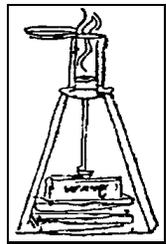
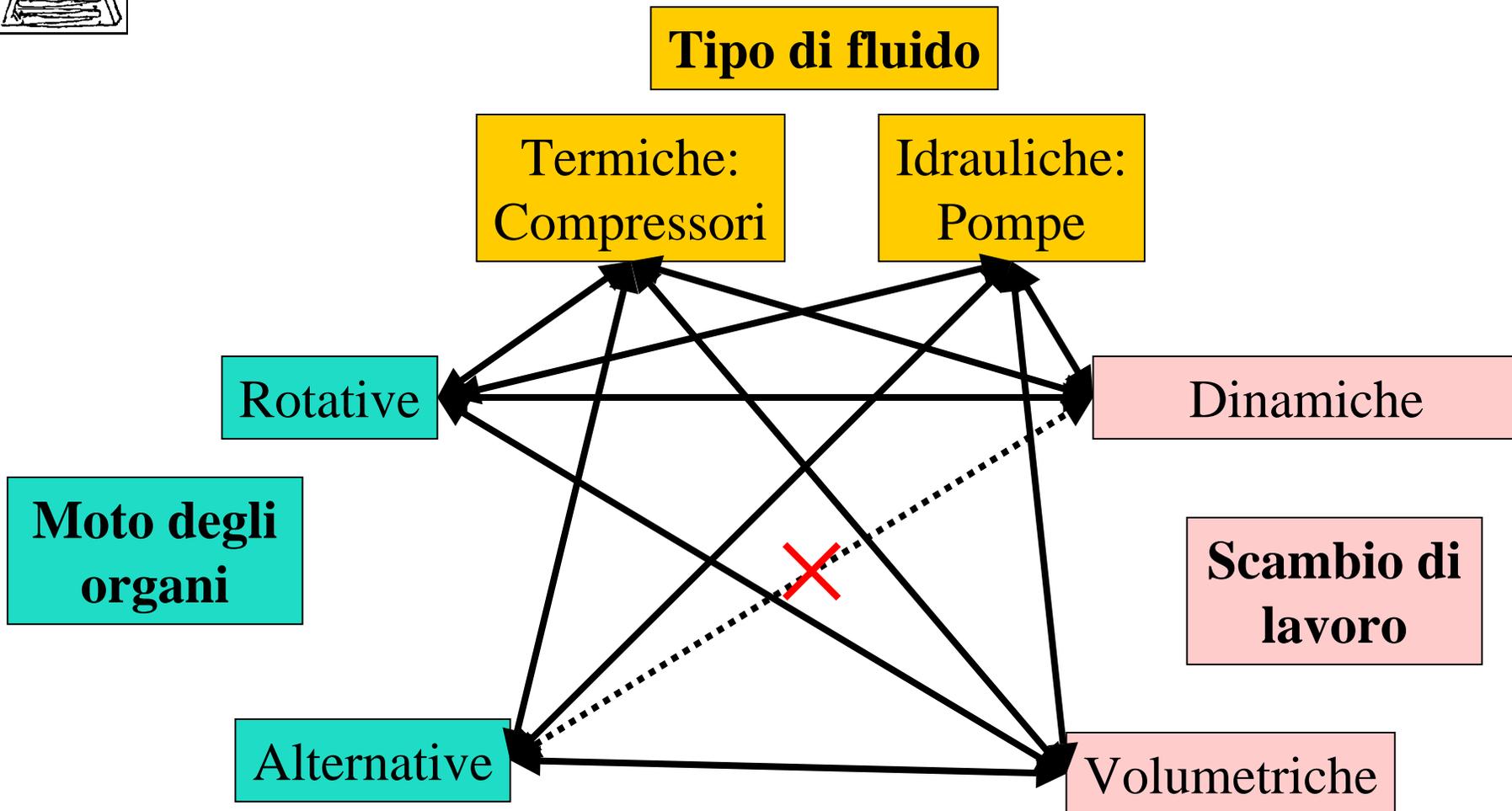
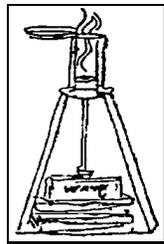


Macchine Operatrici



# Classificazione delle macchine operatrici





# Scambi di energia in una macchina operatrice

Lavoro fornito dall'esterno (energia meccanica)

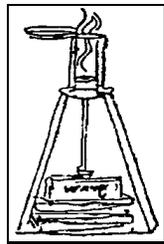
Incremento di energia di prima specie (meccanica)

Incremento di energia di seconda specie (termica)

$$L = \int_1^2 v dp + \left( \frac{c_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} \right) + g(z_2 - z_1) + L_a$$

*Equazione dell'energia in forma meccanica. Il lavoro di compressione è assunto come positivo*

L'energia meccanica fornita dall'esterno in parte va ad incrementare l'energia meccanica del fluido ed in parte è dissipata sotto forma di energia termica degradata.

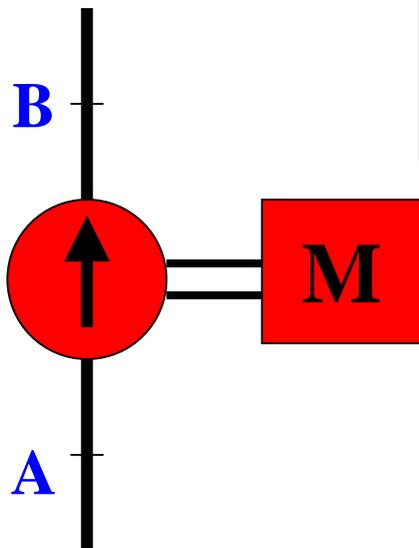


# Prevalenza e rendimento di una M.O.

Rendimento:

$$\eta = \frac{H}{L_m}$$

$L_m$  Energia meccanica per unità di massa dal motore (di prima specie)



Aumento di energia di prima specie del fluido:  
Prevalenza  $H$

Dissipazioni →  
Energia termica (di seconda specie)

$$H = E_B - E_A = \int_A^B \frac{dp}{\rho} + g(z_B - z_A) + \left( \frac{c_B^2 - c_A^2}{2} \right) \quad \left[ \frac{J}{kg} \right]$$

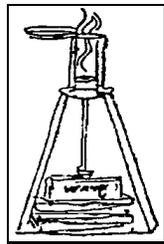
Prevalenza totale

Prevalenza manometrica

$$H_m = \int_A^B \frac{dp}{\rho}$$

Potenza

$$P = \dot{m}L_m = \frac{\dot{m}H}{\eta_p} \quad [W]$$



# Lavoro e prevalenza per una pompa

Per flusso incomprimibile si può scrivere:  $\int_A^B \frac{dp}{\rho} = \frac{\Delta p}{\rho}$

$$L = \frac{\Delta p}{\rho}$$

Espressione del lavoro ideale di compressione, per un flusso incomprimibile. A parità di lavoro, l'aumento di pressione è proporzionale alle densità del fluido.

Per le pompe, si usa in genere il Sistema Tecnico. La prevalenza si esprime quindi in metri.

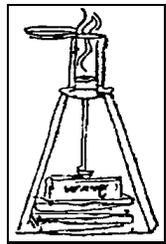
$$H = \frac{p_B - p_A}{\gamma} + (z_B - z_A) + \left( \frac{c_B^2 - c_A^2}{2g} \right) \quad [m]$$

*NB: al posto della densità si usa il Peso specifico:*

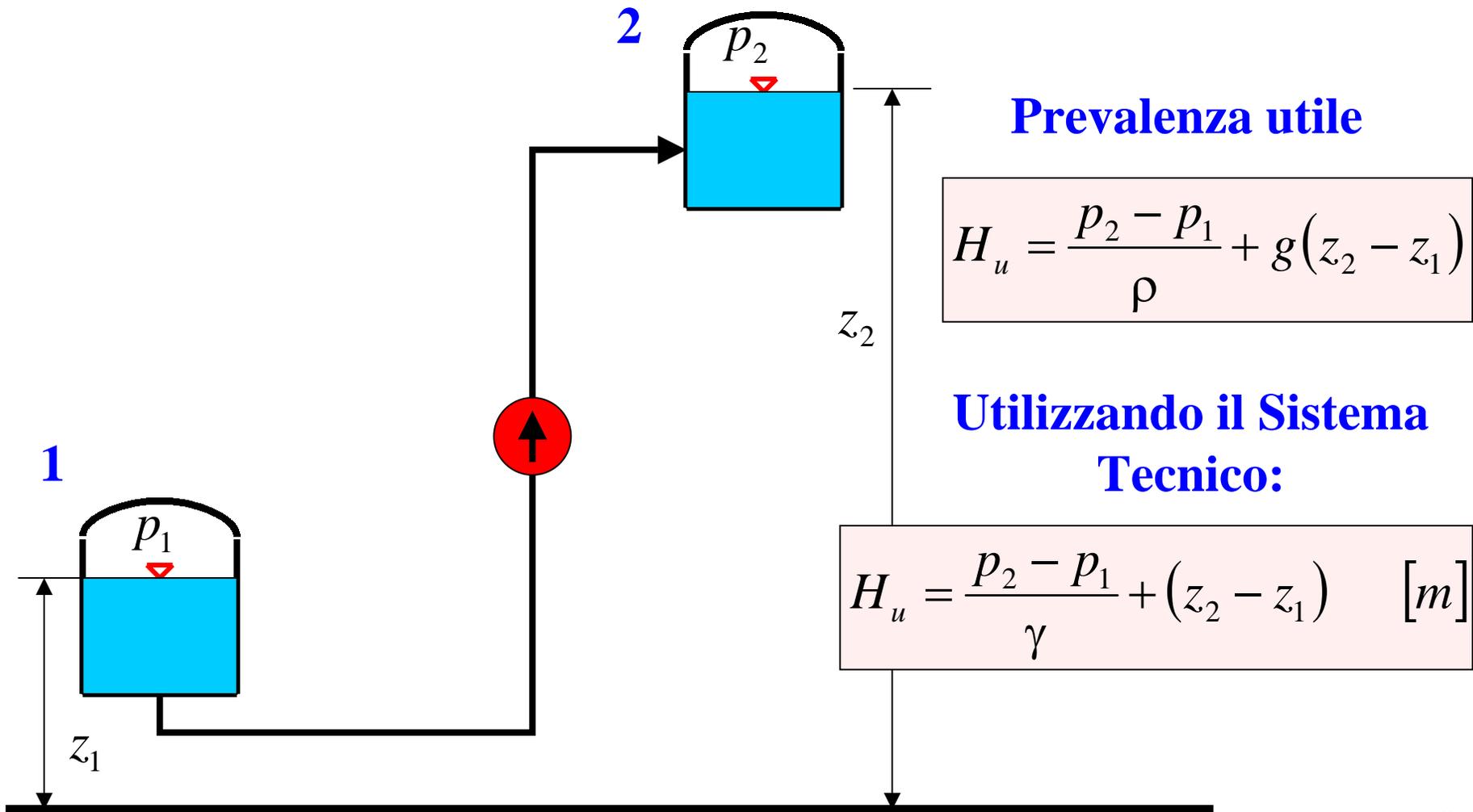
$$\gamma = \rho g \quad \left[ \frac{Kp}{m^3} \right]$$

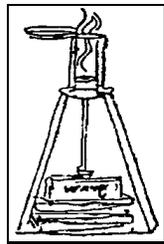
Potenza assorbita:

$$P = \frac{Q\gamma H}{\eta} \quad \left[ \frac{m^3}{s} \frac{kp}{m^3} m = W \right]$$



# Impianto di pompaggio





# Campi di utilizzazione dei compressori

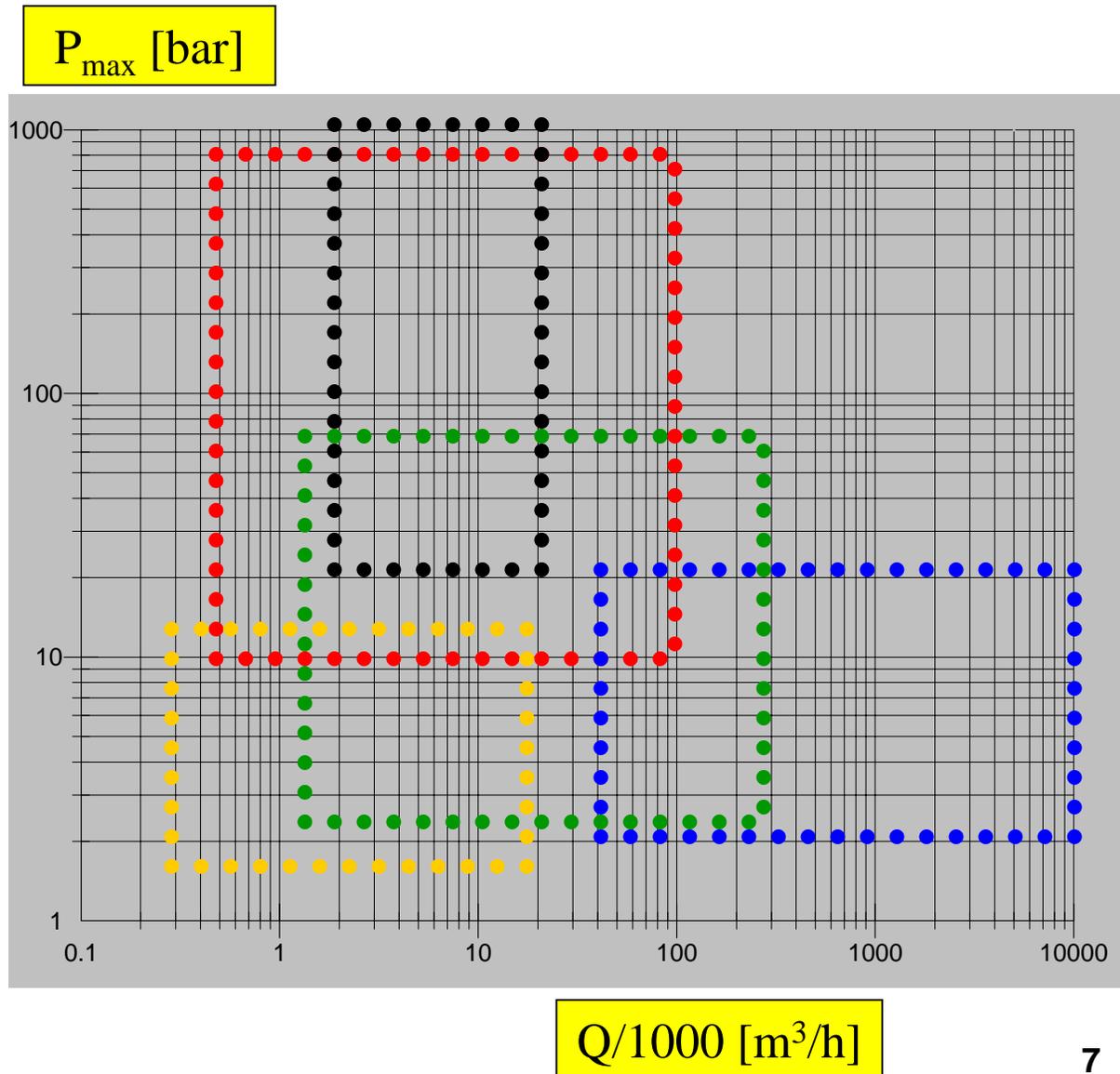
Compressore centrifugo  
con cassa aperta  
orizzontalmente

