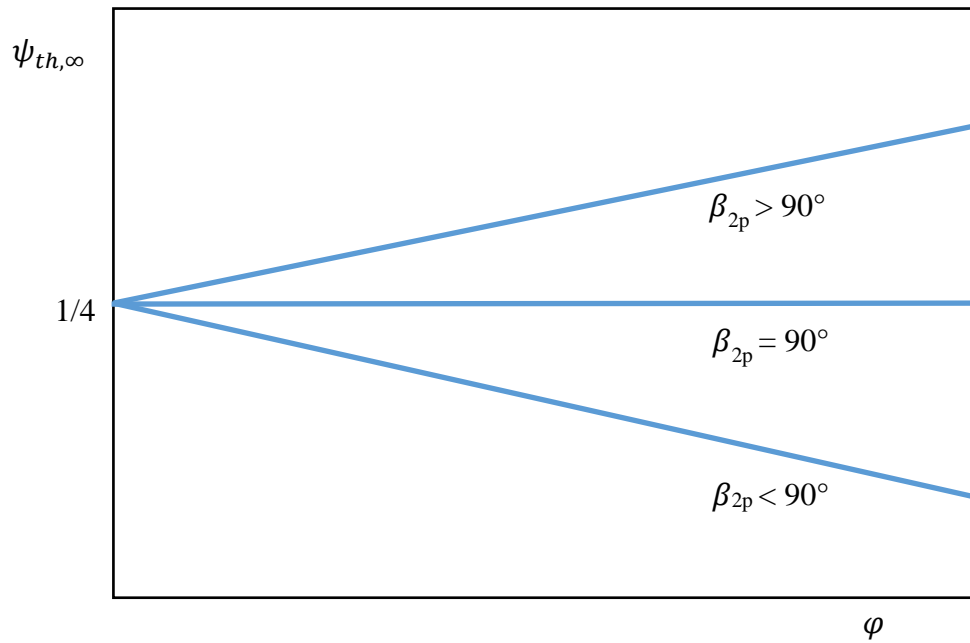
$$\psi_{th,\infty} = \frac{1}{4} - \varphi \left(\frac{D_2}{2 \cdot \pi \cdot b_2} \cotg\beta_{2p} \right)$$

In generale ci possono essere tre diversi tipi di configurazione:

- se $\beta_{2p} < 90^\circ$ allora $B > 0$ e $\psi_{th,\infty}$ sarà una funzione lineare decrescente con la portata;
- se $\beta_{2p} = 90^\circ$, allora $B = 0$ e $\psi_{th,\infty}$ sarà costante con la portata;
- se $\beta_{2p} > 90^\circ$ allora $B < 0$ e $\psi_{th,\infty}$ sarà una funzione lineare crescente con la portata.

A queste tre situazioni corrispondono altrettante forme di pale:

- se $\beta_{2p} < 90^\circ$ allora si parla di pala “rovescia”, perché l'inclinazione del bordo d'uscita è opposta al verso di rotazione;
- se $\beta_{2p} = 90^\circ$ si parla di pala radiale;
- se $\beta_{2p} > 90^\circ$ si parla di pala “in avanti”, perché l'inclinazione del bordo d'uscita è coerente con il verso di rotazione.



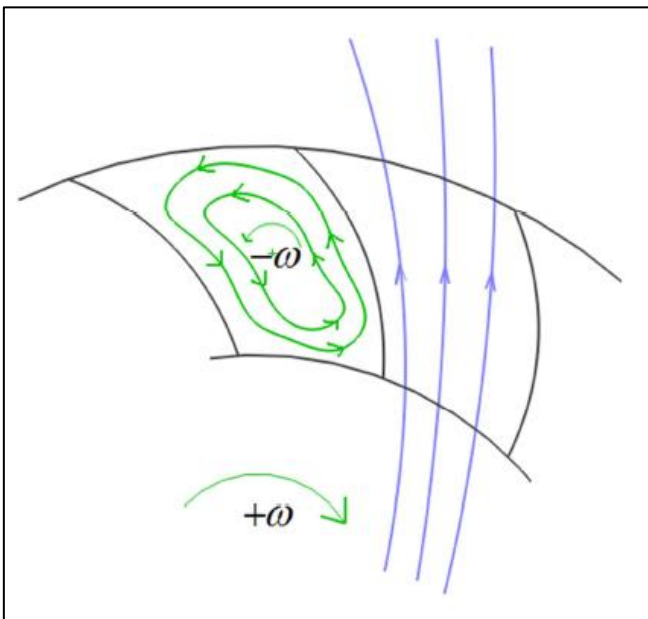
A parità di u_2 e di c_{m2} , si avranno i valori più alti di c_{u2} per $\beta_{2p} > 90^\circ$ e i valori più bassi di c_{u2} per $\beta_{2p} < 90^\circ$. Nelle pompe si possono utilizzare tutti e tre i tipi di pale, al fine di realizzare scopi diversi, ma la configurazione più diffusa è la pala rovescia.

Nelle macchine assiali non è possibile individuare un valore standard per α_1 o per β_{2p} . Questo significa che non è possibile semplificare ulteriormente l'espressione generale di $\psi_{th,\infty}$. Anche in questo caso, comunque, la relazione lineare potrà essere crescente, decrescente o costante a seconda della combinazione dei valori di b_2 , D_2 , α_1 e β_{2p} . Praticamente è possibile costruire solamente macchine operatrici assiali che abbiano $B > 0$, il che implica un andamento decrescente di $\psi_{th,\infty}$ al crescere della portata. Ciò accade perché man mano che B decresce, la pala si incurva sempre di più andando ad imporre alla corrente un carico aerodinamico troppo elevato, dovuto a una deviazione eccessiva, con perdite di carico e instabilità nel flusso.

Vogliamo ora passare dalla curva caratteristica teorica a quella reale, andando a superare le limitazioni connesse alle ipotesi semplificative prima introdotte.

Iniziamo con il passare da $\psi_{th,\infty}$ a ψ_{th} , ovvero con il superare l'ipotesi del numero infinito di pale. L'analisi si complica non poco, perché la differenza tra l'inclinazione della pala e la direzione del vettore velocità relativa in uscita dalla girante non è, in generale, trascurabile. Bisogna però distinguere i due casi di macchina centrifuga e di macchina assiale, ricordando le leggi della meccanica dei fluidi.

In una macchina centrifuga la corrente che fluisce è parallela e concorde alla forza centrifuga. Un elemento fluido all'interno del canale palare è quindi soggetto all'accelerazione di Coriolis che determina l'allontanamento della linea di corrente dalla direzione geometrica della pala.



Questo fenomeno può essere descritto immaginando che la corrente che esce dalla macchina sia il risultato della sovrapposizione di due strutture di flusso:

- la prima è una corrente “di attraversamento” che è coerente con la forma delle pale e si otterrebbe tramite un numero infinito di pale;
- la seconda è un vortice chiuso, confinato all'interno del canale interpalare, la cui intensità è pari a $-\omega$.

Il triangolo di velocità risultante è diverso da quello ideale: in particolare, l'angolo d'inclinazione della corrente β_2 risulta minore dell'angolo palare β_{2p} e, di conseguenza, a parità di c_{m2} si ha che $c_{u2} < c_{u2\infty}$ con

conseguente effetto negativo sul lavoro svolto. Si trova quindi che

$$\psi_{th} = \frac{1}{4} - \varphi \left(\frac{D_2}{2 \cdot \pi \cdot b_2} \cotg \beta_2 \right) < \psi_{th,\infty} = \frac{1}{4} - \varphi \left(\frac{D_2}{2 \cdot \pi \cdot b_2} \cotg \beta_{2p} \right)$$

La differenza tra β_{2p} e β_2 non è trascurabile, può arrivare anche a $15^\circ-20^\circ$.

