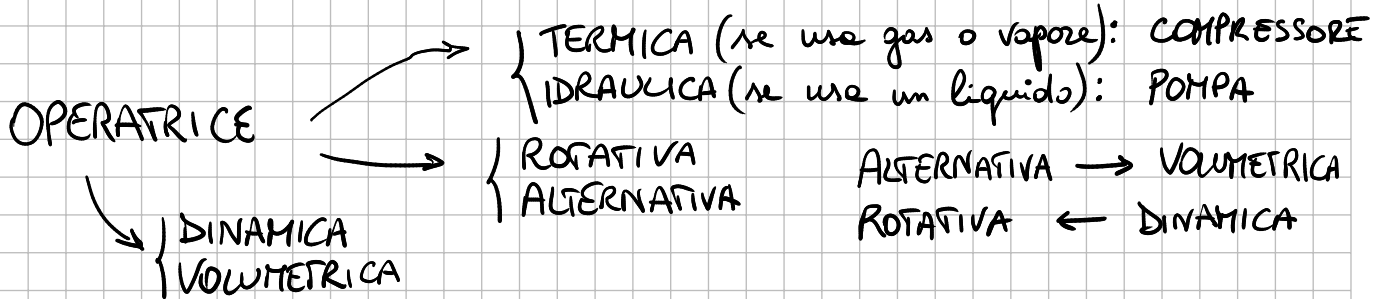
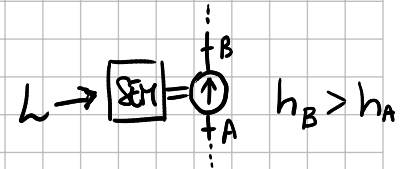


FONDAMENTI DELLE MACCHINE OPERATRICI



SCAMBI DI ENERGIA IN UNA MACCHINA OPERATRICE

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



L'energia di prima specie della macchina operatrice ne costituisce la prevalenza, chiamata così perché rappresenta l'ipotetica differenza di altezza che la pompa deve far superare al fluido, assumendo una g pari a 9.807. Nel Sistema Tecnico si misura così una potenza in metri.

S.I. $H = E_B^i - E_A^i = \int_A^B \frac{dp}{\rho} + g(z_B - z_A) + \frac{c_B^2 - c_A^2}{2} \left[\frac{J}{kg} \right]$ con $H_m = \int_A^B \frac{dp}{\rho} = \text{PREVALENZA MANOMETRICA}$

S.T. $H = \int_A^B \frac{dp}{\rho} + (z_B - z_A) + \frac{c_B^2 - c_A^2}{2g} [m]$ con $\rho = \rho \cdot g \left[\frac{N}{m^3} \right]$

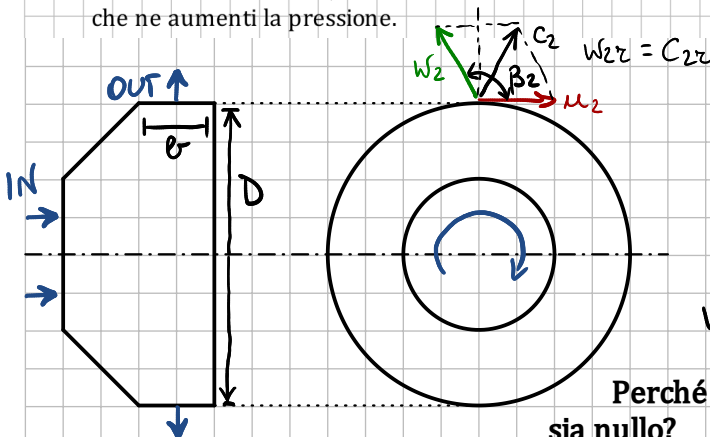
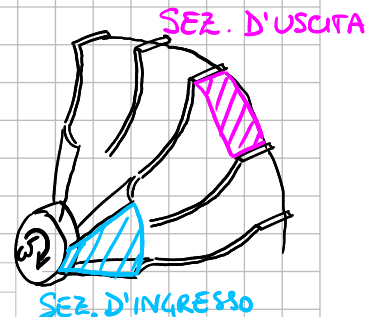
$$\eta = \frac{L_{utile}}{P} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}} \frac{H}{L_m} \rightarrow P = \dot{m} \frac{H}{\eta} [W]$$

MACCHINA OPERATRICE CENTRIFUGA

RICORDIAMO CHE:

Per massimizzare lo scambio di energia in una MACCHINA OPERATRICE, di dovrebbe realizzare:

- Un flusso centrifugo ($u_1 < u_2$);
- c_1 deve essere limitata; per il secondo termine di prima non può essere nulla (oppure dovrebbe creare fluido dal nulla);
- c_2 deve essere elevata; all'uscita del rotore il flusso deve essere decelerato in un condotto fisso che ne aumenti la pressione.