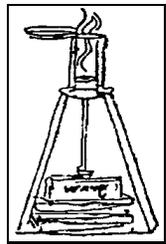
Compressore centrifugo  
con cassa aperta  
verticalmente

Compressore assiale

Compressore volumetrico  
alternativo

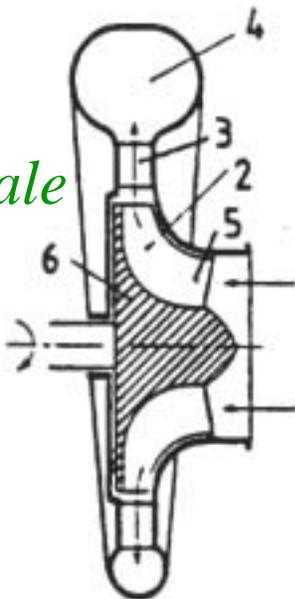
Compressore volumetrico  
rotativo



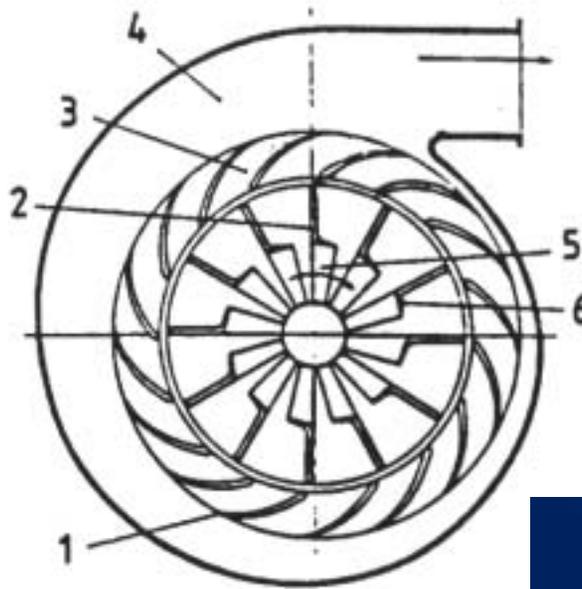


# Struttura di un compressore centrifugo

*Sezione  
longitudinale*



*Sezione  
trasversale*



**Legenda:**

- **Statore**
- **Rotore**

- 1 – pale del diffusore**
- 2 – pale della girante**
- 3 – condotti del diffusore**
- 4 – voluta (chiocciola)**
- 5 – pre-girante**
- 6 – girante**

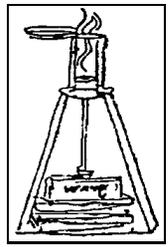
**Voluta o  
chiocciola**

**Sezione di  
aspirazione**

*Vista  
d'insieme*

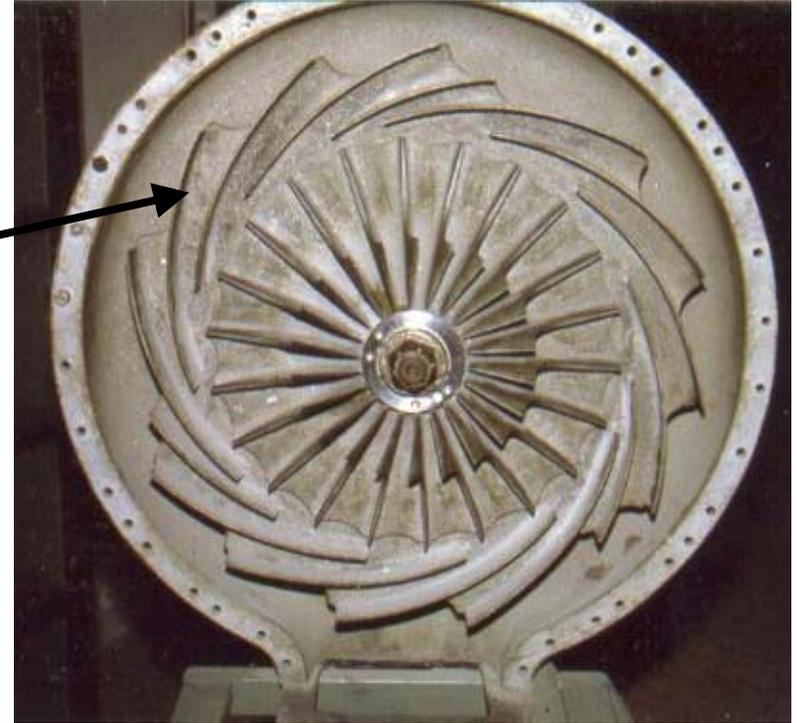
**Sezione di  
mandata**

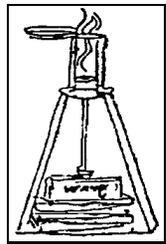




## Diffusore palettato

All'uscita del rotore, possono essere presenti, prima della voluta di raccolta, dei condotti statorici palettati a sezione crescente (diffusore palettato), che permettono di realizzare la parziale conversione dell'energia cinetica in aumento di pressione in modo guidato e con buon rendimento fluidodinamico, minimizzando la degradazione in energia termica.



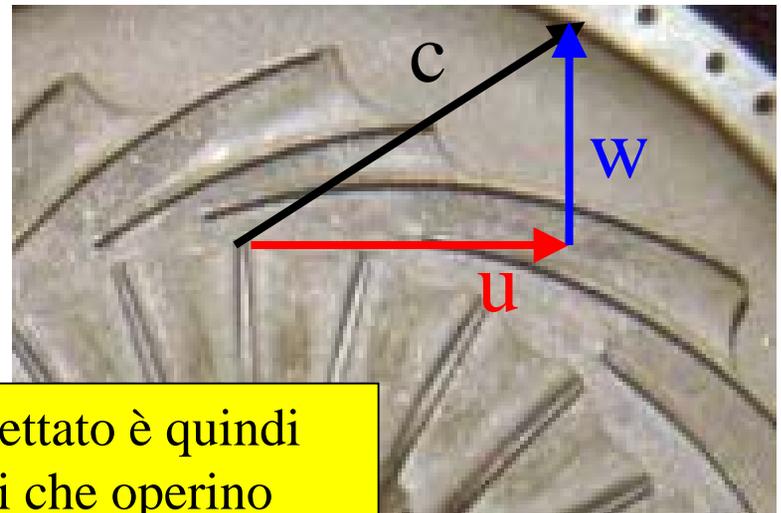
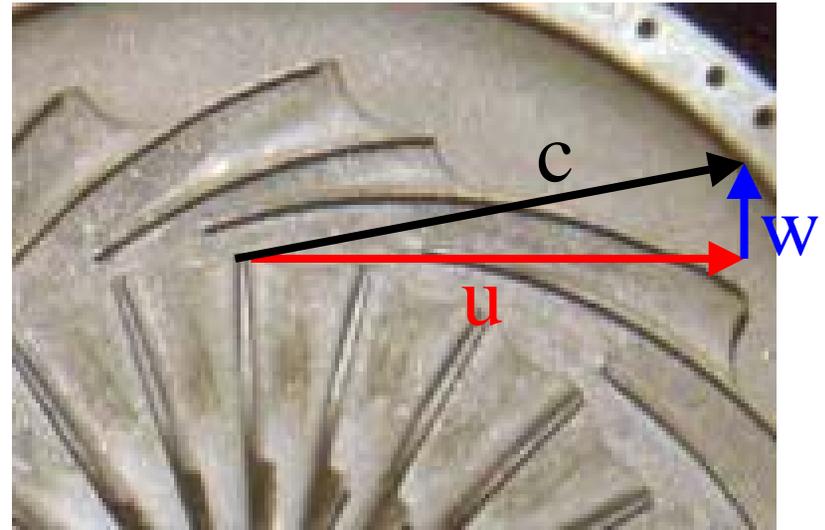


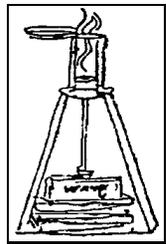
## Diffusore palettato

Per un funzionamento corretto del diffusore palettato, si richiede il parallelismo tra la direzione della velocità assoluta  $c$  e la tangente alla linea media del condotto nella sezione di ingresso.

Al variare del rapporto  $u/c$  rispetto al valore di progetto, legato a variazioni della velocità angolare, della portata o di entrambe, la condizione non è più soddisfatta, e si verificano quindi brusche deviazioni, con vorticità e degradazioni energetiche.

L'uso del diffusore palettato è quindi adatto per compressori che operino prevalentemente in condizioni di progetto.





# Trasformazioni termodinamiche in un compressore centrifugo

**0 – ingresso flangia aspirazione**

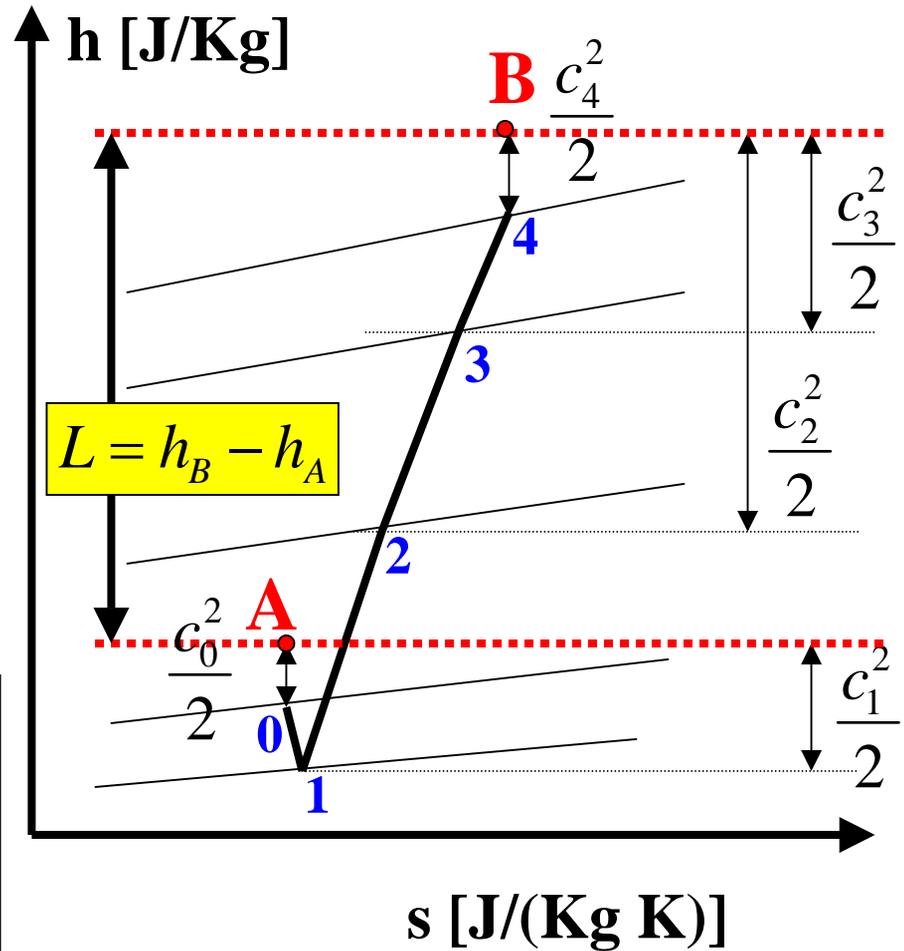
**1 – ingresso rotore**

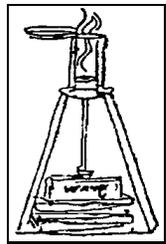
**2 – uscita rotore**

**3 – uscita diffusore palettato**

**4 – uscita voluta**

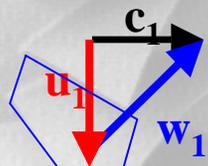
Nelle trasformazioni 0-1, 2-3 e 3-4 (condotti fissi, condizioni di adiabaticità) l'entalpia totale si conserva. Lo scambio di energia (nel rotore) incrementa l'entalpia totale del fluido dal valore iniziale  $h_A$  al valore finale  $h_B$ .



