



Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

**Appunti universitari**

**Tesi di laurea**

**Cartoleria e cancelleria**

**Stampa file e fotocopie**

**Print on demand**

**Rilegature**

NUMERO: 1800A -

ANNO: 2015

# **A P P U N T I**

STUDENTE: Oberto Alessandro

MATERIA: Macchine - prof. Mittica

Il presente lavoro nasce dall'impegno dell'autore ed è distribuito in accordo con il Centro Appunti.

Tutti i diritti sono riservati. È vietata qualsiasi riproduzione, copia totale o parziale, dei contenuti inseriti nel presente volume, ivi inclusa la memorizzazione, rielaborazione, diffusione o distribuzione dei contenuti stessi mediante qualunque supporto magnetico o cartaceo, piattaforma tecnologica o rete telematica, senza previa autorizzazione scritta dell'autore.

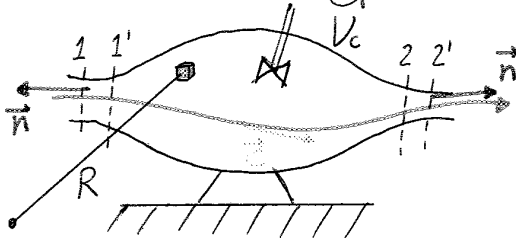
**ATTENZIONE: QUESTI APPUNTI SONO FATTI DA STUDENTIE NON SONO STATI VISIONATI DAL DOCENTE.  
IL NOME DEL PROFESSORE, SERVE SOLO PER IDENTIFICARE IL CORSO.**

# MACCHINE

## LEGGI DI CONSERVAZIONE DELLA MASSA, DELLA QDM, DELL'ENERGIA

Legge di conservazione della massa in forma integrale per un sistema qualunque

Considero un sistema in cui il fluido compie un moto non stazionario, 3D e il sistema ha le pareti rigide



Un mio sistema considero un albero rotante con un'elica terminale, al quale associo la potenza meccanica.

$\vec{n}$  = vettore normale

$\vec{c}$  = vettore velocità del fluido, tangente alle linee di corrente.

$R$  = raggio vettore

$t \quad m_{Vc}(t)$

$t + \Delta t \quad m_{Vc}(t + \Delta t) + \Delta m_{f2} - \Delta m_{f1}$

$\Delta m_f$  = massa che fluisce nelle sezioni

$\Delta m = m_{Vc}(t + \Delta t) - m_{Vc}(t) + \Delta m_{f2} - \Delta m_{f1}$

Poiché  $\Delta m = 0$

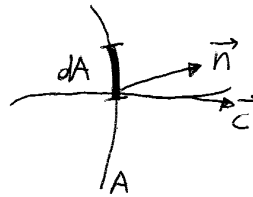
$\Delta m_{Vc} + \Delta m_{f2} - \Delta m_{f1} = 0$  Divido per  $\Delta t$  e considero il limite

Considero ora i singoli termini

• Lim  $\frac{\Delta m_{Vc}}{\Delta t} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{Vc} \rho dVc$       mi dice cosa succede nel  $Vc$

• Lim  $\frac{\Delta m_{f2}}{\Delta t} = \int_{A2} \rho (\vec{c} \cdot \vec{n}) dA$

• Lim  $\frac{\Delta m_{f1}}{\Delta t} = - \int_{A1} \rho (\vec{c} \cdot \vec{n}) dA$



L'ultimo contributo rappresenta la massa che entra nel  $Vc$  nell'intervallo di tempo  $\Delta t$ . Il prodotto  $\vec{c} \cdot \vec{n}$  è positivo  $\rightarrow$  la massa è uscente  $\Rightarrow$  opposto il segno - davanti

Se  $c$  fosse tangente alla superficie, la massa che uscirebbe dalla sezione sarebbe 0. Viceversa se  $c$  fosse normale otterrei il flusso massimo

$\vec{c} \cdot \vec{n} \Delta t$  = spostamento del fluido secondo la  $\vec{n}$  nell'intervallo  $\Delta t$

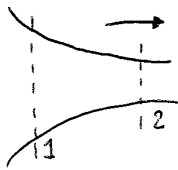
$\frac{\rho dA \vec{c} \cdot \vec{n} \Delta t}{\Delta t}$  = variazione della quantità di massa nel tempo

Massa di termini calcolati precedentemente e ottergo

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{Vc} \rho dVc + \int_{A2} \rho (\vec{c} \cdot \vec{n}) dA + \int_{A1} \rho (\vec{c} \cdot \vec{n}) dA = 0$$

È importante la scelta del  $V_c$  perché se anche la parte esterna fosse stata definita come  $V_c$  avrei dovuto tener conto dell'azione esercitata dal supporto sul sistema

$$p_2 \vec{c}_2 A_2 U_2 \cos \theta_2 = \dot{m} \vec{c}_2 \quad \text{con } \dot{m} = \text{portata in massa}$$

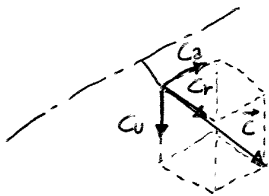


$$F_D + p_1 A_1 - p_2 A_2 = \dot{m} (c_{D2} - c_{D1}) = \dot{m} c_{D2} - \dot{m} c_{D1}$$

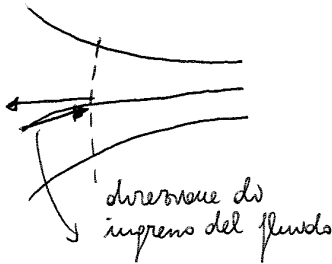
Considerando il sistema in forma l'origine  $O$  dal quale parte il raggio vettore  $R$ . Il momento risultante delle forze esterne applicate al sistema è uguale alla variazione del momento della quantità di moto.

$$\vec{M}_O = \frac{dK_O}{dt} \quad \vec{\Pi}_O = \int_{A_c} \rho \vec{r} \wedge \vec{c} (\vec{c} \cdot \vec{n}) dA$$

Sono interessato al calcolo del momento rispetto ad un'asse



La  $c_v$  è l'unica componente che genera un momento rispetto all'asse  $O$



$$M_O = \dot{m} (r_2 c_{v2} - r_1 c_{v1})$$

ESPRESSIONE VALIDA PER MACCHINE OPERATIVE

Momento risultante delle forze esterne applicate al fluido

$$C = \dot{m} (r_1 c_{v1} - r_2 c_{v2})$$

ESPRESSIONE VALIDA PER MACCHINE POTRICI

### Legge di conservazione dell'energia

Adottiamo l'approccio Lagrangiano e considero la massa nella sua evoluzione temporale

$$\Delta Q + \mathcal{L} = \Delta E \rightarrow \text{energia totale del sistema}$$

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta Q}{\Delta t} + \dot{\mathcal{L}} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta E}{\Delta t}$$

L'espressione per unità di massa

$$Q + L = \Delta E$$

$$E = U + \frac{c^2}{2} + gz$$

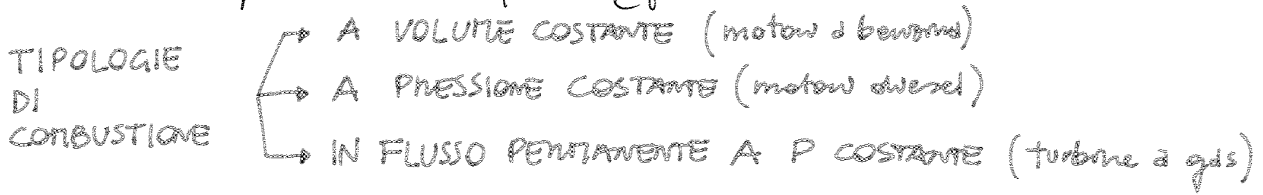
$$Q = \dot{Q} \Delta t$$

$$\Delta Q = \dot{Q} \Delta t$$



# TERMODINAMICA DELLA COMBUSTIONE

I combustibili possono essere liquidi o gassosi

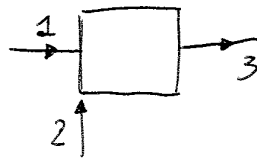
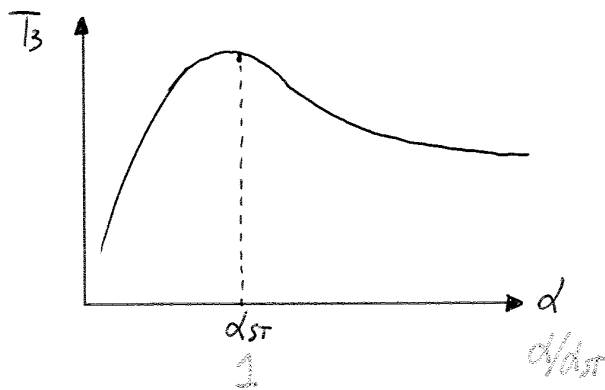


DOSATURA  $d = \frac{m_{comb}}{m_{combustibile}} = \frac{m_a}{m_b}$

RAPPORTO STECHIOMETRICO: quantità di aria necessaria alla completa ossidazione del combustibile

Se ho una quantità di combustibile maggiore rispetto al rapporto stechiometrico ⇒ DOSATURA RICCA

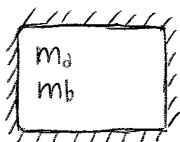
Se ho una quantità di combustibile minore rispetto al rapporto stechiometrico ⇒ DOSATURA POVERA



La massima temperatura di combustione si ottiene per una dosatura ricca

COMBUSTIONE: reazione chimica esterna nella quale il combustibile viene ossidato dal comburente per generare i prodotti della combustione

Combustione a volume costante



$t \rightarrow T_2$   
 $t + \Delta t \rightarrow T_3$

Considero un volume rigido, con pareti adiabatiche, e trascuro i contributi dell'energia cinetica (perché se considero tempi sufficientemente lunghi la variazione di velocità è nulla) e dell'energia potenziale. Suppongo inoltre che la dosatura sia povera o stechiometrica e si abbia quindi l'ossidazione completa del combustibile

Applico la conservazione dell'energia con il criterio di studio lagrangiano

$$\dot{Q} + \dot{L}' = \Delta E = \Delta U + \Delta E_c + \Delta E_g$$

$\int_{\sigma=0}$     $\int_{\sigma=0}$     $\int_{\sigma=0}$     $\int_{\sigma=0}$

Ottengo quindi  $\Delta U = 0$

$\Delta U = \Delta U_{termico} + \Delta U_{chimico}$

**POTERE CALORIFICO:** quantità di calore generato dalla combustione completa dell'unità di massa di combustibile quando il prodotto della combustione viene riportato alla medesima temperatura iniziale di combustibile e aria comburente. Non è detto che la combustione debba essere completa  $\Rightarrow$  va bene qualunque sostanza. Poiché la reazione può avvenire a volume costante o a pressione costante avrà un potere calorifico a volume costante e un potere calorifico a pressione costante

$H_{iv}$  > POTERE CALORIFICO INFERIORE  
 $H_{ip}$  > POTERE CALORIFICO SUPERIORE  
 $H_{sv}$  > POTERE CALORIFICO INFERIORE  
 $H_{sp}$  > POTERE CALORIFICO SUPERIORE

Potere calorifico superiore: l'acqua si trova allo stato liquido e cede calore di condensazione

Potere calorifico inferiore: l'acqua si trova allo stato aeriforme e non cede calore di condensazione

Nelle caldaie a condensazione si raffreddano i fumi restituendoli all'ambiente ad una  $T < 100^\circ\text{C}$ . In queste caldaie devo considerare  $H_s$  al posto di  $H_i$  altrimenti otterrei  $\eta > 100\%$

$$m_b H_v = - (m_a + m_b) \int_{T_{3id}}^{T_2} c_v' dT$$

$\downarrow$  1                       $\downarrow$  calore sottratto

$$\frac{H_v}{(1+d)} = \int_{T_2}^{T_{3id}} c_v' dT$$

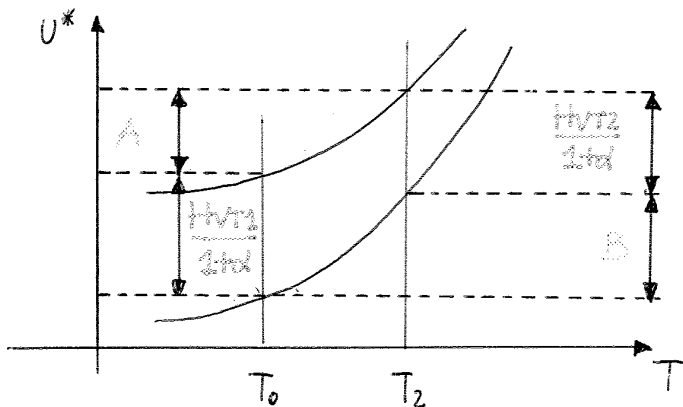
Applico la conservazione dell'energia per la determinazione del potere calorifico

$$Q + L = \Delta U^*$$

$$Q + L = \Delta U$$

$$-\frac{H_v}{1+d} = \Delta U^* = U_{21}^* - U_{3id}^* = U_{21}^* - U_2^* \Rightarrow \frac{H_v}{1+d} = U_2^* - U_2^{*'} \quad \text{con } U_{3id}^* = U_2^{*'}$$

Il potere calorifico diminuisce all'aumentare della temperatura. Esso viene inoltre fornito ad una temperatura di riferimento



$$H_{VT2} = H_{VT0} (1+d) \left[ \int_{T_0}^{T_2} c_v dT - \int_{T_0}^{T_2} c_v' dT \right]$$

$$H_{VT2} = H_{VT0} (1+d) (\bar{c}_v - \bar{c}_v')(T_2 - T_0)$$

valori medi  
calcolati tra  
 $T_1$  e  $T_2$

Nei calcoli si trascura sempre la variazione di  $H$  con la temperatura

SPIEGARE  
CALORIFICO

### Miscela povera

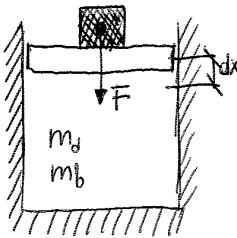
Nella loro trattazione considero solo il combustibile che può venire ossidato  
 L'energia che ho a disposizione per ossidare completamente il combustibile è data da

$$\frac{\alpha}{\alpha_{st}} \frac{H_v}{1+d} = \bar{C}_v' (T_3 - T_2) + D (T_3 - T_{inf})^2 - Q$$

