

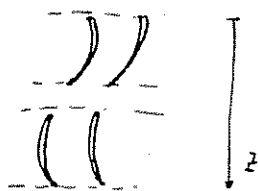
$$P = m(u_1 c_1 \cos \alpha_1 - u_2 c_2 \cos \alpha_2)$$

$$\omega_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1 u_1 \cos \alpha_1$$

$$\omega_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2 u_2 \cos \alpha_2$$

$$P = m \left(\frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \right)$$

Nel formulare le equazioni di Eulero si sono fatte le ipotesi di stazionarietà del flusso e unidimensionalità.



L'ipotesi di unidimensionalità non può essere rispettata perché il profilo elare del rotore genera una differenza di pressione sulle pale che determina la rotazione stessa del rotore.



*1) Classificazione delle Turbine

In base alla direzione del flusso le turbine possono essere assiali (il flusso è parallelo all'asse); radiali (il flusso ha la direzione del raggio).

Per avere un valore più elevato di L a parità di velocità assoluta è preferibile l'utilizzo di uno stadio radiale piuttosto che assiale, tuttavia per frangere il salto entalpico si usano turbine multistadio che per ragioni di ingombro sono a flusso assiale.

Dall'equazione di Eulero si ricava che le macchine motrici in cui $L > 0$ deve essere possibile $u_1 \geq u_2$.
 $\Rightarrow r_1 \geq r_2$ macchine centripete; nelle macchine operatrici in cui $L < 0$ $u_1 \leq u_2 \Rightarrow r_1 \leq r_2$ (macchine centrifughe).

*1) Grado di reazione e rendimento di paletteature ideali

$$R = \frac{\Delta h_R}{\Delta h_R + \Delta h_o} = \frac{h_1 - h_2}{h_o - h_2}$$

$$h_1 - h_2 - \frac{c_2^2}{2} + \frac{c_1^2}{2} = L_{o2} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$$

$$h_o - h_2 + \frac{c_o^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} = L_{o2} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$$

$$R = \frac{\Delta h_R}{\Delta h_R + \Delta h_s} = \frac{\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}}{\frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}}$$

nel caso $c_0 \approx c_2$

Si definisce rendimento di paleatura

$$\eta_{\text{pal}} = \frac{L}{(h_0 - h_2)_{is} + \frac{c_0^2}{2}} = \frac{\frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}}{\frac{c_1^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}}$$

* Turbina assiale al azione ($R=0$) ideale

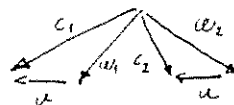
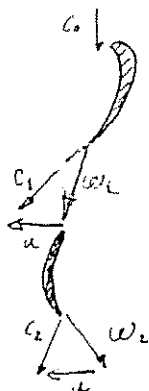
In una turbina assiale $u_1 = u_2 = u$

Nel caso ideale $R=0 \Rightarrow w_2 = w_1$

$$\eta_{\text{pal}} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{c_1^2}$$

$$P = m \left(\frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \right)$$

triangolo di velocità

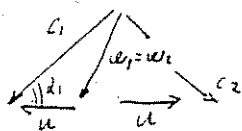
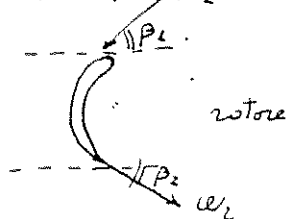


Per la conservazione della portata le velocità assiali sono uguali \Rightarrow i triangoli di velocità hanno la stessa altezza.

$\omega_1 \sin \beta_1 = \omega_2 \sin \beta_2$
per la conservazione
della portante

poiché $\omega_1 = \omega_2$

$$\beta_1 = \beta_2$$



$$c_1^2 + (2u)^2 - 2(2u)c_1 \cos \alpha_1 = c_2^2$$

$$c_1^2 + 4u^2 - 4uc_1 \cos \alpha_1 = c_2^2$$

$$\eta_{\text{pul}} = \frac{4uc_1 \cos \alpha_1 - 4u^2}{c_1^2}$$

dividendo num. e den. per c_1^2

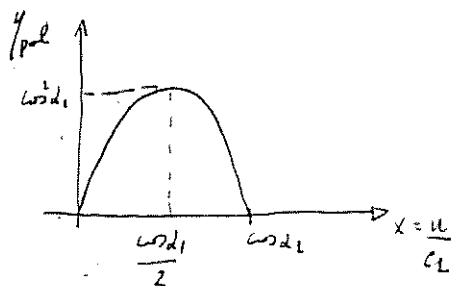
$$\eta_{\text{pul}} = \frac{\frac{4u}{c_1} \cos \alpha_1 - \frac{4u^2}{c_1^2}}{\frac{c_1^2}{c_1^2}}$$

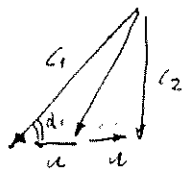
posto $\frac{u}{c_1} = x$

$$\eta_{\text{pul}} = 4x \cos \alpha_1 - 4x^2 = 4x (\cos \alpha_1 - x)$$

$$\eta_{\text{pul max}} = 4 \frac{\cos^2 \alpha_1}{2} - 4 \frac{\cos^2 \alpha_1}{4} = \cos^2 \alpha_1$$

Si ha rendimento
massimo quando α_2 è
assiale



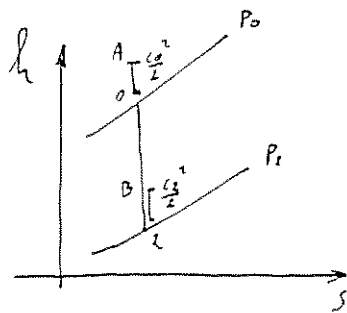


$$P_{max} = \frac{(2u)^2}{2} = 2u^2$$

Per migliorare il rendimento occorre ridurre l'angolo α_1 .
Tuttavia α_1 non può essere troppo piccolo altrimenti non
si sarebbe l'uscita del vapore dalla turbina.

Solitamente $\alpha_1 \approx 15^\circ$

$$\eta_{pol, max} = \cos^2 15 = 0.93$$

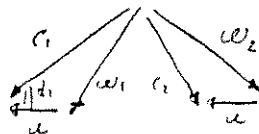


$$P = \dot{m}(h_A - h_B)$$

* Turbina assiale addizione ($R=0.5$) ideale

$$R = \frac{w_2^2 - w_1^2}{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2} = \frac{1}{2} \Rightarrow \begin{aligned} c_1 &= w_2 \\ c_2 &= w_1 \end{aligned}$$

$$\eta_{pol} = \frac{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2}{c_1^2 + w_2^2 - w_1^2} = \frac{2c_1^2 - 2c_2^2}{2c_1^2 - c_2^2} = \frac{2(2uc_1 \cos \alpha_1 - u^2)}{2c_1^2 - c_1^2 - u^2 + 2uc_1 \cos \alpha_1}$$



$$c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1 = c_2^2$$

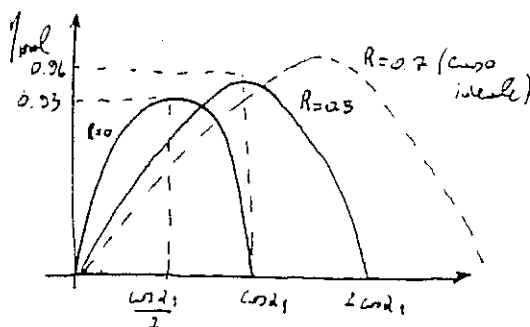
$$\eta_{pol} = \frac{4u c_1 \cos \alpha_1 - 2u^2}{c_1^2 - u^2 + 2u c_1 \cos \alpha_1}$$

dividendo num. e
den. per c_1^2

$$\eta_{pol} = \frac{4 \frac{u}{c_1} \cos \alpha_1 - 2 \frac{u^2}{c_1^2}}{1 - \frac{u^2}{c_1^2} + 2 \frac{u}{c_1} \cos \alpha_1}$$

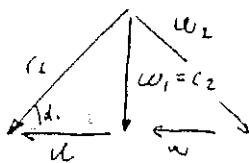
$$\frac{u}{c_1} = x$$

$$\eta_{pol} = \frac{4x \cos \alpha_1 - 2x^2}{1 - x^2 + 2x \cos \alpha_1}$$

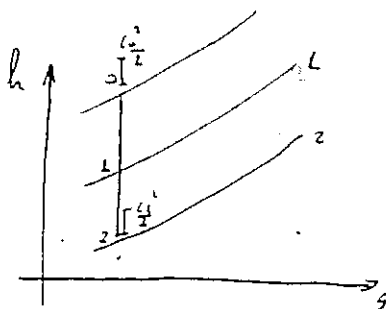


per $\frac{u}{c_1} = \cos \alpha_1$ η_{pol} è massimo

$$\eta_{pol \max} = \frac{4 \cos^2 \alpha_1 - 2 \cos^2 \alpha_1}{1 + \cos^2 \alpha_1} = \frac{2 \cos^2 \alpha_1}{1 + \cos^2 \alpha_1}$$



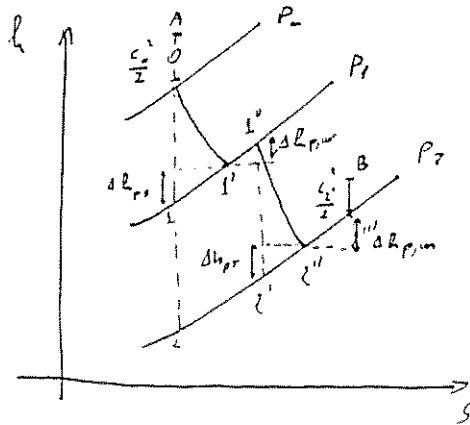
per $\alpha_1 = 15^\circ$ $\eta_{pol} = 0.96$



$$P_{max} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = u^2$$

La turbina a reazione ha un rendimento migliore di quella ad azione ma genera una potenza inferiore.

*) Funzionamento di una turbina nel caso reale



Nello studio del funzionamento reale di una T.V. non possiamo trascurare le perdite quali ad esempio le perdite per attrito nei condotti fissi e mobili, quelle per urto tra il ingrese e le palette mobili, le perdite alla scarica etc...

La velocità reale d'efflusso c_1 risulta minore di quella teorica $c_1 = \sqrt{c_0^2 + 2(h_0 - h_1)}$

$$c_1' = \varphi c_1 = \sqrt{c_0^2 + 2(h_0 - h_1')} \quad \text{con } \varphi = \text{coeff. correttivo} < 1.$$

Trattandosi di un fenomeno reale ci saranno nell'annulus delle perdite dette per urto tra la regione di uscita del condotto fisso e quella d'entrata del condotto mobile.

$$\text{Pertanto } \omega_1'' < \omega_1' \quad \omega_1'' = \xi \omega_1'$$

Analogamente a quanto succede nello statore la velocità di uscita dal rotore $W_{2''}$ è inferiore a quella ideale $W_{2'} = \sqrt{W_{1'}^2 + 2(h_{1''} - h_{2'})}$.

$$W_{2''} = \psi W_{2'} = \sqrt{W_{1'}^2 + 2(h_{1''} - h_{2''})} \quad \text{con } \psi < 1.$$

Il lavoro trasferito alla macchina nel caso reale sarà

$$L_{\text{reale}} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_{2''}^2 - w_{1''}^2}{2} = h_0 - h_{2''} - (c_0 \pm c_{2''})$$

Esistono tuttavia altre perdite dovute ad esempio all'attrito che incontra il disco che ruota impattando il vapore, a fughe di vapore, all'effetto ventilante.

A causa di tale perdite una parte del lavoro fornito al disco viene restituita al fluido $\Delta h_{p,m}$.

C'è da osservare che per effetti di recupero l'entalpia persa $h_{2''' } - h_2 < \Delta h_{p,s} + \Delta h_{p,r} + \Delta h_{p,e} + \Delta h_{p,m}$.

C'è infine da osservare che nel caso reale il massimo rendimento si ha per $R=0.5$ e il rendimento diminuisce per $R>0.5$.

Funzionamento della turbina off design

Le forme delle palettature in una turbina \bar{c} realizzate in modo che in ogni singolo stadio si abbia il rapporto $\frac{u}{c_1}$ tale da realizzare il massimo rendimento della macchina.

Tuttavia nella situazione reale può avvenire che vari il rapporto $\frac{u}{c_1}$ e si ha il funzionamento in condizioni diverse da quelle di progetto.

Fermo restando la c_1 supponiamo che per qualche motivo la u aumenti. La nuova velocità d'ingresso nel rotore w_1' sarà diversa dalla w_1 di progetto e non più tangente alla palettatura. Il vapore entra nel condotto con brusche deviazioni generando notevoli perdite. Un'eventuale variazione anche della w_2 all'uscita del rotore influenzerà la direzione della c_2 che non sarà più assiale come nelle condizioni di progetto. Il funzionamento della turbina fuori progetto è caratterizzato da un notevole decremento del rendimento.

Perdite nella turbina a vapore

Nel funzionamento reale di uno stadio di una turbina a vapore intervengono una serie di perdite indicate con $\Delta h_{p, tot}$. Queste perdite sono suddivisibili in tre gruppi:

1) perdite fluido-dinamiche.

Tali perdite sono attribuibili strettamente all'efflusso del fluido nei condotti:

- perdite nei condotti fissi (ugelli)
- perdite nell'anulus
- perdite nei condotti mobili
- perdite per umidità del vapore
- perdite allo scarico.

2) perdite di natura diverse

Tali perdite sono dovute a molti fattori non strettamente connessi alla forma e alle dimensioni della paletteatura né alla velocità di efflusso del vapore.

- perdite per sottoraffreddamento
- perdite per fughe di vapore
- perdite per attrito del disco della vosta

col vapore che riempie la cassa
= perdite per effetto ventilante.

3) perdite meccaniche

Perdite nei cuscinetti, nei supporti. Tali perdite dovute a fenomeni di attrito vengono considerate nel rendimento meccanico η_m delle macchine, esse sono praticamente trascurabili.

Perdite fluidodinamiche

• perdite nei condotti fissi

Francisco
Maffei

La velocità reale di efflusso del vapore nel condotto fisso è $c_{1s} = \varphi c_{L,1s} = \sqrt{c_0^2 + 2(h_0 - h_1 - \Delta h_{p,s})}$
da cui si ricava $\Delta h_{p,s} = (1 - \varphi^2) \frac{c_{L,1s}^2}{2}$

Il valore di $\varphi < 1$ dipende da molti fattori:

- Dal numero di Reynolds e dal relativo coefficiente d'attrito fluidodinamico.
- Dall'angolo α di deviazione della corrente fluida.

- Dal rapporto $\frac{l}{d_m}$ dove l è l'altezza delle palettature e d_m è il diametro medio del rotore.
- Dal rapporto di espansione $\frac{P_0}{P_L}$ (se si supera la pressione critica si ha il moto supersonico con perdite legate all'onda d'urto).
- Condizioni fisiche del vapore, la presenza di eventuali goccioline di acqua trascinate dal vapore influenzano la velocità d'uscita del fluido dall'ugello.

- perdite nell'annulus

È dovuta in massima parte al fatto che il fluido devia rispetto alla direzione nominale dell'asse dell'ugello e non investe più i condotti mobili con l'angolo di progetto. Ciò è dovuto essenzialmente alle dissimmetrie dell'ugello e alla differente resistenza d'attrito che incontra il fluido nelle parti superiore rispetto al fluido nelle parti inferiori.

Diverso è il caso in cui abbiamo forti rapporti di espansione e quindi necessitiamo di un convergente-divergente. Poiché i lati dell'ugello hanno lunghezza diseguale l'espansione è meno guidata nel lato corto.

Si avrà pertanto una sottoespansione del fluido nel lato corto e una sovrarespansione nel lato lungo con relativo aumento di velocità nelle zone sovrarespansive rispetto all'altra.

L'angolo di deviazione in questo caso risulta di senso opposto al caso precedente.

• perdite nei condotti mobili

Analoghe alle perdite nei condotti fissi sono le perdite nei condotti mobili.

La velocità reale di uscita dal condotto

$$\text{mobile è } w_{2,r} = \psi w_{2,is} = \sqrt{w_{2,R}^2 + 2(h_1 - h_2 - \Delta h_{p,rot})}$$

$$\psi^2 w_{2,is}^2 = w_{2,R}^2 + 2(h_1 - h_2) - 2\Delta h_{p,rot}$$

$$\psi^2 w_{2,is}^2 = w_{2,is}^2 - 2\Delta h_{p,rot}$$

$$\Delta h_{p,r} = (1 - \psi^2) \frac{w_{2,15}^2}{2}$$

$\psi < 1$ è influenzato da più fattori rispetto a φ perché la deviazione del getto è molto più forte che non nei condotti fissi.