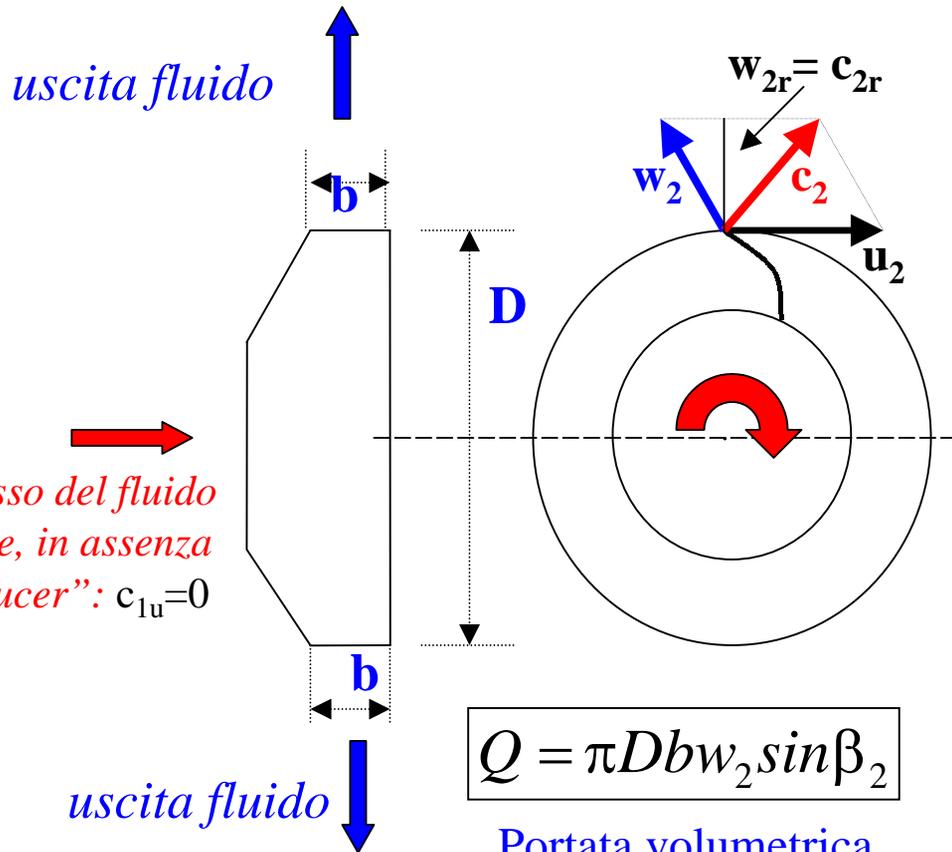


# Macchina operatrice centrifuga

2 - Sezione di uscita

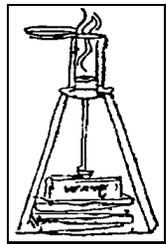


1 - Sezione di ingresso



**D**: diametro

**b**: larghezza bordo di uscita



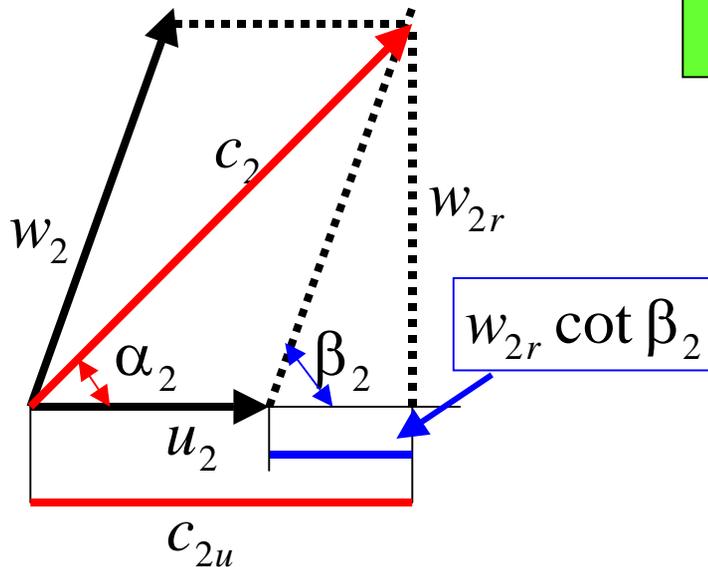
# Espressione del lavoro Euleriano

$$L = u_1 c_{1r} \cos \alpha_1 - u_2 c_{2r} \cos \alpha_2 \quad [\text{J/kg}]$$

Lavoro Euleriano scambiato tra rotore e fluido

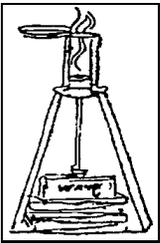
$$L = -u_2 c_{2r} \cos \alpha_2 \quad [\text{J/kg}]$$

Nelle macchine centrifughe, la velocità  $\mathbf{c}_1$  è in genere ortogonale alla velocità di trascinamento  $\mathbf{u}$  (l'ingresso nel rotore è assiale).  
Il primo termine dell'equazione di Eulero si può quindi assumere pari a zero.



Il Lavoro di compressione (inteso come positivo) si può esprimere anche in funzione della componente radiale della velocità relativa (legata alla portata) e dell'angolo cinematico di uscita

$$L = u_2 c_{2u} = u_2 (u_2 + w_{2r} \cot \beta_2)$$



# Lavoro in funzione delle variabili operative

$$L = u_2 c_{2u} = u_2 (u_2 + w_{2r} \cot \beta_2)$$

$$Q = \pi D b w_{2r} \quad \Rightarrow \quad w_{2r} = \frac{Q}{\pi D b}$$

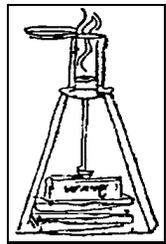
$$u_2 = \frac{D}{2} \frac{2\pi n}{60} = \frac{D\pi n}{60}$$

$$L = \left( \frac{D\pi}{60} \right)^2 n^2 + \frac{D\pi n}{60} \frac{Q}{D\pi b} \cot(\beta_2)$$

$$L = K_1 n^2 + K_2 Q n \cot(\beta_2)$$

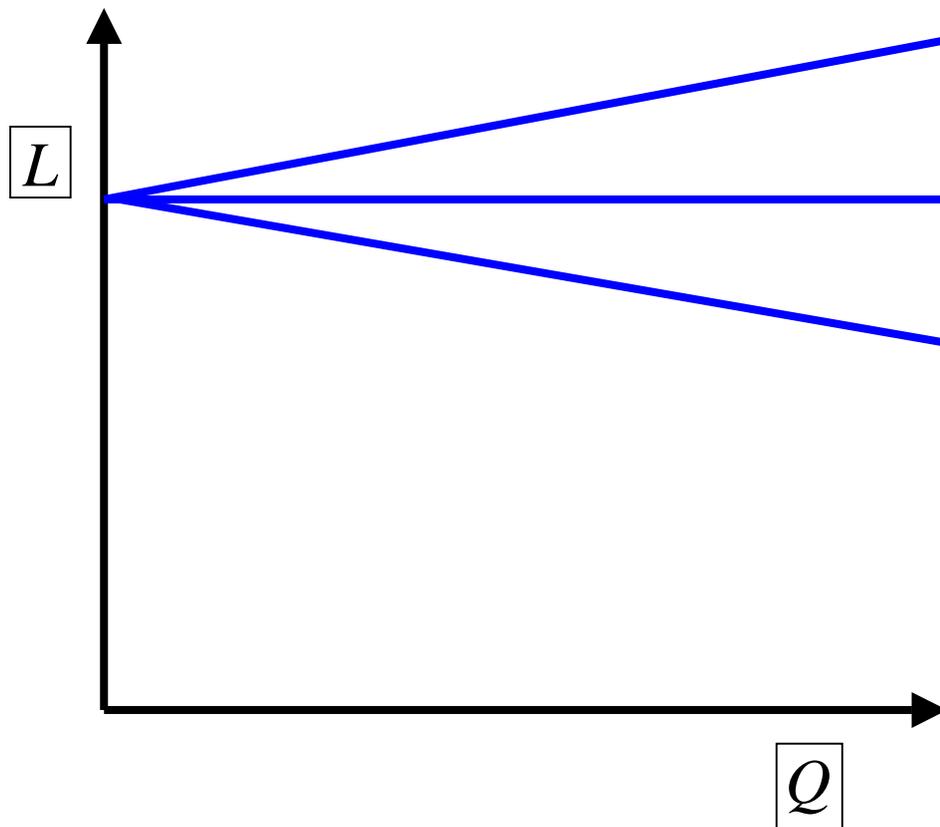
Il lavoro Euleriano:

- è direttamente proporzionale alla portata;
- è proporzionale al quadrato della velocità di rotazione;
- dipende dall'angolo di efflusso  $\beta_2$  del vettore velocità relativa.



# Andamento del lavoro euleriano con la portata

$$L = K_1 n^2 + K_2 Q n \cot(\beta_2)$$

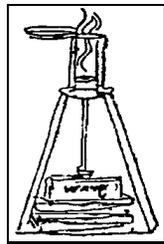


$$\beta_2 < 90^\circ$$

$$\beta_2 = 90^\circ$$

$$\beta_2 > 90^\circ$$

Il diagramma mostra l'andamento del lavoro Euleriano teorico (ipotesi mono-dimensionale) a parità di velocità angolare (e di  $u_2$ ) al variare dell'angolo geometrico di uscita delle pale.

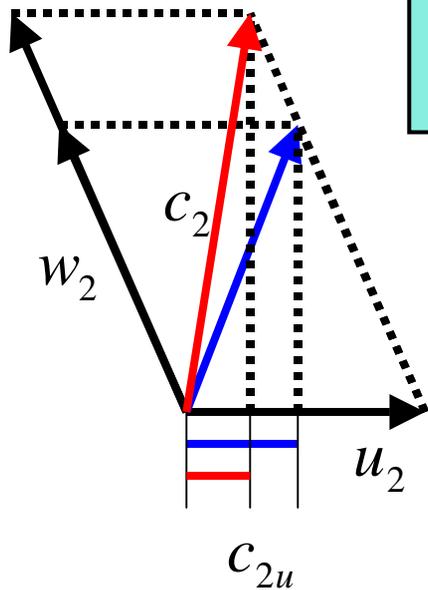


# Effetti della portata e dell'angolo di uscita sul lavoro

La portata volumetrica è proporzionale alla componente radiale della velocità relativa  $w_2$

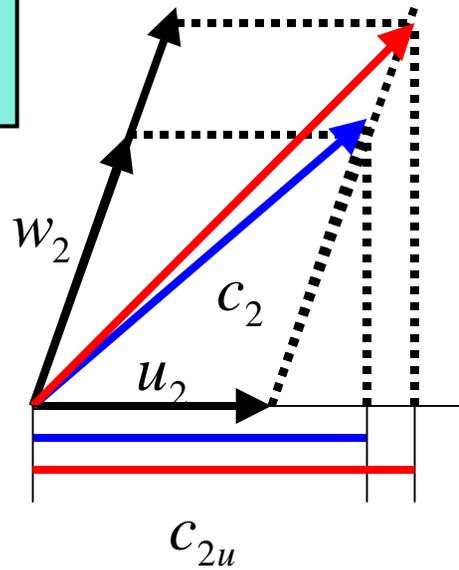
— Portata maggiore  
— Portata minore

$$L = u_2 c_2 \cos \alpha_2 = u_2 c_{2u} = u_2 (u_2 + w_{2r} \cot(\beta_2))$$



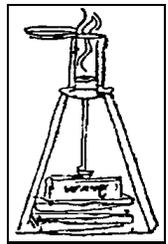
$\beta_2 > 90^\circ$

Pale rivolte all'indietro: il lavoro **si riduce** al crescere della portata



$\beta_2 < 90^\circ$

Pale rivolte in avanti: il lavoro **umenta** al crescere della portata

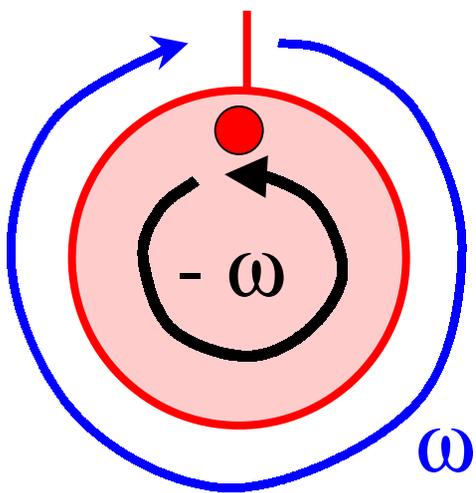
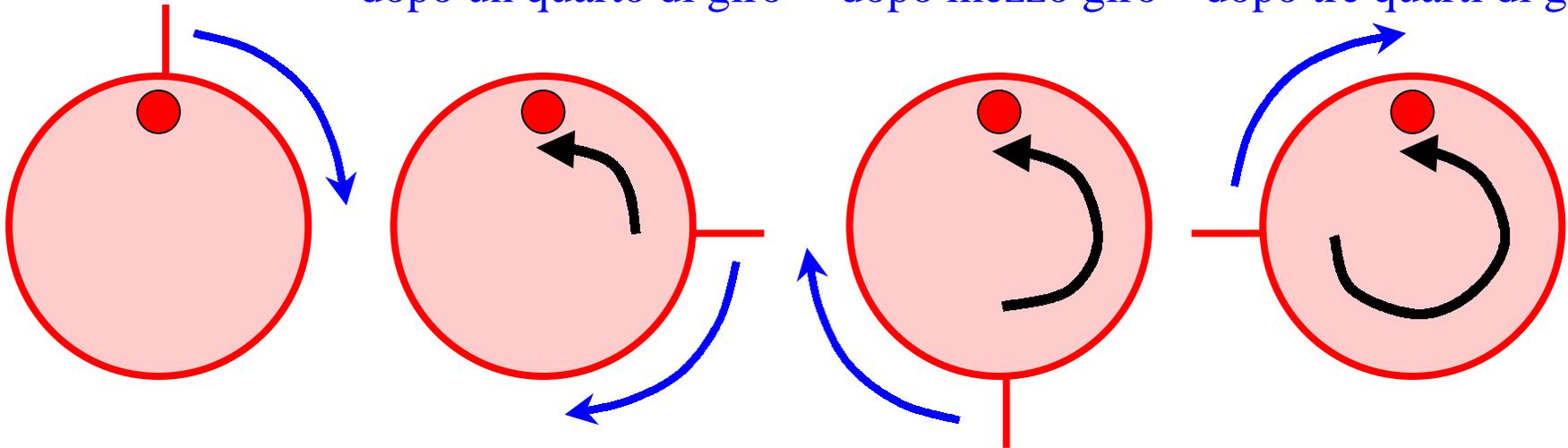


# Lo scorrimento

dopo un quarto di giro

dopo mezzo giro

dopo tre quarti di giro

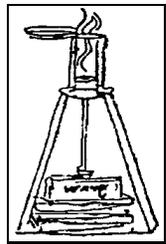


dopo un giro completo

Consideriamo un recipiente in cui sia contenuto un fluido ideale (non viscoso) in quiete, ed un generico **punto** materiale.

