

**Corso di Macchine**

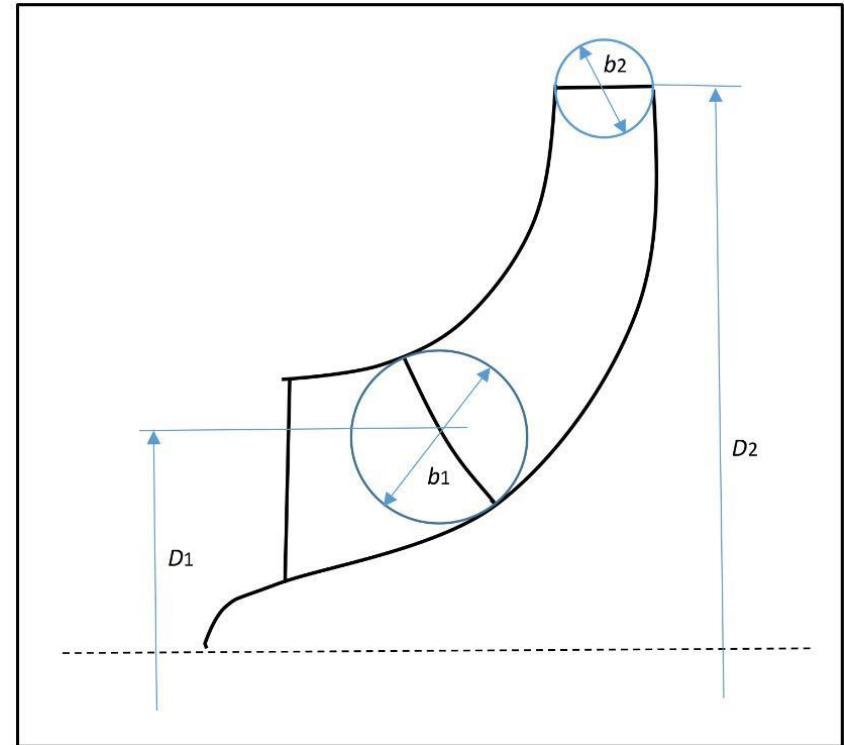
# Pompe centrifughe

**Prof. Rodolfo Taccani**

# **1. Introduzione alle curve caratteristiche di funzionamento delle turbomacchine operatrici**

# 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  $\psi$  a  $\varphi$ , purché il flusso abbia una turbolenza pienamente sviluppata.

# Le curve caratteristiche di funzionamento delle turbomacchine operatrici

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  $\psi_{th}$ , cifra di pressione teorica, che coincide con la cifra di lavoro teorico  $\lambda = \frac{Lu}{\omega^2 D_2^2}$ . 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  $\beta_2 = \beta_{2p} = cost$ , dove con  $\beta_{2p}$  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  $\beta_2$  indipendente dal valore della portata. Per quanto riguarda il triangolo in ingresso, l'angolo indipendente dalla portata sarà invece  $\alpha_1$ , in quanto determinato dalla geometria della sezione a monte di quella di ingresso nella palettatura.

# Le curve caratteristiche di funzionamento delle turbomacchine operatrici

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,  $\alpha_1$  e  $\beta_{2p}$ , e le velocità meridiane, in quanto legate alla portata e quindi alla cifra di flusso. Dai triangoli di velocità si ottiene dunque:

$$\begin{aligned} c_{u1} &= c_{m1} \cdot \cotg \alpha_1 \\ c_{u2,\infty} &= u_2 - c_{m2} \cdot \cotg \beta_{2p} \end{aligned}$$

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:

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

Essendo poi ancora:

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

# Le curve caratteristiche di funzionamento delle turbomacchine operatrici

si ottiene:

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

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

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

Equazione che può essere espressa semplicemente come:

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

dove:

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

ovvero, in una turbomacchina operatrice la curva che lega  $\psi_{th,\infty}$  a  $\varphi$  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  $\cot g \alpha_1 = 0$ , pertanto la costante  $B$  dipende solamente dall'angolo  $\beta_2$ , oltre che da  $D_2$  e da  $b_2$ .

# Le curve caratteristiche di funzionamento delle turbomacchine operatrici

In formula:

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

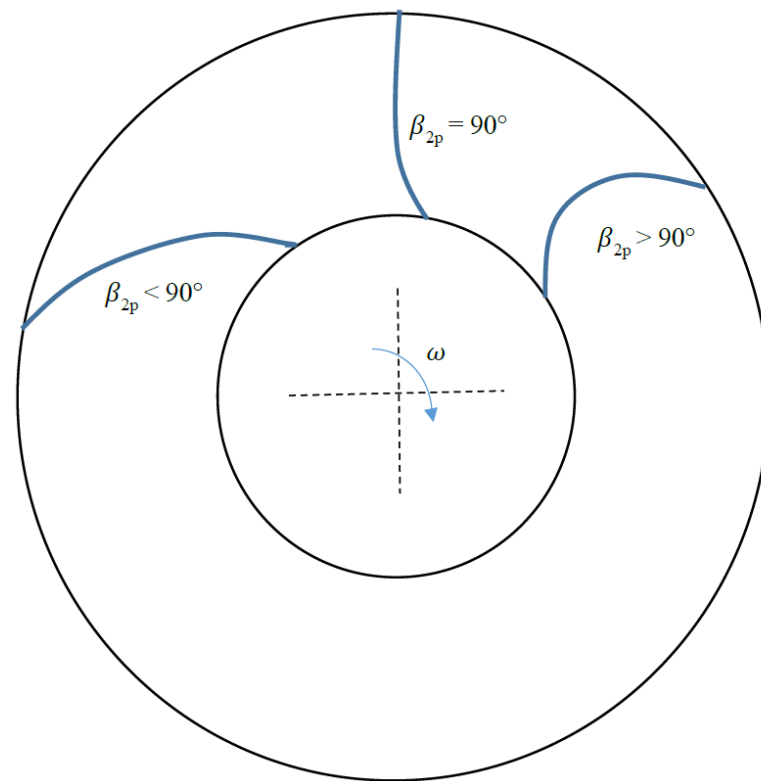
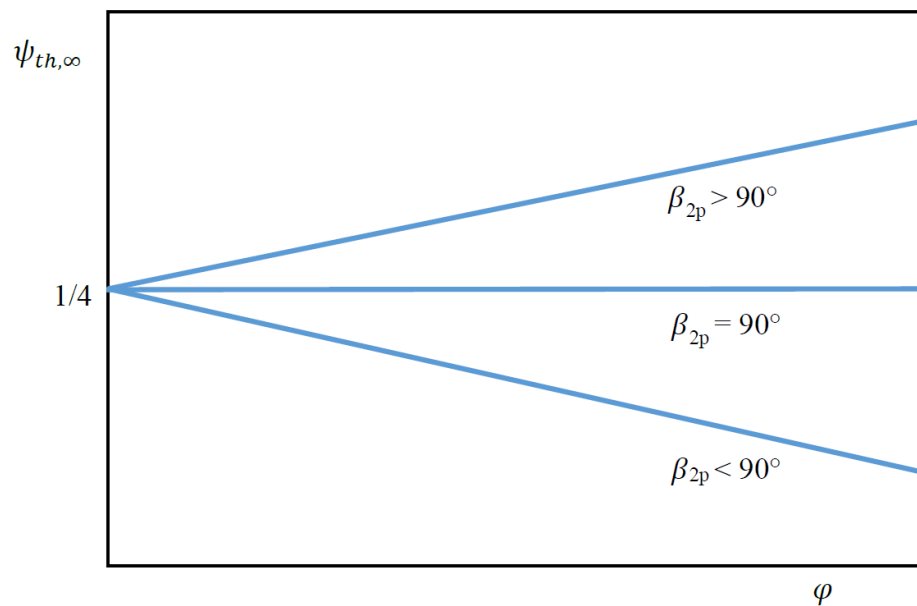
In generale ci possono essere tre diversi tipi di configurazione:

- 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.

# Le curve caratteristiche di funzionamento delle turbomacchine operatrici



# Le curve caratteristiche di funzionamento delle turbomacchine operatrici

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  $\alpha_1$  o per  $\beta_{2p}$ . 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  $b_2$ ,  $D_2$ ,  $\alpha_1$  e  $\beta_{2p}$ . 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  $\psi_{th}$ , 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.

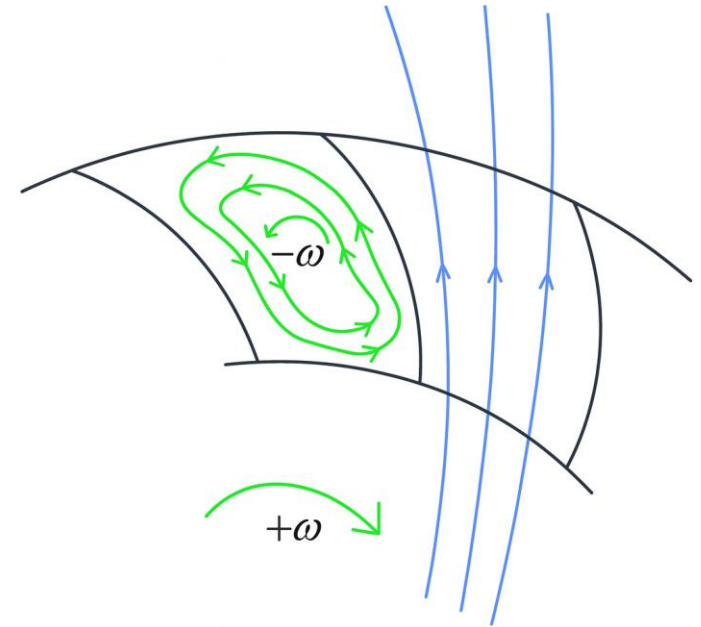
# Le curve caratteristiche di funzionamento delle turbomacchine operatrici

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  $\beta_2$  risulta minore dell’angolo palare  $\beta_{2p}$  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:

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



# Le curve caratteristiche di funzionamento delle turbomacchine operatrici

La differenza tra  $\beta_{2p}$  e  $\beta_2$  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  $\beta_2$  allora è necessario che l'angolo d'uscita della pala  $\beta_{2p}$  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  $\psi_{th}$  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  $\psi_{th}$  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).