- Il raggio di curvatura dell'asse del condotto è generalmente di pochi millimetri mentre la velocità del fluido è di centinaia di metri al secondo, le forze centrifughe $\approx \frac{V^2}{R}$ sono notevoli e generano spesso moti vorticosi e quindi dissipazione di energia.
- Al ridursi del passo della palettatura il valore di ψ si riduce poiché aumentano gli attriti.
- ψ diminuisce anche all'aumentare della densità o delle velocità di propagazione del fluido.
- ψ aumenta e cioè le lunghezze l delle palettature.

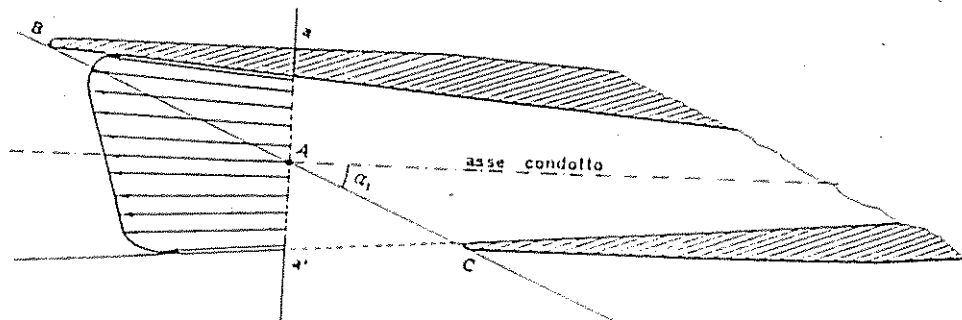
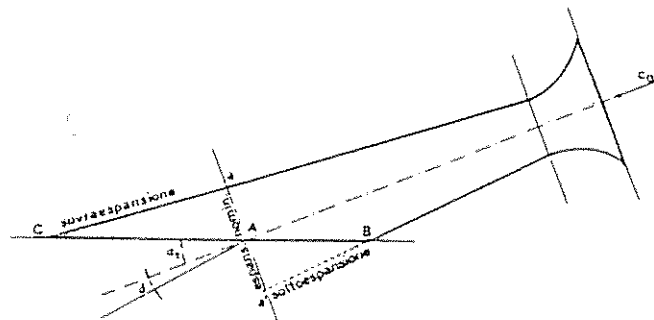
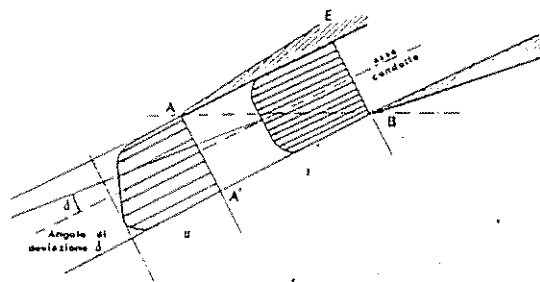
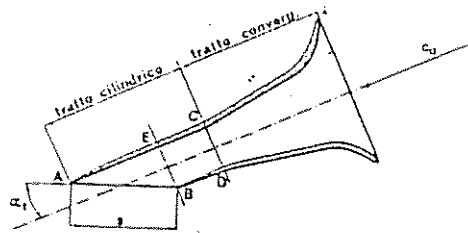
•) Perdite allo scarico

È rappresentata dall'energia cinetica che lascia la palettatura, esso si riduce regolando opportunamente la palettatura in modo che la c_2 sia assiale.

•) Perdite per umidità del vapore

Quando il vapore nell'ultima parte della macchina diventa saturo e umido si ha la formazione di goccioline che hanno una velocità inferiore a quella del vapore stesso. L'urto delle goccioline contro le pale mobili genera un'azione frenante con relative perdite.

PERDITE NEI CONDOTTI FISSI



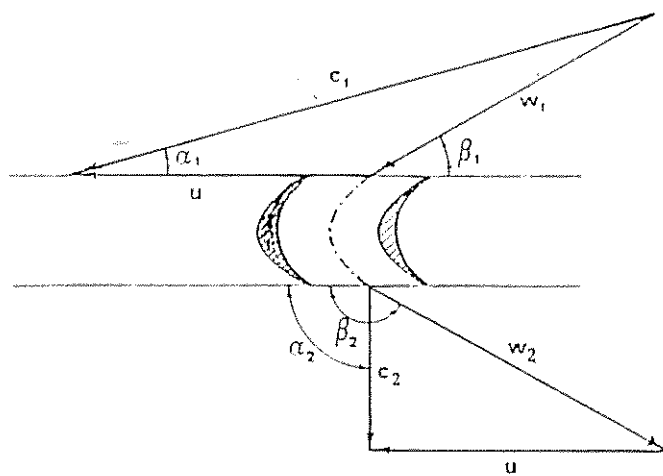


Fig. 3.12

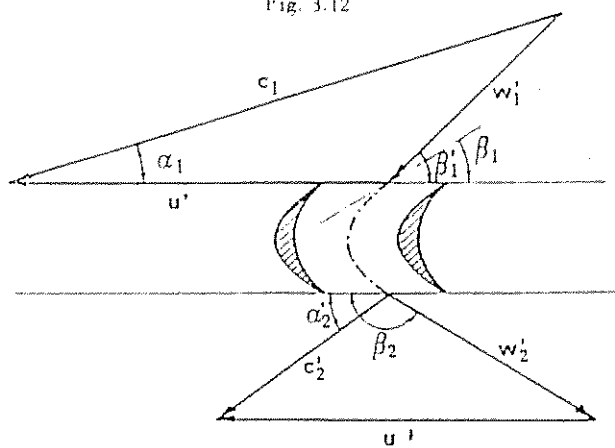


Fig. 3.13

Perdite di natura diverse

- perdite per sottoraffreddamento

Nell'espansione reale di un vapore può accadere che il vapore invece di iniziare progressivamente ad inumidirsi rimane in condizioni di vapore secco per valori di pressione per cui dovrebbe essere vapore umido mantenendosi così in equilibrio instabile. Questo fenomeno viene detto sottoraffreddamento o ritardo della condensazione. Successivamente si ha il brusco passaggio da vapore secco a vapore umido. Il passaggio dall'equilibrio instabile alla stabilità comporta un aumento d'entropia.

- perdite per fughe di vapore

La turbina a vapore multistadio è costituita da elementi sottoposti a pressioni diverse e man mano decrescenti per cui si hanno fughe di vapore dalle zone di più alta pressione verso quelle di più bassa pressione.

Tali fughe di vapore vengono dette interne perché vanno ad incrementare il contenuto entalpico del vapore che lavorerà negli stadi successivi e quindi in parte viene recuperato. Invece il vapore che fuoriesce tra allus e cassa genera una fuga esterna con complete perdite di entalpia!

- Perdite per attrito ed effetto ventilante

Derivano dall'azione dell'attrito delle pale con il mezzo in cui ruotano -

Limite inferiore e superiore della paletteatura.

Il limite inferiore della paletteatura è dato dal fatto che al suo ridursi aumentano le perdite nel condotto mobile; l'altezza minima è di 10 mm.

Il limite superiore non può superare un certo valore a causa delle forze d'inerzia che aumentano notevolmente al crescere delle lunghezze delle paletteature.

Per questo motivo si costruiscono solitamente palettature rastremate il cui spessore diminuisce verso l'alto.

Inoltre in una palettatura di turbina molto alta non è più trascurabile la variazione della velocità periferica tra la base e l'apice della paletta, occorre pertanto modificare gli angoli della palettatura al variare del raggio in modo che $L = u \sin \alpha = \text{cost}$. Il problema è maggiormente sentito alle basse pressioni dove il volume specifico è maggiore.

Elementi assiali a salti di pressione

Se il salto entalpico totale a disposizione è tale da non poter essere sfruttato in un unico elemento si è costretti a frangere tale salto in più elementi posti in serie.

Ad esempio se il salto entalpico $\Delta h = 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$

in una turbina ad azione $\Delta h = L = 2u^2$

da cui $u = \sqrt{5 \cdot 10^5} = \sqrt{50 \cdot 10^4} \approx 220 \text{ m/s}$.

Per motivi costruttivi non si può realizzare tutto il salto entalpico in un unico stadio essendo le velocità periferiche troppo elevate.

La velocità periferica massima tollerabile è

$$u = 400 \text{ m/s} \quad \Delta h = 2 \cdot (4 \cdot 10^2)^2 = 2 \cdot 16 \cdot 10^4 = 0.3 \cdot 10^6 = \frac{1}{3}$$

Occorrono 3 salti entalpici per smaltire il Δh iniziale.

In un sistema con elementi a salti di pressione gli statori trasformano l'energia di pressione in energia cinetica e i rotor ad essi interposti trasformano l'energia cinetica in energia meccanica.

Elementi assiali e salti di velocità

Invece di frangere il salto entalpico per limitare la velocità periferica u entro limiti tecnologicamente accettabili con gli elementi assiali a salti di velocità si usa un unico statore che trasforma in energia cinetica tutto il salto entalpico disponibile ma invece di scaricare il vapore con c_2 elevate si può utilizzare questa indirizzando il getto di scarico su un altro elemento di turbine.

La velocità assoluta di scarico $c_{2,2}$ del primo elemento è considerata anche velocità di ingresso $c_{2,1}$ del secondo elemento che dovrebbe ruotare in senso inverso al primo. Il fatto che più elementi ruotino in senso opposto è una complicazione costruttiva notevole e per evitarla si devia il getto d'uscita dalle prime ruote mediante appositi redirizzatori finiti in modo da permettere alla

seconda ruote d'ingranare nello stesso
verso della prima.

Nel caso generico di z file di pale si ha il
massimo rendimento quando $c_{z,2} = c_{1,1} \sin \alpha_1$

$$\cos \alpha_1 c_{1,1} = 2z u \quad \text{cioè} \quad \frac{c_{1,1}}{u} = \frac{2z}{\cos \alpha_1}$$

$$\text{in questa condizione } \eta_{pmax} = \frac{c_{1,1}^2 - c_{2,2}^2}{c_{1,1}^2} = \frac{4z^2 u^2}{4z^2 u^2} \cdot \cos^2 \alpha_1$$

Nel funzionamento reale per le forti velocità
del vapore, per i notevoli angoli di deviazione e per
la piccola altezza delle palettature si hanno
notevolissime perdite con rendimento notevolmente
più basso di un solo elemento ad azione.

Nonostante ciò gli elementi a salti di velocità
sono largamente utilizzati se si richiede una
riduzione di ingombro e costo.

Il numero di corone di pale usate non
supera mai 4 infatti il lavoro raccolto
dalle pale successive alla prima è notevolmente

diminuendo.

$$L_{tot} = \frac{C_{4,1}^2 - C_{3,2}^2}{2} = \frac{(2zu)^2}{2} = 2z^2u^2$$

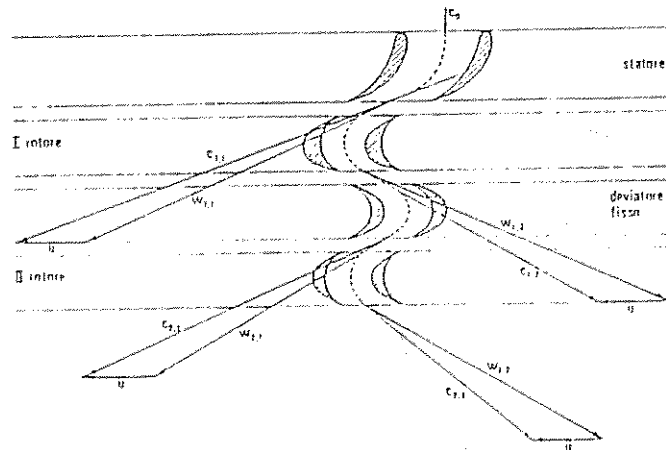
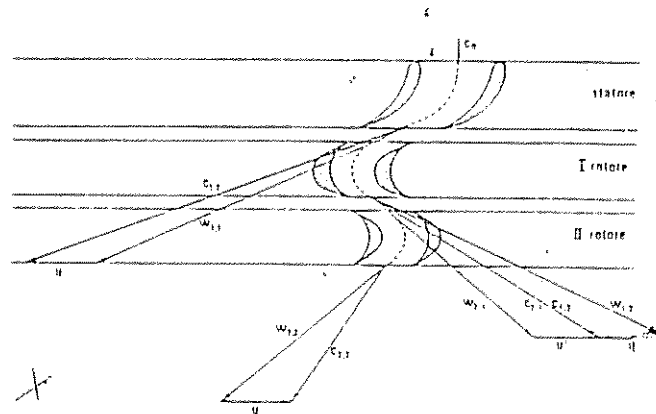
il lavoro dell'iesime turbina è

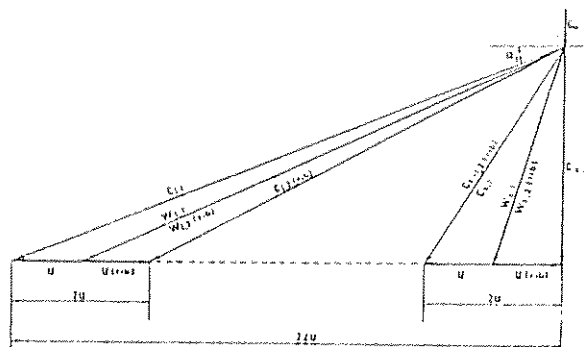
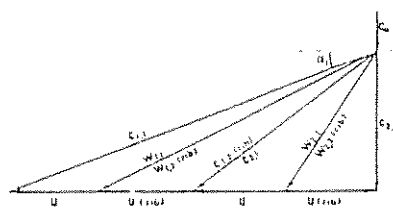
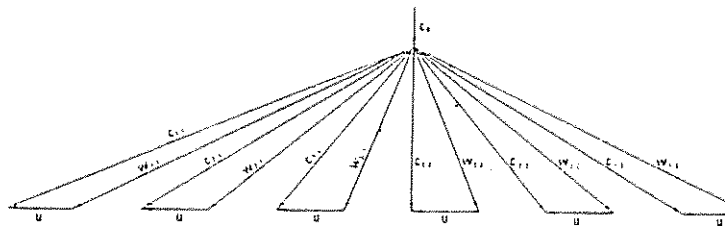
$$L_i = \frac{C_{i,1}^2 - C_{i,2}^2}{2} \quad L_z = \frac{C_{z,1}^2 - C_{z,2}^2}{2} = \frac{(2u)^2}{2} = 2u^2$$

$$\frac{L_z}{L_{tot}} = \frac{1}{z^2} \quad ; \quad \text{se vi sono } z \text{ stadi l'ultimo stadio}$$

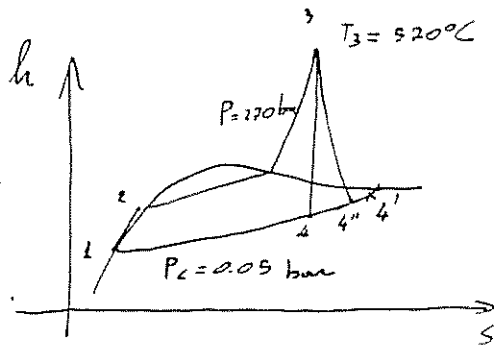
raccolge $\frac{1}{16}$ del lavoro totale, inoltre con l'aument. del numero degli stadi aumentano costi e soluzioni.

TURBINA A SALTI DI VELOCITA'





Potenza di una turbina a vapore



$$P_{tur} = \frac{\dot{m}_v \Delta h_{is}}{1000} \eta_i \eta_m$$

$$\eta_i = \text{rendimento interno} = \frac{\eta_r}{\eta_l}$$

η_m = rendimento meccanico dovuto alle perdite d'attrito sui cuscinetti.

$$\eta_i = \frac{h_3 - h_{4'}}{h_3 - h_4}$$

Se si esprime la portata massica $\dot{m} = \left[\frac{kg}{h} \right]$ e l'entalpia

$$h = \left[\frac{Kcal}{kg} \right]$$

$$\text{allora } P_{tur} = \frac{\dot{m} (h_3 - h_{4'})}{860} \eta_m$$

La potenza meccanica \dot{W}_r è proporzionale
alla portata massica \dot{m} dove

$$\dot{W}_r = \frac{\Omega c_{za}}{v_s} = \frac{Q}{v_s}$$

c_{za} = componente assiale
della velocità d'uscita

Ω = sezione di passaggio

Q = portata volumetrica

v_s = volume specifico

Durante l'espansione del gas la portata
massica resta costante, poiché il volume specifico
aumentando deve aumentare anche la portata
volumetrica Q .