Il recipiente ruoti con velocità angolare  $\omega$ : in assenza di viscosità il generico punto resta fermo nel riferimento assoluto, e si muove quindi in senso opposto nel riferimento relativo (**freccia nera**).

Dopo un giro completo, il punto occupa la stessa posizione nel riferimento relativo, rispetto al quale ha quindi ruotato con velocità angolare  $-\omega$ .



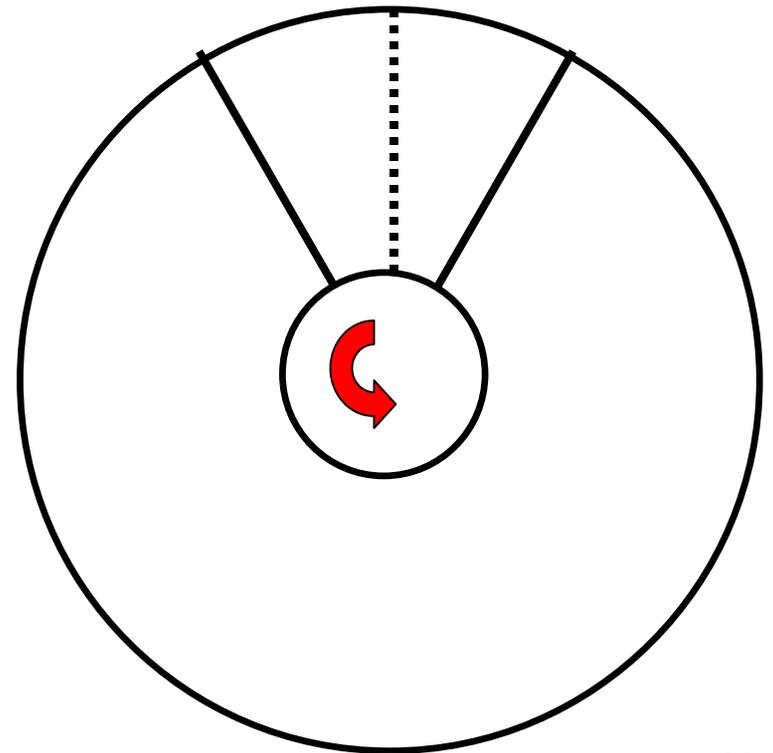
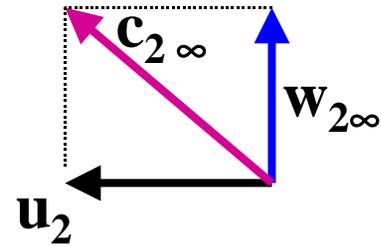
# Lo scorrimento

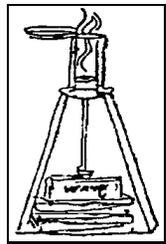
Consideriamo un compressore centrifugo con pale radiali ( $\beta_2=90^\circ$ ). Secondo l'ipotesi monodimensionale la velocità relativa  $w_2$  ha la direzione della tangente alla linea media del condotto (radiale).

Il flusso è quindi perfettamente guidato, come se ci fossero infinite pale di spessore infinitesimo. Si adotta il pedice  $\infty$  per indicare queste ipotesi di flusso.

Il flusso reale (portata  $Q$  e girante in rotazione) si può considerare il risultante della sovrapposizione di due condizioni:

- **A**: Sola rotazione, con portata nulla;
- **B**: Passaggio della portata  $Q$ , con rotore fermo.

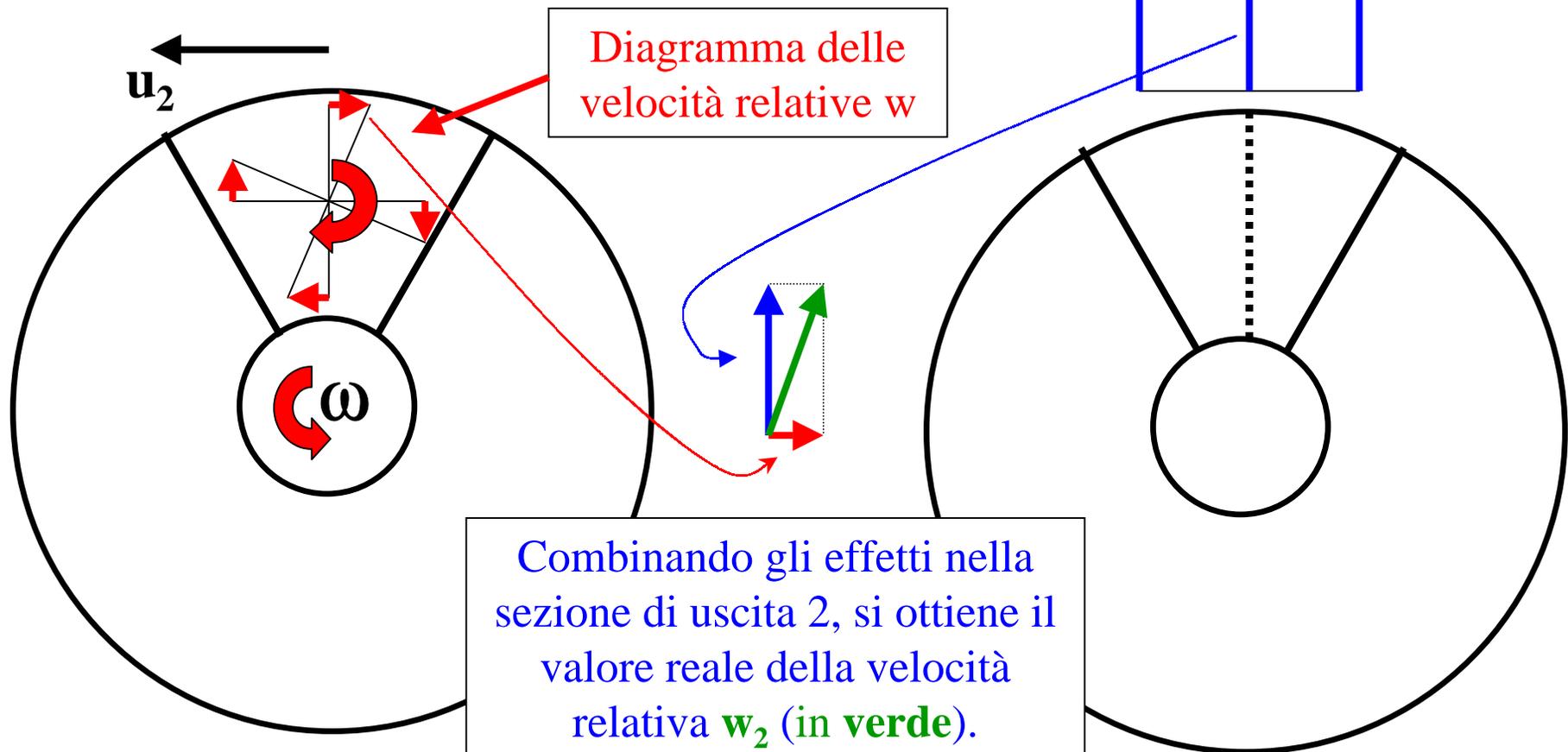


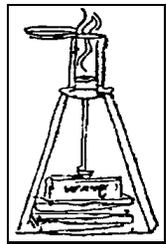


# Lo scorrimento

**A:** rotazione, con portata nulla. Il fluido intrappolato ruota con velocità angolare relativa  $-\omega$

**B:** passaggio della portata, con rotore fermo. Il vettore  $w_2$  è parallelo al raggio.

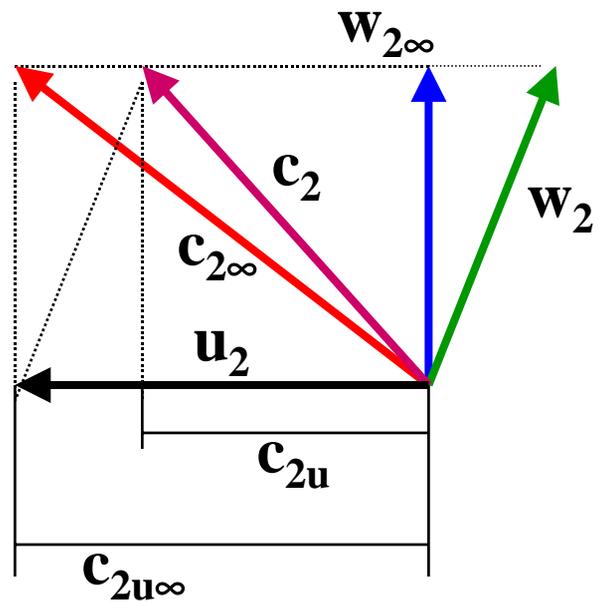




# Effetti dello scorrimento sul lavoro

$$L = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}$$

Triangoli di velocità nella sezione di uscita 2. Confronto tra il caso teorico (pedice  $\infty$ ) e quello reale.

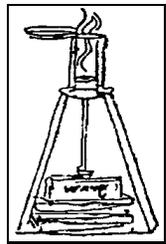


Il pedice  $\infty$  indica l'ipotesi monodimensionale (infinite pale di spessore infinitesimo).

$$\sigma = \frac{c_{2u}}{c_{2u\infty}}$$

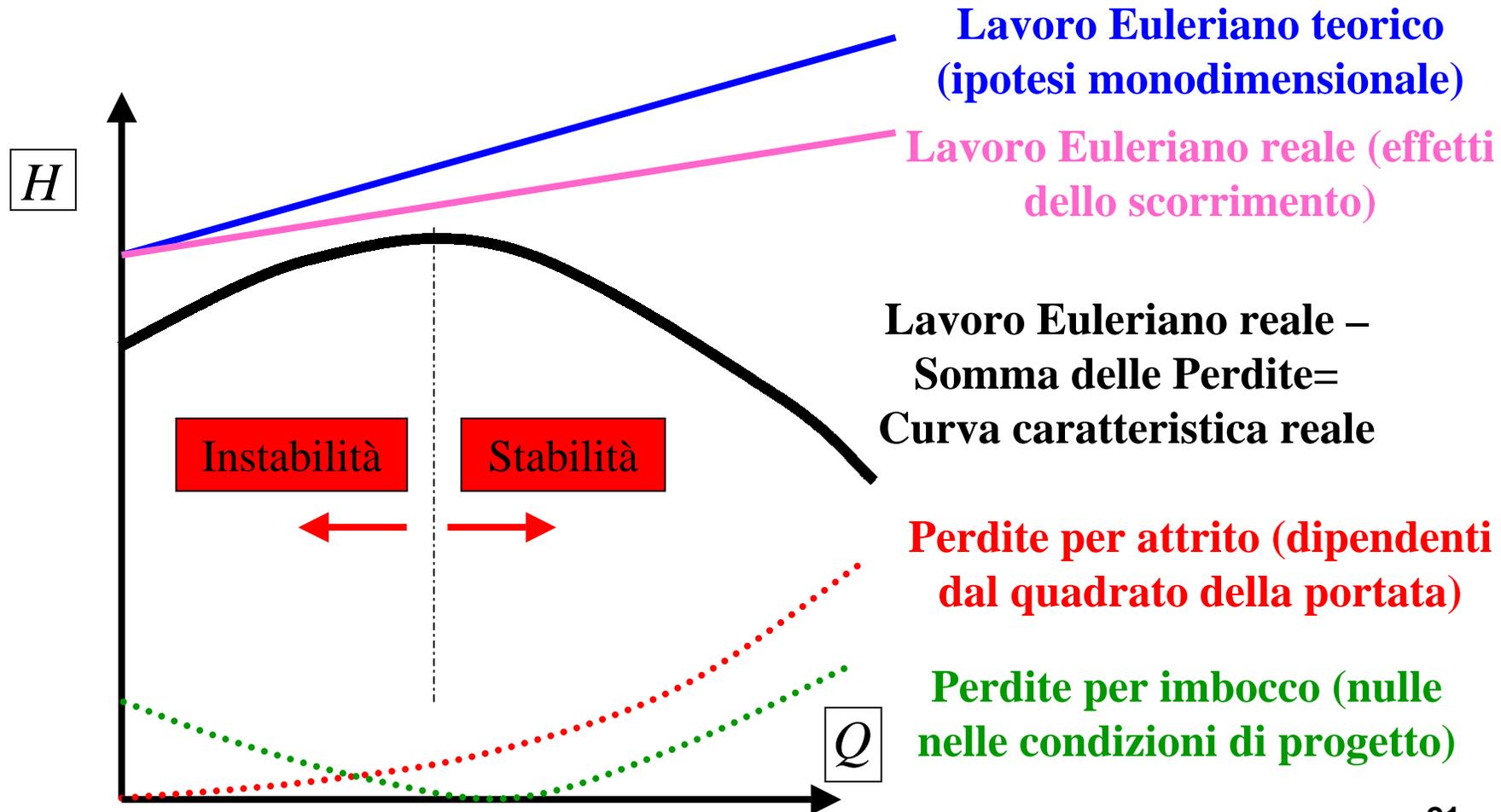
Fattore di scorrimento (o slip factor).