L'effetto descritto non è dissipativo, essendo legato esclusivamente alle leggi della meccanica dei fluidi, per cui non c'è una riduzione del rendimento: si sta semplicemente osservando che se si vuole che il fluido in uscita abbia una certa inclinazione β_2 allora è necessario che l'angolo d'uscita della pala β_{2p} sia maggiore di una determinata quantità. Di questa differenza si tiene conto in fase di progetto calcolando con opportune correlazioni, non trattate nel corso base di Macchine, il valore di un parametro, detto fattore di scorrimento o slip factor, definito come $\mu = (c_{u2\infty} - c_{u2}) / c_{u2\infty}$.

Queste correlazioni permettono di definire la curva ψ_{th} a partire da $\psi_{th,\infty}$: il risultato sarà una curva approssimativamente parallela a quella di $\psi_{th,\infty}$ ma traslata un po' più in basso.

Per le macchine assiali invece la differenza tra $\psi_{th,\infty}$ e ψ_{th} è limitata e può essere trascurata. In una macchina assiale, infatti, il campo delle forze centrifughe è ortogonale alla direzione del flusso e questo fa sì che l'effetto della forza di Coriolis sia nullo. Lo scostamento della corrente rispetto alla direzione della pala, detto deviazione, è pari a pochi gradi, pertanto si può assumere in prima approssimazione $\beta_2 \approx \beta_{2p}$. Il campo delle forze centrifughe provocherà altri effetti che andranno studiati separatamente (risolvendo il cosiddetto problema dell'equilibrio radiale).

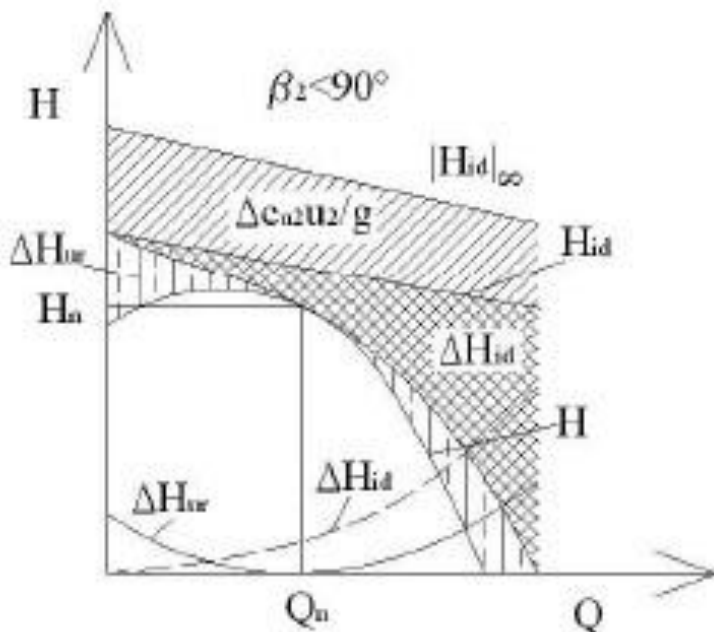
Bisogna ora completare il passaggio da ψ_{th} a ψ , sia per le macchine assiali che per le centrifughe. La differenza tra le due quantità è dovuta alla presenza in tutte le correnti reali di fenomeni dissipativi, che possono essere classificati in due categorie:

- dissipazione continua per attrito tra il fluido e le pareti di contenimento, che può essere calcolata tramite correlazioni di letteratura, ma in generale è nulla a portata nulla e poi cresce con il quadrato della portata;
- dissipazione causata da un funzionamento in condizioni diverse da quelle di progetto, per cui le direzioni dei vettori velocità incidenti sulle pale non sono congruenti con la loro geometria. Analiticamente si può osservare che le perdite di questo tipo sono minime (anche se non nulle) in prossimità delle condizioni di progetto, mentre crescono con andamento quadratico sia a portate più alte che a portate più basse.

ψ_{th} e ψ sono quindi correlati da un coefficiente che è già stato descritto in precedenza: il rendimento definito "idraulico" per le macchine idrauliche o "della palettatura" per le macchine termiche.

Si osservi che, quando i valori di φ sono pari o prossimi a zero, i modelli con cui si possono descrivere le varie curve di dissipazione cadono in difetto. Portata nulla non significa macchina ferma: quel che accade è che la valvola di mandata è completamente chiusa, pertanto non c'è flusso verso l'esterno e tutta l'energia trasmessa dalla girante al fluido viene completamente dissipata con modalità non descrivibili da semplici modelli di perdita non dimensionali.

Si può ottenere a questo punto la curva caratteristica di funzionamento effettiva.



Sottraendo alla ψ_{th} i valori delle dissipazioni ai diversi valori di portata si trova la curva $\psi(\varphi)$, che tipicamente presenta un massimo in corrispondenza di una portata più o meno ridotta, seguito da un ampio tratto discendente che costituisce il normale campo di funzionamento, come sarà chiarito in seguito. La figura mostra, in funzione delle grandezze dimensionali Q e H , la curva caratteristica di una pompa ad una data velocità di rotazione, con il contributo delle diverse categorie di perdite.

Tale andamento si ritrova qualitativamente per qualsiasi valore della costante B , dato che le

dissipazioni di energia, aumentando col quadrato della portata, andranno in ogni caso a pareggiare il valore di ψ_{th} , determinando l'annullamento del lavoro utile. Al diminuire di B aumenta però sia il valore di φ in corrispondenza al quale ψ è massimo, sia il valore di φ in corrispondenza del quale ψ si annulla.

La macchina funziona in condizioni di equilibrio stabile solamente nei punti in cui la curva $\psi(\varphi)$ è decrescente, ovvero dove la prevalenza diminuisce all'aumentare della portata. In tali punti, se

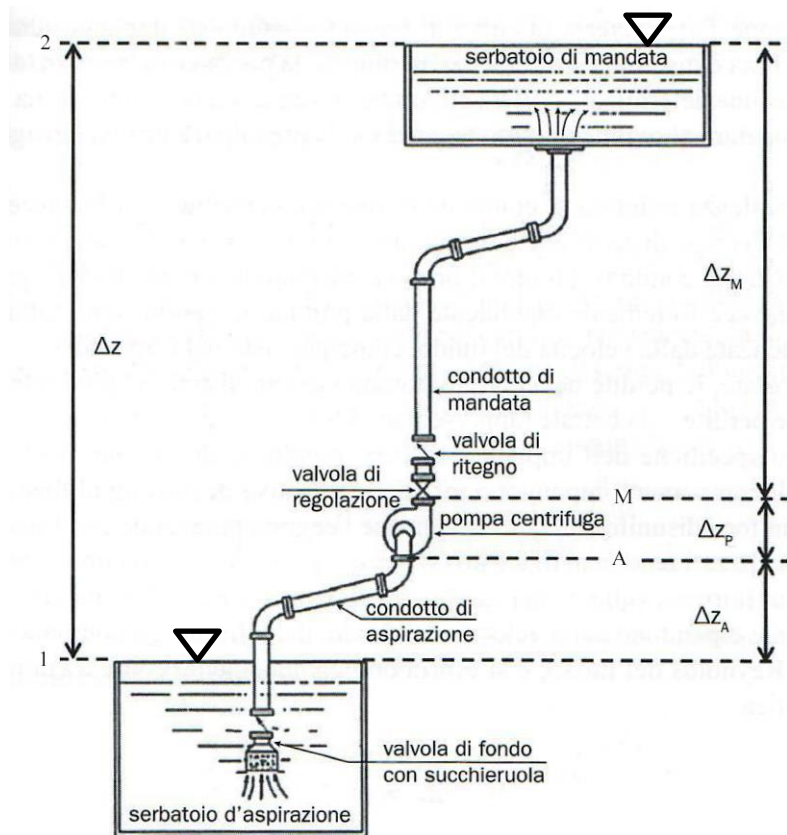
intervengono delle perturbazioni a modificare le condizioni di funzionamento della macchina, questa tornerà comunque nelle condizioni in cui si trovava in precedenza dopo un breve periodo di assestamento. Nei tratti ascendenti, viceversa, il funzionamento può essere instabile: una perturbazione al flusso allontana il punto di funzionamento da quello voluto. Da questo punto di vista è sempre preferibile che B sia maggiore di zero: al diminuire di B , come detto, aumenta il valore di φ in corrispondenza del quale la curva ha un massimo, e ciò significa che per arrivare ad un punto di equilibrio stabile è necessario avere portate elevate.