# Le curve caratteristiche di funzionamento delle turbomacchine operatrici

Bisogna ora completare il passaggio da  $\psi_{th}$  a  $\psi$ , 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:

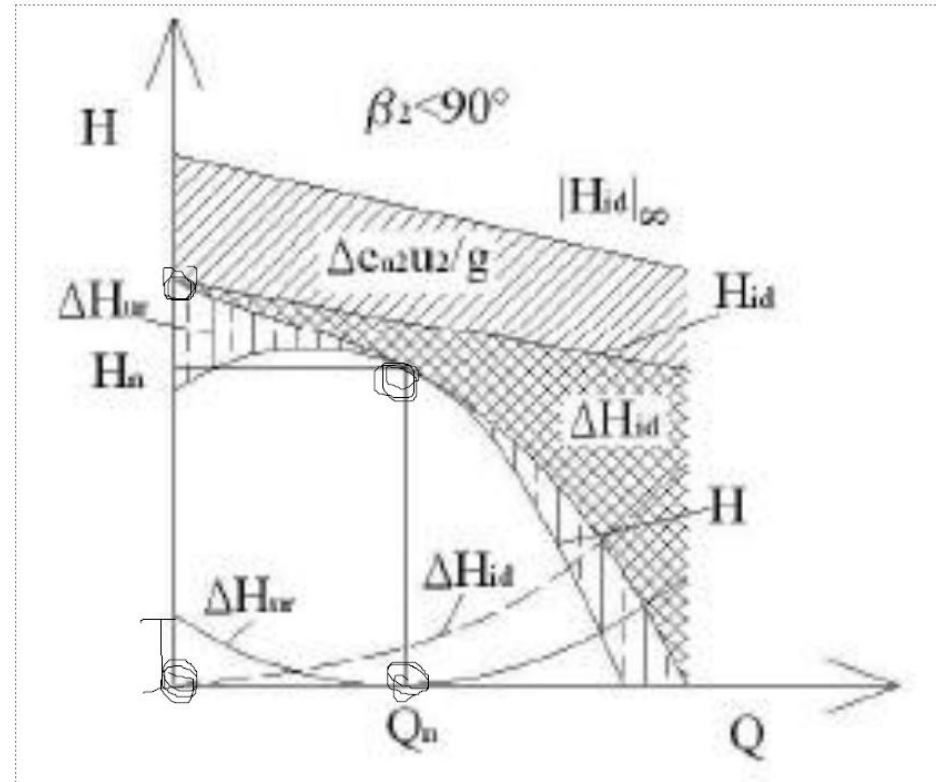
- dissipazione continua per attrito tra il fluido e le pareti di contenimento, che può essere calcolata tramite correlazioni di letteratura, ma in generale è nulla a portata nulla e poi cresce con il quadrato della portata;
- dissipazione causata da un funzionamento in condizioni diverse da quelle di 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.

$\psi_{th}$  e  $\psi$  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  $\varphi$  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.

# Le curve caratteristiche di funzionamento delle turbomacchine operatrici

Sottraendo alla  $\psi_{th}$  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  $\psi_{th}$ , determinando l'annullamento del lavoro utile. Al diminuire di  $B$  aumenta però sia il valore di  $\varphi$  in corrispondenza al quale  $\psi$  è massimo, sia il valore di  $\varphi$  in corrispondenza del quale  $\psi$  si annulla.

# Le curve caratteristiche di funzionamento delle turbomacchine operatrici

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  $\varphi$  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  $\beta_2$  aumenta anche il valore di  $cu_2$ , una volta fissati  $u_2$  e  $cm_2$ . 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.

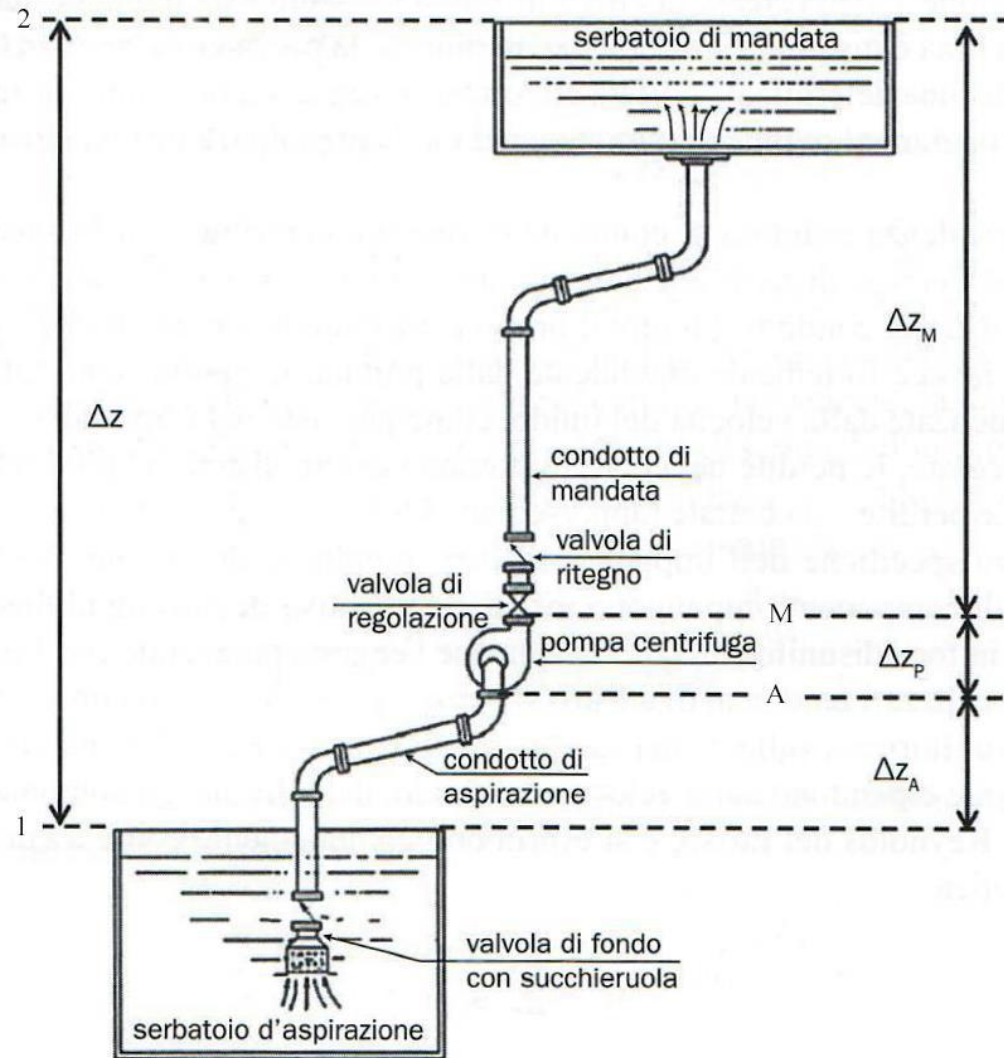
# Le curve caratteristiche di funzionamento delle turbomacchine operatrici