Tale incremento determina o un aumento della
sezione d'uscita Ω (con maggiore ingombro
della macchina) oppure un aumento della
velocità di uscita c_{za} e quindi maggiori perdite.

Un modo per aumentare la potenza di un impianto a vapore è quello di aumentare la portata massica in circolazione.

$$\dot{m}_v = \frac{\Omega C_{2a}}{v_s}$$

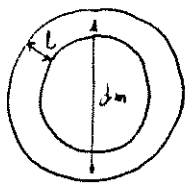
Per aumentare \dot{m}_v è possibile:

- 1) ridurre il volume specifico v_s ; ciò implica un aumento della pressione allo scarico e quindi una diminuzione del rendimento.
- 2) aumentare C_{2a}
 - aumentando l'angolo d'uscita α_2
 - aumentando il modulo di \vec{c}_2

In entrambi i casi varia il rapporto $\frac{u}{c}$ e si riduce il rendimento.

- 3) Aumentare Ω con un aumento dell'ingombro o tramite un sdoppiamento delle turbine.

Limite teorico della potenza di una turbina a vapore.



d_m = diametro medio

l = altezza della palettatura

i = fattore d'ingombro della palettatura < 1 .

$$\dot{m}_v = \frac{\pi d_m l i c_{za}}{v_s}$$

$$\frac{l}{d_m} \approx \frac{1}{2}$$

$$\dot{m}_v = \frac{\pi i c_{za}}{2 v_s} \left(\frac{60 u}{\pi n} \right)^2$$

$$u = \omega \frac{d_m}{2} = \frac{2\pi n}{60} \frac{d_m}{2}$$

$$d_m = \frac{u \cdot 60}{\pi n}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} u \approx 400 \text{ m/s} \\ n = 3600 \text{ giri/minuto} \\ c_{za} = 250 \text{ m/s} \\ i \approx 1 \end{array} \right.$$

$n = 3000$ per alternatori
ad una coppia polare

$$P_2 = 200 \text{ bar}$$

$$T_3 = 570^\circ\text{C}$$

\Rightarrow dal diagramma Mollier

$$P_1 = 0.05 \text{ bar}$$

$$\Delta h \approx 1400 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

$$v_s = 27 \text{ m}^3/\text{kg}$$

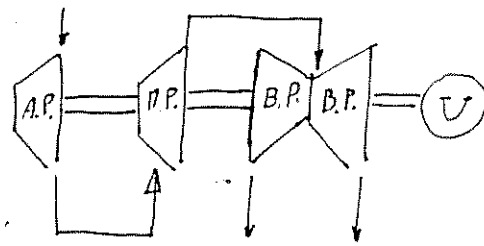
$$\dot{m}_v \approx 30 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$P_{\text{theor}} \approx 120 \text{ MW}$$

Nella realtà le turbine a vapore hanno 30
un limite di potenza di 50-70 MW.

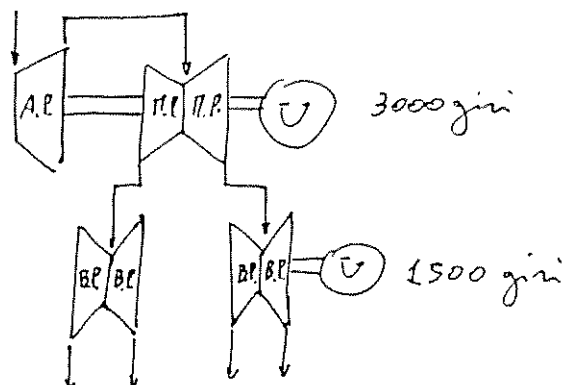
Per aumentare la potenza di una T.V. si fa crescere in una, come visto precedentemente, ciò determina un abbassamento del rendimento oppure si sovrappiano le turbine nella zona di bassa pressione dove σ_s è maggiore.

a) Sovrappiamento delle turbine su un solo asse



per bilanciare le spinte le due turbine di B.P. sono poste in verso contrario

b) Sovrappiamento delle turbine su 2 assi



Tale sovrappiamento della turbine può fornire potenze di 1200-1400 MW

Regolazione di una turbina a vapore

Supponiamo che all'uscita della turbina venga richiesta una potenza variabile nel tempo come ad esempio per la quantità di energia elettrica. Occorre in tal caso regolare la potenza della turbina a vapore.

Gli impianti a vapore hanno inerzia maggiore degli impianti a gas dove la massa fluida è più leggera, pertanto la regolazione è più difficile.

A volte piuttosto che ridurre le portate e quindi abbassare il rendimento si preferisce utilizzare l'energia in eccesso per riportare il fluido a monte della turbina.

Per la regolazione delle turbine a vapore occorre distinguere due tipi d'impianto:

- 1) Centrale idroelettrica in cui n resta costante
- 2) Impianti di locomozione in cui n varia.

Noi ci occupiamo solo del I caso.

I metodi per ridurre la potenza della turbine sono:

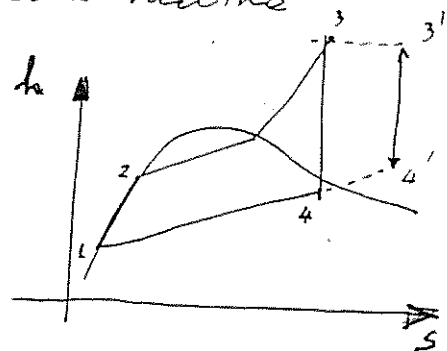
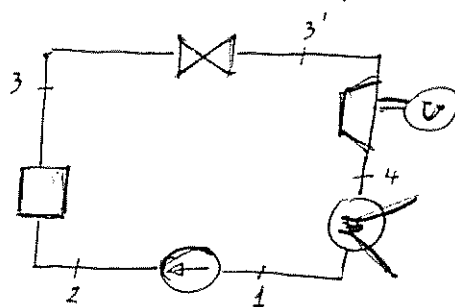
- 1) laminazione $F_{massa} \propto \frac{1}{\sqrt{P}}$
- 2) parzializzazione
- 3) regolazione della pressione nel G.V.

1) laminazione $P \propto \frac{1}{\sqrt{P}}$

La portata massica può essere messa nella forma

$$\dot{m}_v = \frac{K P \Omega}{\sqrt{T}} ; \text{ supponiamo di porre una valvola}$$

d.t., laminazione prima della turbine



La laminazione del fluido lascia inalterata l'entalpia e quindi la temperatura mentre diminuisce la pressione del fluido.

Questo implica immediatamente una riduzione della portata massica e quindi delle potenze.

Gli vantaggi della laminazione sono la riduzione del rendimento limite essendo fisso il salto entalpico. La variazione del rendimento legata alla variazione di $\frac{u}{c_1}$.

2) Parzializzazione

$m_0 \approx \frac{KP\Omega}{\sqrt{T}}$ con la parzializzazione si riduce

la regione Ω alimentando solo una parte degli stadi.

La parzializzazione può essere applicata solo a macchine in cui $R=0$ poiché in tal caso $P_1=P_2$ e non si ha sfrenamento del flusso.

La parzializzazione è discontinua pertanto spesso è accoppiata alla laminazione.

Non produce variazioni del rendimento limite

essendo invariato il salto entalpico
mentre produce variazioni del rendimento
reale per la variazione di $\frac{u}{c_1}$.

3) Variazione della pressione nel G.V.

Si riduce la pressione nel generatore di vapore
a parità di temperatura massima.

La portata in si riduce.

Il rendimento limite peggiora, ma meno
del metodo della laminazione, la variazione
di $\frac{u}{c_1}$ comporta una diminuzione del
rendiment. reale.

Limiti della teoria unidimensionale e descrizione
dello scambio energetico fluido-macchina con la
teoria bidimensionale.

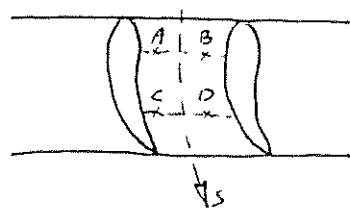
La teoria monodimensionale è valida solo per efflussi di condotti di limitata sezione; essa non permette di analizzare gli scambi energetici tra fluido e macchina.

Nella teoria unidimensionale si è ritenuto che le grandezze cinematiche, dinamiche e termodinamiche siano funzione di un unico parametro, l'ascissa curvilinea dell'asse del condotto.

Ciò è vero in condotti di limitata sezione come ad esempio gli studi di alta pressione di una turbina assiale in cui l'elevato numero di palette e la piccola altezza delle stesse determinano un flusso guidato.

La situazione si presenta ben diversa nel caso in cui per motivi connessi alla geometria costruttiva o per caratteristiche funzionali la turbomacchina presenti un numero ridotto di pale e di dimensioni apprezzabili rispetto al diametro della macchina, come che accade nelle macchine generatrici centrifughe e assiali.

In entrambe le macchine si limitano le pale per evitare problemi di attrito e pertanto si perde la nozione geometrica di condotto formato da due pale. In questi due casi ovviamente non ha più senso un approccio unidimensionale nello studio della turbomacchina ma occorre studiare il comportamento aerodinamico di profili di pale immerse in un fluido. Nasce così il concetto di schiera o griglie di pale in contrapposizione all'insieme di condotti caratterizzanti la teoria monodimensionale. L'ipotesi di unidimensionalità afferma che su regioni ortogonali all'asse del condotto le grandezze termodinamiche e cinetiche assumano gli stessi valori:

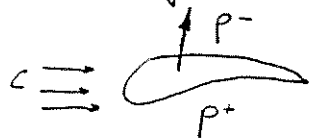


$$g(A) = g(B)$$

$$g(C) = g(D)$$

Ciò in realtà non è vero perché altrimenti non si riesce a spiegare lo scambio energetico tra fluido e palette poiché le pressioni e le

velocità in tali regioni assumerebbero gli stessi valori mentre ciò è spiegabile con la teoria del profilo alare immerso in un fluido



Classificazione del campo di moto

I parametri fisici che caratterizzano il moto di un fluido sono: \vec{V} , ρ , P , T ; un moto si dice vari

se una grandezza $f(x, y, z, t)$ è funzione del punto e del tempo. Un moto si dice permanente o

stazionario se una grandezza è funzione solo della posizione ma non del tempo $f(x, y, z)$.

Il moto è uniforme se una grandezza non varia lungo la traiettoria del moto.

Linee e tubi di flusso

Nel moto permanente di una corrente fluida

in un condotto tutte le grandezze fisiche del

fluido sono campi vettoriali e non processi (cioè

esiste solo la dipendenza di tali grandezze dal punto).

In un riferimento cartesiano x, y, z le componenti del vettore velocità del fluido, sono date da

$$C_x = \frac{dx}{dt}; \quad C_y = \frac{dy}{dt}; \quad C_z = \frac{dz}{dt}$$

$\vec{C} = \vec{C}(x, y, z)$ è un campo vettoriale; gli inviluppi dei vettori velocità si chiamano linee di flusso o di corrente. Nel caso stazionario le linee di corrente coincidono con la traiettoria del fluido. Se consideriamo una generica linea chiusa σ' in un condotto, tutte le linee di corrente che si appoggiano costituiscono una superficie impenetrabile al fluido che prende il nome di tubo di flusso.

Moto a potenziale di velocità o irrotazionale

I moti dei fluidi possono distinguersi in due grandi categorie:

- 1) moti a potenziale di velocità o irrotazionali
- 2) moti vorticosi o rotazionali.

I moti irrotazionali hanno la proprietà che $\text{rot } \vec{c} = 0$

in due dimensioni $\frac{dv}{dx} - \frac{du}{dy} = 0$

Il senso fisico della proprietà $\text{rot } \vec{c} = 0$ è che ciascuna particella non può ruotare su se stessa, anche se può percorrere traiettorie curve.

Godono queste proprietà i fluidi inviscidi, infatti

se $\mu = 0$ l'equazione locale della fluidodinamica

si scrive $\rho \left(\vec{F} - \frac{d\vec{c}}{dt} \right) = \text{grad } P - \mu \nabla^2 \vec{c}$

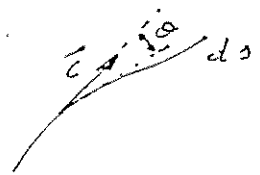
$$\text{grad}(\rho g z - P) = \frac{d\vec{c}}{dt} \quad \text{da cui}$$

$$\text{rot grad}(\rho g z - P) = 0 = \frac{d}{dt} \text{rot } \vec{c}$$

Se un fluido inviscido inizialmente ha le proprietà $\text{rot } \vec{c} = 0$ allora il moto sarà irrotazionale.

Il moto è irrotazionale se e solo se la circuitazione del vettore \vec{c} è nulla qualsiasi sia la linea chiusa scelta.

$$\Gamma = \oint_L \vec{c} \cdot d\vec{s} = \oint_L c \cos \theta ds = 0$$



Nel moto a potenziale il lavoro del vettore velocità tra due punti è indipendente dalla curva scelta.

Se il moto è a potenziale esiste una funzione ϕ tale che $\vec{c} = \text{grad } \phi$

$$u = \frac{\partial \phi}{\partial x} \quad v = \frac{\partial \phi}{\partial y} \quad w = \frac{\partial \phi}{\partial z}$$

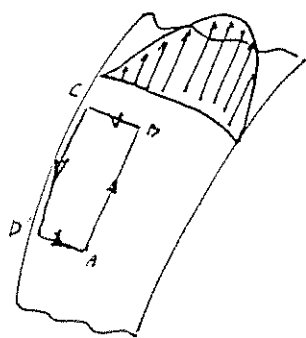
Una linea è equipotenziale se $\phi = \text{cost.}$

Le curve equipotenziali sono caratterizzate dall'essere ortogonali alle linee di flusso.

Moto rotazionale.

Un efflusso privo di attriti può essere a potenziale di velocità. Se il fluido è provvisto di viscosità e l'efflusso avviene in presenza di attriti il moto non è mai a potenziale.

Si consideri un circuito ABCD in un condotto avente i lati AD e CB su superfici equipotenziali e il lato AB sull'asse del condotto.



$$\Gamma = \oint \vec{C} \cdot d\vec{s} = \int_A^B C \cos \theta ds + \int_C^B C \cos \theta ds + \int_C^D C \cos \theta ds + \int_D^A C \cos \theta ds$$

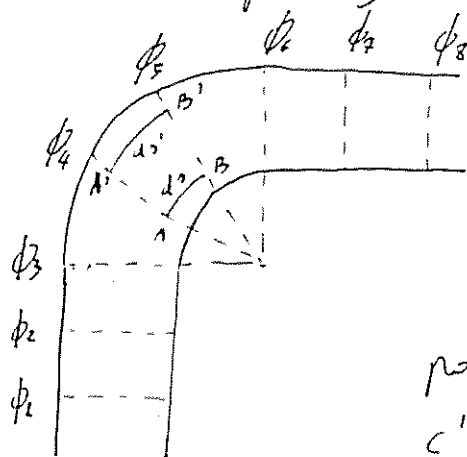
\parallel
essendo BC equipotenziale

$$+ \int_C^D C \cos \theta ds + \int_D^A C \cos \theta ds = \int_A^B C \cos \theta ds \neq 0$$

\parallel
essendo $C=0$

In realtà la velocità della vena fluida è approssimativamente costante eccetto una breve regione in prossimità della parete detta strato limite. Per cui il moto è a potenziale nel nocciolo della vena eccetto in prossimità della parete in cui si ha un notevole gradiente di velocità e i termini viscosi non possono essere trascurati.

Consideriamo un condotto a gomito nel quale abbiamo un moto a potenziale



$$c' = \frac{\phi_5 - \phi_4}{ds'}$$

$$c = \frac{\phi_5 - \phi_4}{ds}$$

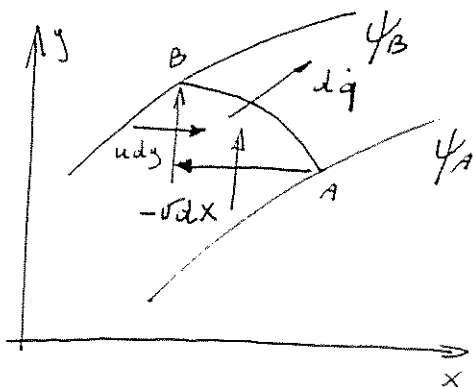
poiché $ds' > ds$

$$c' < c$$

la velocità del fluido è maggiore all'interno del gomito e minore all'esterno del gomito.