Un altro limite delle macchine a $B < 0$ è che all'aumentare di β_2 aumenta anche il valore di c_{u2} , una volta fissati u_2 e c_{m2} . È quindi elevata la porzione di energia che viene trasferita al fluido sotto forma di energia cinetica (infatti il grado di reazione della macchina diminuisce). Se si vuole che il risultato utile principale sia l'incremento della pressione del fluido, sarà quindi necessario realizzare una elevata diffusione a valle della girante, che trasformi parte di quest'energia cinetica in energia statica di pressione. Questo processo, comportando il rallentamento della corrente, è difficilmente realizzabile con basse dissipazioni di energia e porta quindi ad un abbassamento del rendimento complessivo della macchina.

Oltre alla curva $\psi = f(\varphi)$ bisogna prendere in considerazione anche quella del rendimento, $\eta = f(\varphi)$. La curva si annullerà dove la prevalenza è nulla e dove la portata è nulla, e avrà un massimo in una zona intermedia: tale massimo definisce il punto di progetto e non coincide con quello di ψ_{max} , ma non gli sarà comunque troppo lontano. Mentre la curva $\psi(\varphi)$ è unica per ogni famiglia di macchine geometricamente simili, questo non si riscontra in maniera rigorosa per il rendimento, che mostra in molti casi una moderata dipendenza dalla velocità di rotazione della macchina. Questo è dovuto al fatto che nel calcolo del rendimento da dati sperimentali si evidenziano i limiti delle assunzioni fatte nella definizione della teoria della similitudine, quali la assoluta indipendenza dal numero di Reynolds ecc.

LA REGOLAZIONE DELLE MACCHINE OPERATRICI

Interazione macchina-impianto



Consideriamo, quale caso di riferimento, un impianto di pompaggio. Esso è composto, nella configurazione base, dai seguenti elementi:

- un serbatoio di aspirazione, aperto (alla pressione atmosferica) o chiuso (con una pressione al pelo libero diversa da quella atmosferica);
- un serbatoio di mandata, anch'esso aperto (alla pressione atmosferica) o chiuso (con una pressione al pelo libero diversa da quella atmosferica), con il pelo libero ad un livello maggiore o uguale a quello di aspirazione;
- una pompa (dinamica o volumetrica);
- una tubazione, con percorso più o meno sviluppato, suddivisa nel tratto di aspirazione (tipicamente più corto e lineare) e in quello di mandata;
- una valvola di regolazione, installata alla mandata della pompa.

In condizioni di funzionamento stazionarie, l'energia richiesta dall'impianto per trasferire una portata di fluido dal serbatoio di aspirazione a quello di mandata è uguale alla energia trasferita al fluido dalla pompa.

Con riferimento a una portata in massa unitaria, l'energia richiesta dall'impianto è pari alla somma *i*) della differenza tra il valore del trinomio di Bernoulli calcolato ai peli liberi dei serbatoi di mandata – sezione 1 - e di aspirazione – sezione 2 - e *ii*) delle perdite di carico complessive, continue e localizzate, nei tratti di tubazione alla aspirazione e alla mandata. Tale energia può essere espressa in termini di prevalenza, ossia di altezza di colonna di fluido, richiesta dall'impianto:

$$H_{imp} = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{\Delta P_{01-A}}{\rho g} + \frac{\Delta P_{0M-2}}{\rho g}$$

Il primo addendo, relativo al dislivello tra i peli liberi dei due serbatoi, è detto prevalenza geodetica, $H_g = z_2 - z_1$. L'addendo relativo alla variazione dell'energia cinetica è trascurabile con serbatoi di ampia sezione. Gli unici addendi mai nulli sono gli ultimi due, relativi alle perdite di carico.

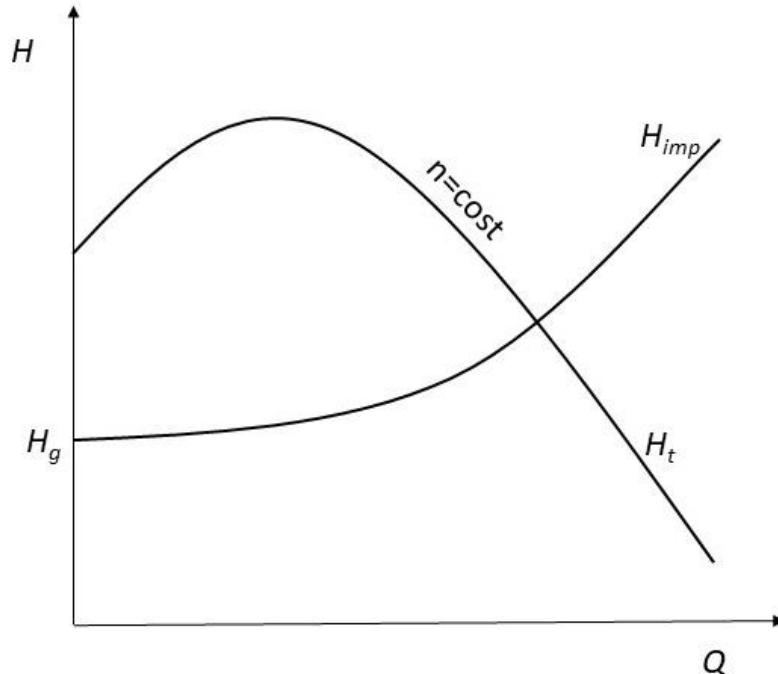
Sempre con riferimento a una portata in massa unitaria, l'energia trasferita al fluido dalla pompa è pari alla differenza tra il valore del trinomio di Bernoulli rilevato alla flangia di mandata – sezione M - e a quella di aspirazione – sezione A. Anche tale energia può essere espressa in termini di altezza di colonna di fluido, ossia di prevalenza totale della pompa:

$$H_t = z_M - z_A + \frac{p_M - p_A}{\rho g} + \frac{c_M^2 - c_A^2}{2g}$$

L'unico addendo mai nullo, e in generale di valore più elevato, è quello relativo alle pressioni, detto anche prevalenza manometrica.

Punto di funzionamento e regolazione

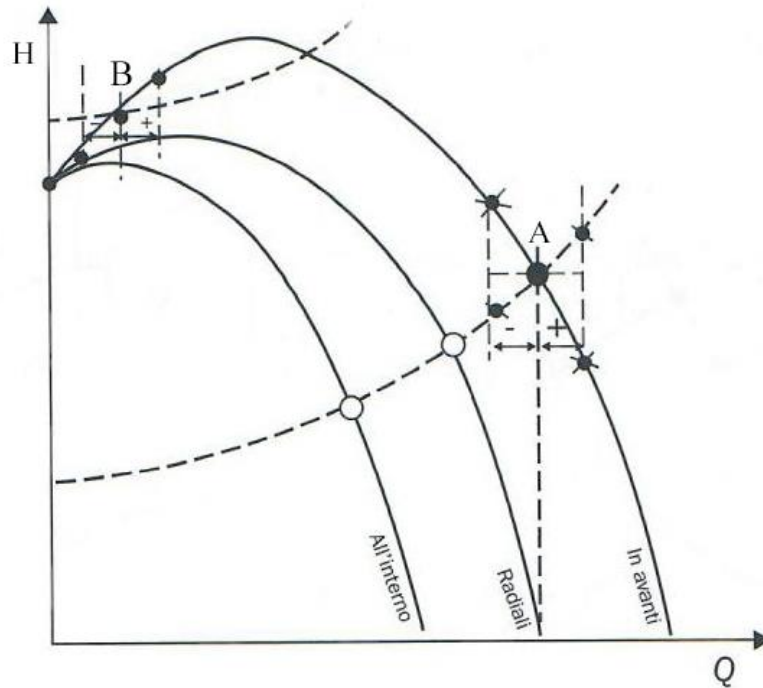
Le prevalenze H_{imp} e H_t variano con la portata, come illustrato in figura per il caso di un impianto con serbatoi aperti e di ampia superficie e di una pompa dinamica, funzionante a velocità di rotazione costante.