$$Q_2 = \pi D b \cdot w_2 \sin(\beta_2)$$

DOVE: $\pi D b$ = sezione d'uscita
 w_2 = velocità relativa
 $\sin(\beta_2)$ = normale alla superficie

$$w_2 \sin(\beta_2) = w_{2r} = c_{2r}$$

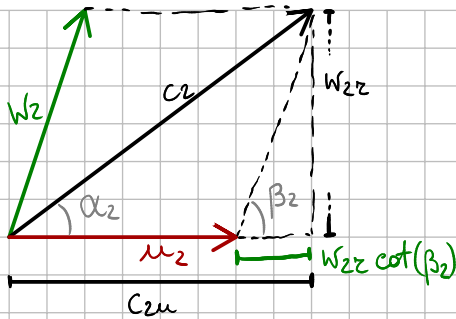
Perché assumiamo il primo termine del lavoro euleriano sia nullo?

Perché $u_1 \perp c_1$, $\cos(\alpha_1) = 0$

LAVORO EULERIANO:

$$L = u_1 c_1 \cos(\alpha_1) - u_2 c_2 \cos(\alpha_2) = -u_2 c_2 \cos(\alpha_2) \left[\frac{J}{kg} \right]$$





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

$L \equiv$ LAVORO DI COMPRESSIONE
(lo assumiamo positivo)

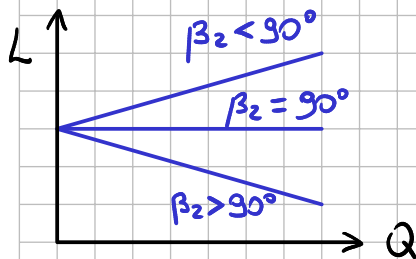
Le variabili operative sono diametro esterno, larghezza bordo d'uscita, portata e soprattutto numero di giri per minuto. Vogliamo scrivere L in funzione di queste variabili.

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

$$w_{2z}? \quad Q = \pi D b w_{2z} \rightarrow w_{2z} = \frac{Q}{\pi D b}$$

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

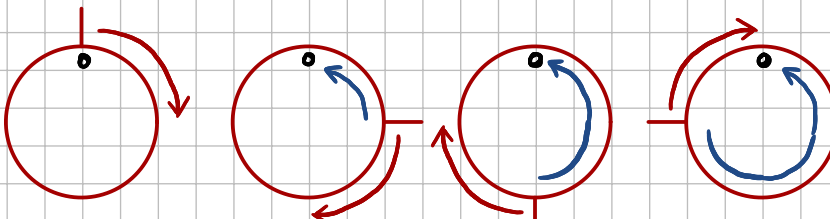
$$L[n] = K_1 n^2 + K_2 Q n \cot(\beta_2)$$



Il lavoro euleriano:

- È direttamente proporzionale alla portata;
- È proporzionale al quadrato della velocità di rotazione;
- Dipende dall'angolo di efflusso del vett. velocità relativa β_2 .

IL FENOMENO DELLO SCORRIMENTO

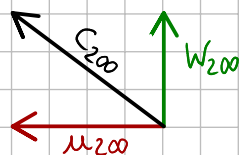
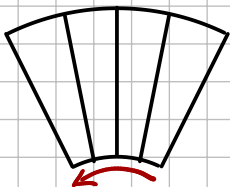


$\omega \equiv$ V. AN. DI TRASCINAMENTO

$\omega \equiv$ V. AN. RELATIVA

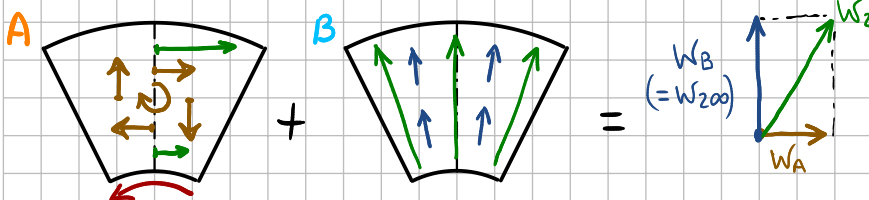
$\omega \equiv$ V. AN. ASSOLUTA = \emptyset

COMPRESSORE A PALE RADIALI ($\beta_2 = 90^\circ$)



Supponiamo che il flusso sia perfettamente guidato, come se ci fossero infinite pale di spessore infinitesimo lungo tutta la sezione - condizione che indichiamo con il pedice ∞ .