Funzione di corrente

Dati due punti A B , la portata volumetrica passante tra questi due punti è indipendente dal tratto scelto per congiungere i due punti.



$$d\psi = \psi_B - \psi_A = u dy - v dx = \frac{d\psi}{dx} dx + \frac{d\psi}{dy} dy$$

$$\frac{d\psi}{dx} = -v \quad \frac{d\psi}{dy} = u$$

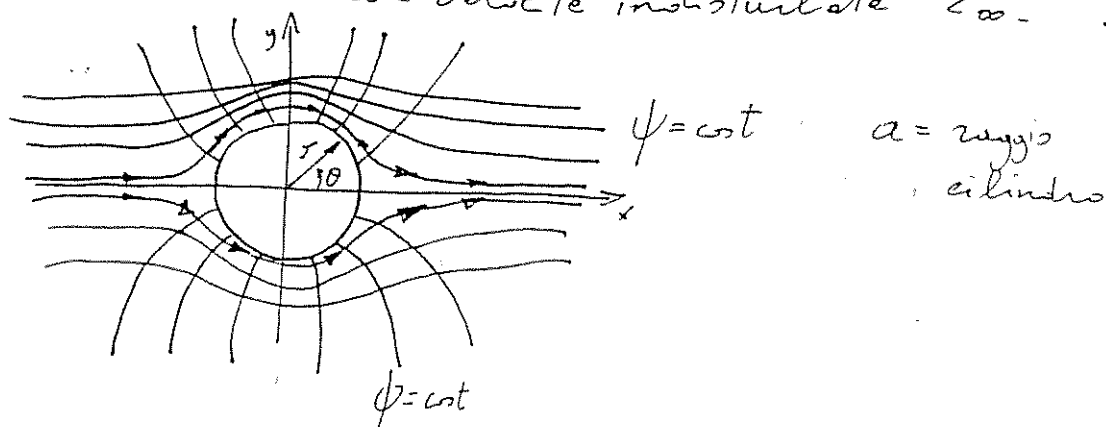
Le funzioni di corrente ψ sono ortogonali alle funzioni potenziali ϕ pertanto hanno la stessa direzione delle linee di corrente.

$$q_{AB} = \psi_B - \psi_A$$

Cilindro immerso in una corrente fluida con
moto a potenziale

Poiché $\text{div } \vec{c} = 0$ e nel moto a potenziale
 $\vec{c} = \text{grad } \phi$ $\text{div grad } \phi = \nabla^2 \phi = 0$

Il moto a potenziale può essere risolto note
le condizioni al contorno con l'equazione di
Laplace. Con il metodo dei pezzi e delle sorgenti
è possibile ricavare la forma analitica delle
funzioni ϕ e ψ per un cilindro immerso in
una corrente con velocità indisturbate c_∞ .



$$\phi = c_\infty x \left(1 + \frac{a^2}{r^2}\right) \sim \text{potenziale di velocità}$$

$$\psi = c_\infty y \left(1 - \frac{a^2}{r^2}\right) \sim \text{linee di corrente}$$

La funzione ϕ ci permette di valutare la velocità del fluido in un qualsiasi punto del campo ed in questo caso in particolare per $z=a$, cioè la velocità del fluido lungo il cerchio.

$$\phi_{r=a} = 2C_{\infty}x = 2C_{\infty}a \cos \theta$$

$$\left(\frac{\partial \phi}{\partial r} \right)_{r=a} = 0 \text{ non vi sono componenti di velocità lungo}$$

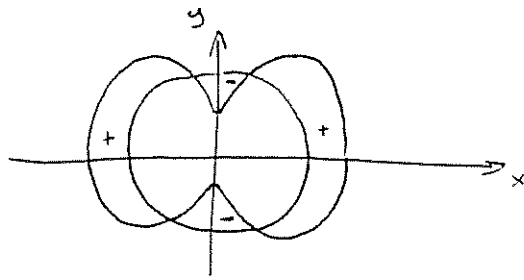
r ; il flusso dunque scorre solo tangenzialmente alla superficie.

$$c = \frac{\partial \phi}{\partial s} = \frac{\partial \phi}{a \partial \theta} = 2C_{\infty} \frac{\partial \cos \theta}{\partial \theta} = -2C_{\infty} \sin \theta$$

Nel caso di moto a potenziale si dimostra che vale il teorema di Bernoulli generalizzato:

$$P(r, \theta) - P_{\infty} = \frac{1}{2} \rho (C_{\infty}^2 - c^2(r, \theta))$$

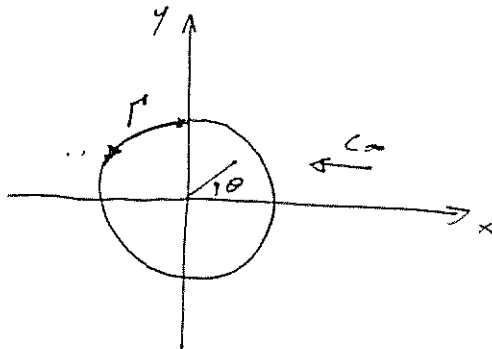
$$P_{r=a} = P_{\infty} + \frac{1}{2} \rho C_{\infty}^2 (1 - 4 \sin^2 \theta)$$



andamento della
pressione intorno al
cilindro.

L'andamento della pressione intorno al cilindro è
simmetrico pertanto non c'è alcuna spinta lungo
l'asse x . In questo consiste il famoso paradosso
d'Alambert.

Teorema di Kutta - Joukowski (v. appendice)



Supponiamo di
sovrapporre al campo
di velocità che si origina
per effetto dell'immersione

di un cilindro in una corrente fluida un vortice
di intensità Γ (circonferenza di c su una generica
curva $= \Gamma$).

Si ottiene un potenziale di velocità e una funzione di corrente dati da:

$$\phi = C_{\infty} x \left(1 + \frac{a^2}{r^2} \right) + \frac{\Gamma}{2\pi} \theta$$

$$\psi = C_{\infty} y \left(1 - \frac{a^2}{r^2} \right) - \frac{\Gamma}{2\pi} \ln \frac{a}{r}$$

Da tali espressioni ricavare il valore della velocità in senso radiale e tangenziale per $a=r$.

$$C_r = 0 \quad C_s = 2 C_{\infty} \sin \theta + \frac{\Gamma}{2\pi a}$$

Ne deriva data la presenza di Γ che l'andamento delle velocità non è più simmetrico rispetto agli assi ma alla precedente distribuzione si sovrappone l'azione del vortice che aumenta la velocità nella parte superiore del cilindro e la diminuisce nella parte inferiore.

Corrispondentemente la distribuzione delle pressioni risulta non più simmetrica rispetto all'asse x ; essa diminuisce nella parte alte

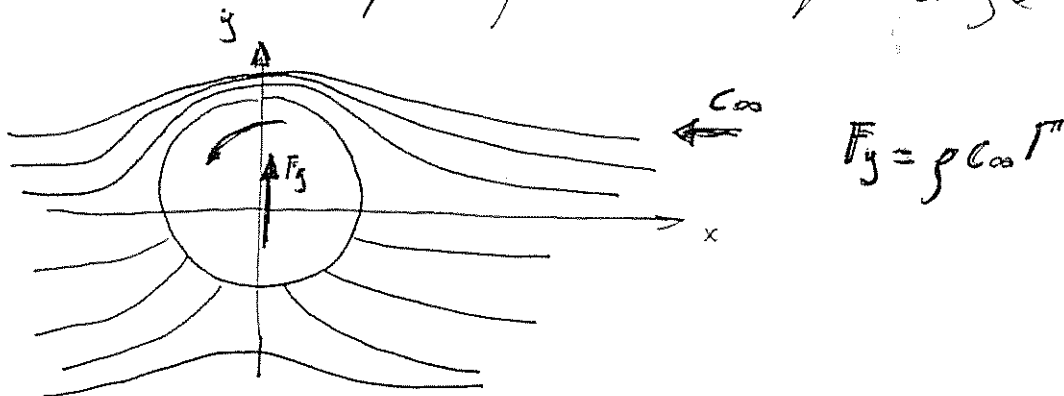
del cerchio e aumenta nella parte bassa, in modo che esiste una risultante rivolta verso l'asse positivo delle y .

Si dimostra che $F_y = \rho c_\infty \Gamma$.

La F_y è detta portanza.

In un moto a potenziale la azione del fluido su un cilindro normale alla direzione del flusso dipende solo dall'entità del vortice creato intorno al cilindro indipendentemente dalla forma della regione.

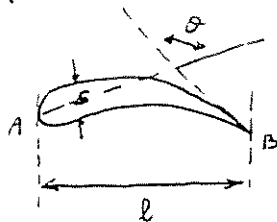
L'indipendenza della forma della superficie è valida a parità di Γ ; se il vortice è poi condizionato dalla forma della superficie come nel caso reale dei profili aerodinamici, allora non c'è più questa indipendenza.



Descrizione del profilo alare

Si definisce profilo alare la regione retta di un solido cilindrico che, investito da una corrente fluida uniforme, risulta sottoposto ad una forza aerodinamica avente una componente parallela al moto (resistenza) ed una normale al moto (portanza).

profilo alare



s = spessore

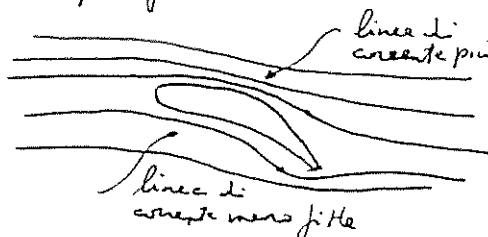
l = corda del profilo

θ = deviazione costruttiva

la curva che delimita

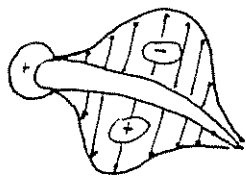
inferiormente il profilo è detta intradosso;
quella che lo limita superiormente estradosso.

Considero una corrente fluida che investe un profilo alare.



A causa della caratteristica forma del profilo alare la distribuzione delle velocità è quella che con un ipotetico fluido

perfetto si annulla e ad un semplice vortice uniforme si sovrappone una corrente circolatoria. La velocità cresce sull'estremità (la pressione diminuisce) mentre diminuisce sull'intimità (la pressione cresce) -



La risultante delle forze agenti sul profilo alare è scomponibile in una forza

P (portanza) normale a C_∞ e una forza R (resistente) che ha direzione di C_∞ .

Se il fluido fosse davvero perfetto $R=0$ e $F=P$. Nel caso reale $R \neq 0$.

Per determinare teoricamente R occorre risolvere il problema di strato limite sulle superficie del profilo alare e determinare lo sfogo viscoso presente.

Nel caso di fluido perfetto $R=0$

$\Gamma = \oint c \cos \alpha \, ds$ (curva generica linea chiusa contenente il profilo alare). $P = \rho c \Gamma$.

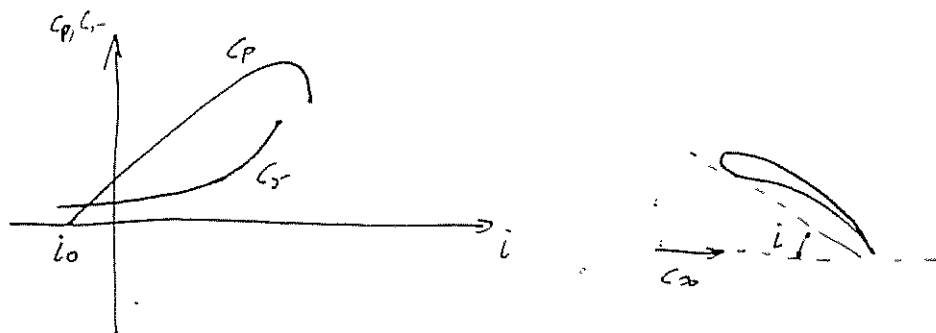
In pratica la determinazione dell'azione aerodinamica del fluido reale sul profilo viene effettuata sperimentalmente e l'entità di P e R vengono individuate mediante le definizioni del coefficiente di resistenza C_r e di portanza C_p

$$P = \frac{1}{2} \rho v_\infty^2 l C_p$$

$$R = \frac{1}{2} \rho v_\infty^2 l C_r$$

I valori di C_p e C_r dipendono sia dalla forma del profilo che dal suo assetto rispetto a C_∞ - $C_p, C_r = f(\text{forma}, i)$

Per la valutazione dell'assetto del profilo si prende come valore di riferimento l'angolo di incidenza i formato dalla corda del profilo con la direzione di C_∞ .



Dall'analisi della funzione $c_p = c_p(i)$ si nota che ad un iniziale aumento della portanza con un andamento quasi lineare segue un calo brusco di P . La posizione angolare i che caratterizza tale fenomeno è detto indice di stallo.

Il fenomeno di stallo è strettamente connesso al distacco dello strato limite e alla creazione di vortici che eliminano la portanza.

Si ha distacco dello strato limite quando si ha un aumento di pressione lungo l'estradosso del profilo alare.

La caratteristica forma di tale profilo consente di avere un distacco dello strato limite a valle delle schiene.



stato limite
separazione di vortici.

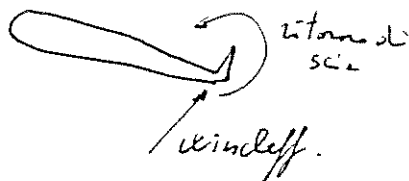
recupero di pressione

un modo per evitare il distacco dello stato
limite è rendere il moto turbolento prima dell'
eventuale distacco, si usano risalti sul profilo
alare



oppure pone i cosiddetti

winddef che evitano il ritorno di scie.

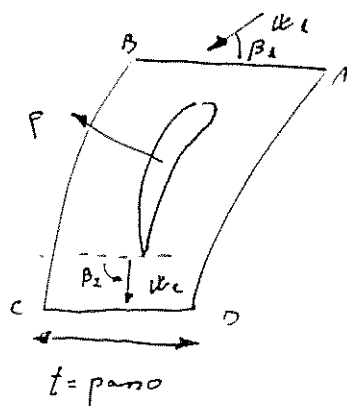


ritorno di
scie

winddef.

Portanza di una schiera in un fluido perfetto

Considero prima una singola pala investita da un fluido



$$\Gamma = u_1 \cos \beta_1 t - u_2 \cos \beta_2 t$$

$$\Gamma = t \Delta u$$

$$P = \rho u_\infty \Gamma = \rho u_\infty t \Delta u$$

$$\text{con } u_\infty = \frac{u_1 + u_2}{2}$$

ρ = densità media

$$P = \frac{1}{2} C_p u_\infty^2 \rho l = \rho u_\infty t \Delta u$$

$$C_p = 2 \frac{t}{l} \frac{\Delta u}{u_\infty}$$

Il massimo scambio energetico

tra fluido e macchina è limitato essenzialmente da tre fattori:

- 1) C_p deve essere sempre in condizioni diverse dallo stall

2) del rapporto di schiera $\frac{t}{l}$ che deve essere elevato

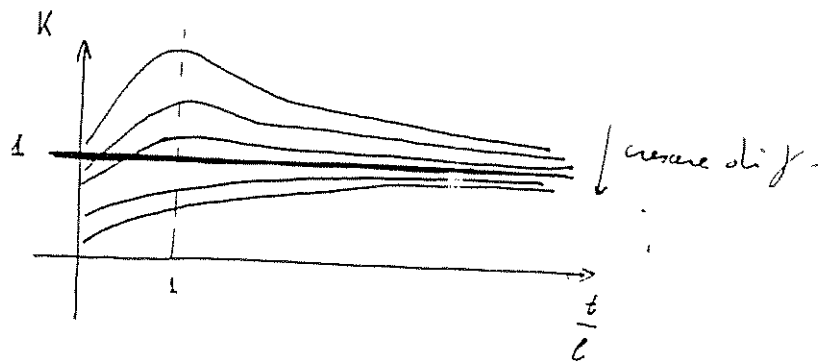
3) da $\frac{\Delta k u}{k_\infty}$ che rappresenta la curvatura del profilo alare: per grandi curvatura si ha migliore portanza.

Per considerare l'effetto di una schiera di pale occorre valutare i diagrammi di Weising in cui si riporta il coefficiente

$$\frac{C_{p \text{ schiera}}}{C_{p \text{ singolo profilo}}} = f\left(\gamma, \frac{t}{l}\right) = K$$



Si riscontra che il valore massimo di tale rapporto si ha per $\frac{t}{l} \approx 1$ ed è maggiore di uno.



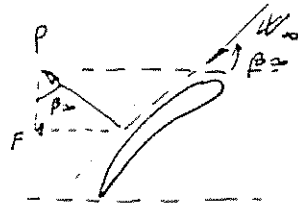
Nelle turbine in cui il fluido viene accelerato si ha lungo la schiena del profilo alare una diminuzione di pressione pertanto non c'è distacco di strato limite e stallo anche per elevate curvature del profilo.