La portata ottenuta è quella corrispondente alla intersezione delle due curve, dove l'energia fornita dalla pompa e quella assorbita dall'impianto si equivalgono. La curva H_{imp} può essere chiamata caratteristica resistente del circuito idraulico.

Stabilità del punto di funzionamento

Si consideri il punto di lavoro A , sul tratto discendente della caratteristica della pompa: se una perturbazione porta, ad esempio, ad un aumento imprevisto della portata, il punto di funzionamento tenderebbe a spostarsi verso destra, cioè verso un aumento della prevalenza richiesta dall'impianto e una diminuzione di quella fornita dalla pompa: il punto di lavoro A è quindi in condizioni di equilibrio stabile.



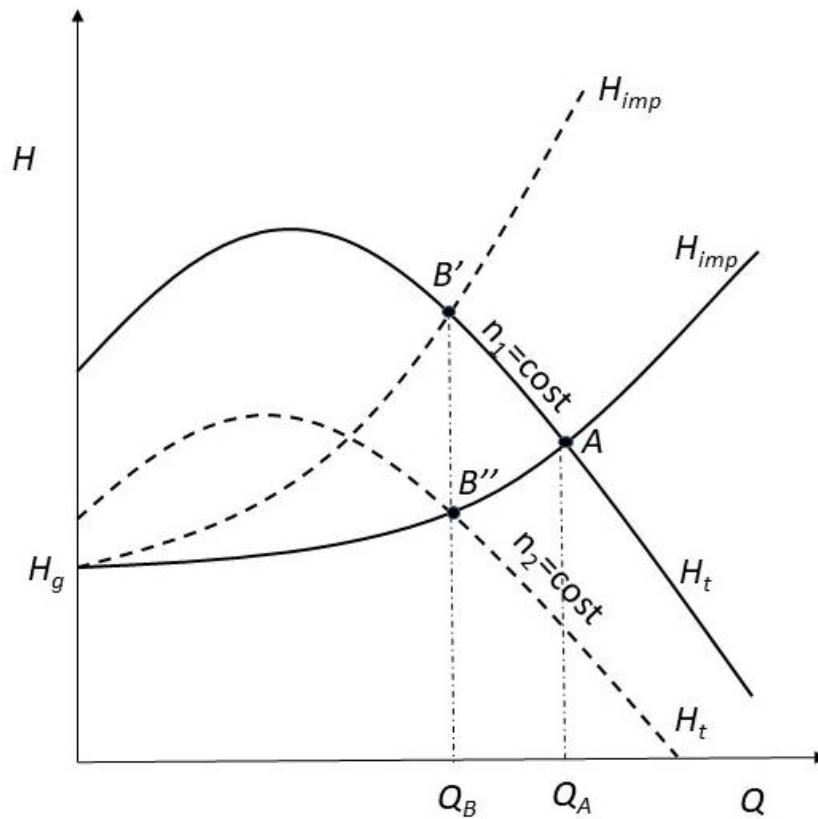
Si consideri invece il punto di lavoro B , sul tratto ascendente della caratteristica della pompa: la perturbazione sopra descritta porterebbe all'aumento sia della prevalenza richiesta dall'impianto che di quella fornita dalla pompa: il punto di lavoro B è quindi in condizioni di equilibrio instabile, ed è pertanto da evitare.

Regolazione della portata

Si consideri il punto di lavoro A , corrispondente alle condizioni di progetto dell'impianto. In condizioni di funzionamento diverse si debba diminuire la portata dal valore nominale Q_A a quello regolato Q_B . Si può effettuare la regolazione in due modi:

- intervenendo sulla caratteristica resistente del circuito idraulico, chiudendo parzialmente la valvola di regolazione;
- intervenendo sulla caratteristica della pompa, riducendo la velocità di rotazione della macchina.

La seconda soluzione è in generale di più complessa realizzazione, ma più conveniente dal punto di vista del risparmio energetico, tanto da essere normativamente obbligatoria in molte tipologie di impianti.



Nel primo caso, infatti, il consumo di energia aumenta perché la pompa è costretta ad operare con una prevalenza più elevata a fronte di una portata ridotta, mentre nel secondo caso diminuiscono sia la prevalenza che la portata.

Macchine in serie e in parallelo

Per soddisfare le esigenze di portata e prevalenza richieste da un impianto è possibile ricorrere a più pompe messe in serie oppure in parallelo.

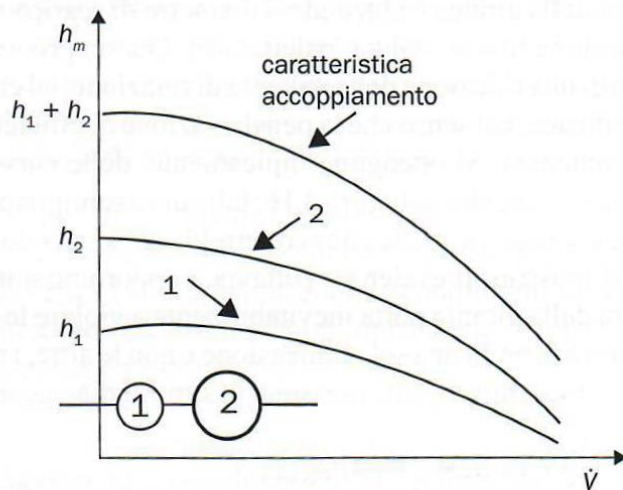
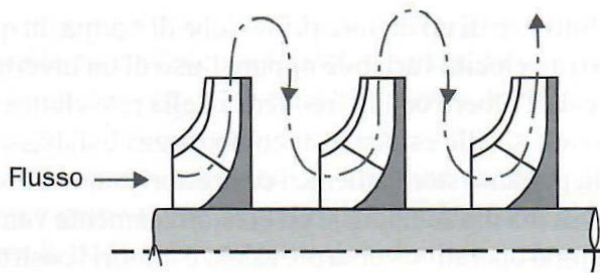
Due pompe vengono messe in serie quando, a parità di portata, si vogliono realizzare prevalenze più elevate.

La curva caratteristica delle due pompe in serie si ottiene attribuendo ad ogni valore di Q una prevalenza H_t pari alla somma delle prevalenze a quella portata delle due pompe considerate.

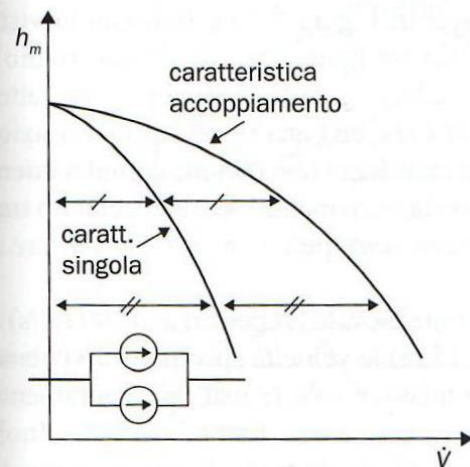
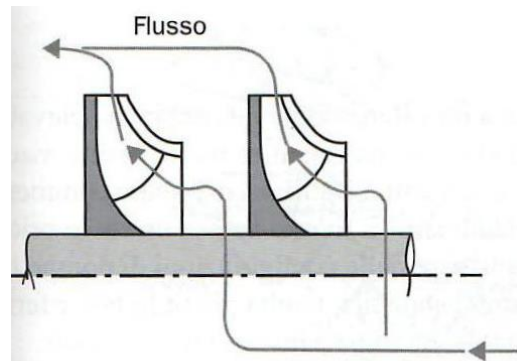
Due pompe vengono invece messe in parallelo quando si vuole realizzare una portata più elevata.