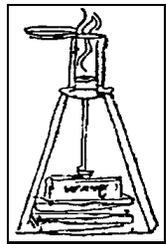
Il fenomeno dello scorrimento si traduce in una riduzione della componente  $c_{2u}$  rispetto alla ipotesi monodimensionale  $c_{2u\infty}$ , e quindi in un minor lavoro trasferito tra macchina e fluido rispetto al caso teorico. NB: Il minor lavoro trasferito non corrisponde ad una "perdita" di energia.



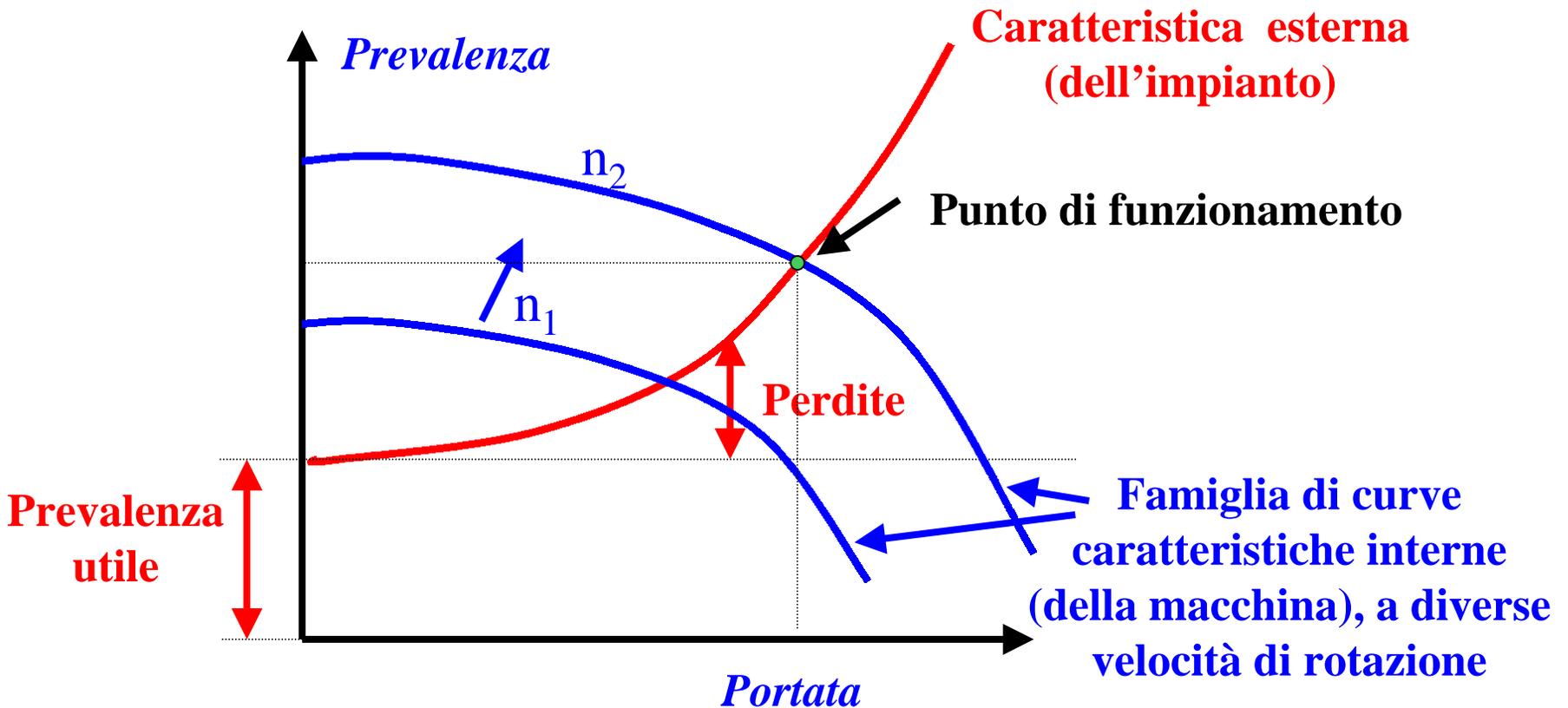
# Curva caratteristica interna

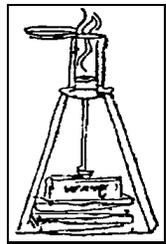
La curva caratteristica reale si ottiene sottraendo al lavoro trasferito dal rotore al fluido le perdite fluidodinamiche e di imbocco.





# Curve caratteristiche



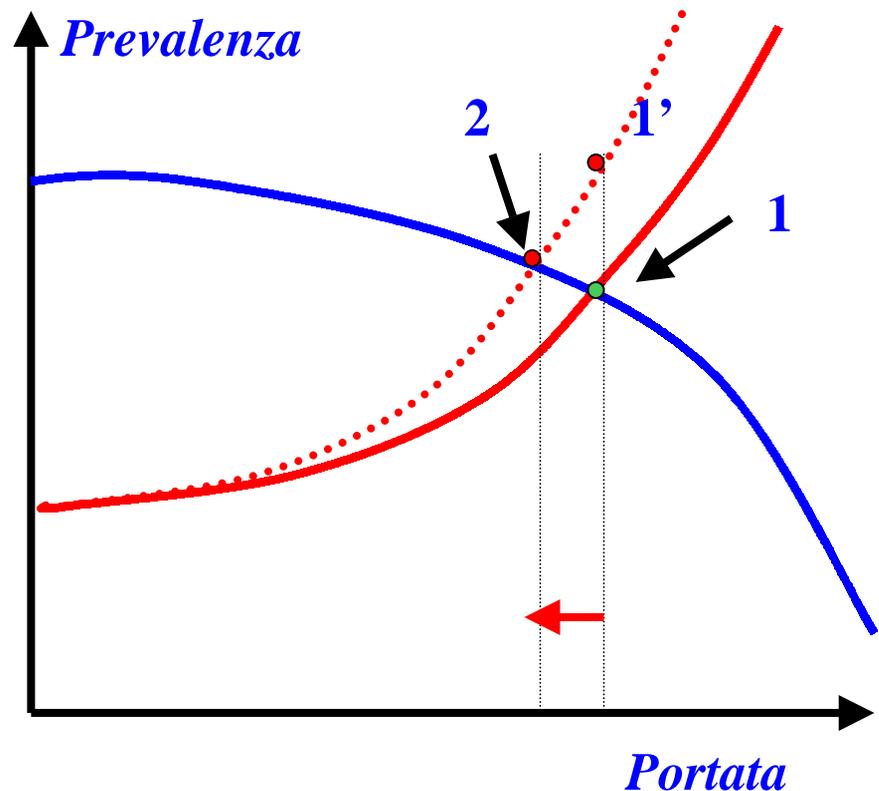


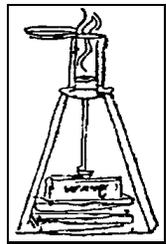
# Equilibrio stabile

A partire da una condizione di equilibrio (1), si ipotizzi una variazione della caratteristica esterna (es. aumento delle perdite di carico): la prevalenza richiesta aumenta (1').

Essendo l'energia fornita dalla pompa minore di quella richiesta, la portata si riduce. Se la caratteristica interna è discendente, la prevalenza fornita aumenta, quella richiesta si riduce ed il sistema ritrova un punto di equilibrio (2).

Esempio di caratteristica interna discendente.

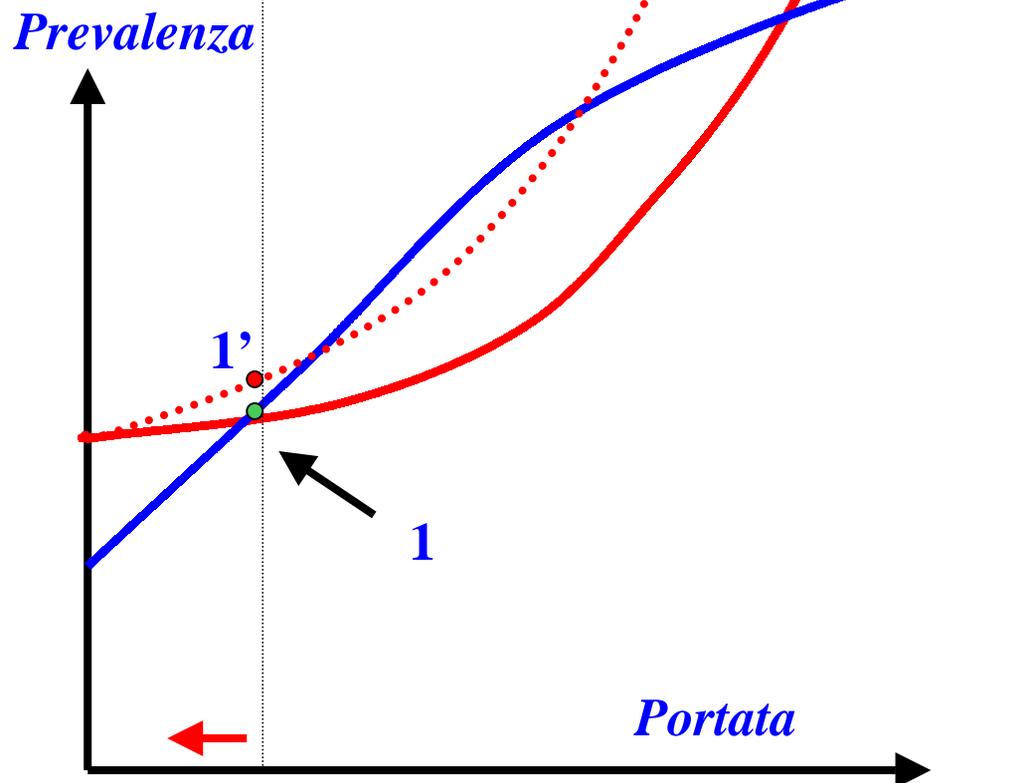




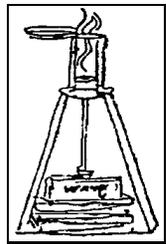
# Equilibrio instabile

Esempio di caratteristica interna ascendente.

A partire da una condizione di equilibrio (1), si ipotizzi una variazione della caratteristica esterna (es. aumento delle perdite di carico): la prevalenza richiesta aumenta (1').



Essendo l'energia fornita dalla pompa minore di quella richiesta, la portata si riduce. Se la caratteristica interna è ascendente, la prevalenza fornita si riduce, ed il sistema si allontana dall'equilibrio.



# Confronto tra tipologie di giranti

L'angolo geometrico di uscita dalla girante  $\beta_2$  è uno dei principali parametri di progetto di una macchina centrifuga.

Macchine con pale rivolte in avanti ( $\beta_2 < 90^\circ$ ):

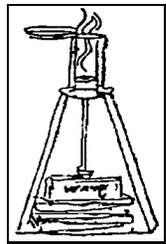
- permettono un maggiore scambio energetico;
- La velocità assoluta all'uscita è maggiore. Aumentano quindi le perdite fluidodinamiche dovute alla diffusione nello statore. Sono invece particolarmente adatte come ventilatori.
- il tratto iniziale della curva caratteristica è crescente con la portata: possono insorgere instabilità.

Macchine con pale rivolte all'indietro ( $\beta_2 > 90^\circ$ ):

- Non permettono il massimo scambio energetico, ma presentano un più ampio tratto di stabilità (curva caratteristica decrescente con la portata).

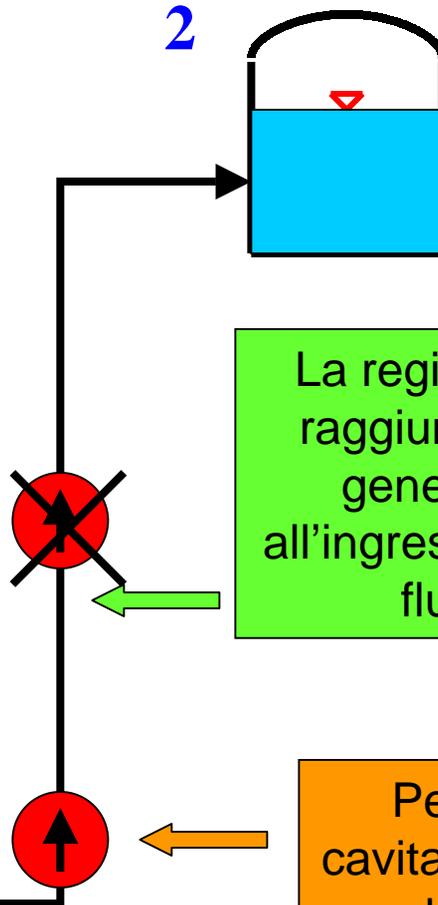
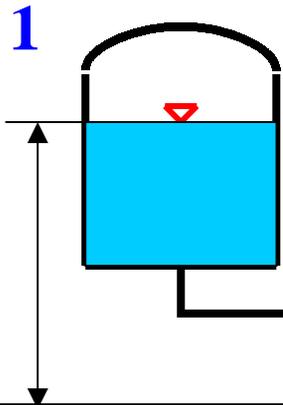
Macchine con pale radiali ( $\beta_2 = 90^\circ$ ):

- Si prestano meglio a lavorare con elevate velocità di rotazione, perché la palettatura radiale è più adatta a sopportare le sollecitazioni dovute alla forza centrifuga.



# Cavitazione

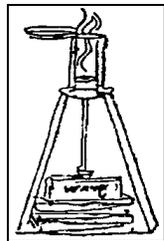
Se la pressione nell'impianto diviene inferiore alla pressione di saturazione del fluido (rispetto alla locale temperatura di esercizio), il fluido evapora provocando la cavitazione.