~~Proprietà a prima ho in  
 più  $\frac{d}{\alpha_{st}}$  cioè un indice~~

→ miscela ricca

### Combustione a pressione costante



Lo stantuffo si muove facendo sì che la pressione all'interno del cilindro si mantenga costante

$$\delta Q + L = \delta U^* + \delta E_c$$

$\delta Q \rightarrow \approx 0$        $\delta E_c \rightarrow \approx 0$

$$L = \Delta U^*$$

↓ compiuto dall'esterno sul sistema

$$dL = F dx = p A dx = -p dV$$

↳ equazione di volume è reversibile se dx è positivo

$$dL = -p dv$$

$$L = - \int_2^3 p dv = -p_2 (V_3 - V_2) = -p_3 V_3 + p_2 V_2 = -\Delta(pv) = \Delta U^* = \Delta(U_T + U_{ch})$$

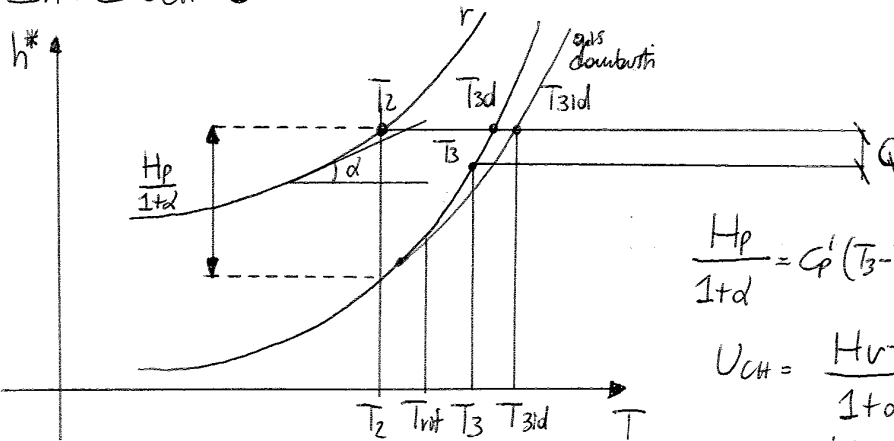
Nell'espressione precedente ho considerato  $p_3 = p_2$

~~Perché considero  
 questo tipo di  
 processo~~

$$0 = \Delta(U_T + pv + U_{ch}) = \Delta(h + U_{ch})$$

pressione costante

$$\Delta h + \Delta U_{ch} = 0$$



Come individuare  $T_3$  e dove collocare  $T_{inf}$

$$\tau_{and} = c_p$$

$$\frac{H_p}{1+d} = C_p' (T_3 - T_2) + D (T_3 - T_{inf})^2 - Q$$

$$U_{ch} = \frac{H_v T_2}{1+d} + \int_0^{T_2} (C_v' - C_v) dT$$

includi considero l'energia a pressione e a volume costante

$$U_{ch} = \frac{H_p T_2}{1+d} + \int_0^{T_2} (C_p' - C_p) dT$$

$$H_v T_2 = H_p T_2 + (1+d) \int_0^{T_2} (R' - R) dT = H_p T_2 + (1+d)(R' - R) T_2$$

$$\text{con } R' = C_p' - C_v' \quad \text{e} \quad R = C_p - C_v$$

$R'$  e  $R$  non sono funzione della temperatura; posso quindi portarle fuori dall'integrale.

Per gli idrocarburi  $R' > R \Rightarrow H_v > H_p$

$$\dot{Q} = (\dot{m}_a + \dot{m}_b) \left( (h_{gc}^*(T_c)) - h_r^*(T_d) \right) + \dot{m} (h_o - h_n)$$

$$\dot{m}_b H_{i,T_d} = (\dot{m}_a + \dot{m}_b) \left[ h_r^*(T_d) - h_{gc}^*(T_d) \right] = (\dot{m}_a + \dot{m}_b) \left[ h_r^*(T_r) - h_{gc}^*(T_d) \right]$$

$$h_{gc}^*(T_c) = h_{gc}(T_c) + h_{ch,gc}(T_c) = h_{gc}(T_c) + h_{ch,gc,incombusti}$$

Non ho solo entalpie termica all'uscita ma anche un processo controllato relativo all'entalpia chimica

$$\dot{Q} = (\dot{m}_a + \dot{m}_b) \left( h_{gc}^*(T_c) - h_r^*(T_d) \right) + \dot{m} (h_o - h_n)$$

$$\dot{Q} = (\dot{m}_a + \dot{m}_b) \left[ h_{gc}^*(T_c) - h_{gc}^*(T_d) + h_{gc}^*(T_d) - h_r^*(T_d) \right] + \dot{m} (h_o - h_n)$$

$$\dot{Q} = -\dot{m}_b H_{i,T_d} + (\dot{m}_a + \dot{m}_b) \left[ h_{gc}(T_c) - h_{gc}(T_d) \right] + (\dot{m}_a + \dot{m}_b) h_{gc,ch,incomb} + \dot{m} (h_o - h_n)$$

$$\dot{m}_b H_{i,T_d} = \dot{m} (h_o - h_n) + (\dot{m}_a + \dot{m}_b) \int_{T_d}^{T_c} c_p' dT + \dot{Q}_{incombusti} - \dot{Q}$$

EFFETTO UTILE

PERDITE AL CALORE

PERDITO

(tutto i gas combusti alla  $T_c$  e perdono alla  $T_d$ )

Il termine più grande è rappresentato dalle perdite al calore. Se  $T_c < 100^\circ C$   $\Rightarrow$  in forma condensata che provoca la corrosione. Lo scarico deve quindi essere di un materiale particolare. Se nel conduttore in fase dello zolfo ossigenabile per  $n$  che la temperatura del fumo deve  $> 180^\circ C$  per evitare la formazione di acido solforico

## 1 TURBOCOMPRESSORI

COMPRESSORI DI GAS: macchine operatrici che trasferiscono al gas trattato l'energia meccanica per un cambiamento della sua velocità e/o della sua pressione.



TURBOCOMPRESSORI: il lavoro nel fluido viene compiuto dalle forze aerodinamiche che le pale esercitano nel gas

COMPRESSORI VOLUMETRICI: la compressione è ottenuta riducendo il volume di una camera contenente il gas da comprimere. Se la riduzione è ottenuta mediante uno stantuffo entro un cilindro si parla di compressori volumetrici alternativi, altrimenti di compressori volumetrici rotativi

Ogni stadio di un compressore è costituito da un organo mobile, girante o rotore munito delle palette che compiono lavoro nel gas e da un organo fisso, diffusore che raccoglie il gas scaricato dalla girante e converte in energia di pressione la maggior parte dell'energia cinetica posseduta dal gas. La girante può essere preceduta da una paletteatura fissa (pre-diffusore) che disperde al fluido la velocità necessaria facendogli anche subire un'espansione. Il diffusore può essere seguito da uno o più addizionatori event' il compito di ridurre la direzione della velocità assoluta del gas lasciando inalterato il modulo.

LO STADIO SI CONSIDERA IN GENERALE ADIABATICO

Ottengo quindi un rendimento  $\eta_c = \frac{\beta^{n-1/k} - 1}{\beta^{m-1/m} - 1} < 1$

Per il compressore  $m > k$  e il rendimento nei turbocompressori dipende dal rapporto di compressione

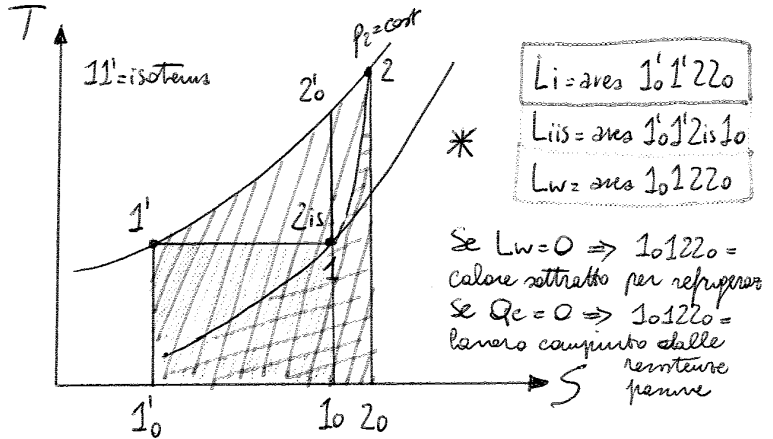
Il rendimento isobarico è dato da  $\eta_{yc} = \frac{(m/m-1) RT_1 (\beta^{m-1/m} - 1)}{(k/k-1) RT_1 (\beta^{m-1/m} - 1)} = \frac{(m/m-1)}{(k/k-1)}$

$$L_i = \frac{1}{\eta_c} L_{cis}$$

$$L_i = c_p T_1 \left( \beta^{\frac{k-1}{k} \cdot \frac{1}{\eta_{yc}}} - 1 \right)$$

$$L_i = \Delta h = c_p (T_2 - T_1)$$

Il lavoro  $L_i$  equivale al calore introdotto in una trasformazione isobara dalla temperatura del punto 1 a quella del punto 2



Il lavoro di compressione è quello delimitato dall'area sottesa alla curva 1'-2 e esso equivale alla somma del lavoro isentropico + quello delle resistenze.

### Lavoro minimo di compressione

Considero un caso ideale in cui non vi siano resistenze parietali e il calore sia ceduto all'esterno. La compressione in questo caso seguirà la legge isentropica dei gas.

$$pV^k = \text{cost} \quad \frac{T}{p^{\frac{k-1}{k}}} = \text{cost} \quad \text{con } k = \frac{c_p}{c_v}$$

L'espressione del lavoro isentropico diventa quindi

$$L_{is} = c_p T_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{k}{k-1} R T_1 \left( \beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

\* L'area  $1_0 1 1' 1_0$  rappresenta il calore  $Q_c$  sottratto dall'esterno e quindi anche il lavoro di compressione isoterma ideale.

MINIMO VALORE A CUI PUÒ RIDURSI IL LAVORO SE NON SI HA POSSIBILITÀ DI SOTTRARRE CALORE AL GAS A TIPO A TIPO CHE LO SI COMPRIE

Se si ha a disposizione un fluido refrigerante può risultare conveniente interrefrigerare il fluido durante la compressione. Tale refrigerante non può abbassare la temperatura al di sotto della  $T_1$  perché diversamente sarebbe stato più conveniente pre-refrigerare il gas portandolo a  $T_1$  già prima di iniziare la compressione. SI SCOPRE QUINDI CHE LA PIÙ FAVOREVOLE LINEA DI COMPRESSIONE È RAPPRES. DALL'ISOTERMA A  $T_1$

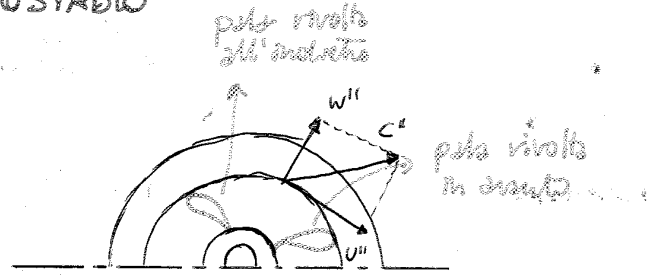
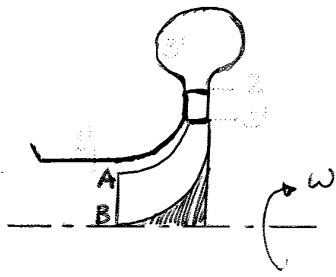
$$L_{isotherma} = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = R T_1 \ln \beta$$

Il vantaggio dell'isoterma cresce al crescere di  $\beta$

### Calore introdotto durante la compressione

La quantità di calore complementare introdotta nel gas è la differenza tra il calore introdotto per attrito  $L_w$  e il calore  $Q_c$  ceduto all'esterno attraverso le pareti  $\int_1^2 T dS = L_w - Q_c$

## COMPRESSORE CENTRIFUGO MONOSTADIO



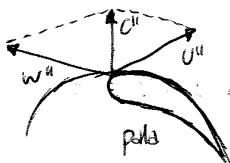
Elementi del compressore centrifugo monostadio

- CONDOTTO DI INGRESSO: accelera il fluido all'ingresso della girante
- GIRANTE: trasferimento di energia per effetto aerodinamico dalle pareti del condotto mobile al fluido che lo attraversa con continuità, rendendo un incremento di energia cinetica e di pressione
- DIFFUSORE: trasforma l'elevata energia cinetica del fluido all'uscita della girante in entalpia
- CONDOTTO DI USCITA: comprende un collettore del fluido, voluta o chiavella, ed un diffusore conico di uscita in cui si ha un'ulteriore trasformazione di energia cinetica in entalpia

- 1 = ingresso nello stadio
- 1' = ingresso nella girante
- 2' = uscita girante
- 2 = uscita dal diffusore
- 3' = uscita dallo stadio