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  $\psi_{max}$ , 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.

## **2. La regolazione delle macchine operatrici**

# Interazione macchina-impianto

- 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.



# Interazione macchina-impianto

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 ad 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:

$$H_{imp} = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{\Delta P_{0\ 1-A}}{\rho g} + \frac{\Delta P_{0\ M-2}}{\rho g}$$

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.

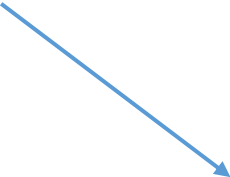
Gli unici addendi mai nulli sono gli ultimi due, relativi alle perdite di carico.

# Interazione macchina-impianto

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:

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

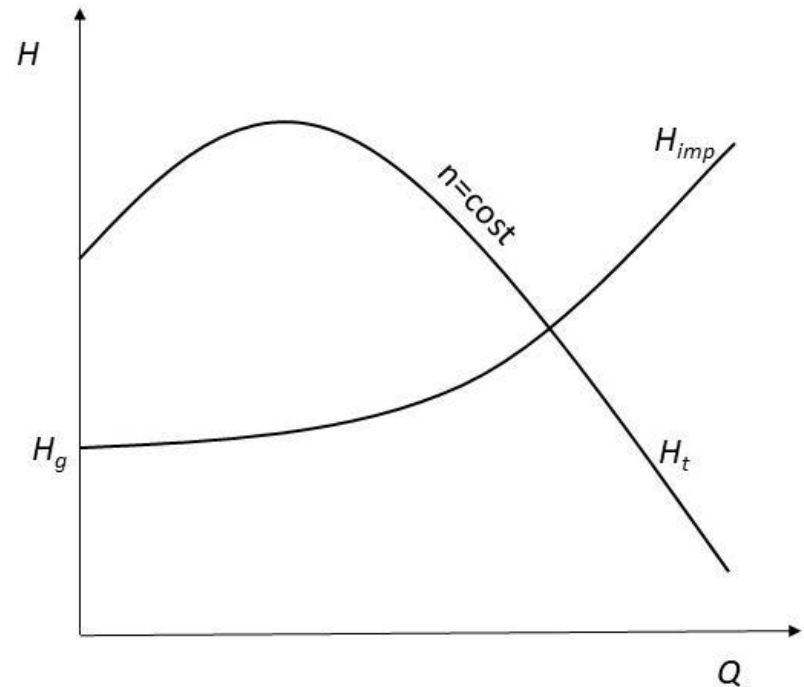
L'unico addendo mai nullo, e in generale di valore più elevato, è quello relativo alle pressioni, detto anche **prevalenza manometrica**.



La prevalenza manometrica è la differenza di pressione tra l'aspirazione e la mandata di una pompa, espressa in metri di colonna d'acqua (o altre unità di pressione).