Nei compressori il fluido decelera pertanto la pressione aumenta lungo la schiena del profilo alare. È facile che si verifichi distacco di strato limite e stallo pertanto le pale devono essere poco curve ed occorrono più stadi per effettuare il processo

Per N pale

$$P = F_{tot} u$$

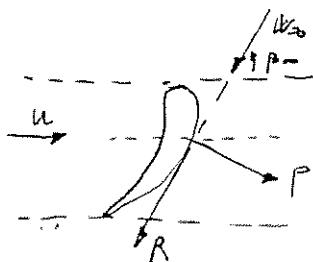
$$F_{tot} = Z \rho u_{\infty} t \Delta u \sin \beta_{\infty}$$



$$Z \rho t u_{\infty} \sin \beta_{\infty} = \dot{m}$$

$$P = \dot{m} \Delta u_{\perp} = \dot{m} (u_1 \cos \beta_1 - u_2 \cos \beta_2)$$

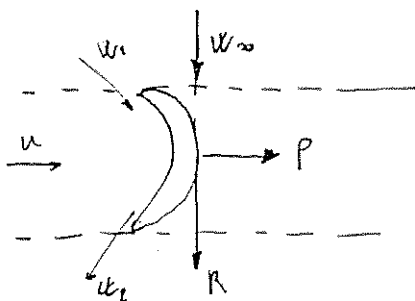
Turbine



La resistenza si oppone alla portanza.

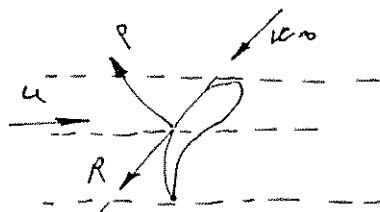
Le forze agenti vengono bilanciate dai cuscinetti.

Turbine ad azione

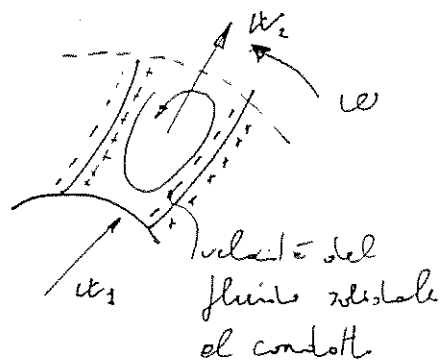


R non si oppone alla portanza.

Compressore

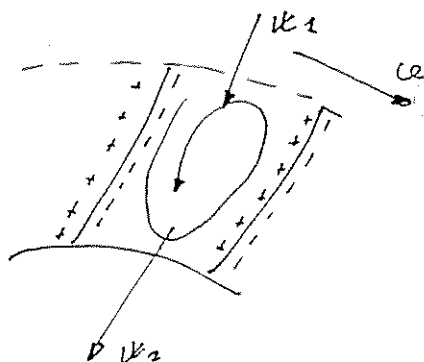


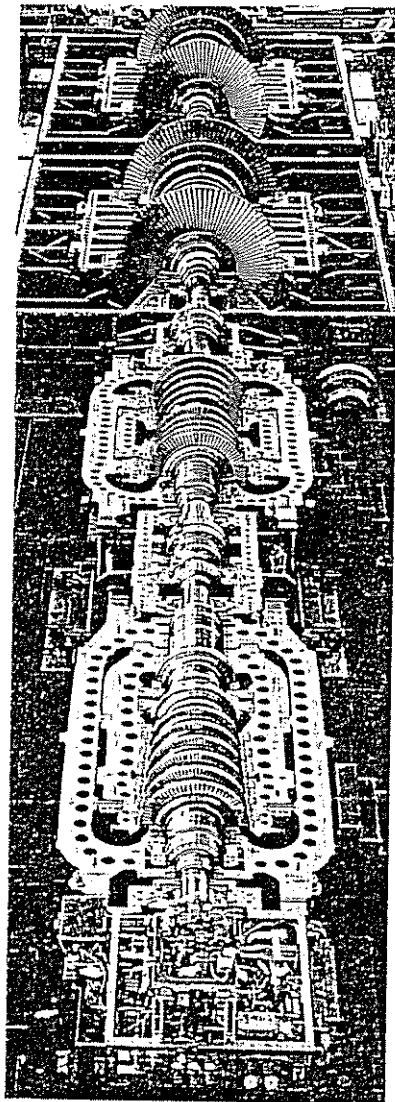
compressore radiale



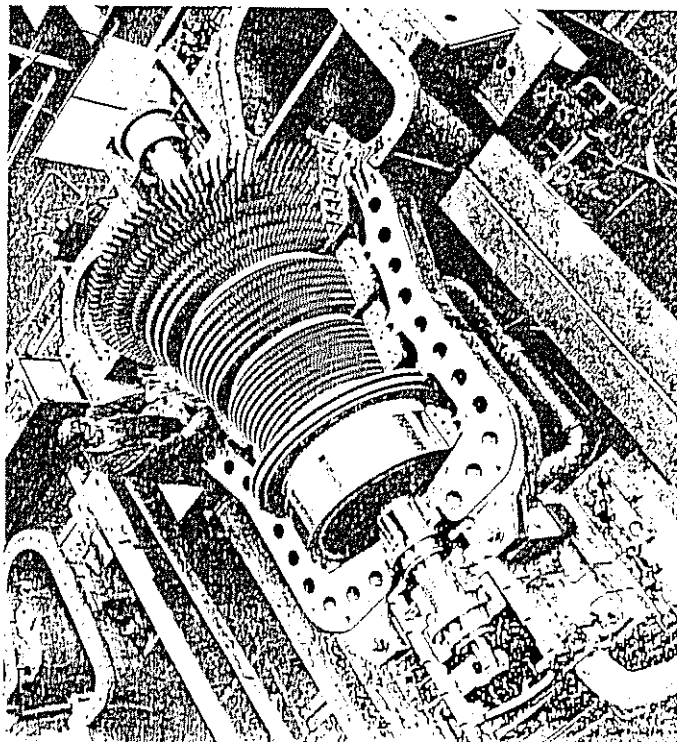
dove la velocità aumenta la P diminuisce

turbina radiale

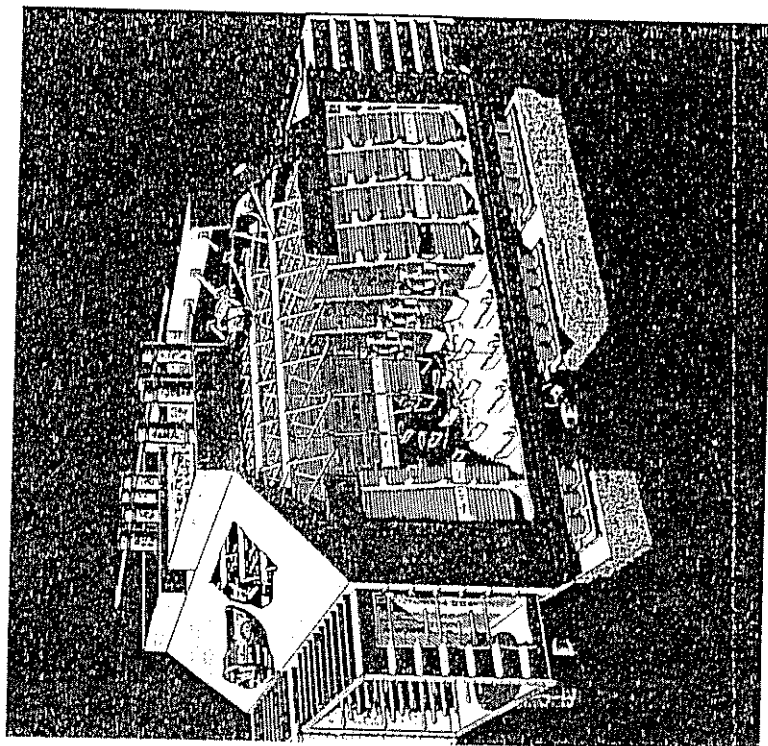




Tav. V -- Turbina a vapore da 700 MW per la centrale elettrica di Fukushima in Giappone (TOSHIBA).
 Si noti in primo piano il corpo di alta pressione seguito da quello di media pressione a doppio flusso, quindi i due corpi di bassa pressione in parallelo entrambi a doppio flusso (si veda anche fig. 10.12).



Tav. VI - Turbina a vapore industriale a condensazione destinata all'azionamento di un compressore d'aria in un impianto di trazione a vapore (MAN-GHH).
 Temperatura vapore in ingresso $T_1 = 205^\circ\text{C}$, pressione vapore in ingresso $p_1 = 36\text{ bar}$,
 velocità di rotazione $n = 1200\text{ giri/min}$, Potenza $P = 17.500\text{ kW}$.
 Il motore a vapore industriale, la ruota a due salti di velocità di elevazione caratteristica,
 è montata su un elevatore a vapore che solleva la ruota in modo da poter installare un elevatore
 sulla condensa.



Tav. VII - Condensatore a superficie di impianto a vapore di derivata potenza per la
 produzione di energia elettrica (BROWN BOVERI).

Sviluppo delle turbine idrauliche

Ruota idraulica - ev. antica

Pelton ad 1 getto - 1880

Francis lente - 1900

Kaplan - 1916

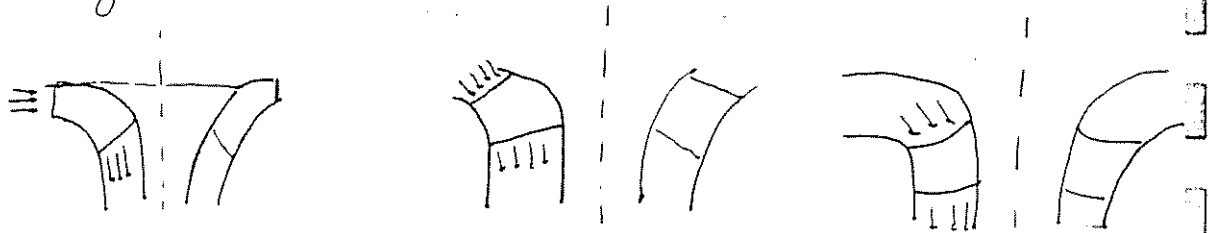
Classificazione turbine in base al flusso idrico

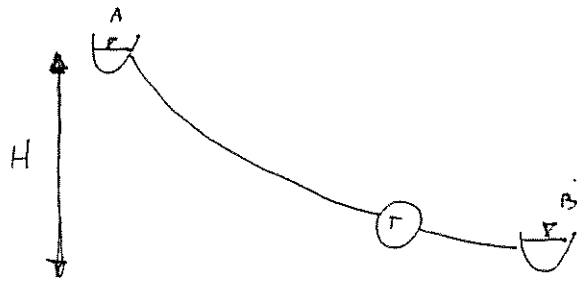
Pelton = Turbine tangenziale

Francis = Turbine assiale - radiale

Kaplan = Turbine assiale.

Al crescere del numero di giri specifici il flusso delle francis si avvicina sempre più ad un flusso assiale.





H = dislivello geodetico

$$H' = H - H_p$$

perdite di carica

$$P_{ideale} = \frac{H Q \rho g}{1000}$$

$$P_{reale} = \frac{H' Q \rho g}{1000} \eta$$

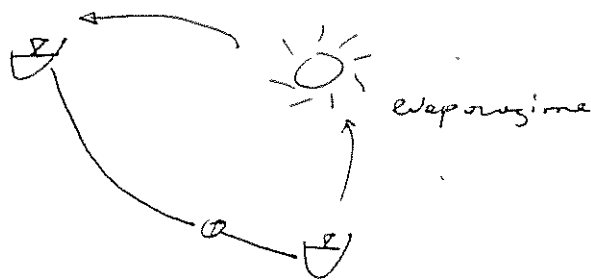
η = rendimento turbina

$$\eta = \frac{P_{reale}}{P_{ideale}} = \text{rendimento dell' impianto}$$

Negli impianti termici la trasformazione energia termica - energia meccanica limita il rendimento intorno al 50%

Negli impianti idraulici $\eta \approx 90\%$

Nelle turbine idrauliche il sole chiude il ciclo termodinamico



Turbine ad azione Pelton

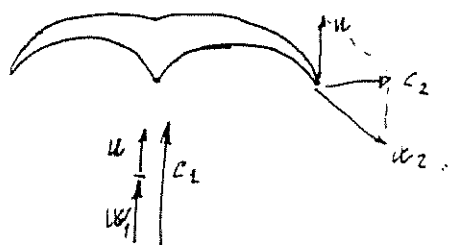
La turbine Pelton è una turbine ad azione tangenziale. Una turbine idraulica è ad azione se nello statore tutta l'energia del fluido viene trasformata in energia cinetica e nel rotore l'energia cinetica trasferisce lavoro all'esterno. La turbine è a reazione se solo una parte dell'energia posseduta dal fluido viene trasformata in energia cinetica nello statore mentre nel rotore il lavoro viene fatto sia dall'energia cinetica che dall'energia di pressione non trasformata in

cinetica nello statore.

Il grado di reazione di una turbina idraulica

$$R = \frac{\Delta H_{rot}}{\Delta H_{tot}} = \frac{\Delta H_{rot} - \Delta H_{stat}}{\Delta H_{tot}} = \frac{\Delta H_{tot} - \frac{c_1^2}{2g}}{\Delta H_{tot}}$$

Poiché la turbina Pelton è ad azione tutto la prevalenza H (esclusa le perdite di carico) posseduta dal fluido viene trasformata in energia cinetica nello statore ($c_1^2 = V_2 g H$). Il fluido ad alta velocità uscente da un bocchaglio investe tangenzialmente le pale del rotore di forma particolare assimilabili ad un doppio cucchiaio con uno spigolo tangente al centro in modo da dividere simmetricamente il getto e deviarlo di 180° senza reazione di cortici e perdite di carico.



$u_2 = u_1$ trascurando
le perdite di carico

Il lavoro trasferito dalla girante sale

$$L = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \quad \text{il rendimento di paleatura}$$

$$\eta = \frac{c_1^2 - c_2^2}{c_1^2} \quad \text{il massimo rendimento si ha}$$

per $c_2 = 0$ (in questo caso però il fluido non abbandonerebbe la macchina) con $\beta_2 = 180^\circ$

$$u = u_1 = u_2 \quad \frac{u}{c_1} = \frac{1}{2}$$

Nel caso in cui $u = c_1$ (macchine in fuga)

$$u_1 = u_2 = 0 \quad c_2 = u$$

$$L = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} = 0 \quad \text{l'energia fornita dalla macchina}$$

è nulla.

La turbina Pelton è una macchina lenta
(n. basso) caratterizzata da una pendente
elevata e una portata ridotta.

Turbina centrifuga Francis

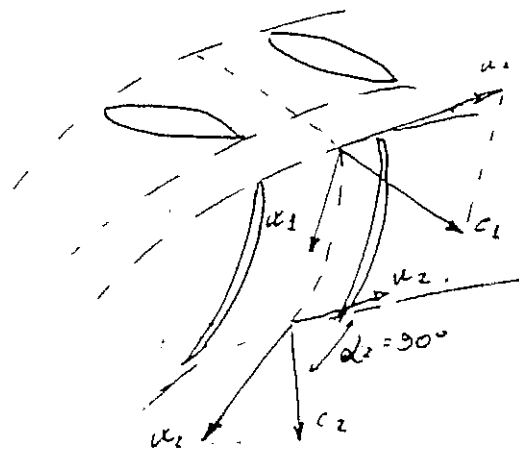
La turbina Francis è una turbina a reazione;
parte dell'energia di pressione posseduta dal
fluido viene trasformata nel rotore in lavoro
trasferibile all'esterno.

La turbina Francis è una turbina centrifuga-
osiale; l'acqua viene convogliata nei
condotti fissi per mezzo di una voluta la
cui caratteristica forma a chiodo in
regione decrescente non meno che la porta
d'acqua diminuisce fluendo verso
l'interno.

La velocità del fluido all'uscita delle pale

statoriche vale $c_1 = \sqrt{2gH(1-R)}$ mentre nel rotore la diminuzione di entalpia fa sì che $W_2 > W_1$.

La condizione di massimo rendimento e di massimo lavoro euleriano si ha quando $c_{2u} = 0$

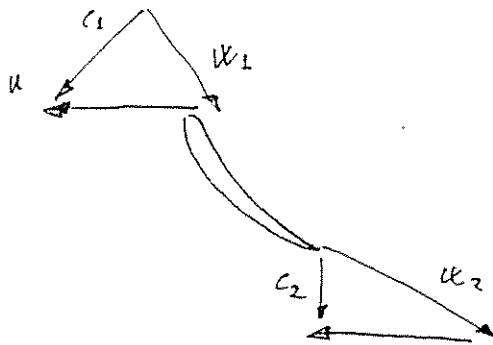


La turbina Francis può essere sia ad asse orizzontale che ad asse verticale.