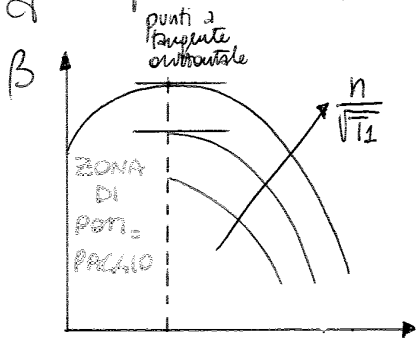
La velocità  $c''$  è tangente alla curva mediana del profilo nel bordo d'attacco affinché questa venga accolta al meglio



$$L_i = U c_u'' - U c_u' \quad \leftarrow = 0$$

## Regolazione di turbocompressori

Ogni compressore è caratterizzato da una mappa o caratteristica manometrica



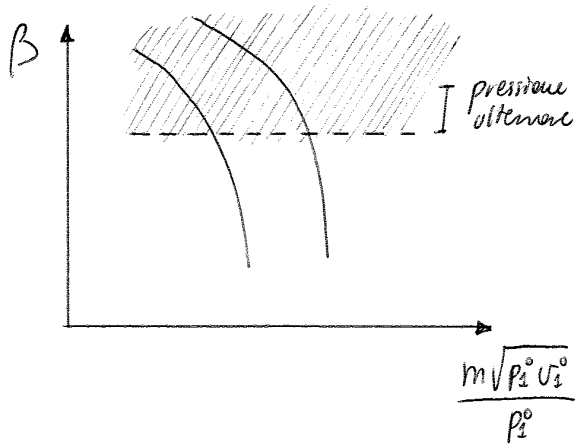
$$\frac{\dot{m} \sqrt{RT_1^2}}{P_1^0} = \frac{\dot{m} \sqrt{T_1}}{P_1}$$

Non si considera la parte della caratteristica crescente con l'aumento della portata. La curva con  $n/\sqrt{T_1}$  non è presente R perché si semplifica con l'R di normalizzazione (se considero l'aria come gas) (il fluido rimane lo stesso)

$$\frac{\dot{m} \sqrt{P_2^0 \sigma_1^0}}{P_1^0}$$

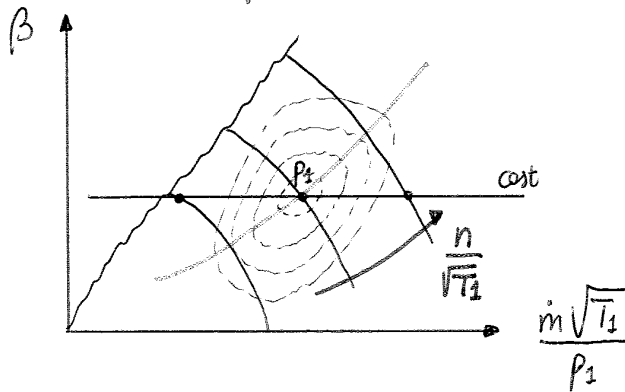
Un punto di funzionamento del compressore è dato dall'intersezione tra caratteristiche interna, caratteristica esterna e caratteristica della macchina.

PUNTO DI FUNZIONAMENTO STABILE: punto in cui la pendenza della caratteristica esterna è maggiore della pendenza della caratteristica interna.



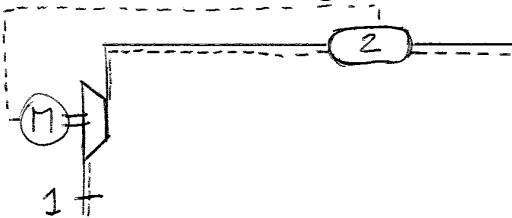
Nel caso di compressori annelli la caratteristica è molto verticale quindi si considera un limite ancora superiore rispetto al limite di stallo e di pompaggio

Tecniche di regolazione



Considero un'utenza esterna che chiede sempre lo stesso livello di pressione al variare della portata. Al fine di variare il punto posso cambiare la caratteristica esterna o la caratteristica interna

- VARIAZIONE DELLA CARATTERISTICA INTERNA  $\Rightarrow$  VARIAZIONE DI  $n$  O REGOLAZIONE ATTRAVERSO LA VARIAZIONE DELLA VELOCITA' ANGOLORE
- Internamente posso agire sul numero di giri



All'aumentare della pressione in 2 nel caso che si sta usando una motore portata e velocità  $\Rightarrow$  posso intervenire sul motore elettrico regolando il numero di giri. Con un inverter posso eseguire una regolazione con variazione continua

VARIAMO LA PRESSIONE PER VARIARE IL NUMERO DI GIRI

$$L_i = \frac{1}{\eta_c} c_p T_1 (\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1)$$

$$P_i = m L_i$$

$$P_d = P_i / \eta_m$$

Con il rendimento meccanico tengo conto del fatto che la  $P_{reale}$  è maggiore di quella ideale e causa degli attriti o degli accenori

$\downarrow$  GIRI  $\downarrow$  PORTATE  $\uparrow$  GIRI  $\uparrow$  PORTATE

$$P_a = P_i + P_m$$

Generalmente la regolazione viene effettuata a  $p = \text{cost}$ , variando la portata  $\Rightarrow$  VARIAMO LA CARATTERISTICA INTERNA

In questo caso non varo il numero di giri  $\Rightarrow$  un numero nella sterna caratteristica; inoltre è una lamina  $\Rightarrow$  si conserva l'entalpia totale e dato che  $dh = c_p dT$  la temperatura rimane costante.

Non si conoscono però i valori di  $m$  e  $p$  che mi permettono di trovare il concetto. Tuttavia esiste una costruzione grafica che permette di risolverlo.

- ① Considero una variazione simile a quella di lamina della mandata
- ② Individuo H
- ③ Muovo con una retta O e H

Considero ora i triangoli simili OHA e ONB e ricavo la relazione

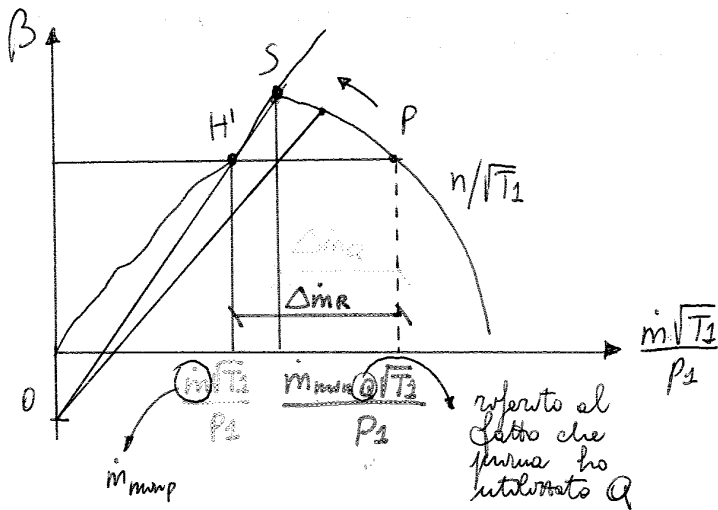
$$\frac{HA}{OA} = \frac{RB}{OB} \quad \frac{\frac{P_2/P_1}{m_R \sqrt{T_1}}}{P_1} = \frac{\frac{P_2/P_1}{m_R \sqrt{T_1'}}}{P_1}$$

L'equazione risulta rispettata a  $T_1 = T_1' \Rightarrow$  nel caso di lamina del 3° gruppo emerge come il rendimento sia più basso nel caso di

$$LIR = \frac{1}{\eta_{ca}} c_p T_1 (\beta_R^{k-1/k} - 1)$$

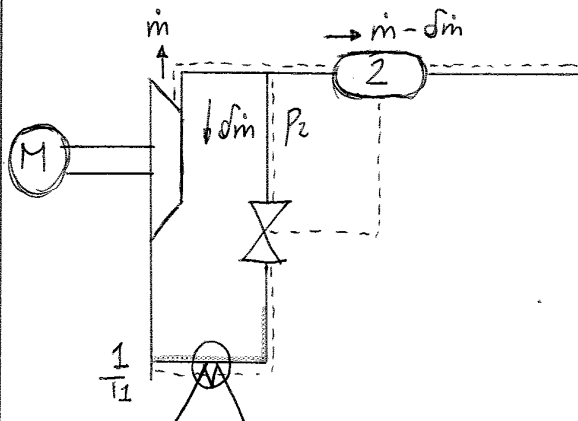
$PIR = m_R LIR \rightarrow$  si riduce di poco perché il lavoro per unità di massa aumenta

La portata massima che posso avere con lamina all'aspirazione è minore di quella con lamina alla mandata.



Con la regolazione per lamina all'aspirazione aumenta il range di regolazione rispetto alla lamina alla mandata.

• REGOLAZIONE DEL COMPRESSORE PER BY PASS TRA ASPIRAZIONE E MANDATA



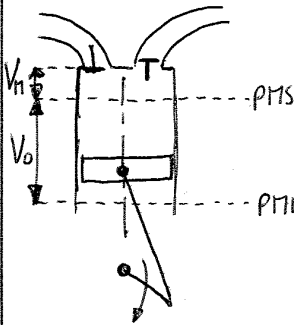
La valvola si comporta da ugello, può avere un effetto critico (nel caso il rapporto tra le pressioni sia  $\approx 0,5$ ). Il flusso in unta produce rumore  $\Rightarrow$  cerca di inserire uno sileziatore. Inoltre se non è aria ma gas può aprirlo al condotto in aspirazione. In questo caso si incrementa  $P_2$  il lavoro richiesto al compressore perché aumenta la temperatura  $\Rightarrow$  inserisci un refrigeratore.



# COMPRESSORI VOLUMETRICI

## Compressori alternativi a stantuffo

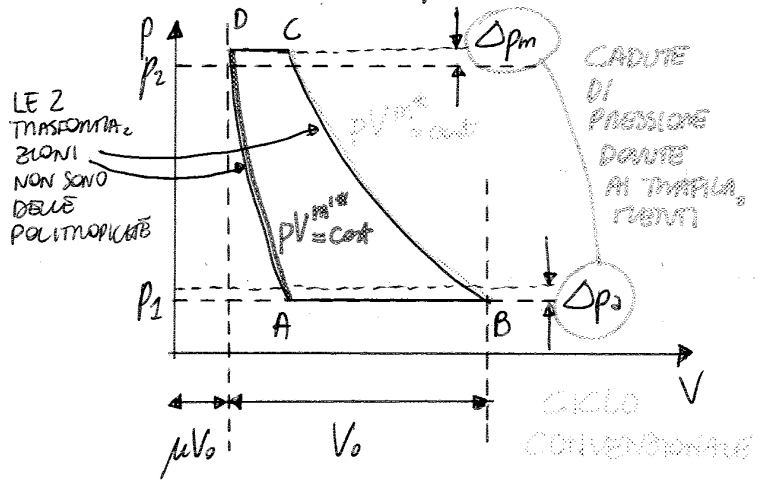
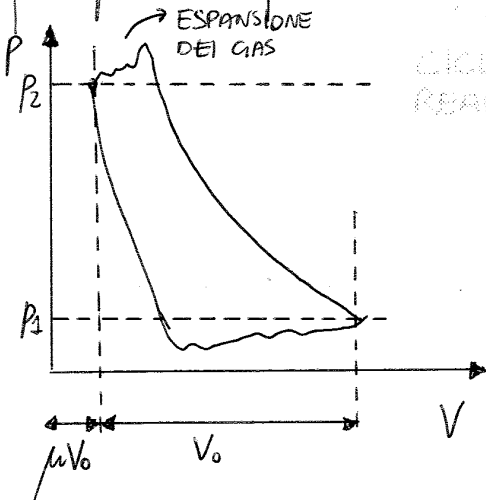
Sono costituiti da un cilindro nel quale scorre a tenuta uno stantuffo dotato di moto alternativo; apposite luci che si aprono al momento opportuno pongono il cilindro in comunicazione con l'ambiente di mandata o di aspirazione.



CILINDRATA: volume spazioso dal pistone

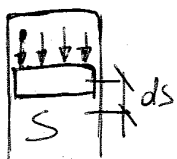
- $V_m$  = volume morto. Esso deve essere il più piccolo possibile per aumentare le prestazioni
- $V_m$  = spazio morto
- $\mu = \frac{V_m}{V_o}$  = grado di spazio morto
- $V_o$  = cilindrata

Lo spazio morto è necessario per la presenza delle valvole automatiche che si aprono e si chiudono grazie alla diversa pressione nell'ambiente interno/esterno. Durante la fase di aspirazione ho una sovrappressione che agisce sulla valvola e ne genera l'apertura. Il fluido viene compresso finché la pressione interna essere superiore a quella del condotto di mandata; a quel punto si apre la valvola di scarico e il fluido defluisce.



$p_1$  = pressione nell'ambiente di aspirazione  
 $p_2$  = pressione nell'ambiente di scarico

La valvola raggiunta la  $p_2$  non si apre immediatamente ma è necessario che la pressione cresca ancora un po'. Dal 1° grafico si deduce che devo superare  $p_1$  per garantire l'apertura della valvola di asp. e  $p_2$  per la valvola di mandata.