# 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.

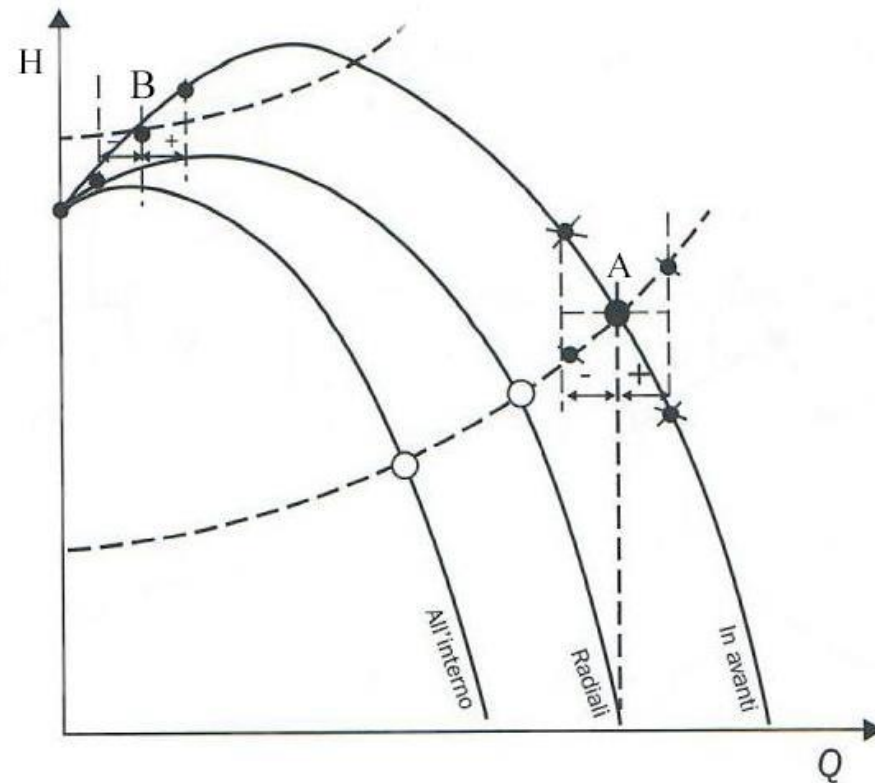


La portata ottenuta è quella corrispondente alla intersezione delle due curve, dove l'energia fornita dalla pompa e quella assorbita dall'impianto si equivalgono.

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.



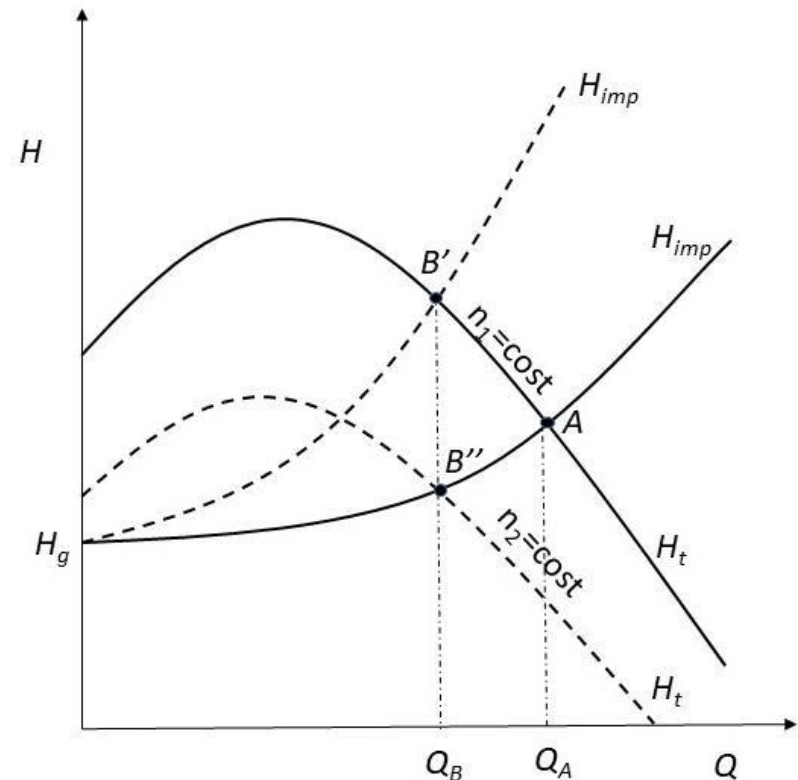
Si consideri invece il **punto di lavoro B**, sul tratto ascendente della caratteristica della pompa: la perturbazione sopra descritta porterebbe all'aumento sia della prevalenza richiesta dall'impianto che di quella fornita dalla pompa. Il punto di lavoro B è quindi in condizioni di equilibrio instabile,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



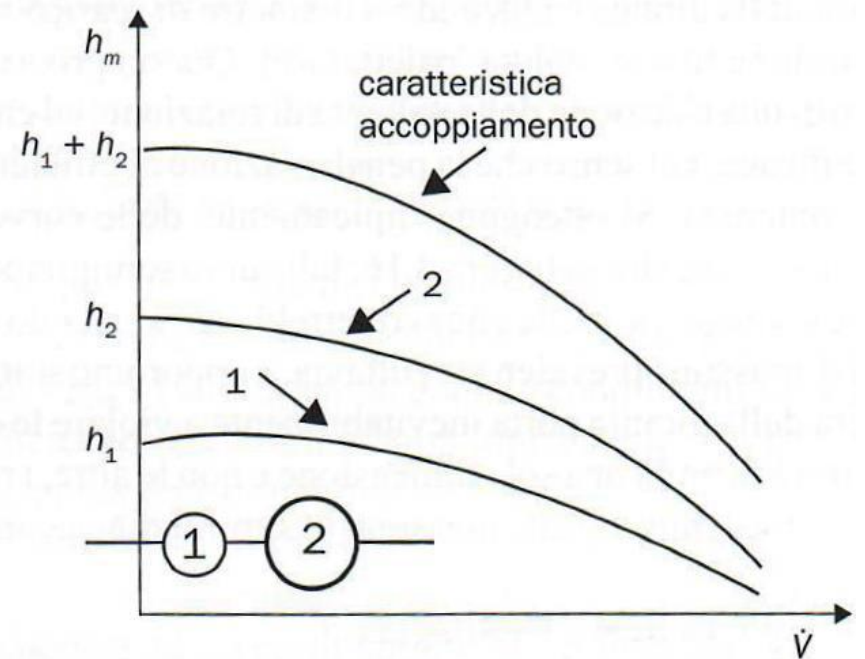
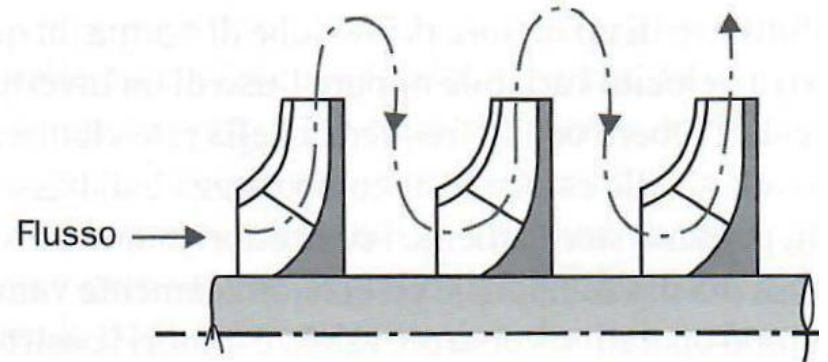
La seconda soluzione è in generale di più complessa realizzazione, ma più conveniente dal punto di vista del risparmio energetico, tanto da essere normativamente obbligatoria in molte tipologie di impianti.