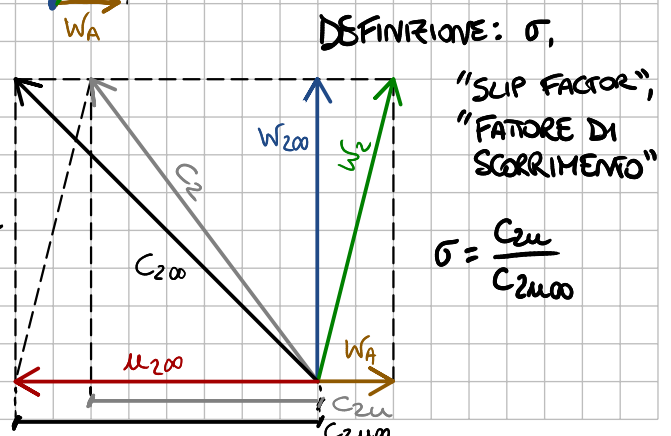
Applichiamo il principio di sovrapposizione degli effetti per considerare questo sistema come la somma di due condizioni: la sola rotazione del rotore, con portata nulla, e il passaggio della portata Q , assumendo il rotore fermo. Analizziamo i risultati separatamente.



Quali sono gli effetti dello scorrimento sul lavoro?

Riduzione di $w_{2u} \rightarrow$ Riduzione di c_{2u}
 \rightarrow Riduzione di L

La diminuzione del lavoro euleriano NON è da considerarsi come una perdita di carico, poiché non vi è dissipazione.

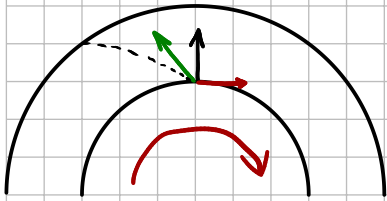


DEFINIZIONE: σ ,

"SLIP FACTOR",
"FATTORE DI SCORRIMENTO"

$$\sigma = \frac{c_{2u}}{c_{2u00}}$$

PERDITE PER IMBOCCO



Nelle condizioni di progetto (Q_p, C_{1p}) la W_1 è tangente alle palette. Al variare di Q il modulo di C_1 cambia e la W_1 presenta una componente normale alle palette (W_{sm}).

L'energia cinetica associata a W_{sm} è DISSIPATA durante l'urto con le palette.

CURVA CARATTERISTICA INTERNA

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

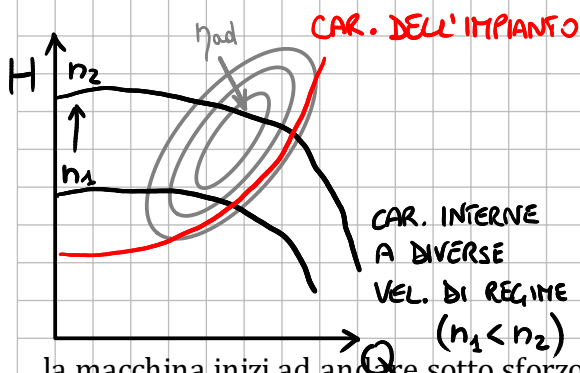


Il lavoro euleriano reale tiene conto degli effetti dello scorrimento.

La curva caratteristica effettiva della macchina indica la prevalenza della stessa in funzione della portata, tenendo conto anche delle perdite per imbocco e per attrito (proporzionale al quadrato della portata).

A destra della portata di progetto abbiamo stabilità della macchina, a sinistra instabilità.

CURVA CARATTERISTICA ESTERNA



La curva caratteristica esterna rappresenta le esigenze dell'impianto in termini di prevalenza al variare della Q . Il punto di funzionamento della macchina è dato dall'intersezione tra la caratteristica esterna e quella interna ad un dato valore di n .

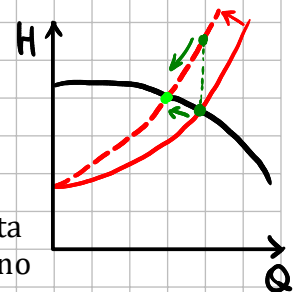
In grigio è riportata anche la variazione del rendimento in funzione delle curve caratteristiche e dei parametri Q e H . Comprendiamo che all'aumentare del regime della macchina aumenta anche la prevalenza utile a parità di portata, ma anche che all'aumentare eccessivo della portata

la macchina inizi ad andare sotto sforzo, subendo un drastico calo della prevalenza utile.

EQUILIBRIO STABILE E INSTABILE

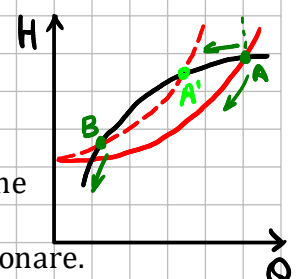
Si ipotizzi la variazione della caratteristica esterna a partire da una condizione di equilibrio. Si propone l'esempio di un improvviso aumento delle perdite di carico: la prevalenza utile aumenta.