$ds = -p S ds = -pdV \rightarrow$  in compressione formo lavoro  
 Il lavoro che lo stantuffo compie nel gas in un ciclo è quindi dato da

$$L_c = - \int_{ciclo} p dV = \int_{ciclo} V dp \quad \text{equivalente all'area del ciclo di lavoro}$$

Considero il criterio di studio Lagrangiano

Nell'istante iniziale la posizione dello stantuffo è in A mentre quella finale è in B. Applico il principio di conservazione dell'energia

$$Q + L = \Delta U + \Delta E_c \approx 0$$

In un ciclo percorro 2 volte la corsa

$$\bar{U} = \text{VELOCITA' MEDIA STANTUFFO} = 2cn$$

↑  
corsa

$$\bar{U}_{\text{auto}} = 15 \text{ m/s} \quad \bar{U}_{F1} = 20 \text{ m/s}$$

Un compressore le velocità medie degli stantuffi variano tra 2 e 4 m/s

L = lavoro fatto dall'esterno sul sistema

La messa d'aria compie un lavoro sullo stantuffo ⇒ sull'esterno

$$L = \int_{A-B} -p dV = p_1 V_1 - p_A (V_B - V_A)$$

gas che comprime il lavoro sullo stantuffo

→ lavoro compiuto dalla pressione esterna sul fluido che passa da  $V_1$  a 0

$$\Delta U = p_B V_B U_B - (p_A V_A U_A + p_1 V_1 U_1)$$

$$M_B = M_1 + M_A$$

$$p_A = p_B$$

$$Q + p_1 V_1 + p_A V_A - p_B V_B = p_B V_B U_B - (p_A V_A U_A + p_1 V_1 U_1)$$

Considerando i termini  $p_1 V_1 + p_1 V_1 U_1 = M_1 R T_1 + M_1 c_v T_1 = M_1 (R + c_v) T_1 = M_1 c_p T_1 = M_1 h_1$

$$Q = p_B V_B h_B - p_A V_A h_A - p_1 V_1 h_1$$

Tiene conto dello scambio termico durante l'espansione

Le pareti sono + calde poiché Q è positivo / fornito calore al fluido

$$p_B V_B h_B - Q = p_A V_A h_A + p_1 V_1 h_1$$

$$p_B V_B h_B \eta_c = p_A V_A h_A + p_1 V_1 h_1$$

con  $\eta_c = \frac{p_B V_B h_B - Q}{p_B V_B h_B}$

$$m_1 = p_1 V_1 = \frac{\lambda_v p_1 V_0}{\eta_c} = M_{\text{dsp}} = \frac{M}{\eta_c} = \frac{\lambda_v p_1 V_0}{\eta_c}$$

$$\eta_c p_B V_B h_B = \frac{\lambda_v p_1 V_0 h_1}{\eta_c} + p_A V_A h_A$$

$$p = pRT$$

$$p h = \frac{p}{RT} c_p T = \frac{p c_p}{R}$$

$$\eta_c p_B V_B - p_A V_A = \frac{\lambda_v V_0}{\eta_c} p_1$$

$$p_A = p_B = p_1 (1 + \delta_1)$$

$$p_A = p_0 - p_1 (1 + \delta_1)$$

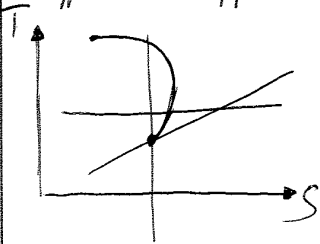
$$\Rightarrow \frac{\lambda_v p_1 V_0}{\eta_c} = p_B V_B \eta_c - p_A V_A$$

$$\lambda_v = \eta_c (1 - \delta_1) \frac{V_B \eta_c - V_A}{V_0}$$

Precisazioni su  $m^*$  e  $m^{*1}$

$$P_B V_B^{m^*} = P_C V_C^{m^*} \Rightarrow P_B (V_B \Gamma_B)^{m^*} = P_C (V_C \Gamma_C)^{m^*}$$

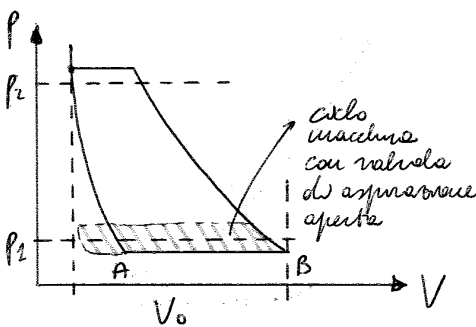
$m^*$  è un coefficiente di politropica solo in assenza di fughe altrimenti è un coefficiente opportuno.



All'interno la parete è più calda per la situazione si inverte

## TECNICHE DI REGOLAZIONE

Variazione del numero di giri

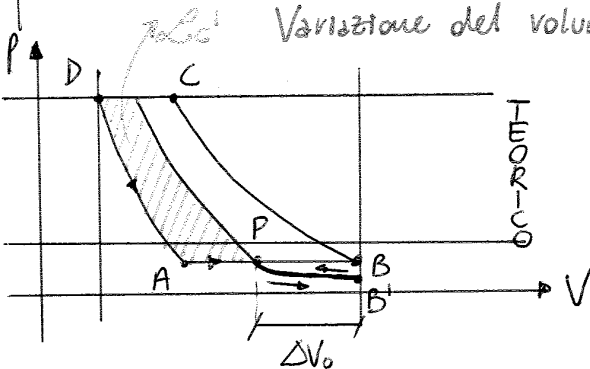


Questo metodo lascia inalterato il ciclo di lavoro ed il rendimento isentropico se si trascurano le variazioni dei trafilamenti, delle fughe e degli scambi termici con la parete.

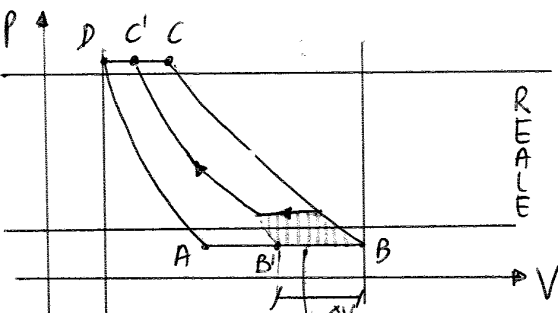
Il coefficiente di rendimento resta inalterato e la portata  $\dot{m} = \lambda V_0 P_1 n$  varia nel rapporto del numero di giri

$$\frac{\dot{m}'}{\dot{m}} = \frac{n'}{n}$$

Questo metodo richiede motori a velocità variabile ovvero cambi di velocità nella trasmissione del moto fra motore e compressore. Ciò può essere realizzato per piccoli compressori nella forma "per tutto o niente" che consente nell'arresto periodicamente il compressore per intervalli di tempo più o meno lunghi quando il richiamo di mandata ha raggiunto una determinata pressione.

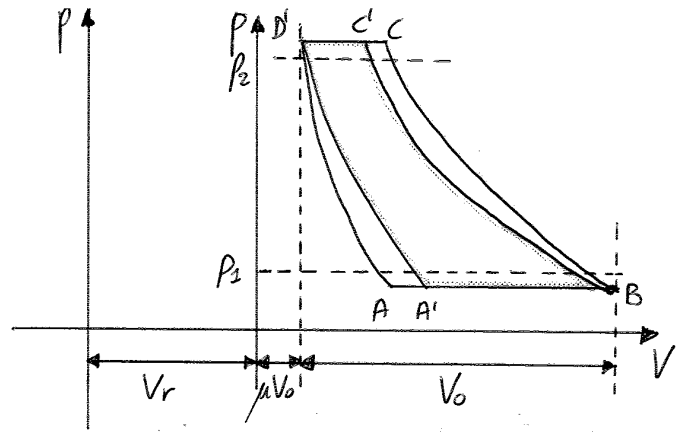
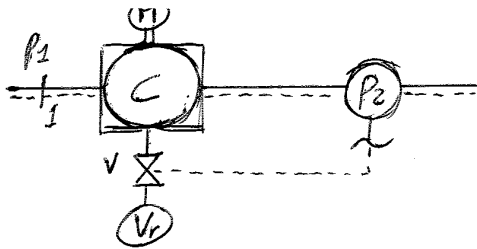


Suppongo che la valvola di aspirazione sia controllata in chiusura e decollo di chiusura in P. Dopo la chiusura si ha un determinato volume e lo stantuffo continua a scendere con come la pressione. Si ha un'espansione e si segue la politropica PB'. In compressione si ripercorre la stessa linea ed il ciclo diventa quello evidenziato  $\Rightarrow$  si ha una diminuzione della  $P_s$  e di  $K_c$



Il ciclo che si realizza in realtà è quello a fianco. Questo ciclo prevede l'uso di una valvola aerodinamica che rimane aperta nella prima fase di compressione e poi si chiude. Posticipo la chiusura della valvola di aspirazione per avere all'interno della camera un volume inferiore a quello massimo possibile.

area in più rispetto al ciclo considerato in precedenza



$V_r$  = volume addizionale  $V_m = \mu V_0$   
 All'apertura della valvola  $V$  varia il volume dello spazio morto

$$V_{max} = V_0 + V_m \quad V'_{max} = V_0 + V_m + V_r$$

$$V_{min} = V_m \quad V'_{min} = V_m + V_r$$

Le curve di compressione e di espansione sono diverse da quelle di prima per l'inserimento del  $V_r$  ma l'esponente è lo stesso  
 In  $C'$  la massa di fluido è inferiore rispetto a  $C$

$$P_c V_c = M_c R T_c \quad P_{D'} V_{D'} = M_{D'} R T_{D'}$$

$$M_m = M_c - M_{D'} - M_{FUGITA} \rightarrow M'_m = M_{C'} - M_{D'}$$

↳ Trascurabile

$$pV = mRT$$

$$M_D = \frac{P_D V_0}{RT_D} \quad M_{D'} = \frac{P_{D'} (V_0 + V_r)}{RT_{D'}}$$

$$\dot{m} = \lambda_v p_1 V_0 n$$

$$\lambda'_v = \eta_v (1 - \delta_1) \frac{V_0' n - V_{A'}}{V_0}$$

Il lavoro per unità di massa rimane costante

$$P_D = \frac{L_c n}{\eta_m} = \frac{L_i m}{\eta_m} \quad \left\{ \begin{array}{l} L_i \text{ rimane costante} \\ m \text{ diminuisce} \end{array} \right. \Rightarrow \text{nel complesso la potenza assorbita diminuisce}$$

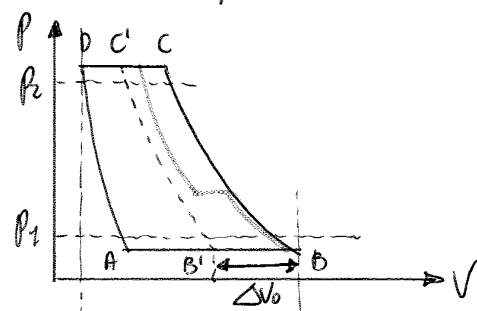
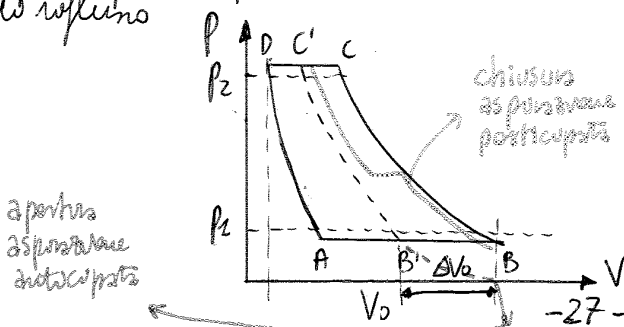
Il problema della regolazione risiede nel fatto che la regolazione è discreta  $\Rightarrow V_r$  fissa. L'alternativa mediante uno sbattello può renderla variabile. Tanto maggiore è lo spazio morto, tanto minore è il coefficiente di recupero e quindi la portata mandata.

Compressione a doppio effetto

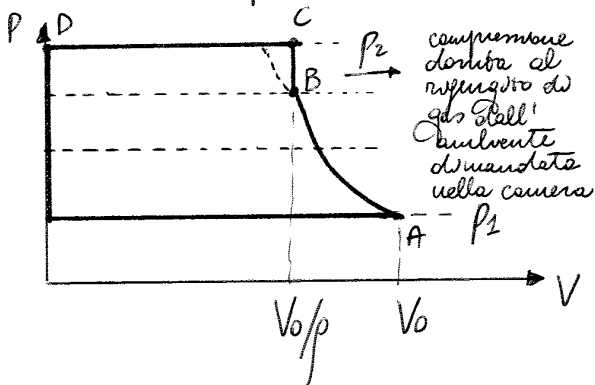
Nel compressore a doppio effetto entrambe le facce dello sbattello sono attive  $\Rightarrow$  n hanno 2 cicli di lavoro

Vita variabile del volume di aspirazione

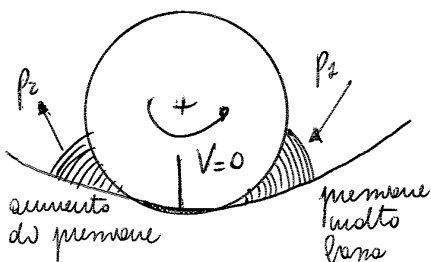
È ottenuta anticipando o posticipando la chiusura delle valvole di aspirazione oppure aprendo per un tratto iniziale della corsa di compressione una valvola di reflusso



Il rapporto volumetrico di compressione è uguale al rapporto delle aree ABCD ed A'B'C'D'. Esso cresce con l'aumentare del numero delle palette. Tuttavia aumentando il numero di palette aumentano le sedi di sfregamento ~~delle~~ ⇒ diminuisce la velocità della miscelura. La mandata è ampia con da ridurre le perdite per lammoratura.



Il compressore comprime in modo graduale (da A a B) grazie alla geometria, poi una raggiunge la pressione  $P_2$  ma una membrana inerte. Poi come si espone alla luce di mandata la camera tra 2 palette viene sottoposta alla  $p_2$  della camera. La pressione durante la compressione deve essere superiore alla pressione di mandata!



Se  $V \rightarrow 0 \Rightarrow p \rightarrow \infty$   
 La pressione ambiente essendo maggiore della pressione  $p$  si oppone al movimento delle pale. Se  $p_2 > p_{max}$  collegando volume interni e mandata ho un riequilibrio ⇒ una diminuzione di pressione.

Continuando la rotazione la pressione tende ad aumentare e se non ci fossero giochi, tenderebbe all'infinito. Inoltre ci sarebbe una forza che si oppone alla rotazione. La stessa cosa accade nell'espansione dove si verifica una forte riduzione di pressione (minore di  $p_1$ ). Allora si crea una piccola camera con il raggio poco più grande del raggio del rotore.

$$L_c = \int_A^B V dp + \int_B^C V dp = \frac{m^*}{m^* - 1} p_1 V_A (p^{m^* - 1} - 1) + \frac{V_A}{\rho} (p_2 - p_1 p^{m^*}) =$$

$$= p_2 V_A \left[ \frac{m^*}{m^* - 1} (p^{m^* - 1} - 1) + \frac{1}{\rho} (\beta - p^{m^*}) \right]$$

$$p_A V_A^{m^*} = p_B V_B^{m^*} \quad \frac{p_B}{p_A} = \left( \frac{V_A}{V_B} \right)^{m^*} = \rho^{m^*}$$

Nel calcolo della potenza assoluta devo considerare anche il numero di palette  $i$

$$P_a = \frac{i L_c h}{\eta_m} \quad m = \lambda_V p_1 i V_0 n$$

$$L'_c = i L_c h = 1$$

Il tratto BC (relativo alla compressione per reflusso) comporta un aumento del lavoro ⇒ una riduzione del rendimento. Ciò è visibile anche dal prolungamento della compressione graduale. Tuttavia la condizione  $p_0 = p_2$  è difficile da realizzare dal punto di vista costruttivo.