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.

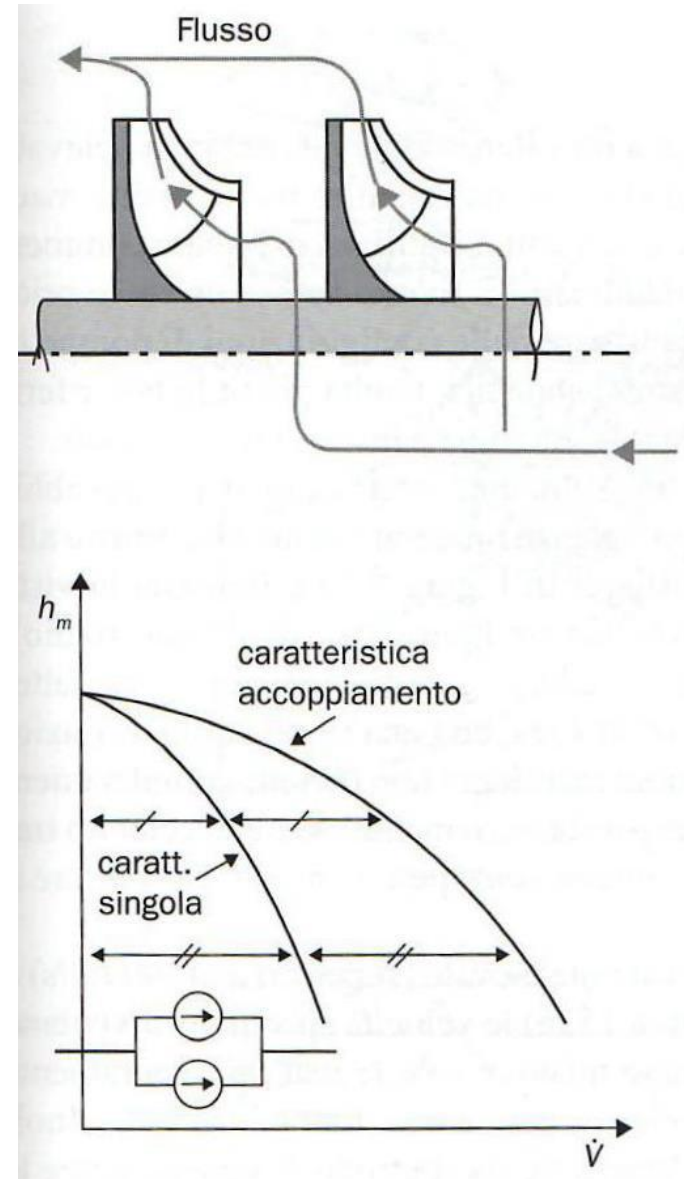


# Macchine in serie e in parallelo

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.



# 3. Introduzione alle pompe

# La cavitazione

**La cavitazione** è un fenomeno tipico delle macchine idrauliche e, più in generale, delle correnti fluide, che si verifica quando, all'interno di un liquido in movimento, la **pressione locale** scende al di sotto della **tensione di vapore** del fluido stesso (valore che dipende dalla natura e dalla temperatura del liquido). In tali condizioni si formano **bolle di vapore** che vengono trasportate dalla corrente.

Quando queste bolle raggiungono zone in cui la pressione è nuovamente superiore alla tensione di vapore, il vapore condensa rapidamente e le bolle **implodono**. L'implosione genera **onde di pressione impulsive** che colpiscono le pareti della macchina o delle condotte. Questo fenomeno provoca **erosione meccanica** localizzata e, con il tempo, anche **corrosione accelerata** delle superfici, riducendo la vita utile dei componenti. Dal punto di vista funzionale, la cavitazione comporta un **degrado delle prestazioni** della macchina idraulica, ma il problema principale è rappresentato dal **danneggiamento strutturale**: in presenza di cavitazione intensa, possono bastare poche ore di funzionamento per provocare **guasti gravi** e portare la macchina all'avaria.

Nel caso delle **pompe centrifughe**, la cavitazione tende a manifestarsi in **aspirazione**, in prossimità del **bordo d'ingresso della palettatura**, vicino agli apici delle pale. In queste regioni, il flusso non può più essere considerato **uniforme e assialsimmetrico**, come accade invece nella sezione di aspirazione della pompa (zona di collegamento con la tubazione di ingresso), ma assume un **comportamento periodico**, caratterizzato da variazioni di pressione e velocità con periodicità pari al **passo palare**.