Il brusco aumento di pressione successivo provoca il collasso delle bolle di vapore, con sollecitazioni meccaniche, vibrazioni, fenomeni di corrosione e possibili rotture della pompa.

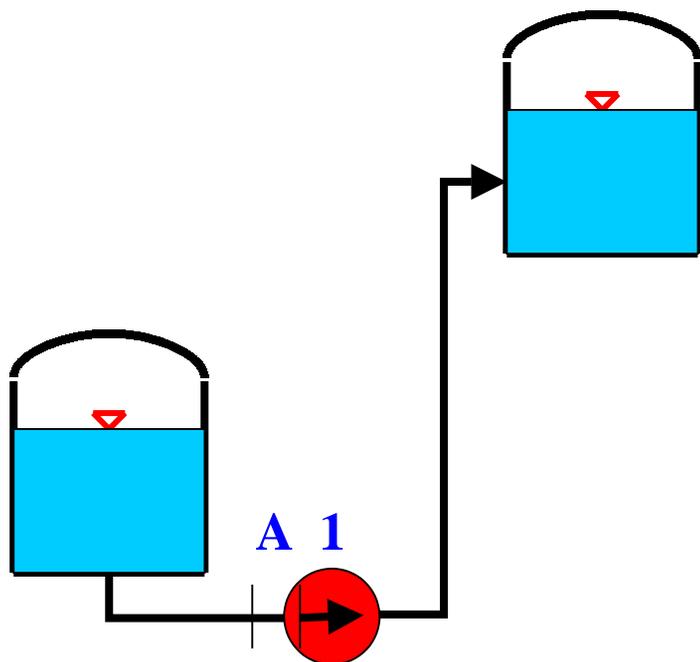
La regione dove la pressione raggiunge i valori più bassi è generalmente la sezione all'ingresso della girante, dove il fluido può cavitare.

Per evitare l'insorgere della cavitazione, è preferibile collocare la pompa sotto battente.



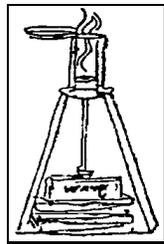
# NPSH

A – Flangia di ingresso  
1 – Sezione inizio rotore



Per esprimere in termini quantitativi la condizione di assenza di cavitazione, si applica l'equazione di Bernoulli tra la flangia di ingresso (A) e la sezione di imbocco della girante (1), che coincide con il punto di minima pressione dell'impianto, nel quale la pressione potrebbe diventare inferiore alla pressione di saturazione del liquido.

Si definisce il seguente termine:  
**NPSH**  
Net Positive Suction Head  
Carico Totale Netto all'Aspirazione



# NPSH,A e NPSH,R

$$\frac{c_A^2}{2g} + \frac{p_A}{\gamma} = \frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + Y$$

*Equazione di Bernoulli tra la flangia di ingresso e la sezione di imbocco della girante (sistema tecnico).*

Perdite di carico distribuite

Perdite di imbocco, proporzionali al quadrato di  $w_1$

$$Y = \Delta p + \lambda \frac{w_1^2}{2g} \quad \longrightarrow \quad \frac{c_A^2}{2g} + \frac{p_A}{\gamma} = \frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + \Delta p + \lambda \frac{w_1^2}{2g}$$

*Condizione di assenza di cavitazione:*

$$\frac{p_1}{\gamma} = \left( \frac{c_A^2}{2g} + \frac{p_A}{\gamma} \right) - \left( \frac{c_1^2}{2g} + \Delta p + \lambda \frac{w_1^2}{2g} \right) \geq \frac{p_s}{\gamma} \quad \leftarrow \text{Pressione di saturazione}$$

Termini dipendenti dall'impianto

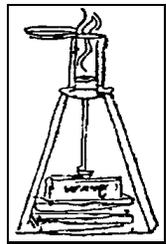
$$\left( \frac{c_A^2}{2g} + \frac{p_A}{\gamma} \right) - \frac{p_s}{\gamma} \geq \left( \frac{c_1^2}{2g} + \Delta p + \lambda \frac{w_1^2}{2g} \right)$$

Termini dipendenti dalla pompa

NPSH,A  
(Available)

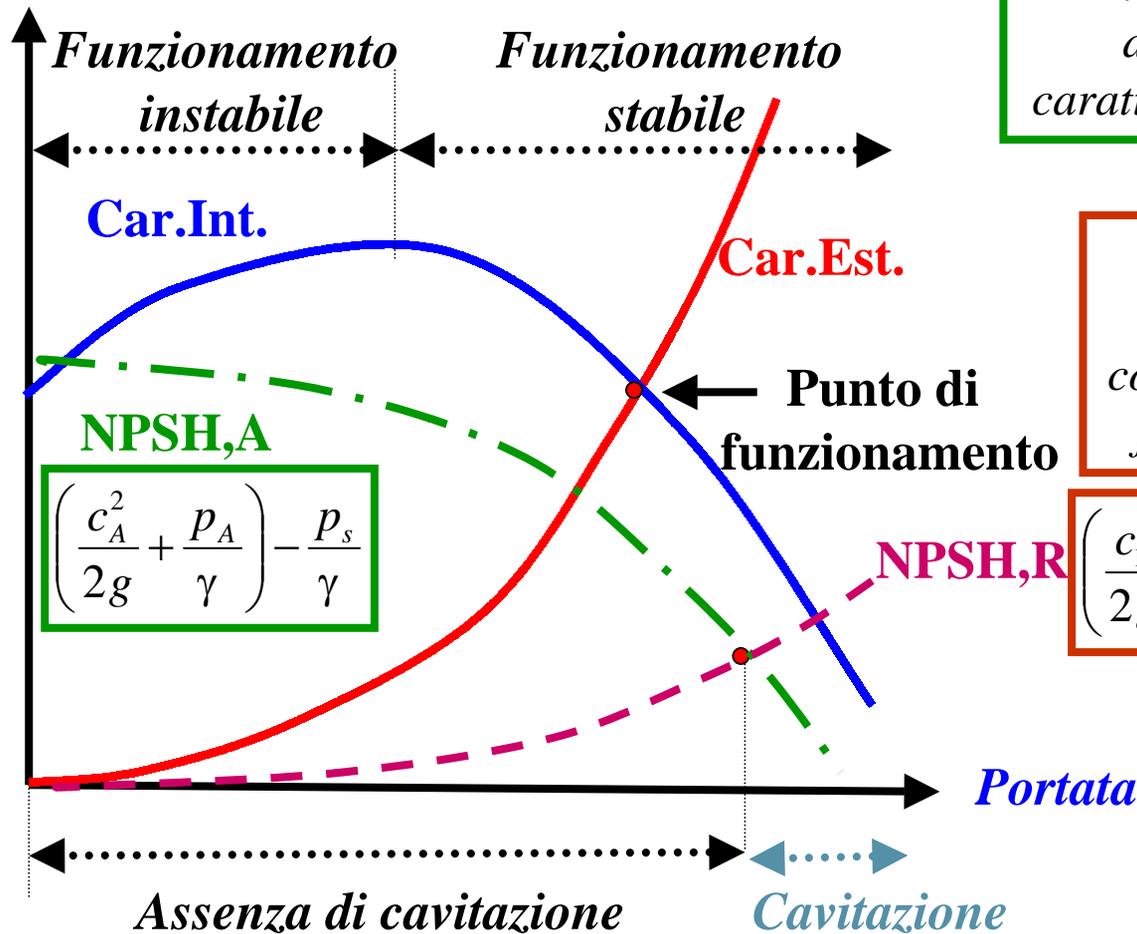
$\geq$

NPSH,R  
(Required)



# Curve dell'NPSH

Prevalenza



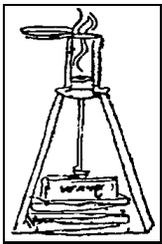
$$\left( \frac{c_A^2}{2g} + \frac{p_A}{\gamma} \right) - \frac{p_s}{\gamma}$$

La curva dell'NPSH,R (crescente con la portata) è fornita dal costruttore della pompa, insieme alla famiglia di caratteristiche interne.

$$\left( \frac{c_1^2}{2g} + \Delta p + \lambda \frac{w_1^2}{2g} \right)$$

La curva dell'NPSH,A (decescente con la portata) può essere tracciata dall'utilizzatore, a partire dalle caratteristiche dell'impianto e del fluido.

L'intersezione delle due curve delimita la regione di funzionamento esente da cavitazione dalla regione di cavitazione, da evitare.



## Leggi di affinità

$$Q \propto c \propto n$$

La portata è direttamente proporzionale alle velocità del fluido, proporzionali alla velocità di trascinamento  $u$  ed al numero di giri  $n$

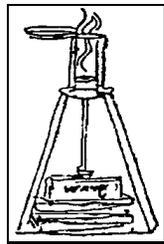
$$H \propto cu \propto n^2$$

Il lavoro Euleriano e la prevalenza sono proporzionali al prodotto  $cu$ , e quindi al quadrato della velocità di rotazione

$$P \propto QH \propto n^3$$

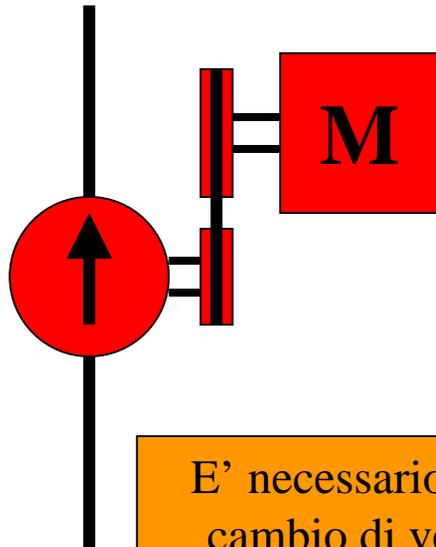
La potenza è proporzionale al prodotto  $QH$ , e quindi dipende dalla terza potenza della velocità di rotazione

Nel derivare queste relazioni si è ipotizzato che il comportamento fluidodinamico e cinematico sia invariato (affinità), e che quindi i rendimenti siano invariati.

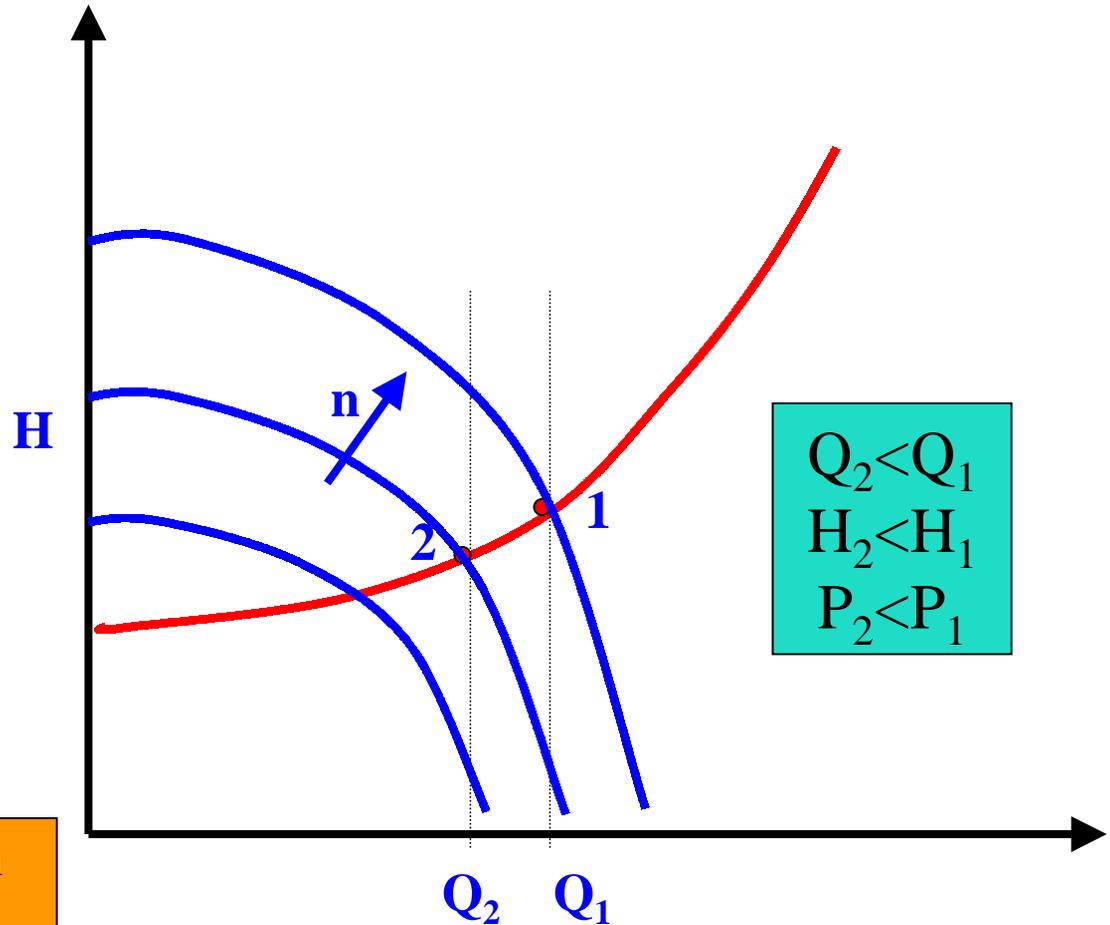


# Regolazione della portata – Variazione del numero di giri

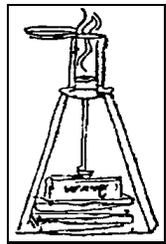
Si può variare la portata erogata facendo variare il numero di giri della pompa.



E' necessario adottare un cambio di velocità o un motore a velocità variabile (es. motore elettrico a corrente continua o motore a combustione interna).