La compressione è un trasferimento di massa la cui compressione avviene per soffio e non con la compressione graduale

$$L_c = V(p_2 - p_1) = p_1 V(\beta - 1)$$

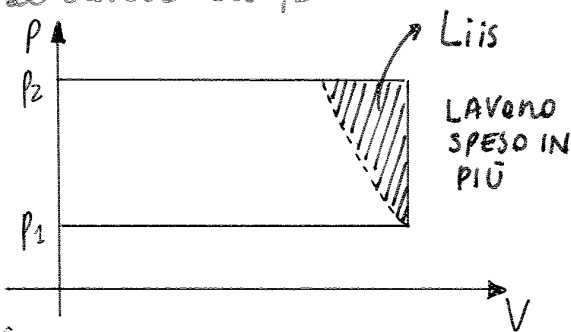
$$P_2 = \frac{i L_c n}{\eta_m}$$

$$\dot{m} = \lambda_v i V n p_1$$

$$L_i = \frac{P_i}{\dot{m}} = \frac{i p_1 V (\beta - 1) n}{\lambda_v i V n p_1} = \frac{p_1 (\beta - 1)}{\lambda_v} = \frac{R T_1}{\lambda_v} (\beta - 1)$$

Considero ora il rendimento isentropico  $\eta_{is} = \frac{L_{iis}}{L_i} = \frac{K \lambda_v}{K-1} \frac{\beta^{\frac{K-1}{K}} - 1}{\beta - 1}$

Si deduce quindi che il rendimento isentropico diminuisce velocemente al crescere di  $\beta$



$$\eta_{cis} = \lambda_v \frac{K}{K-1} \left( \frac{\beta^{\frac{K-1}{K}} - 1}{\beta - 1} \right)$$

$$\lambda_v = \frac{\dot{m}_m}{\dot{m}_{teorico}} \cdot \frac{\dot{m}_{asp}}{p_2 i V n}$$

$$\frac{\dot{m}_{mond}}{\dot{m}_{asp}} = \frac{\dot{m}_{asp} - \dot{m}_{fughe}}{\dot{m}_{asp}} = 1 - \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{asp}} \rightarrow \text{dipende dal ratio di pressione e dalla sezione di passaggio}$$

$\dot{m}_{asp} \rightarrow \text{dipende da } n$

$$\frac{\dot{m}_{mond}}{\dot{m}_{asp}} = 1 - \frac{cost}{n}$$

Le lammazioni non cambiano la temperatura

$$\frac{\dot{m}_{asp}}{p_2 i V n} = \frac{p_2' i V n}{p_2 i V n} = \frac{p_2'}{p_2} = \frac{p_1 - \Delta p}{p_2} = 1 - \frac{\Delta p}{p_2}$$

Di causa delle lammazioni la massa aspirata ha una pressione minore  $\Rightarrow$  un valore di  $p_2$  minore  $\rightarrow$  portata che scappa

$$\lambda_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{asp}} \cdot \frac{\dot{m}_{asp}}{p_2 i V n} = \frac{\dot{m}_{asp} - \Delta \dot{m}}{\dot{m}_{asp}} \cdot \frac{p_2' i V n}{p_2 i V n} = \left( 1 - \frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}_{asp}} \right) \frac{p_2'}{p_2}$$

$$\frac{p_2'}{p_2} = \frac{p_2 - \Delta p}{p_2} = 1 - \frac{\Delta p}{p_2} = 1 - K n^2$$

$$\lambda_v \propto \left( 1 - \frac{cost}{n} \right) (1 - K n^2)$$

Il primo termine tiene conto delle fughe, il secondo dei trafilamenti. Per valori di  $\beta$  molto alti si ha una piccola influenza delle fughe ed il coefficiente di rendimento è molto sensibile all'effetto dei trafilamenti all'aumentare del numero di giri

$$\dot{m}_{mot} = \rho \int_{\Sigma} v_{II} n_{II}$$

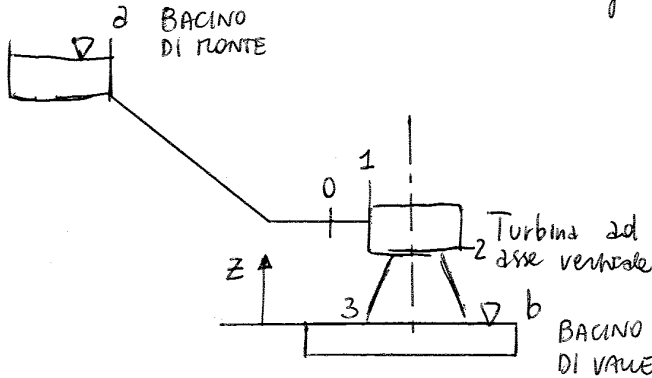
Più allentano espansione e mandata più aumento il rendimento

$\lambda_v \rightarrow 1$  se ho poche fughe  
 $\lambda_v \rightarrow 0$  se ho molte fughe

Nel caso in cui avessi molte fughe il motore non potrebbe perché tutto ciò che dovrebbe far girare il motore sarebbe disperso.

## TURBINE IDRAULICHE

TURBINA IDRAULICA: macchina motrice funzionante ad acqua installata tra 2 serbatoi (uno di monte e uno di valle). Sono solitamente di taglia grossa e comportano grandi investimenti



- a, b = pelo libero dei 2 serbatoi
- 0 = ingresso distributore
- 1 = uscia distributore
- 1 = ingresso gorante
- 2 = uscia gorante
- 3 = uscia diffusore

Considerando un tratto di condotto compreso tra una sezione 1 e 2 e ammettendo che in tale tratto sia inserita una macchina idraulica, questa riceverà un lavoro  $L_i$  ad unità di massa che l'attraversa. Per il liquido in moto permanente posso scrivere il primo principio in forma euleriana

$$L_i = \underbrace{\frac{P_1 - P_2}{\rho}}_{\substack{\text{differenza} \\ \text{di} \\ \text{pressioni}}} + \underbrace{\frac{C_1^2 - C_2^2}{2}}_{\substack{\text{differenza} \\ \text{di} \\ \text{velocità}}} + \underbrace{g(z_1 - z_2)}_{\substack{\text{differenza} \\ \text{geometrica}}} - L_w$$

Lavoro resistenze passive per unità di massa

CARICO TOTALE: somma delle 3 alterse  $H^0 = z + \frac{P}{\rho g} + \frac{C^2}{2g}$

Posso quindi scrivere la 1<sup>a</sup> equazione come  $L_i = g[H_1^0 - H_2^0] - L_w$  dalla quale emerge che in assenza di lavoro resistenze passive il carico totale rimane costante

CADUTA DISPONIBILE: differenza tra i carichi totali corrispondenti ai pelo libero dei due serbatoi.

$$H_d = H_a^0 - H_b^0 = z_a - z_b + \frac{P_a - P_b}{\rho g} + \frac{C_a^2 - C_b^2}{2g}$$

Nel caso in cui i serbatoi comunichino con l'ambiente  $\Rightarrow$  posso trascurare la differenza tra le pressioni atmosferiche e la differenza tra le alterse cinetiche.

Considero ora l'impianto precedente facendo riferimento alla turbina (tra 0 e 3,

Per la rappresentazione del comportamento di una turbomacchina nelle condizioni di funzionamento relativi si utilizzano usualmente parametri adimensionali

Considerando due turbine simili fluidodinamicamente posso scrivere:

$$L_i = U_1 C_{u1} - U_2 C_{u2} = \left[ \frac{C_{u1}}{U_1} - \frac{U_2 C_{u2}}{U_1 U_2} \right] U_1^2 \propto U_1^2$$

Il lavoro delle macchine può essere scomposto in 2 contributi:

$$L_{wc} = \text{perdite per resistenze concentrate} = \beta \frac{w^2}{2} \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{velocità generata al quadrato} \\ \text{poiché ha un moto turbolento} \end{array} \right.$$

$$L_{wd} = \text{perdite per resistenze distribuite} = \lambda K_d \frac{w^2}{2}$$

$\beta$  è un fattore che tiene conto della presenza di spuntati o altre caratteristiche del condotto.  $K_d$  è un coefficiente adimensionale che proporzionalizza e  $\lambda$  è un coefficiente di perdita.

QUESTE PERDITE VALGONO ANCHE PER LE POMPE  
POICHÉ ANCHE IN QUESTO CASO DIPENDONO DALLAW

Per quanto riguarda  $\lambda$  bisogna considerare la sua dipendenza dal numero di Reynolds e della scabrezza ricavando i valori dal diagramma di Moody. È importante che le pale della turbina siano lavorate accuratamente e abbiano una bassa scabrezza. Per una macchina avente dimensioni pari alla metà di quella precedentemente considerata anche la scabrezza dovrà essere tale.

Se  $\lambda = \text{costante} \Rightarrow L_{wd} \propto \frac{w^2}{2} \Rightarrow$  occorre devo mantenere il rapporto tra le velocità o comporta  $Z$  come  $L_i$

PER MACCHINE GEOMETRICAMENTE SIMILI IN CONDIZIONI STAZIONARIE IL RENDIMENTO È COSTANTE

Similitudine fluidodinamica tra 2 macchine

$$L_i = \eta_y g H_u$$

$$c_1 \propto \sqrt{H_u}$$

$$L_i \propto c_1 \Rightarrow c_1^2 \propto H_u \Rightarrow c_1 \propto \sqrt{H_u}$$

$$\frac{c_1'}{c_1} = \sqrt{\frac{H_{u1}'}{H_u}}$$

$$\frac{U_1}{c_1} = \frac{U_1'}{c_1'} \Rightarrow \frac{c_1'}{c_1} = \frac{U_1'}{U_1} = \frac{n'D'}{nD}$$

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{c_1' D'^2}{c_1 D^2} = \frac{D'^2}{D^2} \sqrt{\frac{H_{u1}'}{H_u}}$$

$$\frac{n'}{n} = \frac{D}{D'} \frac{c_1'}{c_1} \Rightarrow \frac{D}{D'} \sqrt{\frac{H_{u1}'}{H_u}}$$



## Classificazione delle turbine idrauliche e organi fondamentali

Per una turbina avere un valore di  $n_c$  elevato non significa che la macchina compie un elevato numero di giri

Date l'espressione della  $P_i$  posso affermare che:

per  $n_c$  basso la macchina avrà un grande carico ma piccole portate

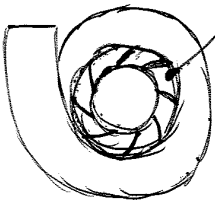
per  $n_c$  elevato la macchina avrà piccoli carichi ma grandi portate

STADIO AD AZIONE → tutto il salto eulalpico viene elaborato nel distributore

STADIO A REAZIONE → il salto eulalpico viene elaborato nel distributore e nelle grate

### ① Organi di adduzione dell'acqua

Nelle turbine a reazione installate al termine di una condotta forata si ha una camera o inducero o casa a spirale di vari materiali (lamiera annessa nel cemento, lamiera, fusina di ghisa o acciaio) che distribuisce l'acqua al distributore. All'interno della casa per incrementare la resistenza meccanica vi sono una serie di elementi profilati di collegamento chiamati pale anti-direttrici o distributrici. La camera a spirale non viene installata negli impianti a bassa caduta



### ② Distributore

È costituito da uno o più condotti che guidano l'acqua alla girante. In questi condotti devono avvenire le trasformazioni di velocità e di pressione necessariamente affinché l'acqua possa investire la girante nelle condizioni più opportune. Essi è totale se abbraccia tutta la girante altrimenti è parziale se si limita a poche luci

### ③ Girante

Costituisce la parte principale della macchina ed è per la più importante

### ④ Diffusore

È presente solo nelle turbine a reazione e serve a mantenere all'uscita della girante una depressione rispetto al pelo libero nel canale di scarico; permette quindi di sfruttare il dislivello tra girante e canale di scarico e recuperare una parte dell'energia cinetica posseduta dall'acqua all'uscita della girante

**IDROCONI:** si mano per evitare che, data la presenza di componenti tangenziali della velocità del liquido all'ingresso nel diffusore, lungo l'asse di questo si raggiungano pressioni troppo basse con conseguente formazione di un nucleo di vapore.

## TURBINA PELTON

Turbina ad azione ad azione parziale sempre monotadica. Si compone di una girante collegata ad un albero, chiusa entro un cono di lamiera aperto verso il canale di scarico.

L'acqua prelevata da lacino viene inviata alla turbina tramite una condotta forata al termine della quale è posto un distributore formato da un bocchello convergente all'interno del quale si trova una spina d'asse che

Applico la conservazione dell'energia tra 2 e 1

$$H_2^0 = H_1^0 + \frac{Lw_c}{c} + \frac{Lw_{0-1}}{c} = H_1^0 + H_{wc} + H_{w_{0-1}}$$

$$\cancel{P_2/\rho g} + z_2 + \frac{c_2^2}{2g} = \cancel{P_1/\rho g} + z_1 + \frac{c_{1is}^2}{2g} + Y_c + H_{w_{0-1}}$$

Trascuro il termine relativo alle pressioni poiché la differenza tra i due livelli è molto piccola

$$\frac{c_{1is}^2}{2g} = z_2 - z_1 - Y_c = H_g - Y_c$$

$$c_{1is} = \sqrt{2g(H_g - Y_c)}$$

$$H_u = H_0^0 - H_3^0 = z_0 - z_3 + \frac{p_0 - p_3}{\rho g} + \frac{c_0^2 - c_3^2}{2g}$$

Tra  $H_d$  e  $H_u$  ci sono le perdite

$$H_0^0 = H_{1is}^0 = \frac{c_{1is}^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g}$$

$$c_{1is} = \sqrt{2gH_u + c_2^2} = \sqrt{2g(H_d - Y_c)}$$

Relazione tra  $H_d$  e  $H_u$

$$H_d = H_2^0 - H_b^0 = z_2 - z_b = H_g$$

$c_1 = \psi c_{1is}$  con  $\psi$  = coefficiente di riduzione della velocità

$$H_{1is}^0 - H_1 = H_{w_{0-1}} = \frac{c_{1is}^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g} = \frac{c_1^2}{2g} \left( \frac{1}{\psi^2} - 1 \right)$$

Applico la conservazione dell'energia tra 1 e 2 per il moto relativo

$$L_i = -\frac{\Delta p}{\rho} - \Delta E_c - \Delta E_g - L_w - \Delta E_{UFC}$$

$$0 = \frac{p_1 - p_2}{\rho} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + g(z_1/z_2) - L_{w_{1-2}} + \left( \frac{U_1^2 - U_2^2}{2} \right)$$

Se non ci fosse attrito fra acqua e pala mobile dall'esperienza risulterebbe  $w_1 = w_2$  - tuttavia non teniamo conto di questa perdita grazie ad un fattore  $\psi$  di riduzione della velocità relativa. Si ottiene con

$$w_2 = \psi w_1 \quad w_{2is} = w_2$$

Rendimento idraulico, coppia, potenza

Per valutare il lavoro ottenuto occorre tener presente che sulla pala esercita un momento sia il getto d'acqua, che viene deviato dalla pala, sia l'aria che riempie l'ambiente in cui la pala si muove e tende quindi a frenarla.