# La cavitazione



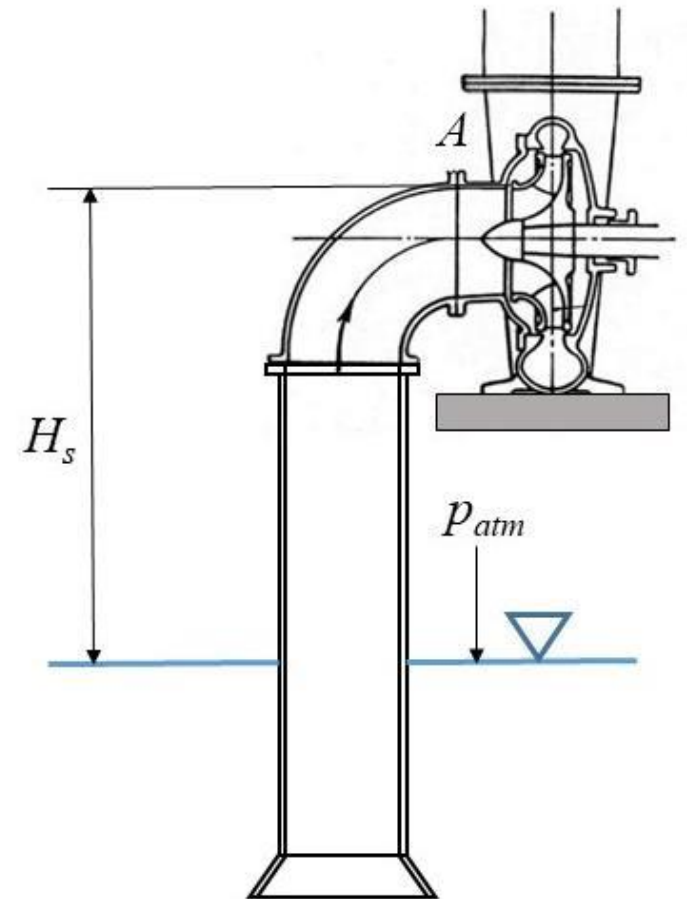
Fonte: wikipedia



Fonte: service.nastec.eu

# La cavitazione

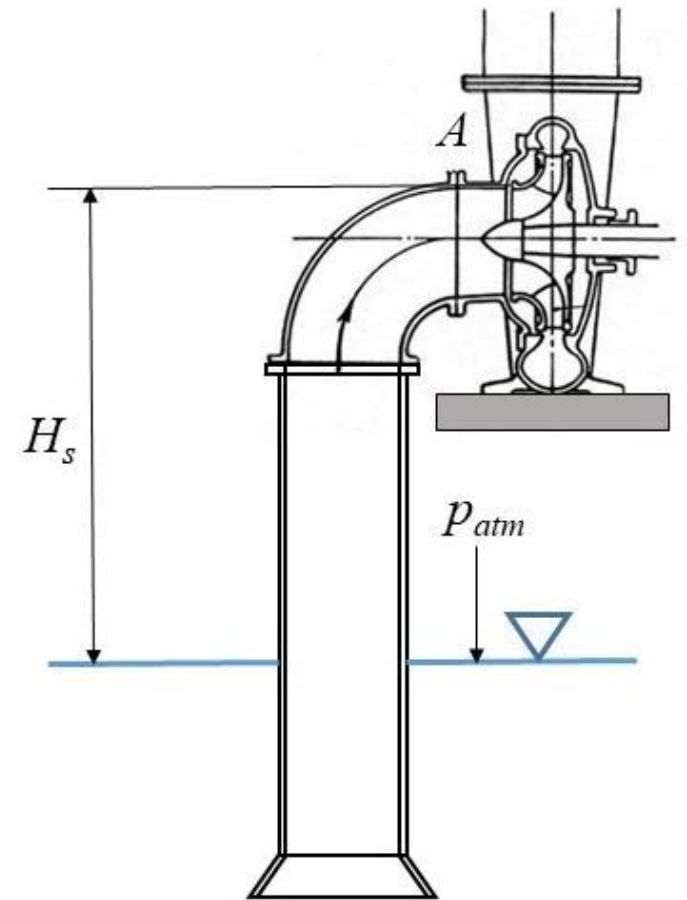
Il **campo di velocità** in prossimità dell'ingresso della pompa è **tridimensionale**, con la presenza di **picchi di velocità elevati** soprattutto in corrispondenza degli **apici delle pale**. In questa regione, la **pressione di ristagno** rimane relativamente **bassa e uniforme**, poiché non è ancora avvenuto alcun apporto di energia alla corrente da parte della palettatura. All'interno di tale campo si possono individuare **minimi locali** di pressione statica, la cui entità può essere determinata solo mediante simulazioni CFD tridimensionali viscosi o tramite misure fluidodinamiche ad alta precisione. Quando questi valori di pressione scendono **al di sotto della tensione di vapore** del fluido, si innesca il fenomeno della **cavitazione**.



# La cavitazione

Per la corretta progettazione di un sistema di pompaggio, è quindi **indispensabile disporre di criteri affidabili** che consentano di **valutare le condizioni di incipiente cavitazione**, così da installare la pompa in un impianto garantendo un **adeguato margine di sicurezza** rispetto alla soglia di insorgenza del fenomeno.

Si consideri, a titolo di esempio, lo **schema del tratto di aspirazione** di un impianto di pompaggio riportato in figura. Il caso di riferimento riguarda una **pompa centrifuga ad asse orizzontale**, ma le considerazioni svolte sono **generalmente valide** anche per macchine con differente tipologia e orientamento dell'asse.