Turbina assiale ad elice Kaplan

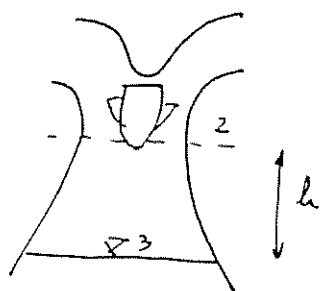
Nella macchina Kaplan lo statore devia di 90° il flusso del fluido che attraversa assialmente il rotore.

Le turbine Kaplan utilizzano dislivelli geodetici modesti e portate elevatissime.



Nelle turbine come le Kaplan aventi un salto geodetico limitato intorno ai 5m perdere una parte del salto per squelazione della turbina può essere molto dannoso.

Per tale motivo si pone nella regione di uscita un diffusore.



applicando il teorema
di Bernoulli tra le
sezioni 2 e 3

$$z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} = z_3 + \frac{P_3}{\gamma} + \frac{c_3^2}{2g}$$

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_3}{\gamma} - h - \frac{c_2^2 + c_3^2}{2g} = \frac{P_{atm}}{\gamma} - h - \frac{c_2^2 + c_3^2}{2g}$$

Il diffusore abbassa la pressione all'uscita
della girante ad un valore inferiore a P_{atm}
permettendo così di trasformare un'aliquota
superiore di energia di pressione in lavoro
trasferibile all'esterno.

Il diffusore deve essere contenuto, per evitare
distacco di vene fluide e cavitazione.

Impianti di pompaggio

Le turbine vengono spesso utilizzate per la generazione di energia elettrica; poiché la richiesta di energia elettrica è variabile nel tempo, occorrerebbe venire la portata e quindi la potenza della turbine.

La variazione della portata ha un'influenza negativa sul rendimento della macchina; pertanto si preferisce nel caso di una diminuzione di richiesta di energia elettrica di sfruttare parte della corrente generata per azionare una pompa che rimanda il fluido dal bacino inferiore al bacino superiore in modo da poter riutilizzare tale energia.

Il pompaggio può essere fatto anche dalla
stessa Turbina adoperata come pompa, e
il caso degli impianti reversibili.

Grado di reazione per macchine operatrici

Si trascura l'energia cinetica del fluido in ingresso al rotore e in uscita dallo statore.

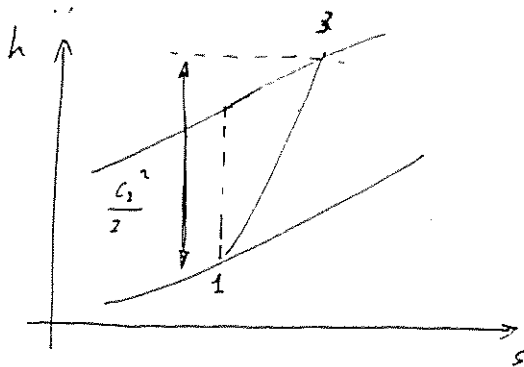
MACCHINA AD AZIONE $R=0$

ROTORE

LAVORO ESTERNO \rightarrow ENERGIA CINETICA (+ ATTRITI)

STATORE

ENERGIA CINETICA \rightarrow ENERGIA DI PRESSIONE (+ ATTRITI)



$$h_1 - h_2 = \text{lavoro statico}$$

$$c_2 = \text{velocità uscita rotore}$$

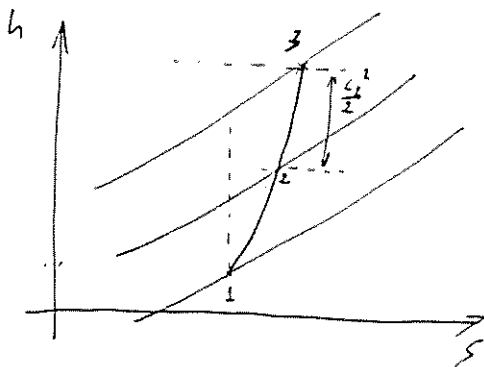
MACCHINA A REAZIONE $R \neq 0$

ROTORE

LAVORO ESTERNO \rightarrow ENERGIA CINETICA + ENERGIA DI PRESSIONE (+ ATTRITI)

STATORE

ENERGIA CINETICA \rightarrow ENERGIA DI PRESSIONE (+ATTR.)



$h_3 - h_1 = \text{lavoro esterno}$

$c_2 = \text{velocità uscite}$
rotore

$$R = \frac{\Delta h_{rot}}{\Delta h_{tot}} = \frac{\Delta h_{tot} - \frac{c_2^2}{2}}{\Delta h_{tot}}$$

Modello di reazione per macchine motrici

Si trascura l'energia cinetica del fluido all'entrata dello statore e all'uscita del rotore.

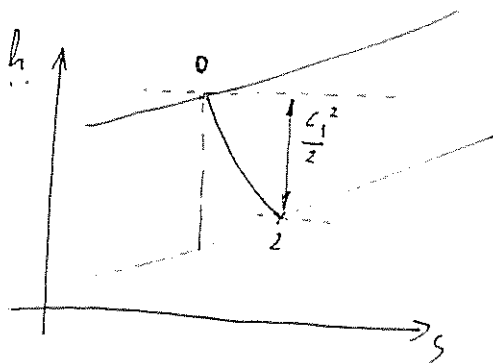
MACCHINA AD AZIONE $R=0$

STATORE

ENERGIA DI PRESSIONE \rightarrow ENERGIA CINETICA (+ ATTRI)

ROTORE

ENERGIA CINETICA \rightarrow LAVORO ESTERNO (+ ATTRI)



c_1 = velocità del fluido
in entrata del rotore

$h_0 - h_2$ = lavoro trasferito
all'esterno

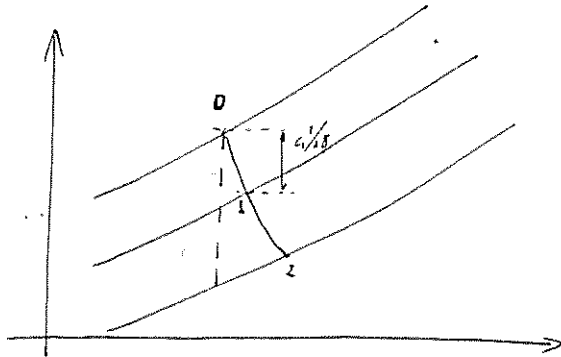
MACCHINA A REAZIONE $R \neq 0$

STATORE

ENERGIA PRESSIONE \rightarrow ENERGIA CINETICA +
+ ENERGIA PRESSIONE (+ATTR)

ROTORE

ENERGIA PRESS. + ENERGIA CINETICA \rightarrow LAVORO ESTERNO
(+ATTR)



$h_0 - h_2 =$ lavoro trasferito
all'esterno

$c_u =$ velocità entrante
rotore.

$$R = \frac{\Delta h_{rot}}{\Delta h_{tot}} = \frac{\Delta h_{tot} - c_u^2/2g}{\Delta h_{tot}}$$

TURBINE IDRAULICHE

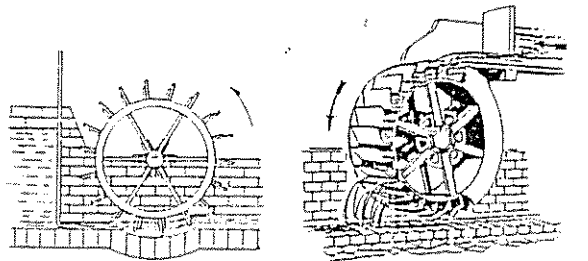


Fig. X.1 [1] — Ruota idraulica con pale in- Fig. X.2 [2] — Ruota idraulica a cassette.
vestite inferiormente.

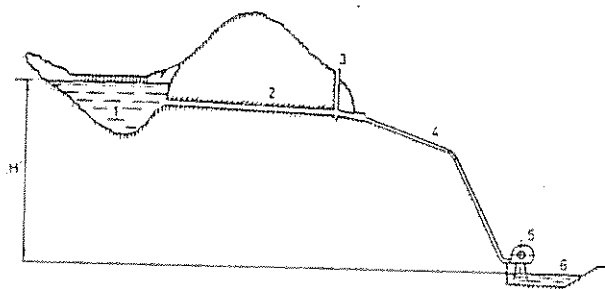


Fig. X.3 [3] — Schema semplificato di un impianto idroelettrico.
1. Bacino, 2. Galleria in pressione, 3. Pozzo piezometrico, 4. Condotta forzata, 5. Turbina
idraulica, 6. Bacino di scarica

TURBINA PELTON

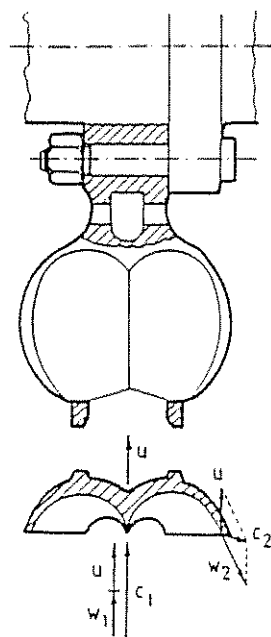
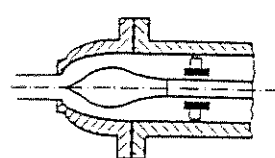
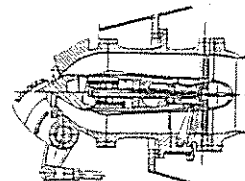


Fig. X.4 [1] — Pala di ruota Pelton e triangoli di velocità.



a)



b)

Fig. X.5 — Ugello Doble.
a) Schema elementare; b) Particolare costruttivo di un buccaglio a comando interno: in alto chiuso, in basso aperto (VOITH).

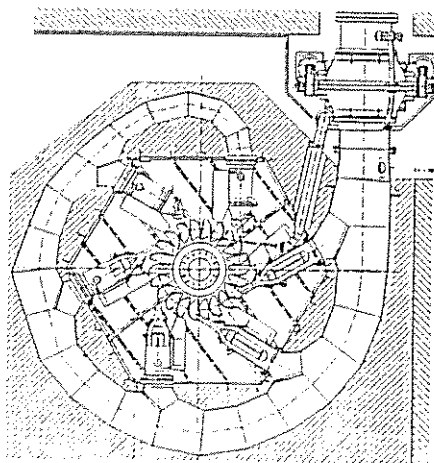
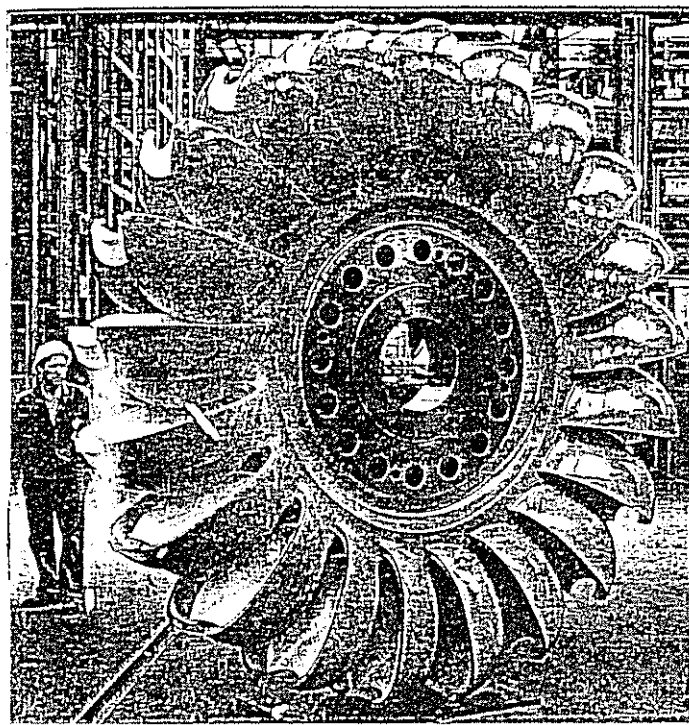


Fig. X.6 [4] — Turbina Pelton a 6 buccagli ad asse verticale (SULZER-ESCHER WYSS).
 $H = 337$ m, $P = 174,4$ MW, $n = 100$ giri/min, Diametro girante ≈ 4 100 mm.



Tav. XIII — Ruota *Pelton* con pale fuse di pezzo destinata all'impianto di *Cat Arm* in Canada (*SULZER-ESCHER WYSS*).
 $P = 69,8 \text{ MW}$; $H = 368,4 \text{ m}$; $n = 327,3 \text{ giri/min}$.

TURBINA FRANCIS

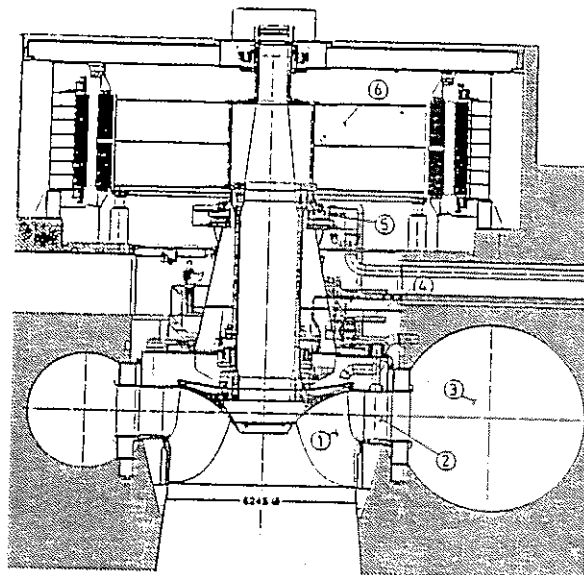


Fig. X.13 — Sezione assiale di turbina Francis (VOITH).
 $H^* = 115$ m; $P = 417,2$ MW; $n = 120$ giri/min.
 1. Girante; 2. Pole fisse orientabili; 3. Spirale di ingresso; 4. Anello di regolazione pole fisse orientabili; 5. Cuscino di guida; 6. Generatore elettrico.

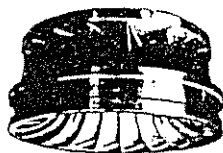


Fig. X.7 — Girante di turbina Francis (TOSI).

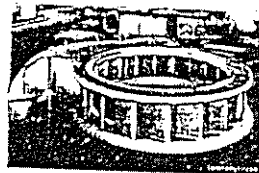


Fig. X.8 — Distributore di turbina Francis (SULZER-ESCHER WYSS).