Siccome le maxime velocità raggiungibili sono dell'ordine dei 100 m/s. Si ricerca con un valore di  $H_{\text{max}} = 2400 \text{ m} \Rightarrow$

**TURBINE PELTON ADATTE PER ALTE CADUTE**

Numero di giri caratteristico

$$P_u = \eta_t \rho g H_u$$

Definendo  $i$  il numero dei getti,  $d$  e  $c_1$  il diametro e la velocità del getto possono esprimere la portata in massa come  $\dot{m} = i \rho \frac{\pi}{4} d^2 c_1$

$$\dot{m} = i \rho \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2gH_u}$$

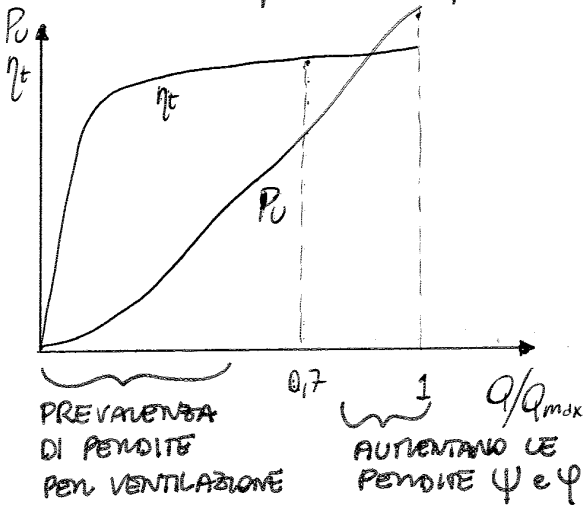
Ottengo quindi un valore del numero di giri caratteristico pari a  $n_c \propto \frac{d\sqrt{H_u}}{D}$

$$1 < i < 6$$

- Cadute grandi e portate piccole comportano turbine con giranti di grande diametro e poche pale
- Cadute basse e portate elevate richiedono ruote di piccolo diametro con più distribuzioni e con grandi pale

**Regolazione**

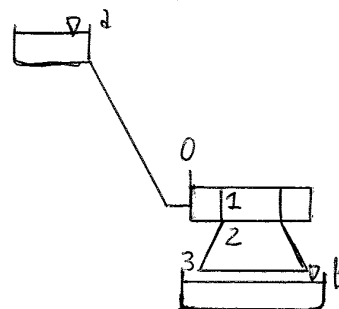
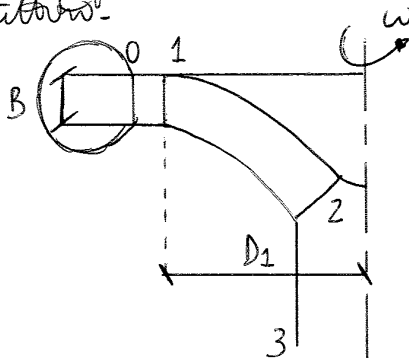
La regolazione della turbina Pelton si effettua spostando anzitutto l'ago delle  $\Rightarrow$  varia con l'area della sezione di passaggio dell'acqua cambiando la portata proporzionalmente all'area.



Il rendimento idraulico tende a mantenersi costante al variare della portata. Bisogna inoltre tener conto della variazione di  $\phi$  e  $\psi$  e della maggiore influenza delle perdite per ventilazione al diminuire della portata e quindi della potenza.  $\phi$  cala con la portata.  $\psi$  invece è influenzato da  $\beta$  il quale crescendo da  $n$  che aumenta la  $c_2$  e crescono le perdite per energia cinetica allo scarico.  $\eta_t$  è poco influenzato da  $\phi, \psi$ , e  $\Delta \eta_t$  intorno al massimo

**TURBINA FRANCIS**

È una turbina centrifuga con scarico assiale. Ha un lunghissimo campo di impiego subendo però notevoli variazioni nella forma e nei particolari costruttivi.



Per le turbine Francis si è solito introdurre un coefficiente di velocità periferica e cercare l'espressione nelle condizioni di massimo rendimento idraulico.

$$K = \frac{U_1}{\sqrt{2gH}}$$

Numero di giri caratteristico e regolazione

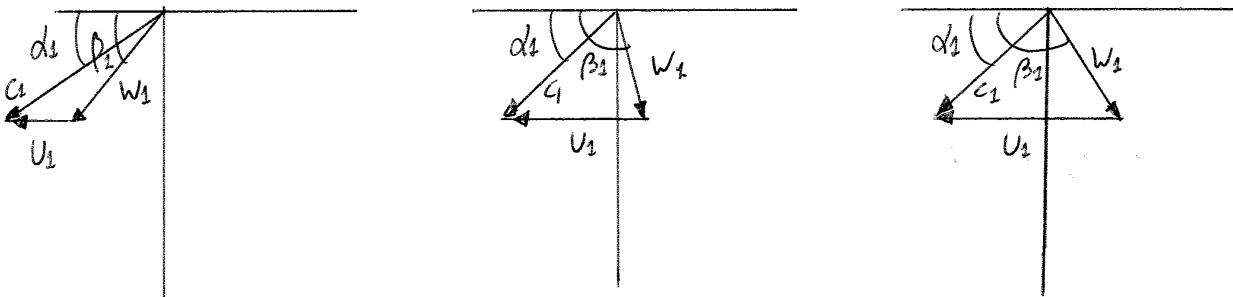
$n = \frac{U_1}{\pi D_1}$  Si ottiene un numero di giri caratteristico  $n_c = \sqrt{K \frac{B}{D_1} \tan \alpha_1}$

All'aumentare di  $K$  o  $B/D_1$  o  $\alpha_1$  o tutti e 3 contemporaneamente occorre aumentare il numero di giri caratteristico  $\Rightarrow$  si avrà  $n_c$  minore in corrispondenza dei valori minori di tali parametri e  $n_c$  maggiore per i valori più elevati. Considero il triangolo delle velocità in uscite costanti e vedo come varia quello in ingresso

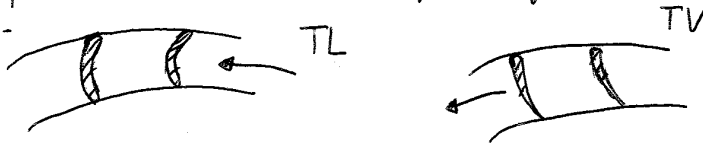
TLento

T Normale

TVeloce



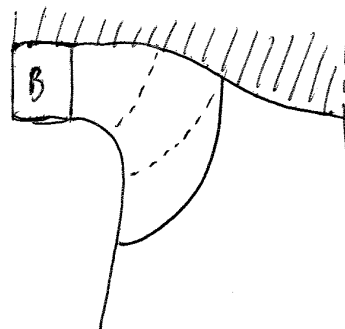
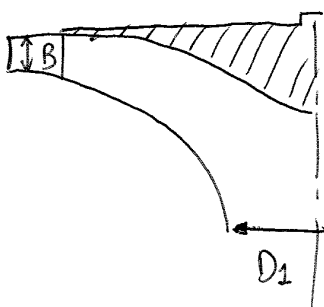
Al crescere del numero di giri caratteristico diminuisce la deviazione  $\beta_2 - \beta_1$  della corrente nelle pale uscite: corrispondentemente al crescere di  $n_c$  le pale si evolvono dal tipo a forte curvatura a quello a piccola curvatura.



Per bassi  $n_c$  essendo  $B/D_1$  piccolo deve essere  $D_s < D_1$  mentre per elevati  $n_c$  essendo  $D_s < D_1$  pari a circa 0,5  $\Rightarrow D_s$  deve superare o eguagliare  $D_1$

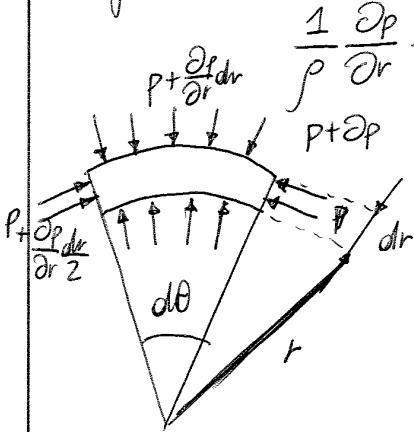
PROFILO TL

PROFILO TV



alle sue componenti tangenziale di velocità.

Applico il teorema della q.d.m. lungo la direzione radiale all'elemento di filetto di corrente ottenuto



$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{C_t^2}{r}$$

$$p r d\theta + 2 \left( p + \frac{\partial p}{\partial r} \frac{dr}{2} \right) dr \frac{d\theta}{2} - \left( p + \frac{\partial p}{\partial r} dr \right) (r + dr) d\theta + \rho r d\theta dr \frac{C_t^2}{r} = 0$$

$$p r d\theta + p d\theta + \frac{\partial p}{\partial r} \frac{dr^2 d\theta}{2} - p r d\theta - p dr d\theta - \frac{\partial p}{\partial r} r dr d\theta + \frac{\partial p}{\partial r} dr^2 d\theta + \rho d\theta dr C_t^2 = 0$$

Trascurando gli infinitesimi del secondo ordine ottengo  $\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{C_t^2}{r}$

$$P_B - P_A = \rho \int_{r_A}^{r_B} \frac{(C_t r)^2}{r^3} dr = \rho (C_t r)^2 \left[ -\frac{1}{2r^2} \right]_{r_A}^{r_B}$$

Termine moltiplicato e diviso per r<sup>2</sup>

$$P_B - P_A = \frac{1}{2} \rho \left( \frac{1}{r_A^2} - \frac{1}{r_B^2} \right) (C_t r)^2 = \frac{1}{2} \rho (C_{tA}^2 - C_{tB}^2)$$

Applico la conservazione dell'energia

$$\sum_{i=0}^1 \frac{\Delta p}{\rho} + \Delta E_c + \Delta E_g + Lw$$

$\leftarrow 0$        $\leftarrow 0$        $\leftarrow 0$        $\leftarrow$  trascurabile

$$0 = P_B - P_A + \frac{C_B^2 - C_A^2}{2}$$

$$P_B - P_A = \rho \left( \frac{C_A^2 - C_B^2}{2} \right) = \frac{1}{2} \rho \left( (C_{tA}^2 - C_{\partial A}^2) - (C_{tB}^2 - C_{\partial B}^2) \right)$$

CHE COSA MI DICE QUESTA RELAZIONE

Ho supposto l'equilibrio radiale  $\Rightarrow$  le 2 componenti che mi interessano sono quella assiale e quella tangenziale

Confrontando le 2 relazioni ottengo  $C_{\partial A} = C_{\partial B}$

SOLO X CONF. VORT. LIB.

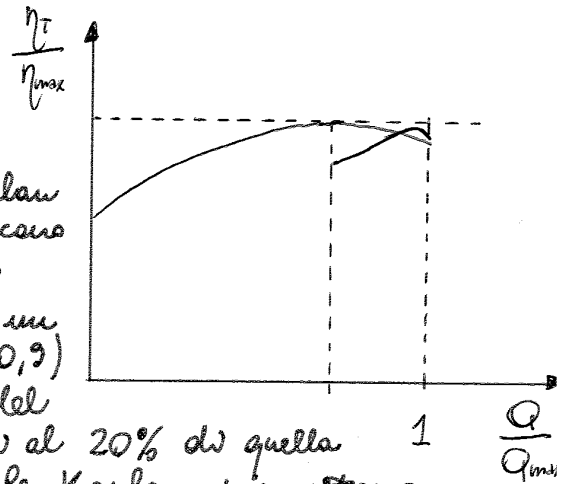
Considero ora un generico elemento posto ad una distanza r dall'asse della turbina

$$C_{u1r} r_{1r} = \text{cost}$$

Adotto una paletteatura tale che all'uscita della girante la distribuzione sia a vortice libero

$L_{12} = U_{1rA} C_{u1A} - U_{2r} C_{u2rA} \Rightarrow$  il lavoro volutato lungo un raggio qualunque si mantiene lungo tutto il raggio

La regolazione della potenza viene effettuata agendo sull'inclinazione del distributore  $\Rightarrow$  variandone l'area di passaggio. Da questo caso il valore della portata diminuisce rapidamente il rendimento. Nelle turbine Kaplan anche le pale mobili sono regolabili  $\Rightarrow$  nascono le perdite per deviare la corrente all'ingresso nelle pale e la curva del rendimento ha un andamento quasi parabolico (superiore a 0,9) per portate comprese tra il 40 e il 100% del valore di progetto. Tuttavia per portate pari al 20% di quella di progetto il rendimento diminuisce  $\Rightarrow$  le Kaplan permettono ampi campi di regolazione con rendimenti elevati.