La curva caratteristica delle due pompe in parallelo si otterrà sommando le portate delle due pompe a parità di prevalenza.

In entrambi i casi, per trovare il punto di funzionamento dell'impianto complessivo si individua sempre l'intersezione con la caratteristica resistente del circuito idraulico.



Schema di flusso e curva caratteristica di pompe in serie.



pompe uguali in parallelo

LE POMPE

La cavitazione

La cavitazione è un fenomeno tipico delle macchine idrauliche (e, più in generale, delle correnti idrauliche) e consiste nella formazione di bolle di vapore in seno alla corrente a causa di abbassamenti locali della pressione, al di sotto della tensione di vapore del liquido (funzione della sua natura e temperatura), dovuti tipicamente a picchi locali di velocità.

Trascinate dalla corrente, le bolle di vapore transitano poi in zone dove la pressione è più alta e, non sussistendo più le condizioni fisiche di evaporazione, implodono con un processo impulsivo associato alla formazione di onde di pressione. Queste vanno a martellare le pareti di contenimento del flusso provocandone rapidamente l'erosione e, quindi, la corrosione.

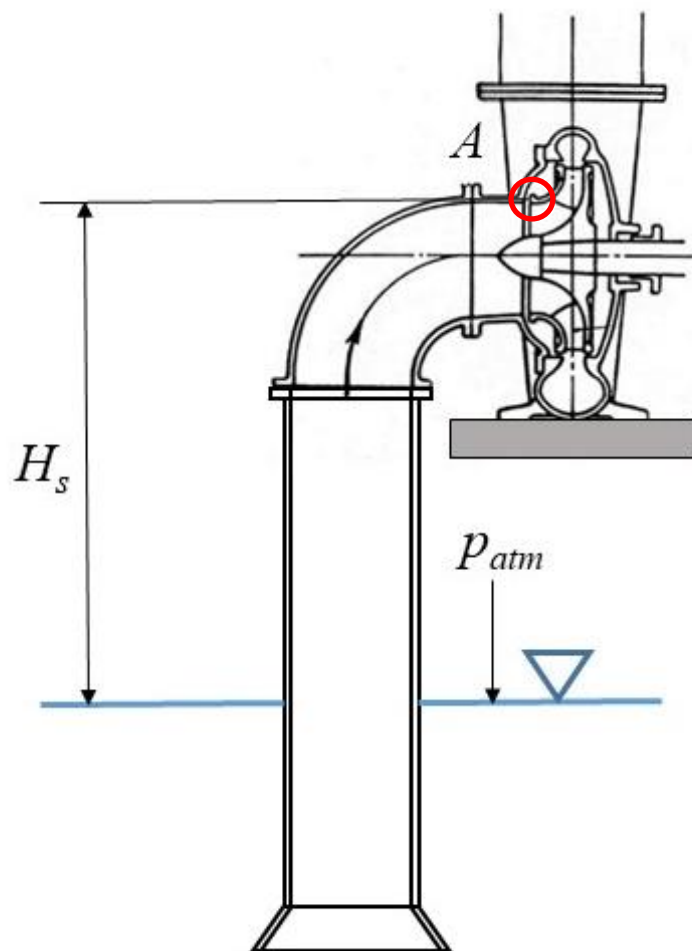
In presenza di cavitazione le prestazioni di una macchina, in generale, decadono ma il problema principale è quello del danneggiamento: possono bastare anche poche ore di funzionamento in presenza di cavitazione per portarla all'avaria.

Con riferimento ora alle modalità di insorgenza della cavitazione nelle pompe, essa può manifestarsi in aspirazione, al bordo d'ingresso della palettatura in prossimità dell'apice delle pale. In tali zone il flusso non può più essere ritenuto uniforme e assialsimmetrico (come è invece in corrispondenza alla sezione di aspirazione della pompa, cioè alla flangia di attacco con la tubazione di aspirazione) ma piuttosto di assetto periodico, con passo pari a quello palare.

Il corrispondente campo di velocità è tridimensionale, con presenza di picchi elevati soprattutto in prossimità degli apici delle pale, mentre la pressione di ristagno si mantiene bassa ed uniforme, non essendoci ancora stato un apporto di energia alla corrente da parte della palettatura. Si rilevano quindi picchi minimi di pressione statica (quantificabili solo con calcoli CFD tridimensionali viscosi o raffinate misure fluidodinamiche) che, se sono inferiori alla tensione di vapore, danno luogo a cavitazione.

È quindi indispensabile disporre di criteri che consentano di valutare le condizioni di incipiente cavitazione in una pompa, in modo da installarla in un impianto con un sufficiente margine di sicurezza rispetto alla insorgenza del fenomeno.

Si consideri lo schema del tratto di aspirazione di un impianto di pompaggio riportato in figura (l'esempio si riferisce ad una pompa centrifuga ad asse orizzontale, ma tipo e orientamento dell'asse della macchina non sono rilevanti ai fini dell'analisi).



La pressione statica al netto della tensione di vapore, nel punto individuato quale possibile luogo di insorgenza della cavitazione ed espressa in termini di altezza di colonna di fluido, h , è data dalla relazione seguente:

$$h = \frac{p_{atm}}{\rho g} - H_s - \frac{\Delta p_0}{\rho g} - \Delta H_d - \frac{p_v}{\rho g}$$

dove:

- p_{atm} è la pressione agente sul pelo libero del serbatoio di aspirazione, indicata quindi come pressione della generica atmosfera a contatto del liquido;
- H_S è l'altezza statica di aspirazione, cioè la quota del punto in cui si può avere cavitazione rispetto al pelo libero del serbatoio di aspirazione;
- Δp_0 è la perdita di carico della tubazione di aspirazione, somma di quella continua e di quelle localizzate, valutate tra l'imbocco del tubo e la flangia di accoppiamento con la pompa;
- ΔH_d è il cosiddetto termine dinamico, e rappresenta la pressione cinetica, espressa in termini di altezza di colonna di fluido, nel punto analizzato. Questo termine ingloba anche, in termini formalmente rigorosi ma quantitativamente poco rilevanti, le perdite di carico tra la flangia di aspirazione e il punto considerato;
- p_v è la tensione di vapore del fluido, alla temperatura della corrente.

Si hanno condizioni di incipiente cavitazione quando $h = 0$. Se si considera l'altezza statica di aspirazione quale unica variabile normalmente a disposizione del progettista dell'impianto per evitare l'insorgenza della cavitazione, H_S dovrà essere superiore al valore massimo, corrispondente alla condizione $h = 0$, e dato dalla relazione:

$$H_{S,max} = \frac{p_{atm}}{\rho g} - \frac{\Delta p_0}{\rho g} - \Delta H_d - \frac{p_v}{\rho g}$$

Nel caso delle turbine idrauliche, l'unica differenza è il segno del termine $\frac{\Delta p_0}{\rho g}$, che nelle turbine è positivo.

L'implosione delle bolle di vapore, e la conseguente erosione di parti della macchina, avverranno nella girante, nel caso delle pompe, e nel tubo di scarico (tubo aspiratore-diffusore, elemento fondamentale per il raggiungimento di elevati rendimenti) nel caso delle turbine, in accordo con il verso della corrente.

Nelle espressioni di h e di $H_{S,max}$ il solo termine di difficile determinazione, perché manca la possibilità di applicare un criterio di calcolo analitico consolidato, è ΔH_d .