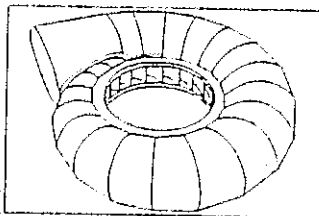
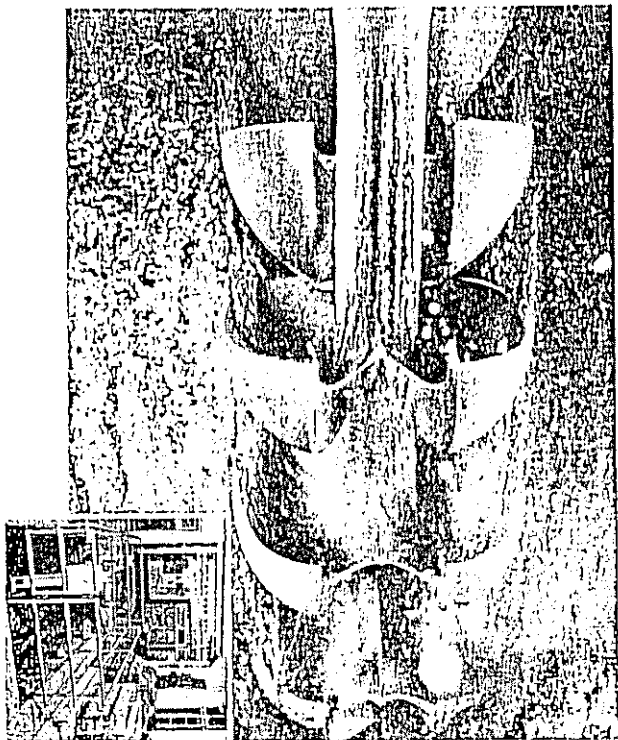
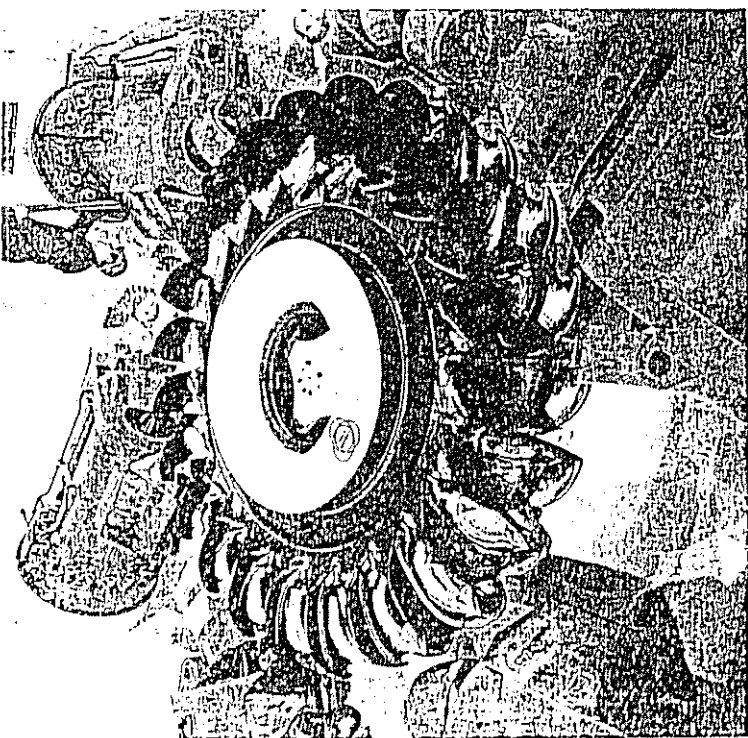


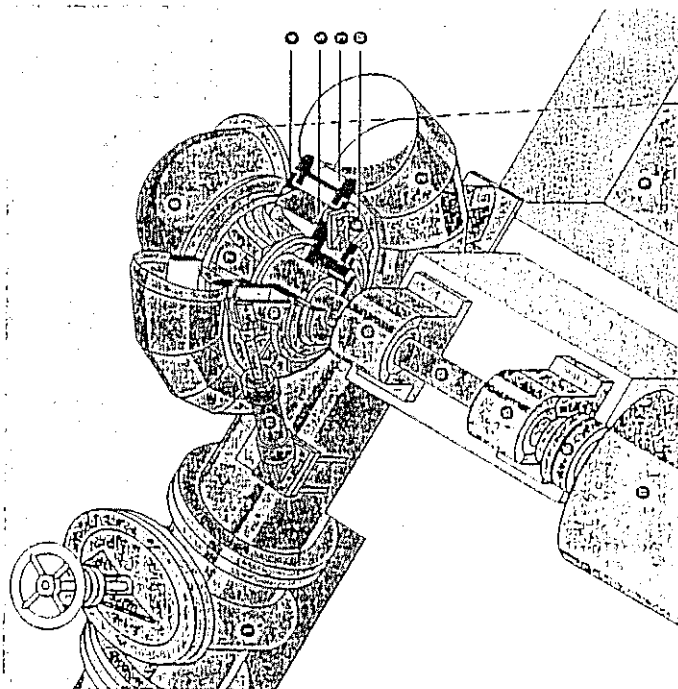
Fig. X.9 — Volata a choccia di turbina Francis e distributore (SULZER-ESCHER WYSS).



Ta. XIV — Visualizzazione del getto d'acqua in uscita dall'ugello *Droble* e sua ripartizione al momento in cui colpisce la pala della *Pellon*.

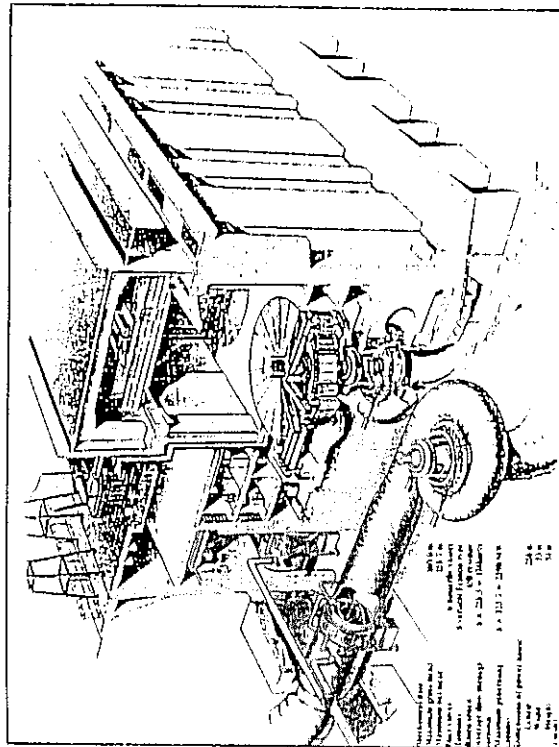


Ta. XV — Una delle due ruote *Pellon* a sei bocconi installate nell'impianto *Servur*. Sfr. in Austria.
D = 260 Mm; ruote: H = 1.257 m.



T. 3. XVI — Spaccato di turbina Francis ad asse orizzontale e sistema di regolazione (1/1000).

1. Volute di interconnessioni; 2. Volute a spirale di ingresso; 3. Anello di irrigidimento; 4. Barile anello; 5. Pare statorica orientabile; 6. Coperture; 7. Girante; 8. Gomito del tubo di scarico; 9. Scarico; 10. Anello di regolazione pale statoriche orientabili; 11. Servomotori; 12. Leverage; 13. Albero della turbina; 14. Tenula; 15. Cisterno; 16. Cuiulo; 17. Generatore elettrico.



Tav. XVII — Spaccato dell'impianto di 2.590 MW in fase di realizzazione lungo il fiume Euraire costituito da otto gruppi con turbine Francis *ISLIER-ESCHER WYSS*. Si noti il generatore elettrico ad asse verticale sistemato superiormente alla turbina.

TURBINA KAPLAN

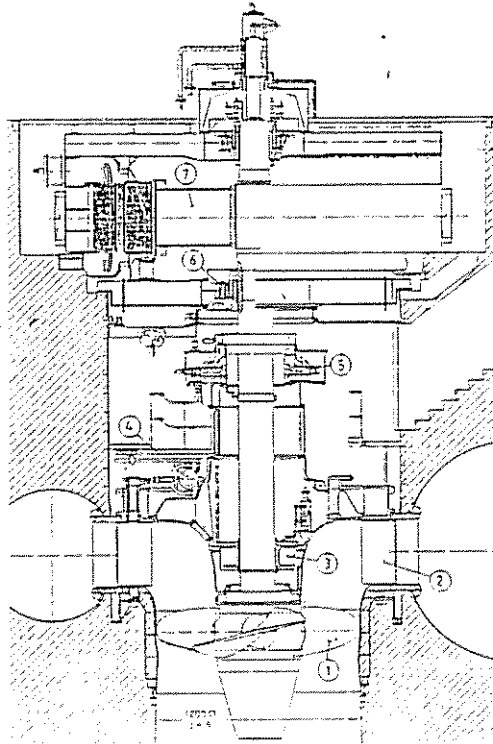


Fig. X.17 — Sezione assiale di turbina ad elica tipo Kaplan (FOITTO).
 $H' = 36,70 \text{ m}$; $P = 47,07 \text{ MW}$; $n = 187,50 \text{ giri/min}$.
 1. Girante con pale regolabili; 2. Pale fisse orientabili; 3. Cuscinio di guida inferiore; 4. Anello di regolazione con servomotore per lo statore; 5. Cuscinio reggispinna; 6. Cuscinio di guida superiore; 7. Generatore elettrico.

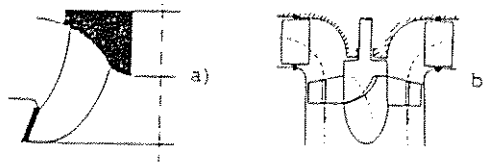
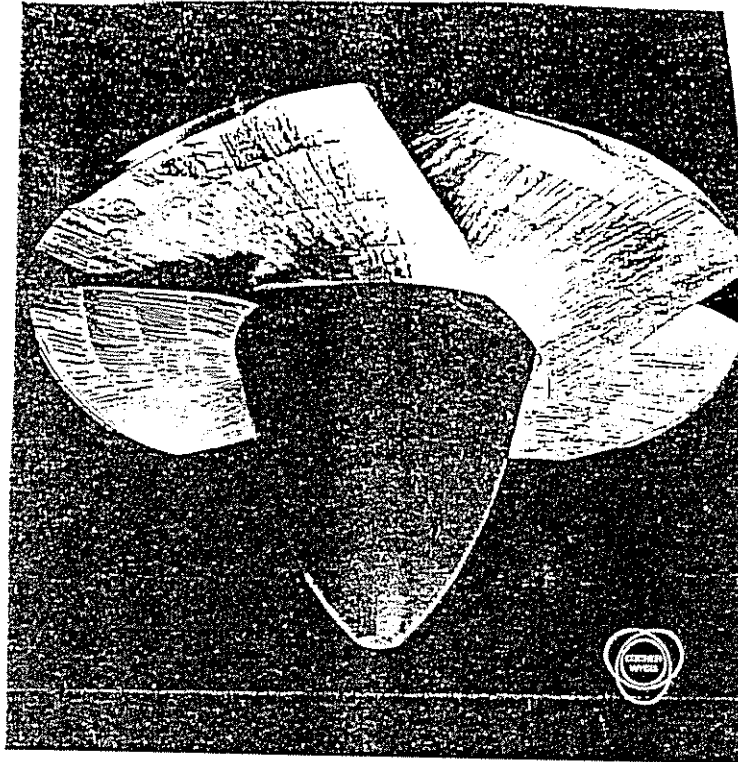


Fig. X.14 — Pale di giranti di turbine idrauliche.
 a) Francis; b) Assiale o ad elica.



Tav. XVIII — Girante di turbina ad elica (SULZER-ESCHER UYSS).

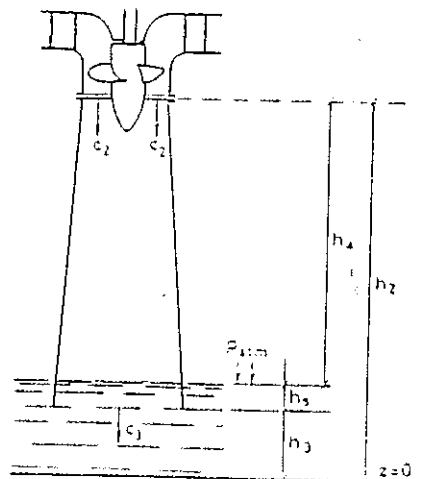
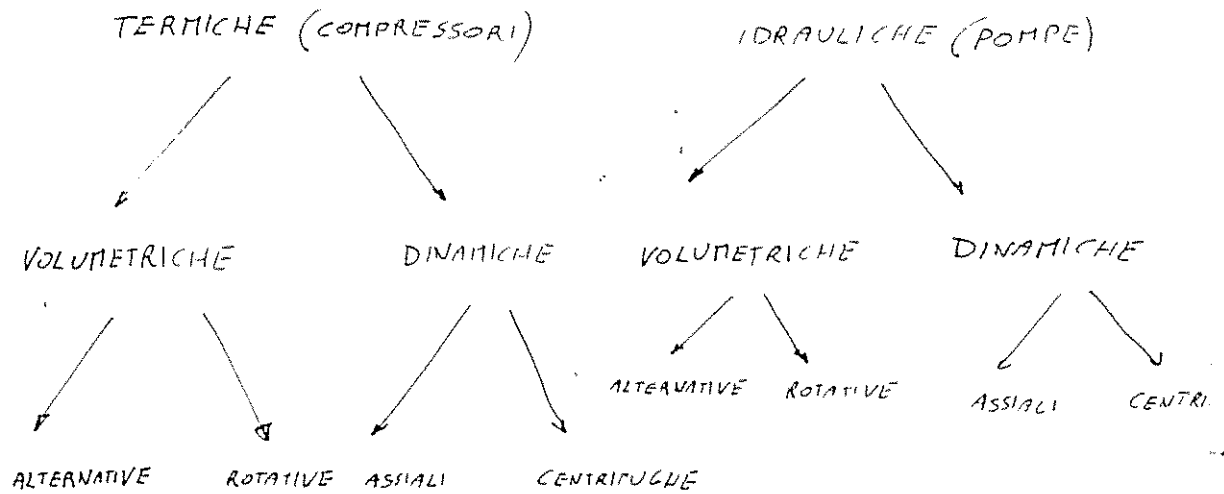


Fig. X.18 — Tubo di aspirazione o tubo diffusore.

MACCHINE OPERATRICI



Scelte delle macchine operatrici dinamiche

TERMICHE

$$Q \propto D_2^2 C_2$$

$$\frac{C_2^2}{2} - \frac{C_3^2}{2} \approx \frac{C_2^2}{2} = (1-R) \Delta h$$

$$C_2 \propto \Delta h^{1/2}$$

$$C_2 \approx n D_2 \quad D_2 \approx \frac{\Delta h^{1/2}}{n}$$

$$Q \propto \frac{\Delta h}{n^2} \cdot n \frac{\Delta h^{1/2}}{n} = \frac{\Delta h^{3/2}}{n^2}$$

$$\frac{Q^{1/2} n}{\Delta h^{1/4}} = n_s$$

IDRAULICHE

$$Q \propto D_2^2 C_2$$

$$C_2 \propto H^{1/2}$$

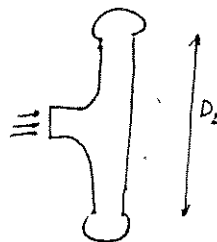
$$n_s = \frac{n Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

Δh = lavoro fornito per
 unità di massa =
 = salto entalpico

H = perdita totale =
 = energia fornita dalla
 pompa all'unità di peso.

Salto delle macchine al crescere del numero di
 giri specifici

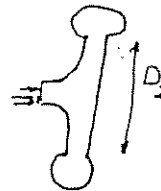
$$n_s = \frac{n Q^{1/2}}{\Delta h^{3/4}}$$



compressore
centrifugo



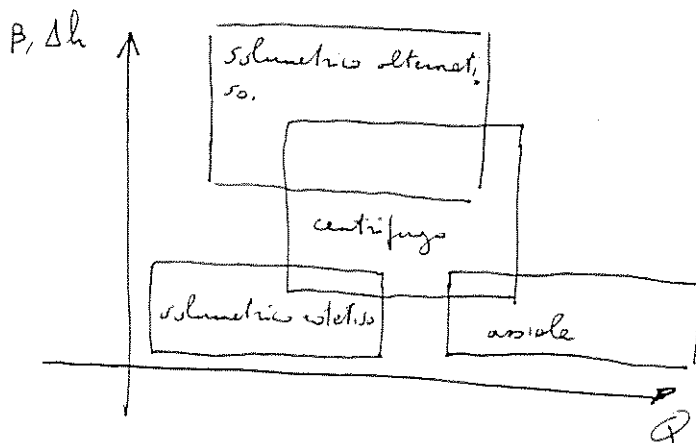
Δh elevato
 esempio presente
 anche il compressore
 centrifugo



compressore
assiale

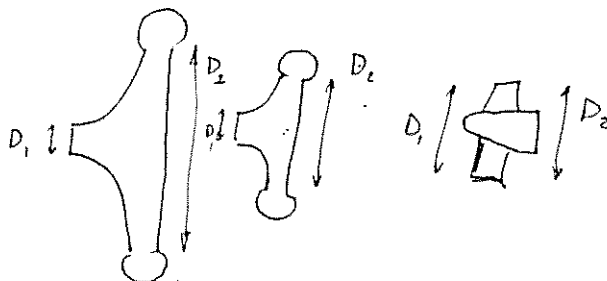


Q elevatissimo.



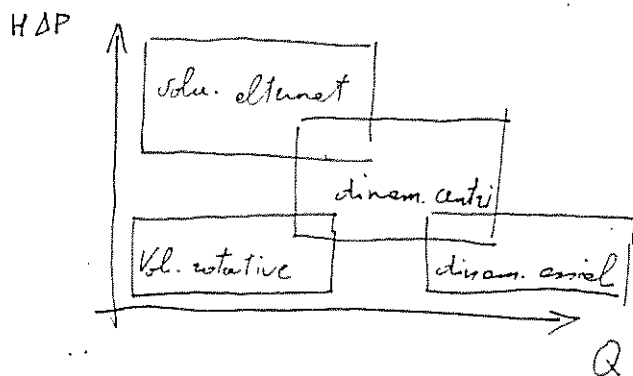
sceglie della pompa al crescere di n_s

$$n_s = \frac{n Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$



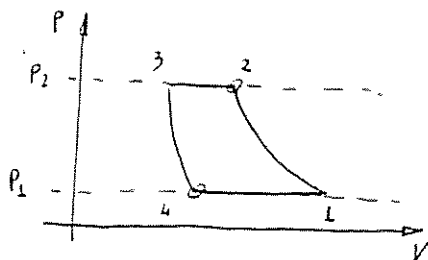
pompe centrifughe

pompe assiel.