Essendo l'energia fornita dalla pompa minore di quella richiesta, la portata inizia a diminuire. Se la caratteristica interna è decrescente (Q maggiore di quella di progetto, oppure pale radiali o rivolte all'indietro) la prevalenza fornita aumenta mentre quella richiesta si riduce, fino a che i due valori non si ritrovano ad un nuovo equilibrio.



Si ipotizzi ora che la caratteristica interna sia crescente (Q minore di quella di progetto, o semplicemente pale rivolte in avanti): la prevalenza richiesta aumenta, e la macchina risponde con una diminuzione della portata.

Guardiamo a sinistra del punto di funzionamento: se vi è una nuova intersezione tra le curve caratteristiche allora quello sarà il nuovo punto di funzionamento della macchina, altrimenti andiamo incontro a stallo: la macchina cessa di funzionare.

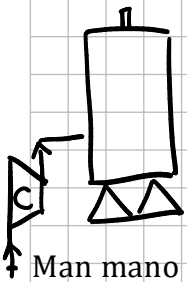


Ricordiamo la differenza tra un equilibrio stabile e instabile: in seguito ad una perturbazione, un sistema in equilibrio stabile tende a tornare alle condizioni iniziali, mentre un sistema in equilibrio instabile tende ad allontanarsi.

Il punto A del disegno nella pagina precedente è comunque un punto di equilibrio stabile, in quanto in seguito ad un aumento della prevalenza utile risponde con una diminuzione di portata fino ad arrivare al punto in cui la prevalenza fornita dalla macchina eguaglia nuovamente la prevalenza utile dell'impianto (A').

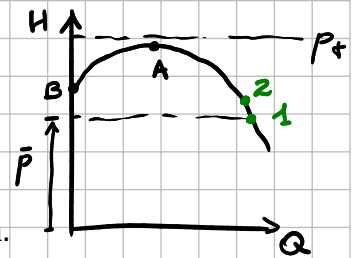
Viceversa, dal punto B, in seguito all'aumento della prevalenza utile con conseguente calo della portata della macchina, la caratteristica interna non interseca più quella esterna e la macchina si ferma.

In alcuni casi, addirittura, il flusso del fluido risulterà invertito (il fluido torna indietro): è questo il caso del fenomeno del pompaggio dei compressori, un fenomeno che possiamo spiegare con un esempio.



EROGAZIONE DEL GAS IN UN SERBATOIO

Vogliamo erogare del gas in un serbatoio chiuso. Supponiamo che il tratto tra l'uscita del compressore e l'ingresso del serbatoio sia così breve da poter trascurare le perdite di carico.



Man mano che il serbatoio si riempie, la pressione al suo interno aumenta.

Il compressore si adatta, passando dal p.to di funzionamento 1 al p.to 2.

Esiste il rischio che la pressione aumenti oltre il valore della prevalenza nel punto A: in tal caso, la macchina va in stallo (la pressione al suo interno tocca il valore della prevalenza nel punto B, per il quale $Q = 0$). Siccome

$p_t > p_A > p_B$ allora il gas tenderà a tornare indietro nel compressore.

Questa condizione di funzionamento si palesa acusticamente, con violenti e sordi colpi dovuti all'inversione del moto della colonna fluida, nonché osservando gli indicatori di pressione nelle tubazioni, che evidenziano sensibili oscillazioni.

CONFRONTO TRA TIPOLOGIE DI GIRANTI

L'angolo geometrico di uscita dalla girante è uno dei principali parametri di progetto di una macchina centrifuga. Infatti, in base al valore di β_2 :

PALE IN AVANTI
 $\beta_2 < 90^\circ$

- Maggiore scambio energetico.
- Maggiore velocità assoluta all'uscita, dunque maggiori perdite fluidodinamiche dovute alla diffusione nello statore.
- Il tratto iniziale della curva car. è crescente con la portata.
- Particolarmente adatte come ventilatori.

PALE ALL'INDIETRO
 $\beta_2 > 90^\circ$

- Non permettono il massimo scambio energetico.
- Presentano un più ampio tratto di stabilità.
- La velocità all'uscita è minore.

PALE RADIALI
 $\beta_2 = 90^\circ$

- Si prestano meglio a lavorare a velocità elevate perché la palettatura radiale sopporta meglio le sollecitazioni dovute alla forza centrifuga.

LEGGI DI AFFINITÀ

$$\left. \begin{array}{l} Q \propto c \propto n \\ H \propto c u \end{array} \right\} \rightarrow \left. \begin{array}{l} H \propto n^2 \\ P \propto QH \end{array} \right\} \rightarrow P \propto n^3$$