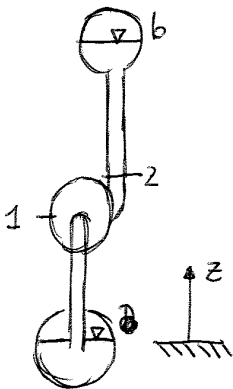


## TURBOMACCHINE IDRAULICHE OPERATRICI O TURBOPOMPE

MACCHINE NELLE QUALI LO SCAMBIO ENERGETICO TRA ORGANI MOBILI DELLA MACCHINA E FLUIDO È OTTENUTO FACENDO SUBIRE UNA SERIE APPROPRIATA DI VARIAZIONI DELLA Q.D. NATO ALLA PORTATA DEL FLUIDO

Tra le diverse topologie di turbomacchine troviamo quelle radiali (perfette per il trasferimento di elevate aliquote di energia) e quelle assiali (nelle quali il trasferimento di energia è legato a derivazioni di velocità). Le caratteristiche delle macchine radiali sono quindi sempre superiori a quelle delle macchine assiali. Tuttavia le turbopompe assiali risultano essenziali dove  $w$  è la necessità di grandi portate ed elevata efficienza.

Generalità



Applico il primo principio in condizioni stazionarie

$$L_i = \frac{p_b - p_a}{\rho} + \frac{c_b^2 - c_a^2}{2} + g(z_b - z_a) + L_{w,p} + gY =$$

$$= g(H_b^0 - H_a^0) + gY + L_{w,p} = g(H_t + Y) + L_{w,p}$$

$$L_i = \frac{\Delta p}{\rho} + \Delta E_c + \Delta E_g + L_w$$

CARICO TOTALE:  $H_t = H_b^0 - H_a^0$

PRESSIONE MANOMETRICA:  $H_u = H_b^0 - H_a^0$

$H_t$  = carico totale o prevalenza totale

$Y$  = perdita di carico totale nei condotti di aspirazione e di mandata

$L_{w,p}/g$  = perdita di carico totale dovuta alle resistenze passive della pompa

Applico il 1° PT tra 1 e 2 e ottengo

$$L_i = g(H_2^0 - H_1^0) + L_{w,p} = gH_u + L_{w,p} \Rightarrow H_u = H_t + Y$$

Così che un'interessa di una turbopompa è la prevalenza manometrica e la portata volumetrica.

$$n_c = \frac{n \sqrt{P_0}}{H_0^{5/4}} \text{ espressione valida per turbomacchine motrici e pompe}$$

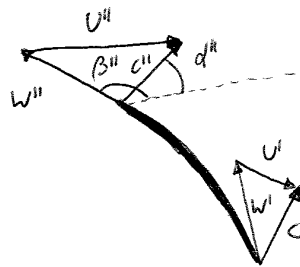
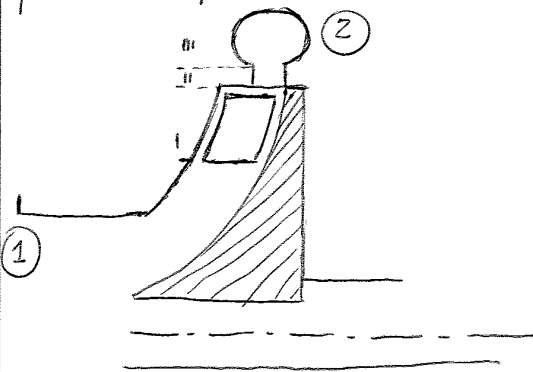
$$n_c = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{H_0^{3/4}}$$

Tipologia Turbopompa	$n_c^*$	$(n_c)_a$	$H_{max}$ (m)
Radiale lenta	60 ÷ 100	0,3 ÷ 0,5	200 ÷ 120
Radiale normale	100 ÷ 200	0,5 ÷ 1	120 ÷ 40
Radiale veloce	200 ÷ 350	1 ÷ 1,8	40 ÷ 17
Flusso misto	300 ÷ 500	1,5 ÷ 2,6	20 ÷ 10
Assiale ad elica	450 ÷ 1300	2,3 ÷ 6,7	14 ÷ 7

### TURBOPOMPE RADIALI LENTE

Le turbopompe radiali sono sempre centrifughe poiché è necessaria una minore velocità per ottenere la stessa prevalenza. Scrivendo infatti la relazione per macchine operative si ha:  $L_i = \frac{c''^2 - c'^2}{2} + \frac{w''^2 - w'^2}{2} + \frac{u''^2 - u'^2}{2}$

Da questa relazione emerge che a parità di velocità relativa  $w$  e quindi di perdite nella girante, l'aumento di quota perimetrica è maggiore in una ruota centrifuga in cui  $u'' > u'$  che in una centrifuga ( $u'' < u'$ ). Se il lavoro fornito è lo stesso bisognerà ricoverare in una macchina centrifuga una maggiore aliquota di energia convertita in energia di pressione nel diffusore poiché la prevalenza da ottenere è la stessa.



L'ingresso avviene anzitutto in direzione radiale

$$c = u + w$$

$$L_i = \frac{\Delta P}{\rho} + \Delta E_g + \frac{c''^2 - c'^2}{2} + L_{wI-II}$$

$$0 = \frac{\Delta P}{\rho} + \Delta E_g + \frac{w''^2 - w'^2}{2} - \frac{u''^2 - u'^2}{2} + L_w$$

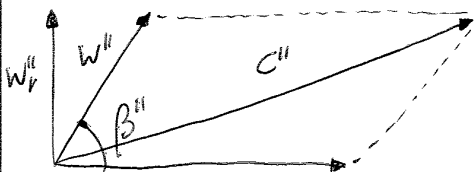
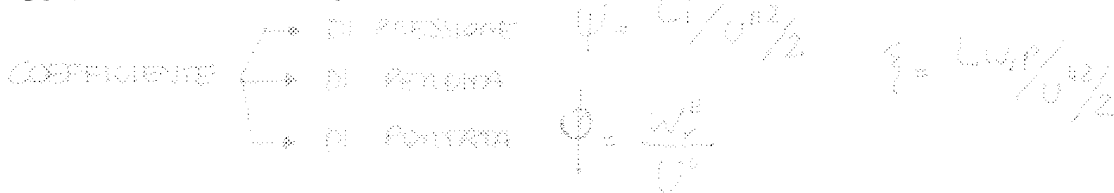
Dal momento per le turbopompe si sceglie sempre la configurazione centrifuga  $\Rightarrow u'' > u' \Rightarrow$  il penultimo termine è sempre  $> 0$

Nel caso in cui il grado di reazione sia inferiore e l'energia cinetica da recuperare sia elevata le dimensioni del diffusore potrebbero risultare eccessive  $\Rightarrow$  ricorso ad un diffusore paletteato introducendo una nuova sede di perdite per attrito. Le palette del diffusore permettano di ottenere angoli di incidenza ad  $\alpha''$ . Se il diffusore è a parete piana parallela si ricava

$$\frac{C''}{C''} = \frac{v'' \cos \alpha''}{v \cos \alpha}$$

Confrontando le due relazioni  $\frac{C''}{C''}$  si ottiene che nel caso di diffusore paletteato si realizzano dimensioni minori  $C''$

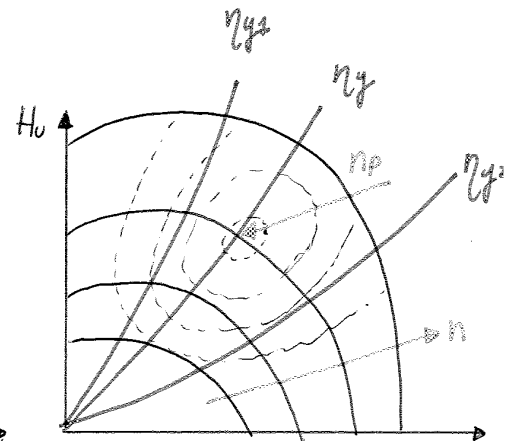
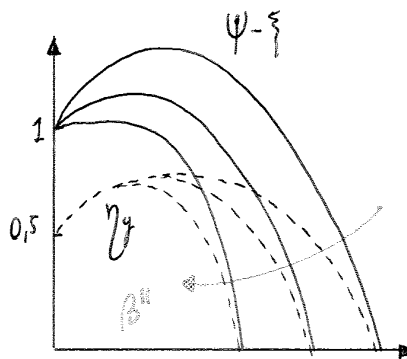
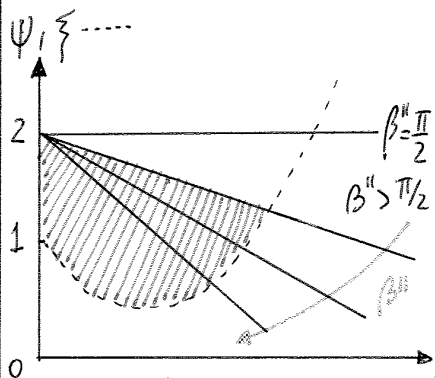
Teoria unidimensionale



$$Li = v'' C''$$

$$\psi = 2 \frac{C''}{v''}$$

$$\psi = 2(1 + \phi \cot \alpha(\beta''))$$



Se non ho portata il fluido gira nella macchina senza fluire  $\Rightarrow$  danno solo energia

$$\eta_y = \frac{Li - Lw_{ip}}{Li} = \frac{\psi - \xi}{\psi}$$

$\eta_y = 0$  dove  $\psi - \xi = 0$

$$Hu = \frac{Li - Lw_{ip}}{g} = \frac{(\psi - \xi) v''^2}{2g} \propto (\psi - \xi)$$

$$Hu \propto (\psi - \xi) n^2 \propto \text{solo alle variazioni}$$

$$Q \propto \phi n$$

poiché la portata  $n$  mantiene costante

$$Q = \xi \pi d'' l'' w_r'' = \xi \pi d''^2 \frac{v''}{d''} \phi n d'' \propto \phi n d''^3$$

Con riferimento al 3° grafico si vede che le curve a  $\phi = \text{cost}$  sono delle parabole ad assi verticali e coincidenti con linee di rendimento idraulico costante. Le curve di rendimento si scostano dall'andamento parabolico.

Punto di funzionamento

Per determinare il punto di funzionamento della pompa occorre conoscere la caratteristica esterna  $\Rightarrow$  la prevalenza richiesta dall' impianto in cui è installata la pompa in funzione della portata. La prevalenza richiesta è somma di un termine costante (prevalenza geometrica  $H_g$ ) e di uno dipendente dal quadrato della portata (prevalenza dinamica  $H_r$ )



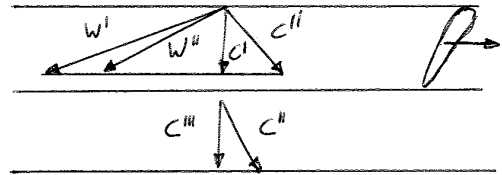
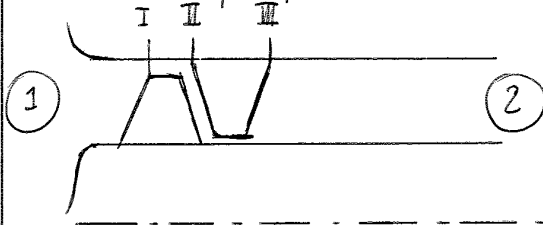
Per equilibrare la spinta assiale sull'albero si può far uso di uno staffaggio compensatore su una faccia del quale agisce la pressione all'uscita dalle giranti dell'ultimo stadio mentre nell'altra agisce una pressione minore.

### POMPE A FLUSSO MISTO

Vengono utilizzate per numeri di giri caratteristici comprese tra 300 e 500. Esse hanno un flusso intermedio tra il radiale e l'assiale. Il diffusore è sempre paletteggiato e il suo profilo dipende dalla disposizione della linea di mandata della pompa e dal fatto che la macchina sia monostadio o pluristadio.

### POMPE ASSIALI

Vengono utilizzate per macchine elevate portate con velocità di rotazione non troppo piccole e quindi di diametro non troppo elevato. Esse permettono di realizzare valori elevati di  $n_c$  con buoni rendimenti richiedendo diametri di ingombro inferiori rispetto alle pompe radiali veloci. Analogamente alle turbine si hanno pompe ad elica e pompe Kaplan (rispettivamente con pale a passo fisso e pale a passo variabile). Date le loro prestazioni ottenibili da un singolo stadio si ricorre a pompe multistadio.



$$n_c = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{H_0^{3/4}}$$

$$450 < n_c < 1300$$

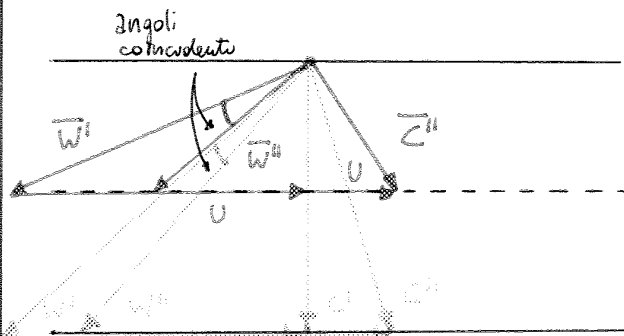
$c'$  = solo componente assiale perché non ho nessuna palette davanti all'ingresso

$$L_i = v(c'' - c')$$

con  $c''$  molto piccolo

Se come la portata  $Q$  è costante  $\Rightarrow D_e$  e  $D_i$  saranno costanti

Comportamento della turbopompa nel caso di portate dimmentate



COMPONENTI IN CONDIZIONI STANDARDI  
COMPONENTI CON PORTATA RIDUCIBILE  
E DIMINUITA

Considero il comportamento delle turbopompe nel caso di portate dimmentate  $\Rightarrow$  mi pongo sulla linea tratteggiata.

In questo caso si nota subito la presenza di un urto all'ingresso della girante

e anche nelle palette del diffusore  $\Rightarrow$  il rendimento della macchina scende perché essa non è stata progettata per avere quelle componenti di velocità. Posso ovviare a questo problema utilizzando pompe di tipo Kaplan che hanno le pale mobili a calibramento variabile. Il cambiamento del calibramento delle pale mobili riduce anche le perdite all'ingresso del diffusore perché riduce la diminuzione dell'angolo  $\alpha''$  al calare della portata.