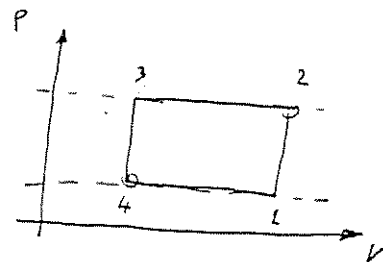
Curve caratteristiche delle pompe e dei compressori (Compressori e pompe volumetriche alternative)

Ciclo di compressione aria



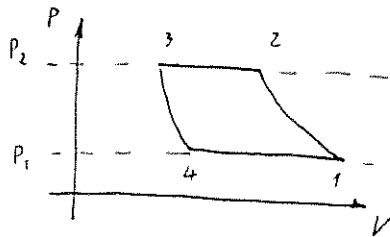
- 1-2 = fase compressione politropica
- 2 = apertura valvola di mandata
- 2-3 = espulsione del gas a P costante
- V_3 = volume mort. presente tra la valvola e il cilindro
- 3-4 = espansione politropica del volume mort.
- 4 = apertura valvola di aspirazione
- 4-1 = aspirazione a pressione costante

Ciclo compressione liquido



- 1-2 = fase di compressione a $V = \text{cost}$
- 2 = apertura valvola di mandata
- 2-3 = espulsione del gas a $P = \text{cost}$
- V_3 = volume mort.
- 3-4 = espansione del volume mort.
- 4 = apertura valvola di aspirazione
- 4-1 = aspirazione a $P = \text{cost}$.

Rendimento volumetrico del compressore



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

$V = V_1 - V_3 = \text{cilindro}$

$$\lambda = \frac{V_1 - V_3 + V_3 - V_4}{V_1 - V_3} = \frac{V + V_3 - V_4}{V} = 1 + \frac{1}{V} (V_3 - V_4)$$

$$\lambda = 1 - \frac{V_3}{V} \left(\frac{V_4}{V_3} - 1 \right) = 1 - \frac{V_3}{V} \left(\beta^{\frac{1}{k}} - 1 \right)$$

λ diminuisce al crescere di $V_3 = \text{spazio morto}$, e al crescere del rapporto di compressione, per tali motivi si usano compressori alternativi multistadio che limitano il valore di β .

P_{mi} = pressione media indicata

P_i = potenza indicata

$$P_i = P_{mi} \frac{\pi D^2}{4} \frac{C}{60} \frac{n}{1000}$$

$D = \text{diametro}$

$C = \text{corsa}$

$$\eta_{effettiva} = \frac{P_i}{P_m}$$

* Compressione con interrefrigerazione

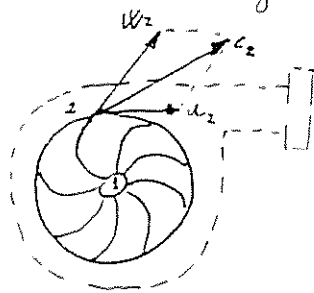
$$L_{12} = \int_1^2 p dV = \frac{R T_L}{K-1} \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right\}$$

A parità di ΔP la compressione è caratterizzata da un lavoro specifico inferiore se il fluido è refrigerato e portato a una temperatura T_L inferiore.

Si ricorre a più cilindri in serie con refrigerazione intermedia.

Curve caratteristiche dei compressori dimensionali e delle pompe

H = prevalenza = energia di prima specie fornita al liquido per unità di peso; al gas per unità di massa.



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

solitamente $c_{1u} = 0$ per aumentare il lavoro euleriano.

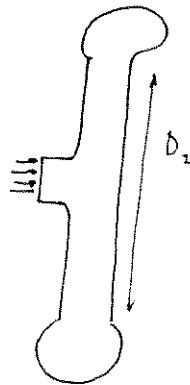
$$c_{2u} = w_{2u} + u_2$$

$$\frac{w_{2R}}{w_{2u}} = \tan \beta_2$$

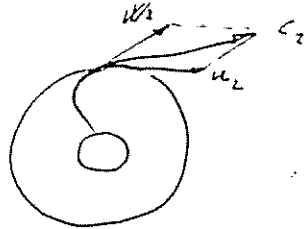
$$c_{2u} = w_{2R} \cot \beta_2 + u_2$$

$$w_{2R} \propto Q \quad u_2 \propto n$$

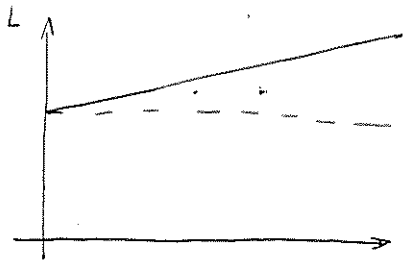
$$L = B n Q \cot \beta_2 + A n^2$$



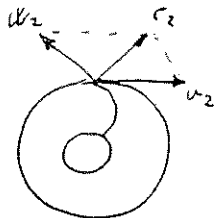
$$1) \beta < 90^\circ$$



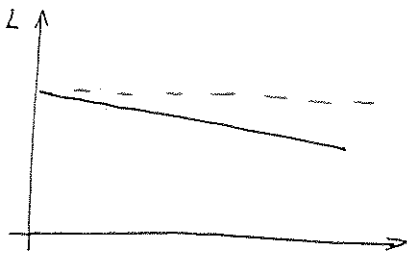
al crescere di Q
aumenta c_{2u} e quindi L



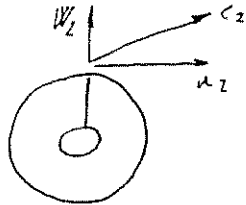
$$2) \beta > 90^\circ \quad (\text{pole rivolte all'indietro})$$



al crescere di Q
diminuisce c_{2u} e quindi L



3) $\beta_2 = 90^\circ$

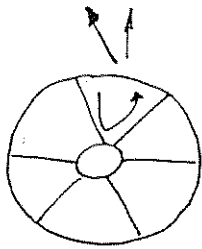


al crescere di Q
 c_{2u} e quindi L resta
 costante.

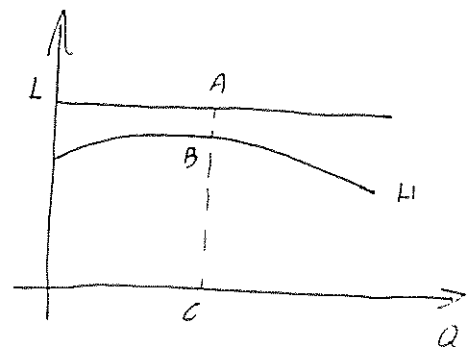
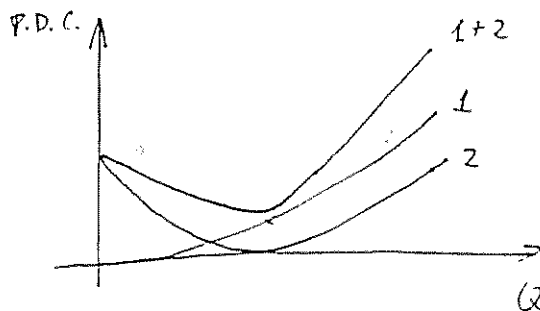


Nel caso reale il fluido nel compressore o nella pompa è soggetto a degradazione di energia dovuta a:

- 1) perdite di carico per attrito proporzionali a Q^2
- 2) perdite di carico per urti contro le palettte



deviazione del fluido nella marcia
 ipotesi di non dimensionalità.



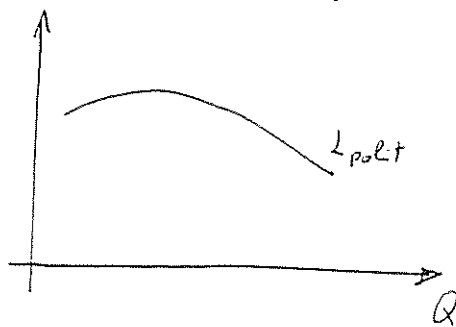
andamento della
 curva H, Q funzione

L = lavoro fornito al compressore

$$L = \int v dp + L_{attint.}$$

$$\bar{CB} = \int v dp = \text{lavoro di pressione politropica}$$

$$\frac{CB}{AC} = \eta_{\text{politropica}}$$



per un gas

$$L_{pol} = \frac{K}{K-1} R T_1 \left[1 - \beta^{\frac{K-1}{K}} \right] = \frac{K}{K-1} \frac{R_0}{m} T_1 \left[1 - \beta^{\frac{K-1}{K}} \right]$$

Per avere un alto rapporto di compressione con un basso lavoro occorre adoperare un fluido a bassa temperatura e alto peso molecolare m .
Il lavoro politropico non dipende dalla pressione iniziale ma dal rapporto di compressione.

Per i compressori mentre la curva caratteristica HQ dipende solo dal tipo di macchina la curva βQ ricavabile dalla precedente sfruttando la relazione $L = \frac{\kappa}{\kappa-1} RT_1 \left[1 - \beta^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]$ dipende dalle caratteristiche della macchina, dal fluido ($\kappa = c_p/c_v$; $m = \text{peso molecolare}$), dalla pressione di aspirazione P_1 e dalla temperatura T_1 .

Portate corrette e numero di giri corretto

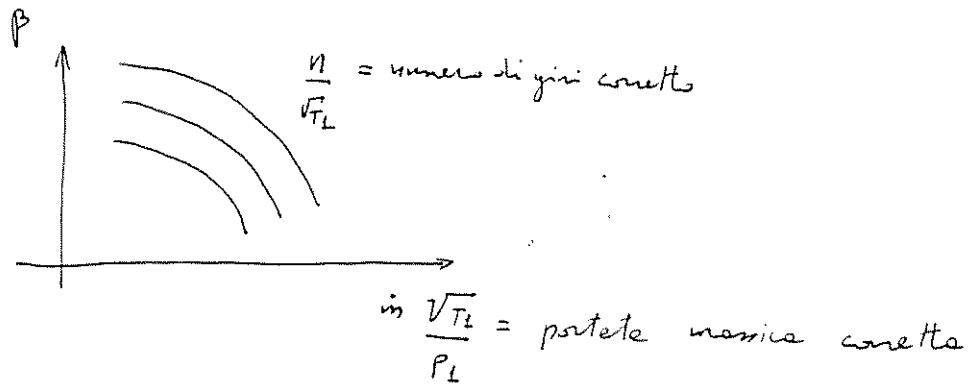
$$P_2 = f \left(\begin{array}{c} \text{caratt. macchina} \\ \downarrow \\ \text{grandezze fissate} \end{array}, \begin{array}{c} \text{caratt. fluido} \\ \downarrow \\ \text{grandezze fissate} \end{array}, T_1, P_1, n, m \right)$$

$$P_2 = f(n, m, T_1, P_1) \quad \text{dall'analisi dimensionale}$$

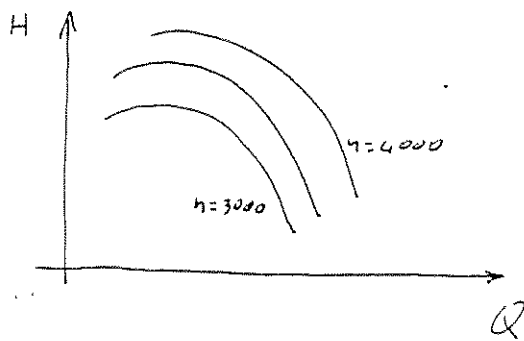
$$n \propto \omega_L \propto u_L \propto C_L = \pi_{ac} \sqrt{\kappa R T_1} \simeq \pi_{ac} \sqrt{T_1}$$

$$m_{ac} g_L C_{LR} \propto \frac{P_2}{T_1} C_L \propto \frac{P_1}{T_1} \pi_{ac} \sqrt{\kappa R T_1} \simeq \frac{P_2}{\sqrt{T_1}} \pi_{ac}$$

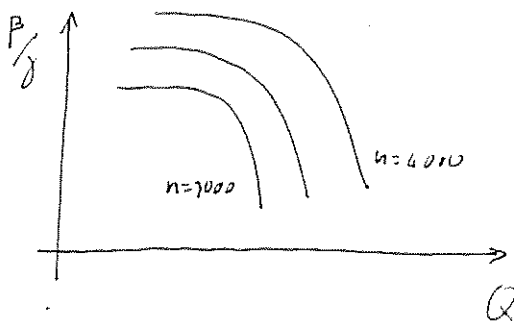
$$\pi_{ac} = \text{adimensionale}$$



Nel caso di un liquido per cui $\rho = \text{cost}$



$$H = \frac{\beta}{\rho}$$

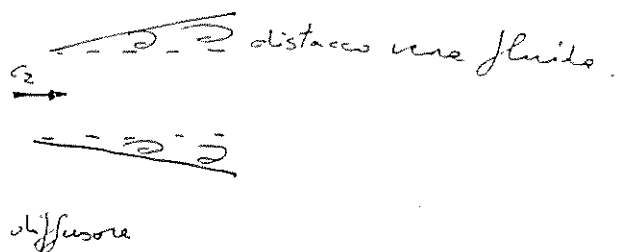


Scelta delle giranti per pompe e compressori.

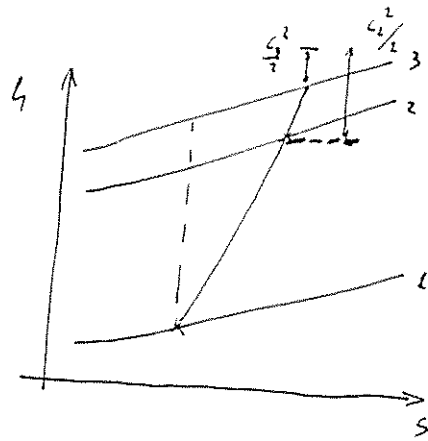
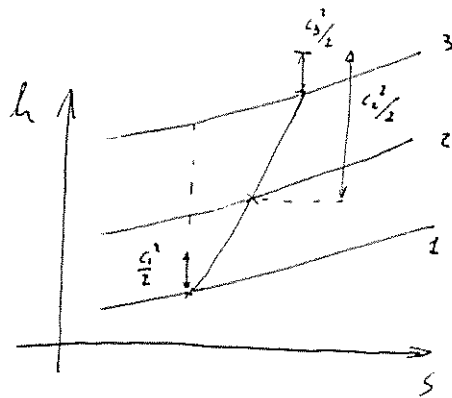
Le giranti aventi le pale rivolte nello stesso verso della rotazione hanno a parità di portata e di velocità periferica una componente di velocità c_2 maggiore delle giranti aventi le pale rivolte in senso contrario al moto.

Essi dovrebbero essere preferibili alle reconde poiché offrono un lavoro di compressione superiore.

Tuttavia si preferisce adoperare giranti con pale rivolte all'indietro rispetto al verso di rotazione poiché una velocità c_2 ridotta determina minori perdite nel diffusore per distacco della vena fluida.



Un altro motivo per cui si preferiscono compressori o pompe con pale rivolte all'indietro è che a parità di lavoro fornito dal compressore il grado di reazione di questo tipo di compressori è più elevato.



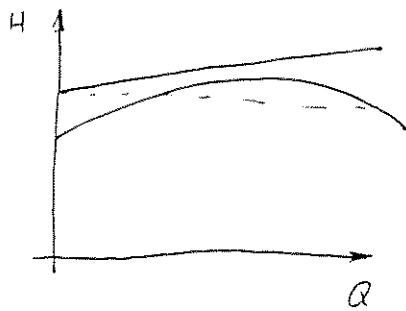
$$R = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1} \approx \frac{\Delta h_{out} - \frac{c_1^2}{2}}{\Delta h_{tot}}$$

$$R \text{ basso} \Rightarrow \frac{c_2^2}{2} \text{ elevato}$$

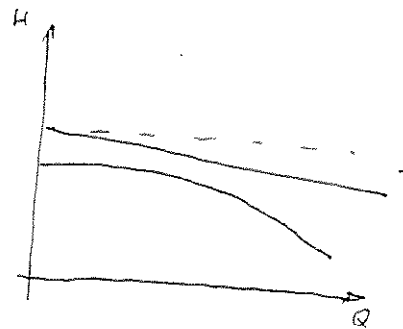
$$R \text{ alto} \Rightarrow \frac{c_2^2}{2} \text{ basso}$$

Un grado di reazione elevato diminuisce le perdite all'interno del diffusore.

Le curve caratteristiche dei compressori a pale rivolte all'indietro sono meno potenti ma più stabili delle curve caratteristiche dei compressori a pale rivolte nel verso del moto.



curve caratteristiche
per $\beta_2 < 90^\circ$



curve caratteristiche
per $\beta_2 > 90^\circ$