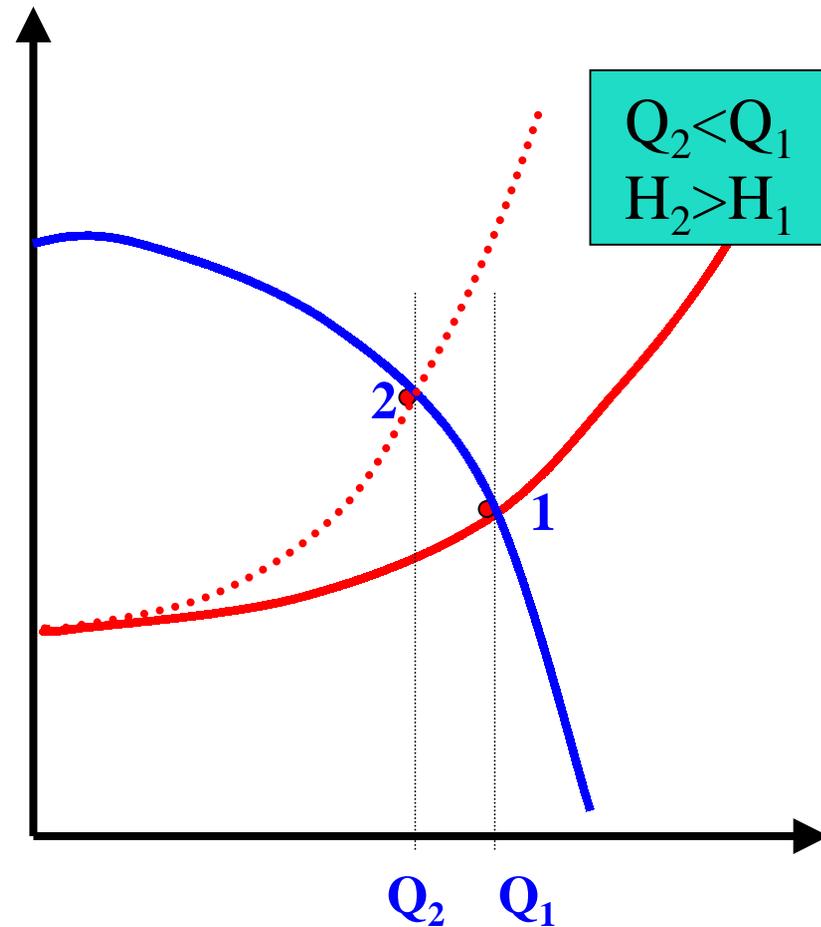
Con la soluzione impiantistica più comune ed economica (motore asincrono) non è possibile variare la velocità di rotazione.



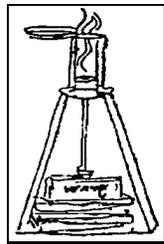
# Regolazione della portata - Strozzamento

E' possibile ridurre la portata erogata agendo sulla caratteristica esterna, attraverso una valvola di laminazione.

Se la macchina operatrice è una pompa, la valvola dovrà essere inserita a valle della pompa e non a monte, per non indurre cavitazione.

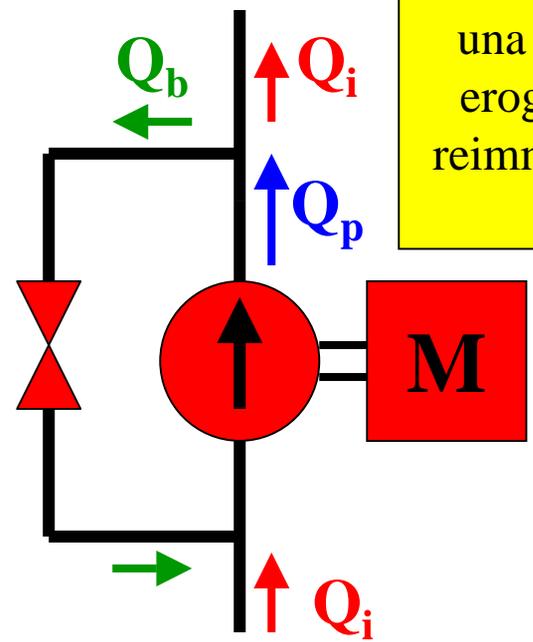


La prevalenza e la potenza richieste sono maggiori rispetto alla regolazione per variazione del numero di giri. Il punto di funzionamento (2) si sposta verso la regione di instabilità.

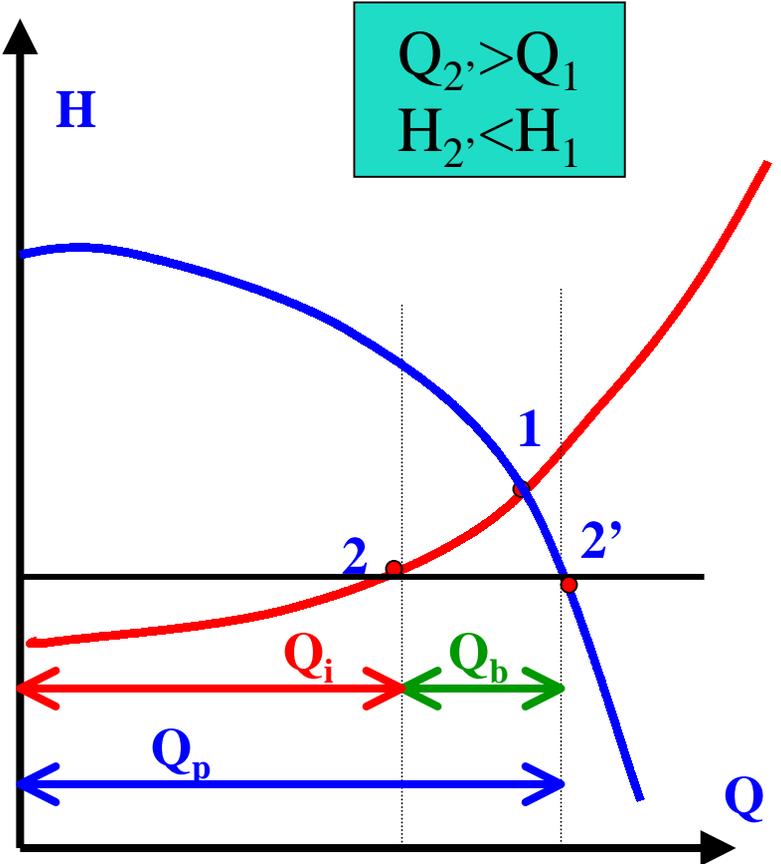


# Regolazione della portata – By-Pass

Si può variare la portata nell'impianto ( $Q_i$ ) by-passando una parte ( $Q_b$ ) della portata erogata dalla pompa ( $Q_p$ ) e reimmettendola a monte della pompa.



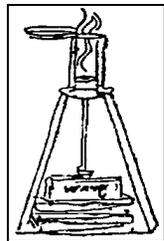
Il punto di funzionamento della pompa si sposta verso la zona delle alte portate.



$$Q_p = Q_i + Q_b$$

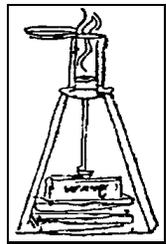
pompa  $Q_p$   
impianto  $Q_i$   
By-pass  $Q_b$

La prevalenza richiesta, determinata sulla caratteristica esterna in funzione della portata  $Q_i$  (2), deve uguagliare la prevalenza fornita dalla pompa, determinata sulla caratteristica interna in funzione della portata  $Q_p$  (2').



# Confronto tra i metodi di regolazione nel caso di riduzione della portata nell'impianto

	<b><i>Vantaggi</i></b>	<b><i>Svantaggi</i></b>
<b><i>Variazione del numero di giri</i></b>	Minima spesa energetica (assenza di dissipazioni).	Maggiore costo e complessità dell'impianto (richiesti cambio, motore a c.c. o motore a c.i.).
<b><i>Strozzamento</i></b>	Semplicità di impianto.	La prevalenza richiesta aumenta. Si può indurre <u>instabilità</u> (pompaggio) o cavitazione (inserendo la valvola a monte della pompa).
<b><i>By-Pass</i></b>	Relativa semplicità di impianto.	La portata erogata dalla pompa aumenta. Si può indurre <u>cavitazione</u> (pompe) o bloccaggio (compressori).

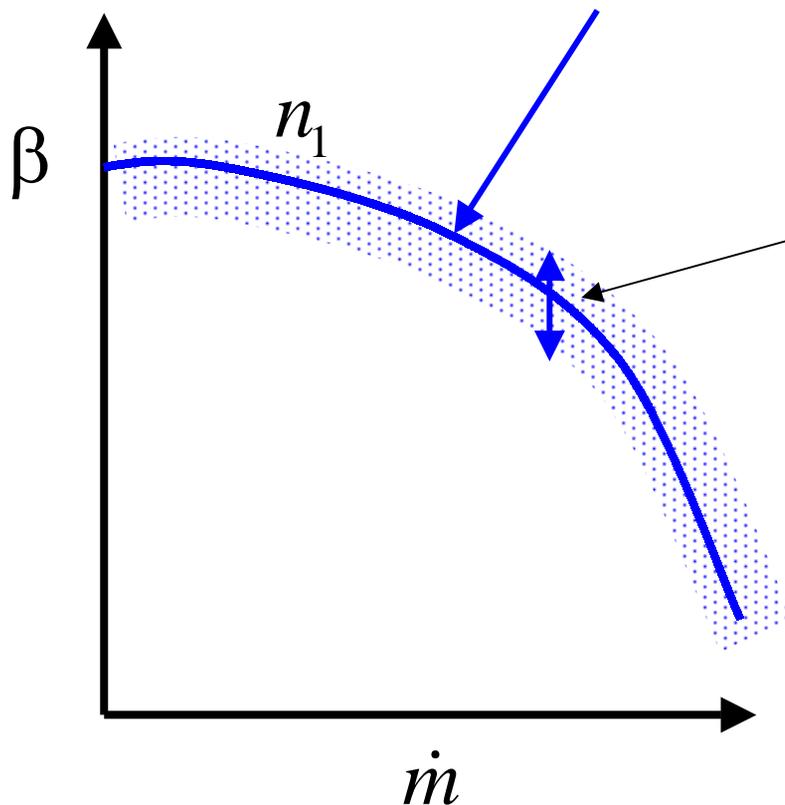


# Curve caratteristiche di un compressore

## Effetti delle condizioni all'aspirazione

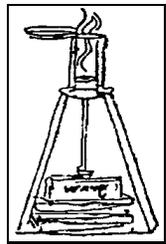
La curva caratteristica è determinata sperimentalmente, per un dato fluido e per assegnate condizioni di riferimento all'aspirazione (pressione e temperatura).

Se la macchina opera con condizioni all'aspirazione diverse da quelle di riferimento, a parità di portata e numero di giri si misurerà un rapporto di compressione in generale non appartenente alla curva, e situato in una fascia di dispersione.



*Questo risultato è attribuibile all'influenza che le condizioni all'aspirazione esercitano sul comportamento fluidodinamico della macchina e sulle perdite.*

Il principale effetto è dovuto alla variazione del Numero di Mach  $M$ .



# Compressori - Parametri ridotti

Esprimiamo la dipendenza funzionale del numero di Mach con la portata ed il numero di giri, in funzione delle condizioni all'aspirazione ( $p, T$ ), dei parametri geometrici (Diametro  $D$  e Area  $A$ , proporzionale a  $D^2$ ) e del tipo di fluido ( $k, R$ ):

$$M = \frac{c}{a} \propto \frac{Dn}{\sqrt{kRT}}$$

$$\dot{m} \propto A c_p \propto D^2 M a \frac{p}{RT} \propto D^2 M \sqrt{kRT} \frac{p}{RT} \propto D^2 M \sqrt{k} \frac{p}{\sqrt{RT}} \rightarrow$$

$$M \propto \dot{m} \frac{\sqrt{RT}}{D^2 p \sqrt{k}}$$

Per una data macchina ( $D$  assegnato) è:

$$M \propto \frac{n}{\sqrt{kRT}}$$

$$M \propto \dot{m} \frac{\sqrt{RT}}{p \sqrt{k}}$$

Per una data macchina e per un dato fluido ( $k$  e  $R$  assegnati) è poi:

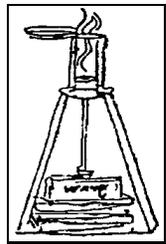
$$M \propto \frac{n}{\sqrt{T}}$$

$$M \propto \dot{m} \frac{\sqrt{T}}{p}$$

Numero di giri ridotto

Portata ridotta

NB: i parametri ridotti non sono adimensionali.