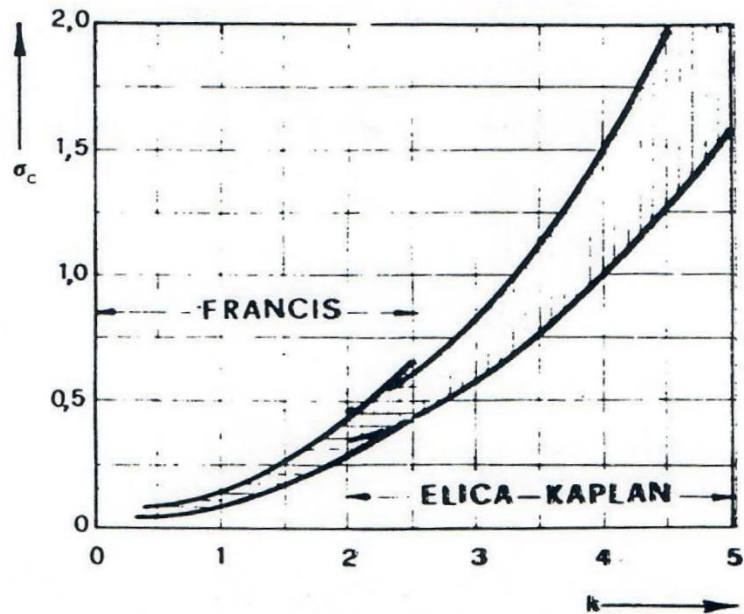
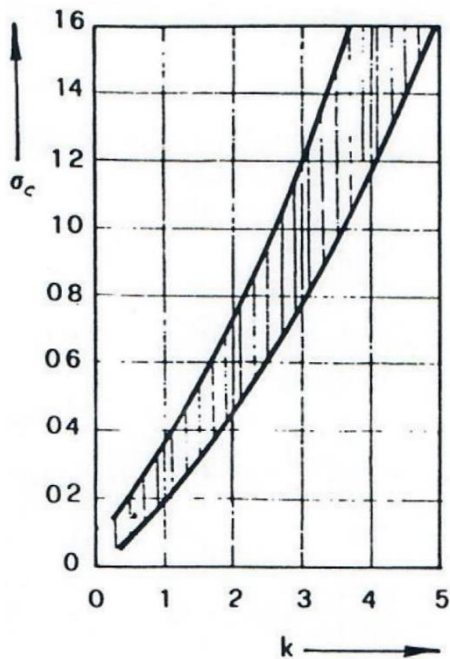
Un approccio classico ed elegante per la determinazione del valore del termine dinamico si basa sulla teoria della similitudine.

Considerando che i picchi negativi di pressione corrispondono a picchi positivi di velocità, e che i campi di velocità, per quanto complessi, sono comunque funzioni della forma di una macchina, si può pensare di correlare ΔH_d , opportunamente adimensionalizzato, al numero caratteristico di macchina, k .

Sulla base di questa osservazione è stata definita nella letteratura tecnica la cifra di Thoma:

$$\sigma_c = \frac{\Delta H_d}{H_t} = f(k)$$

dove H_t è la prevalenza della pompa. I valori di σ_c in funzione di k sono dati tipicamente in forma grafica, sia per pompe che per turbine (si veda la figura); poiché presentano una fascia di dispersione abbastanza elevata, dovuta alla natura statistica della correlazione, va scelto nel calcolo il valore più cautelativo.



L'approccio più utilizzato per le verifiche di cavitazione è però il calcolo della cosiddetta altezza totale netta all'aspirazione, universalmente indicata con l'acronimo *NPSH*, derivante dalla corrispondente denominazione inglese Net Positive Suction Head.

L'*NPSH* è, in termini più chiari, il valore della pressione di ristagno alla flangia di aspirazione, al netto della tensione di vapore, in condizioni di incipiente cavitazione, cioè quando $h = 0$.

Tipicamente, l'*NPSH* è ottenuto sperimentalmente dal costruttore della pompa. La macchina viene installata su di un banco prova apposito in cui si possono cambiare H_s e/o p_{atm} e/o la temperatura del fluido fino ad arrivare alle condizioni di incipiente cavitazione. Queste sono rilevate mediante la misura del decadimento della prevalenza (il limite convenzionale previsto dalle normative è il decadimento del 3%, cui corrispondono però condizioni di cavitazione già ben al di sotto del limite di insorgenza), il rilievo visivo della formazione di bolle di vapore, l'analisi FFT del rumore emesso e/o delle vibrazioni della cassa della pompa, per individuare le componenti ad alta frequenza tipicamente generate dalla implosione delle bolle.

Raggiunta quindi l'incipiente cavitazione, si ottiene il valore dell'*NPSH* con l'una o l'altra delle relazioni:

$$(NPSH)_{pompa} = \frac{p_A}{\rho g} + \frac{c_A^2}{2g} - \frac{p_v}{\rho g}$$

$$(NPSH)_{impianto} = \frac{p_{atm}}{\rho g} - H_{s,max} - \frac{\Delta p_0}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g}$$

Per applicare la prima, si misura la pressione statica alla flangia di aspirazione p_A e si calcola la velocità nella stessa sezione con la relazione $c_A = Q/S$. Con la seconda relazione si ottiene lo stesso risultato, ma in funzione dei dati di impianto.

E' facile rendersi conto, confrontando l'espressione di $H_{s,max}$ con quella di $(NPSH)_{impianto}$, che con questo metodo si effettua in pratica la misura indiretta del termine ignoto ΔH_d .

In fase di applicazione del metodo come criterio di verifica alla cavitazione, bisogna imporre che il termine $(NPSH)_{impianto}$, inteso ora con riferimento all'impianto da progettare anziché a quello del banco prova di cavitazione, e dato quindi dalla relazione:

$$(NPSH)_{impianto} = \frac{p_{atm}}{\rho g} - H_s - \frac{\Delta p_0}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g}$$

con H_s al posto di $H_{s,max}$, sia superiore al valore di $(NPSH)_{pompa}$ fornito dal costruttore, cioè:

$$(NPSH)_{impianto} - (NPSH)_{pompa} > 0$$

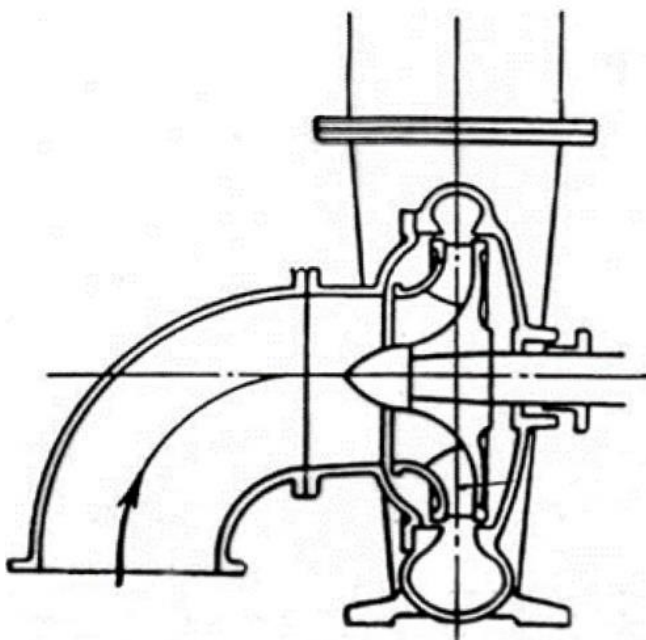
Si possono fare ancora le seguenti osservazioni:

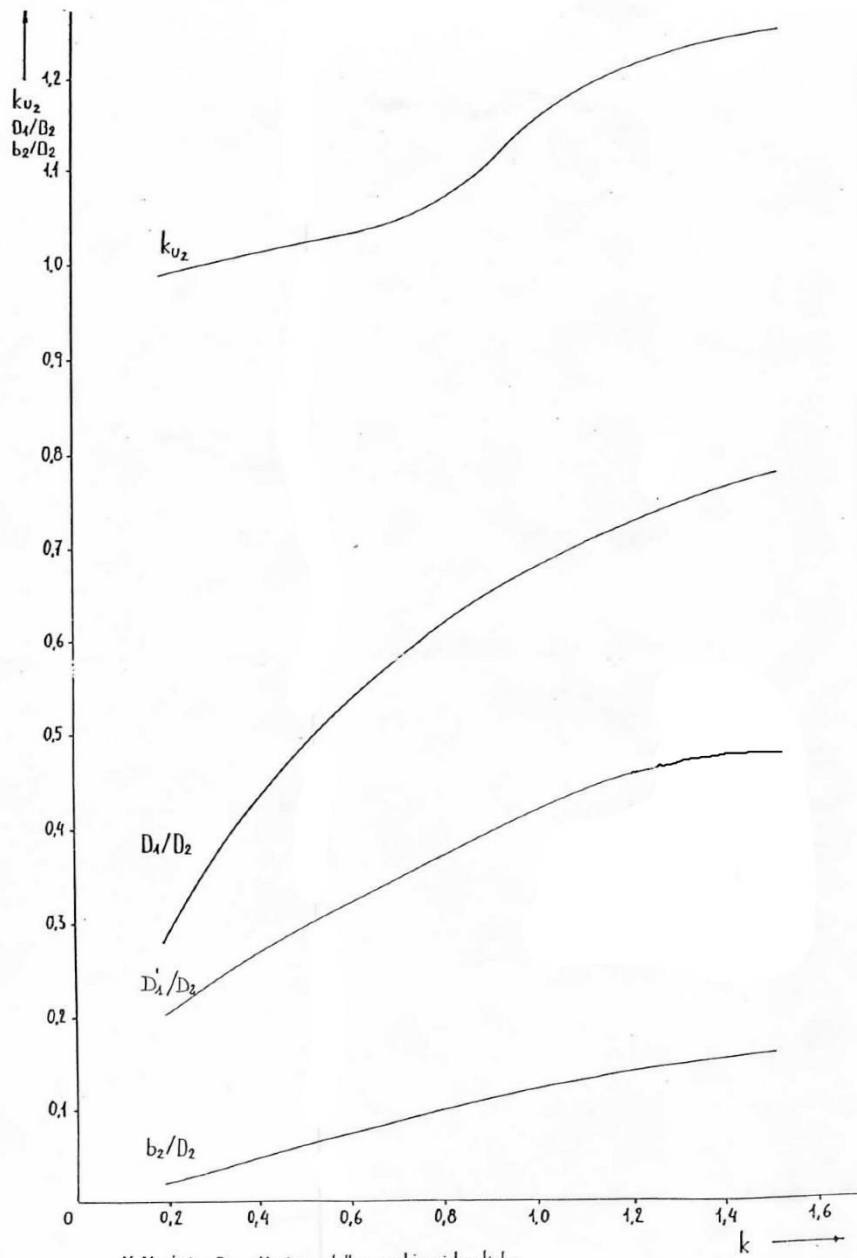
- H_s è usualmente riferito all'asse di rotazione della macchina, nel caso di asse orizzontale, o alla flangia di aspirazione, nel caso di asse verticale, e non alla quota esatta della zona in cui può avvenire la cavitazione: nella maggior parte dei casi, tuttavia, la differenza è trascurabile;
- L' $NPSH$ è misurato in ogni condizione di funzionamento della pompa, per cui è fornito nella forma di curve funzioni della portata;
- nei casi più critici, la verifica alla cavitazione può risultare soddisfatta solo con valori di H_s negativi: in questo caso la pompa va installata sotto battente.

Pompe centrifughe: particolarità costruttive

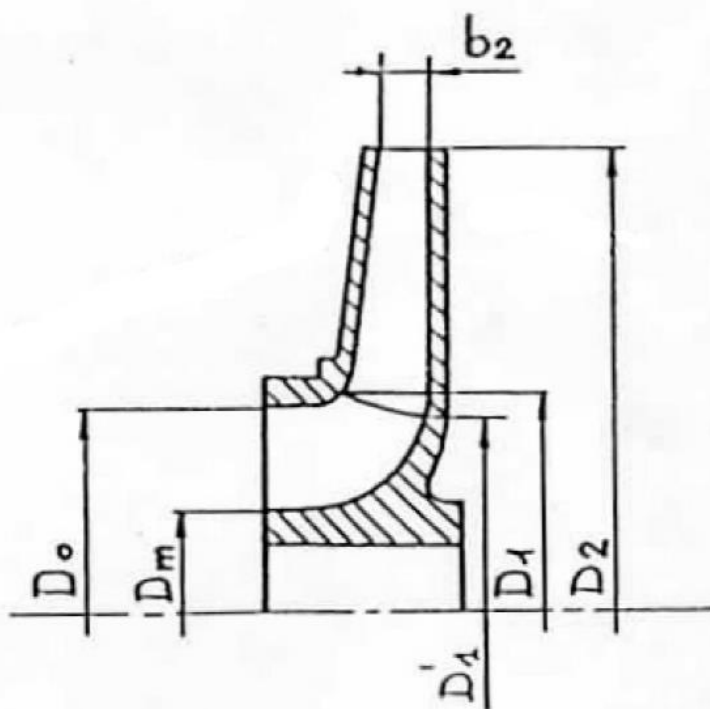
Le pompe centrifughe hanno un numero di macchina k compreso tra 0.2 e 2. Possono realizzare prevalenze elevate, comprese tra i 15 e i 200 metri per una pompa monostadio. Se vengono adottate pompe con più giranti in serie, la prevalenza può arrivare a fino a 1000 metri circa. La portata dipende dalle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





M. Medici - Progettazione delle macchine idrauliche



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.

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 .

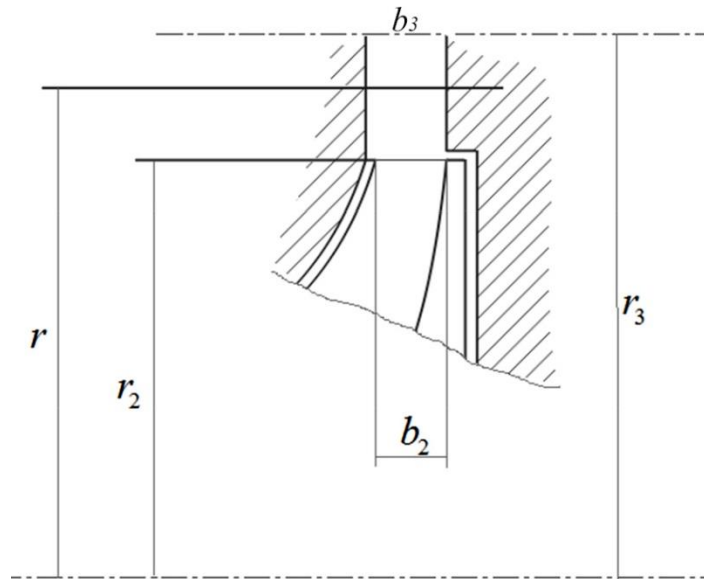
Le relazioni fondamentali per il calcolo delle velocità nelle due sezioni sono:

- 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:

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



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:

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

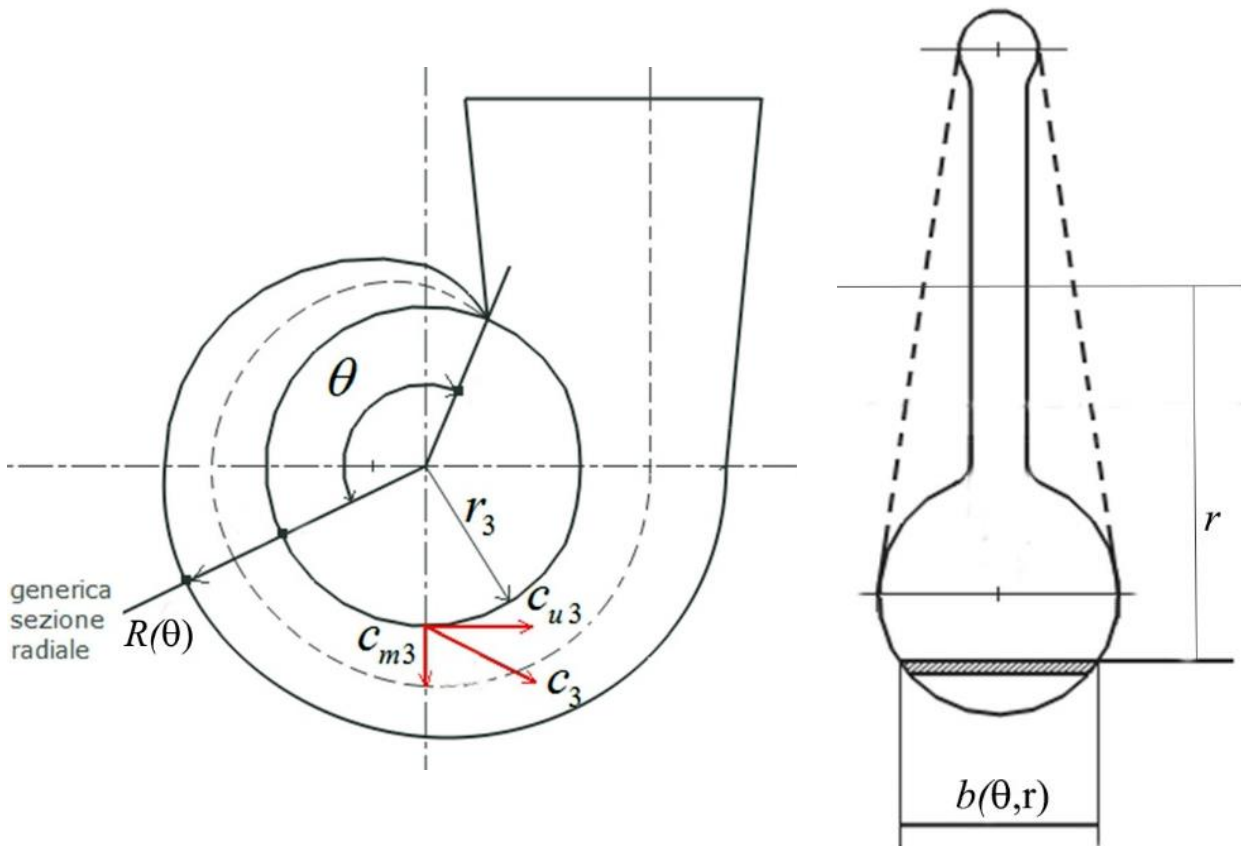
ovvero che l'angolo di inclinazione della corrente si mantiene costante nell'attraversamento del diffusore: le particelle di fluido percorrono quindi una traiettoria a spirale logaritmica.

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;

- la soluzione ideale dal punto di vista del rendimento sarebbe la costruzione di un diffusore palettato a pale orientabili, di modo che l'inclinazione delle pale possa variare a seconda delle condizioni operative.

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 .



Detti:

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

si può scrivere 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):

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

Con l'ulteriore ipotesi di assenza di dissipazioni viscosive è ancora $c_u(r) \cdot r = c_{u3} \cdot r_3 = cost.$, e quindi $c_u(r) = c_{u3} r_3 / r$. Le soluzioni dell'integrale per diverse geometrie tipiche della sezione trasversale (circolare, ellittica, rettangolare, trapezia...) si trovano in letteratura.

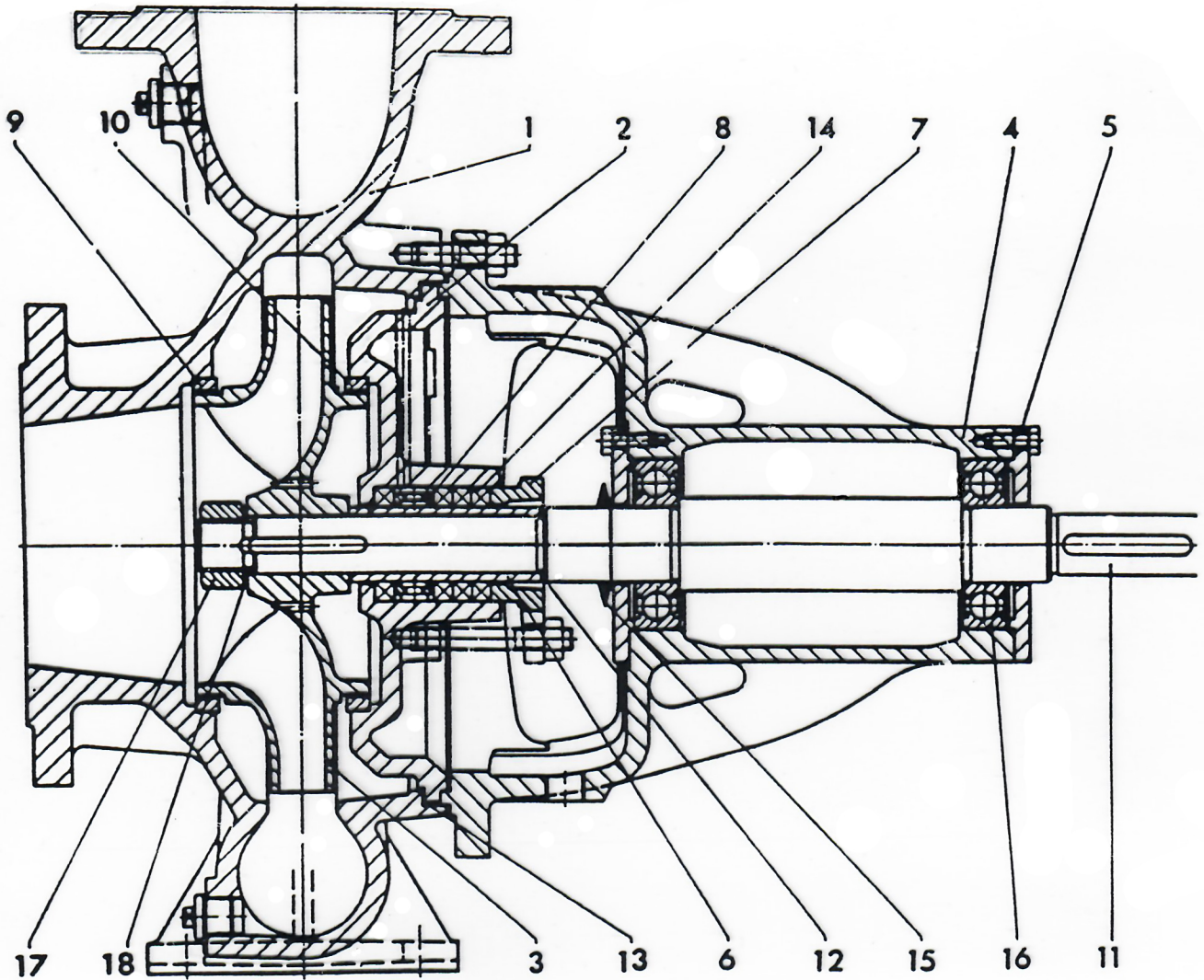


Fig. 2-45 — Sezione longitudinale di una pompa centrifuga con scarico radiale. 1: voluta; 2: coperchio della cassa; 3: girante; 4: corpo del supporto; 5: coperchio del supporto; 6: camicia di protezione dell'albero; 7: premistoppa; 8: anello lanterna; 9 e 10: anello di tenuta; 11: albero; 12 e 13: guarnizioni;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