# La cavitazione

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 seguente relazione:

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

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;
- $\Delta p_0$  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;
- $\Delta H_d$  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.

# La cavitazione

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  $\Delta p_0 / \rho g$ , 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  $\Delta H_d$ .

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

# La cavitazione

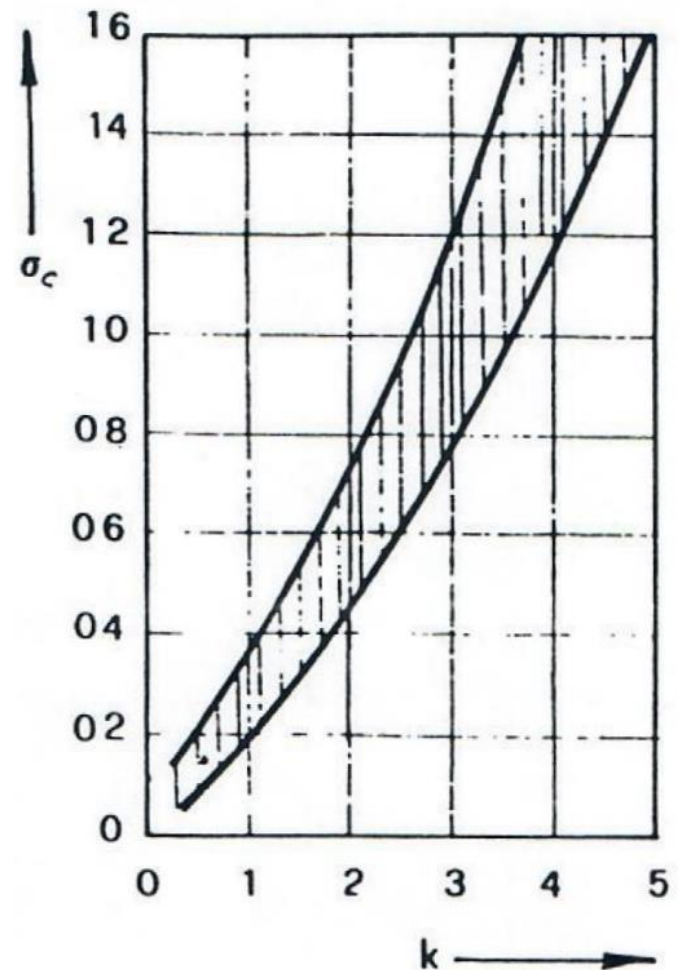
Considerando che i picchi negativi di pressione corrispondono a picchi positivi di velocità, e che i campi di velocità, per quanto complessi, sono comunque funzioni della forma di una macchina, si può pensare di correlare  $\Delta H_d$ , opportunamente adimensionalizzato, al **numero caratteristico di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

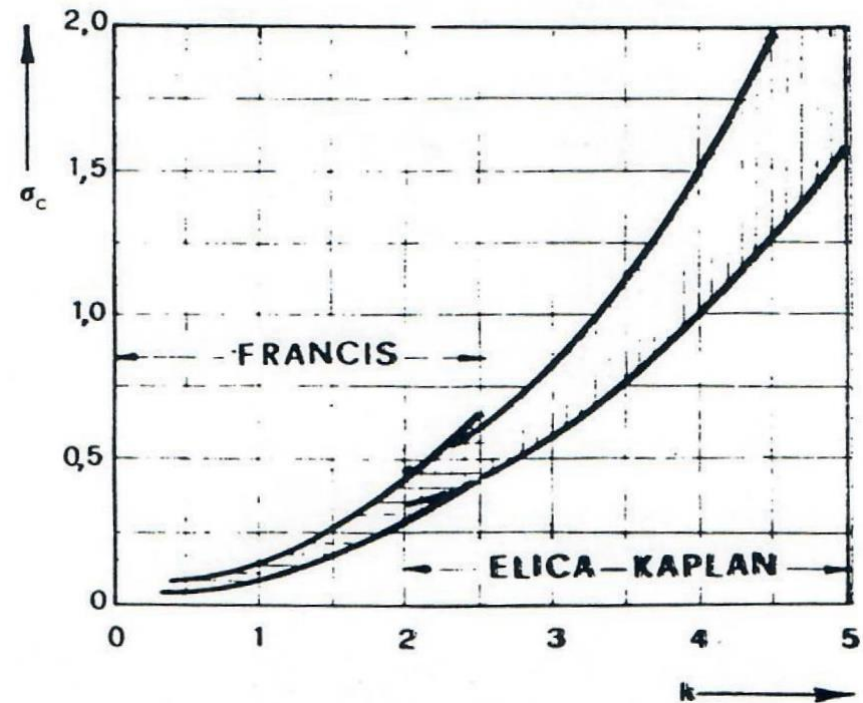
I valori di  $\sigma_c$  in funzione di  $k$  sono dati tipicamente in forma grafica, sia per pompe che per turbine (si veda la figura); poiché presentano una fascia di dispersione abbastanza elevata, dovuta alla natura statistica della correlazione, va scelto nel calcolo il valore più cautelativo.



# La cavitazione

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  $H_s$ ,  $p_{atm}$  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.

# La cavitazione

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  $\Delta H_d$ .

# La cavitazione

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.

# Scelta tra le diverse pompe