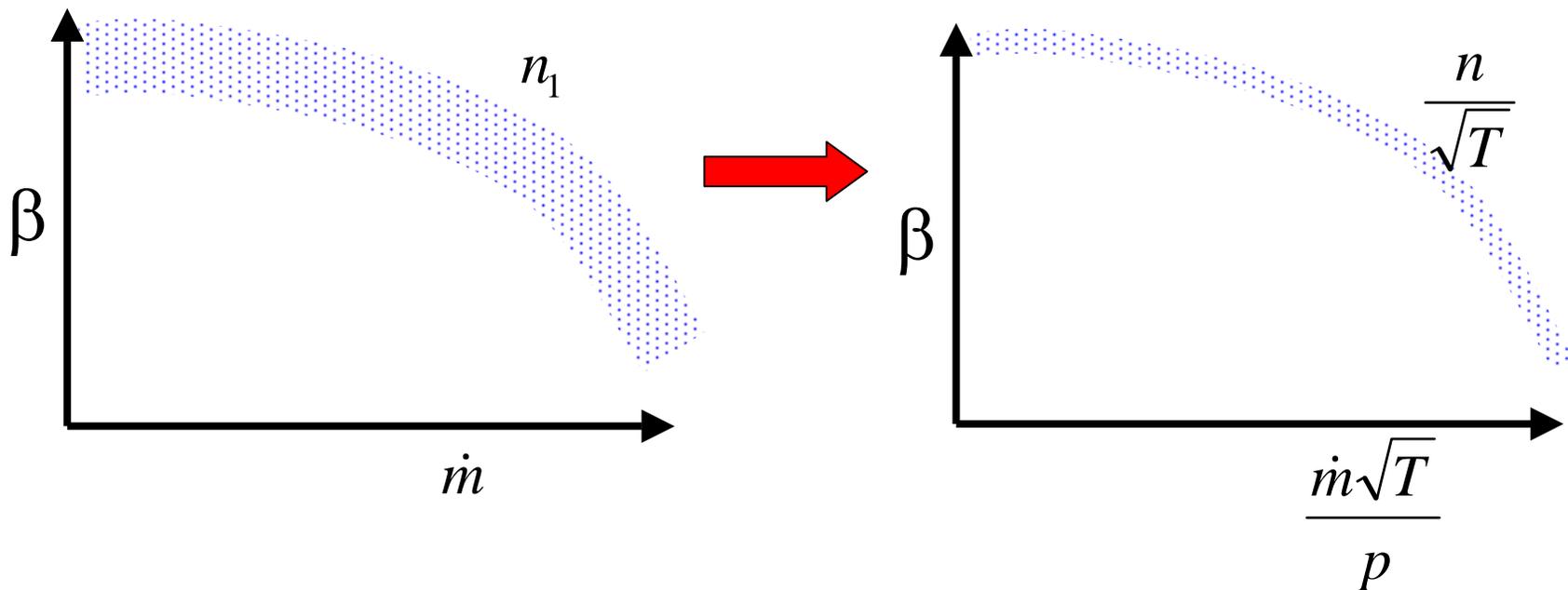


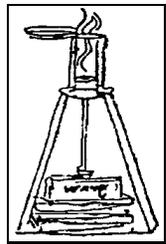
## Curve caratteristiche con i parametri ridotti

L'uso dei parametri ridotti nella rappresentazione di una curva caratteristica rende la curva indipendente dalle condizioni all'aspirazione (per quanto riguarda gli effetti del numero di Mach).

*Al variare delle condizioni all'aspirazione, la dispersione dei risultati è quindi minore.*

*La residua dispersione è attribuibile all'influenza di ulteriori variabili (es. Numero di Reynolds) che influenzano il fenomeno, e che possono variare in funzione delle condizioni all'aspirazione.*



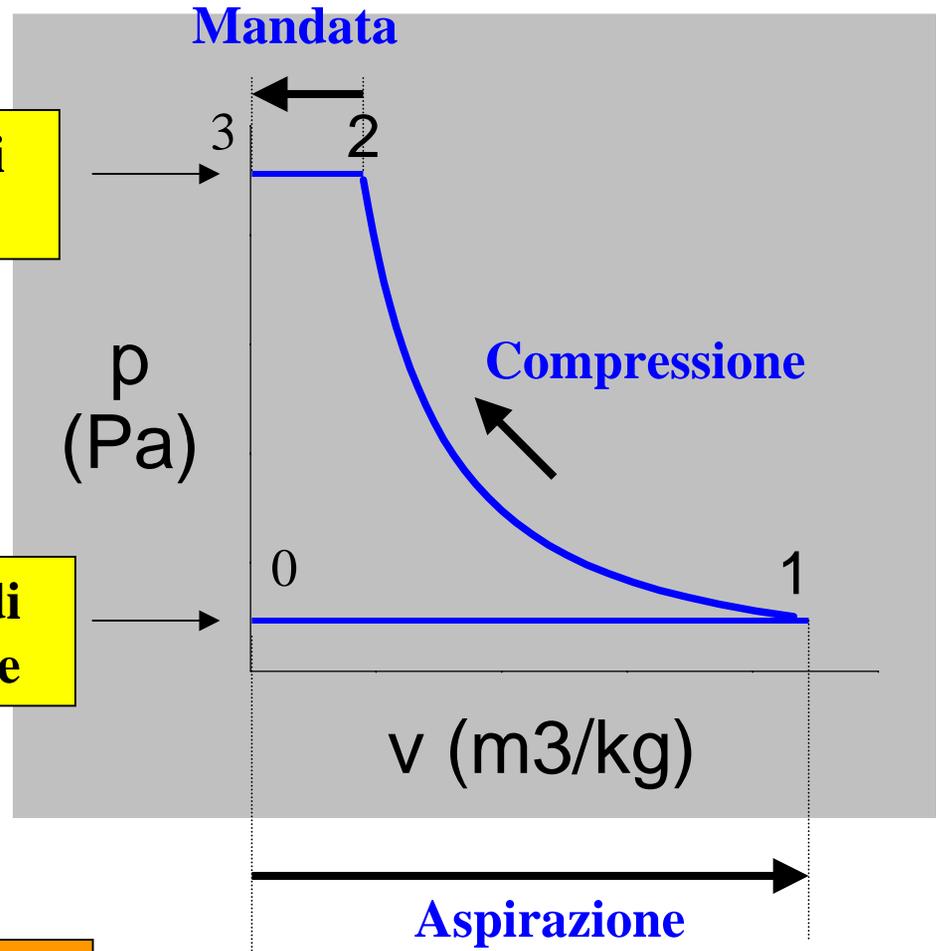


# Compressori alternativi – Funzionamento ideale

0-1 Aspirazione del fluido  
1-2 Compressione  
2-3 Mandata

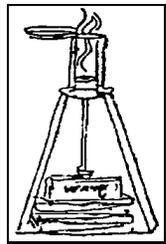
Pressione di Mandata

Pressione di Aspirazione



$$\beta = \frac{p_2}{p_1}$$

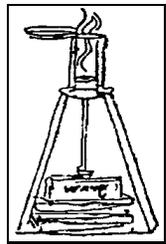
Rapporto di compressione manometrico



## Funzionamento reale

Il funzionamento reale è determinato dalle seguenti condizioni:

- Quando il pistone si trova al PMS, è presente uno spazio morto (o nocivo), dovuto alla presenza delle valvole ed a esigenze costruttive. Al termine della corsa di mandata, il volume morto contiene il fluido alla pressione di mandata. La valvola di aspirazione si può aprire solo dopo che questo fluido si sia espanso fino alla pressione di aspirazione. Solo la seconda parte della corsa è quindi utilizzata per l'introduzione di nuovo fluido.
- Il flusso nelle valvole comporta perdite di carico. La pressione nel cilindro durante la fase di mandata dovrà essere maggiore della pressione di mandata, mentre la pressione in fase di aspirazione dovrà essere minore della pressione esterna.



# Compressori alternativi – Funzionamento reale

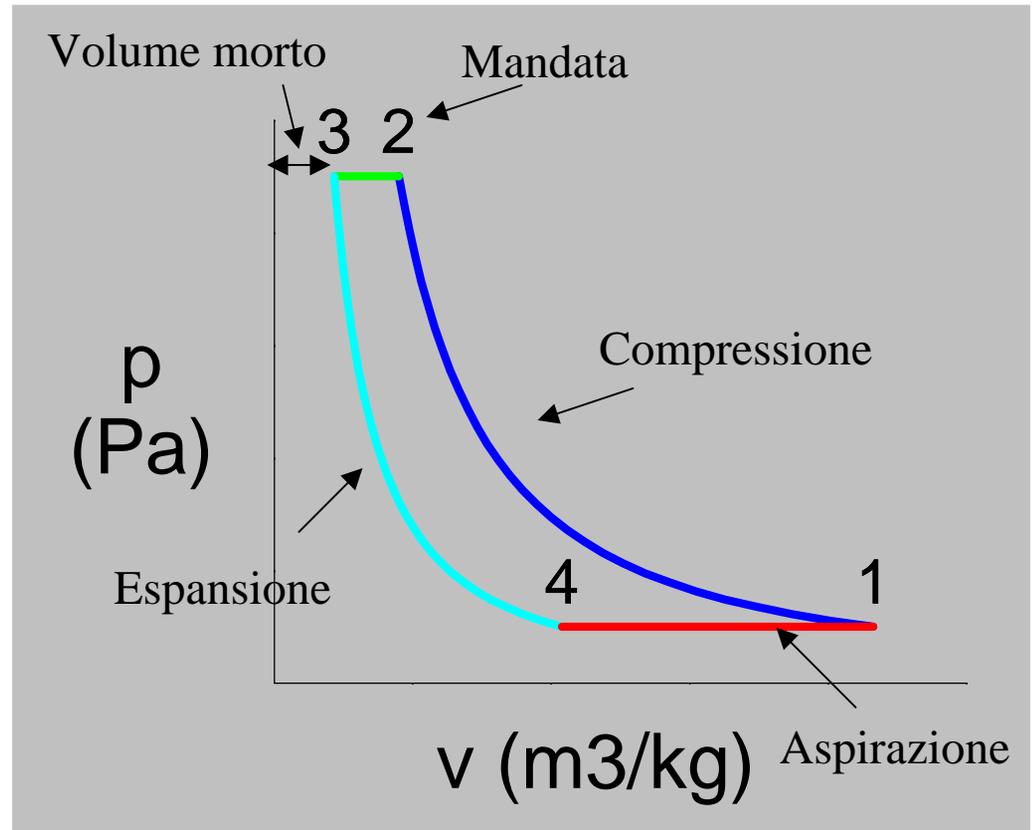
- 1-2 Compressione
- 2-3 Mandata
- 3-4 Espansione del fluido contenuto nel volume morto fino alla pressione di aspirazione
- 4-1 Aspirazione del fluido

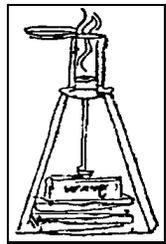
Rendimento volumetrico:

$$\lambda_v = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3}$$

Rapporto di compressione volumetrico:

$$\rho = \frac{V_1}{V_3}$$

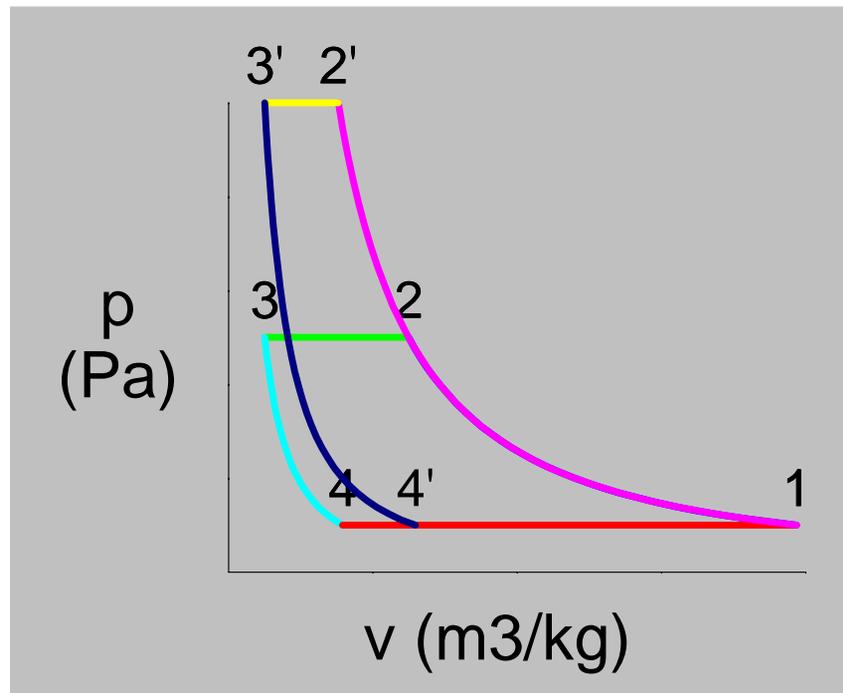




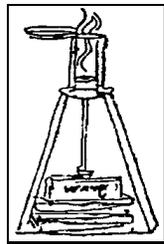
# Effetto del rapporto di compressione sulla portata

La portata erogata si riduce al crescere del rapporto di compressione, per la presenza del volume morto.

*Il valore limite del rapporto di compressione si ricava imponendo che la pressione di mandata sia raggiunta al termine della corsa di compressione, per  $V_2=V_3$ .*



$$\lambda_v = 0 \quad \Rightarrow \quad V_2 = V_3 \quad \Rightarrow \quad \beta_{\max} = \left( \frac{V_1}{V_3} \right)^k = \rho^k$$



# Compressione multistadio

La presenza del volume morto limita quindi il massimo rapporto di compressione ottenibile. Per raggiungere pressioni più elevate si dispongono più stadi in serie.

*Il rapporto di compressione parziale  $\beta_i$  di ogni stadio deve essere minore del valore limite, corrispondente ad un rendimento volumetrico nullo:*

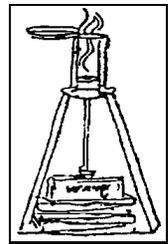
$$\beta_i < \rho_i^k$$

Tra gli stadi può essere interposto un interrefrigeratore, per ridurre il lavoro di compressione. Si dimostra che il massimo risparmio di lavoro si ottiene con rapporti di compressione parziali uguali, pari alla radice n-esima del rapporto di compressione totale.

$$\beta_t = \left( \frac{P_n}{P_1} \right) = \left( \frac{P_n}{P_{n-1}} \dots \frac{P_2}{P_1} \right) = \beta_i^n$$

$$\log(\beta_t) = n \log(\beta_i) \quad \rightarrow \quad n = \frac{\log(\beta_t)}{\log(\beta_i)}$$

Il minimo numero di stadi può essere ottenuto approssimando al numero intero superiore il risultato di questo calcolo.



## Esempio di un compressore multistadio

La figura descrive un compressore alternativo a tre stadi, con interrefrigerazione.

Il flusso di aria forzata permette di smaltire il calore sottratto al fluido compresso, e di ridurre il lavoro di compressione negli stadi successivi.

I cilindri sono di volume decrescente, per la riduzione della portata volumetrica al crescere della pressione.