## Avvicinamento

L'avvicinamento di una pompa richiede il suo adescamento  $\Rightarrow$  riempire di liquido la condotta di aspirazione e la girante. Posso eseguire questa operazione versando acqua dall'esterno, attraverso un foro inteso di troppo praticato nella cassa della pompa oppure aspirando acqua dalla pompa creando una depressione e richiamando l'acqua nel passo di aspirazione.

**POMPA AUTOADESCANTE:** pompa che per l'adescamento non richiede interventi dall'esterno.

Per ottenere una pompa autoadescante e autoaspirante posso combinare nella medesima cassa una turbopompa e una pompa volumetrica usata in funzione solo durante l'avvicinamento per riempire d'acqua la cassa.

## Cavitazione nelle turbopompe

**CAVITAZIONE:** fenomeno di tipo dinamico controllato dall'idrodinamica del fluido e dalle proprietà fisiche del liquido. Esso si verifica quando la pressione viene ridotta alla tensione di vapore in una zona qualunque del fluido. Qui si produce locale di pressione più alta per origine delle cavità in seno al fluido nelle quali si ha sviluppo di vapore. Queste cavità andranno poi ad implodere in una zona a pressione più elevata sviluppando un'energia capace di provocare un vero e proprio martellamento dell'eventuale superficie solida contigua.

**EFFETTI CAVITAZIONE**

- $\rightarrow$  danneggiamento parti solide
- $\rightarrow$  rumori generati su largo spettro
- $\rightarrow$  vibrazioni
- $\rightarrow$  caduta nella prestazione idraulica

La cavitazione produce danni notevoli anche a causa del fatto che è un fenomeno dinamico e induce fatica nei componenti anche a causa delle sollecitazioni ritmiche. Una spinta riguardante l'erosione prevede che questa sia dovuta all'effetto combinato di alte pressioni e temperature.

## Esempio

Considero un'applicazione nella quale voglio evitare la cavitazione alla bocca di aspirazione della pompa  $\Rightarrow p_1 > p_v$  con  $p_v$  tensione di vapore. Il punto a pressione più bassa si trova nell'estremità della pala in posizione di massima alla bocca di aspirazione.  $\Delta p =$  riduzione di pressione tra tale punto e la bocca di aspirazione.

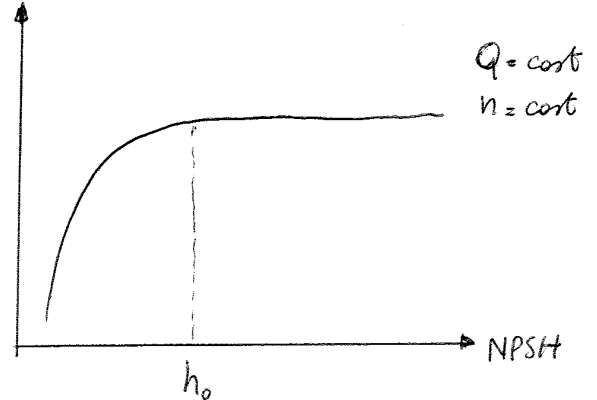
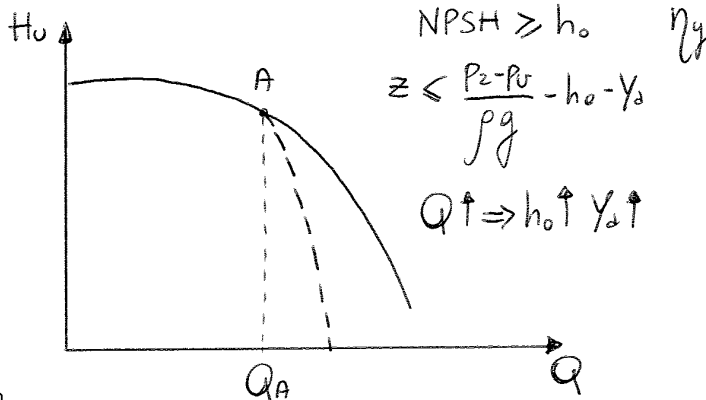
PER EVITARE LA CAVITAZIONE  $p_1 - p_v > \Delta p$

$$\Delta p = \lambda \rho \frac{W^2}{2} \quad \text{Dando entrambi i membri per } \rho \text{ e sommo } \frac{c_1^2}{2}$$

$$\frac{p_1 - p_v}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} > \lambda \frac{W^2}{2} + \frac{c_1^2}{2} \quad \text{Pongo } gh_0 = \frac{c_1^2}{2} + \lambda \frac{W^2}{2}$$

$h_0 =$  altezza necessaria per accelerare la corrente sino alla velocità  $c_1$  e per superare all'ulteriore accelerazione che avviene all'interno della girante.

## Effetti della cavitazione sulla turbopompa



Considerando una turbopompa che in assenza di cavitazione presenta una caratteristica a tratto continuo si vede come in presenza di cavitazione si abbia una caratteristica che segue l'andamento tratteggiato oltre il punto A

Considero una pompa funzionante sempre con la stessa portata e velocità e ne varo la quota di installazione per varare l'NPSH. Si nota come  $\eta_y = \text{costante}$  per  $NPSH > h_0 \Rightarrow$  senza cavitazione. Si avrà invece un decadimento del rendimento in presenza di cavitazione.

$$\frac{C_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} + z_1 = \frac{P_d}{\rho g} + z_d + Y_d$$

Aumentando la quota di installazione la  $P_1$  scende

$$gh_0 = \frac{C_1^2}{2} + \lambda \frac{w^5}{2} \propto U^{12}$$

$\sigma = \frac{h_0}{H_0}$

PARAMETRO DI THOMAS

$$H_0 \propto U^{12}$$

Il parametro di Thomas cambia solo unitando classe di macchine o condizioni di installazione. Si ottiene quindi una relazione che correla  $\sigma$  con il numero di giri

$$\sigma = K n_c^{4/3} \quad \text{con } K = 0,2 \cdot 10^3$$

Si dunque con ad ottenere un parametro S chiamato numero di giri caratteristico della cavitazione che vale:

$$S = \frac{n \sqrt{Q}}{h_0^{3/4}} = \frac{1}{3,65 K^{3/4}} \quad S \approx 167$$

$$S_d = \text{numero di giri caratteristico della cavitazione adimensionato} = \frac{w \sqrt{Q}}{(gh_0)^{3/4}} \approx 3$$

### Soluzioni adottate per ridurre il pericolo cavitazione

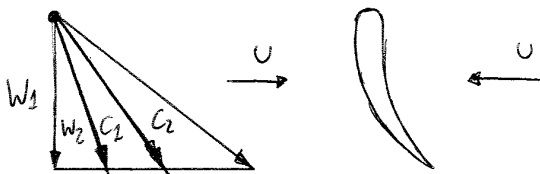
- diminuire il dislivello tra bocca di aspirazione e pelo libero del serbatoio
- ridurre  $C_1 \Rightarrow$  ridurre la portata o aumentare le dimensioni della pompa
- ridurre  $Y_d \Rightarrow$  ricovero a tubi con diametro maggiore per la condotta di aspirazione ed evitare la presenza di gomiti nel condotto
- ridurre la temperatura del liquido aspirato
- studiare accuratamente il profilo della pala all'ingresso

- **TURBINA IDRAULICA DI LANCIO**: utilizza una piccola turbina idraulica del tipo Pelton o Francis progettata per fornire la massima coppia a bassa velocità per lanciare il gruppo con pompa-turbina dimensionato spesso alla velocità di sincronismo. La turbina può anche essere usata come pompa per arrestare velocemente il sistema.

**Tipologie di pompa-turbine**

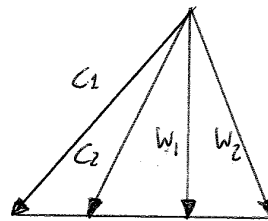
- **Radiale**: la girante è analoga a quella di una turbopompa centrifuga e il diffusore/distributore è per lo più a pale orientabili come nelle turbine idrauliche Francis e comunica con la camera a spirale. Nel funzionamento come pompa le pale del diffusore/distributore sono bloccate in posizione fissa.
- **Isogiro**: comporta due palette nelle due facce del disco della girante: una per il funzionamento come pompa e l'altra per quello come turbina. Il vantaggio risiede nella presenza di due attuatori che permettono di cambiare il verso di funzionamento senza fermare la macchina. Sperimento il problema di avviamento.
- **Diagonale**: la girante ha delle pale orientabili tipo Dewar e il diffusore distributore può essere anch'esso a pale orientabili o fissa. La pompa-turbina può essere anche diagonale a lullo  $\Rightarrow$  orientabile ed è tutta immersa nell'acqua anche la parte elettrica che è contenuta nel lullo.

Considero il seguente profilo:



OPERATRICE

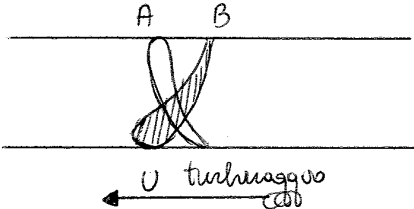
$$L_i = U(c_{02} - c_{01})$$



TORNICE

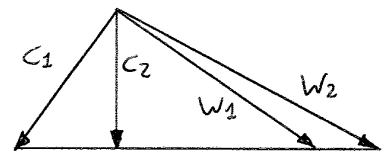
$$L_i = U(c_{02} - c_{01})$$

Varcando il verso di U la macchina lavora quindi



- A  $\rightarrow$  posizione di partenza

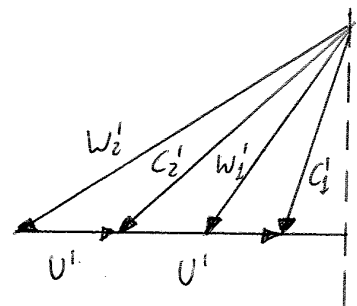
$$L_i = U(c_{01} - c_{02}) < 0$$



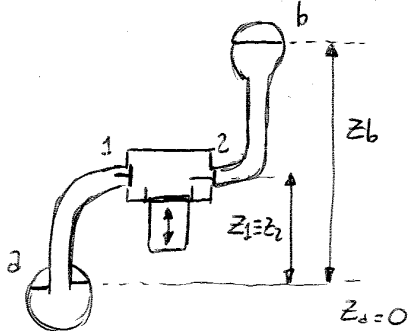
- B  $\rightarrow$  posizione pale ruotate

$$L_i = U'(c'_{01} - c'_{02}) < 0 < 0$$

Ripartendo la pala in posizione A si ha un'incidenza di flusso. La posizione B serve solo per un'inversione della direzione del fluido.



### Ciclo di lavoro



Considero una pompa a stantuffo che aspira acqua da un serbatoio a pressione  $p_1$  e la manda in un serbatoio a pressione  $p_2$ .  
 Considero l'omissione di perdite nei condotti e dei fenomeni dinamici.

$$\frac{p_1}{\rho} + gz_1 = gz_2 + \frac{p_2}{\rho} \Rightarrow p_1 = p_2 - \rho g z_1$$

$$p_2 = p_1 + \rho g z_2$$

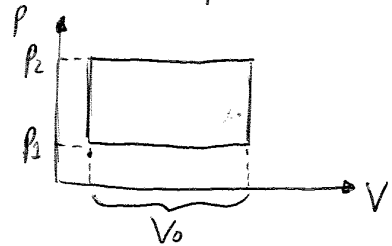
L'aspirazione avviene a  $p_1 = \text{costante}$ , trascurando le perdite alla valvola di

Il lavoro  $L_c$  interno svolto dalla pompa in un ciclo è pari all'area del rettangolo ciclo di lavoro  $\Rightarrow$

$$L_c = V_0 (p_2 - p_1) = V_0 (p_2 - p_1 + \rho g z_b) / \eta_v$$

$$P_i = L_c n$$

$$P_s = L_c n / \eta_m \eta_v$$



Il ciclo reale diverso dalla mia forma ideale e la presenza eventuale di aria nel cilindro rende inclinate le linee di compressione ed espansione. Quelle in assenza di aria tali tratti risultano inclinati anche se di poco a causa dell'incompressibilità dell'acqua e per la presenza inevitabile di aria disciolta nell'acqua aspirata. Altri fenomeni che modificano il ciclo sono dovuti a:

- FENOMENI DI INERZIA  $\Rightarrow$  cadute di pressione necessarie per accelerare e decelerare il liquido nei condotti
- TRAPILAMENTI DEL LIQUIDO ATTRAVERSO LE VALVOLE
- PENDITE DI PRESSIONE NEI CONDOTTI

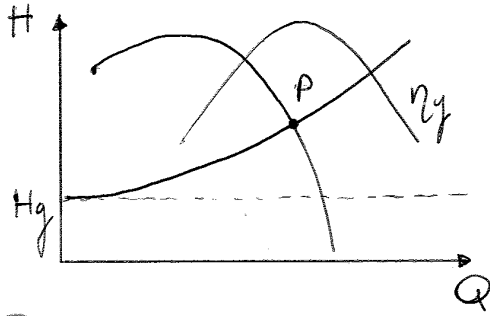
Tempo conto di tutto ciò con  $\eta_v$

Espressione generale per le pompe  $P_{sp} = \frac{V_p \Delta p n}{\eta_v \eta_c \eta_m}$

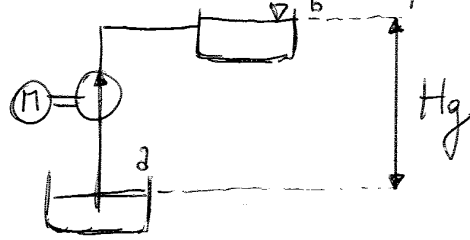
Sealandando aspirazione e mandata sono usate la macchina come motore

$$P_{us} = \eta_m \eta_v V_m |\Delta p| \eta_v$$

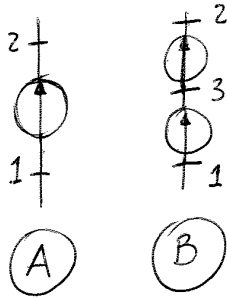
# Disposizione delle turbopompe (serie o parallelo)



Considero un circuito aperto

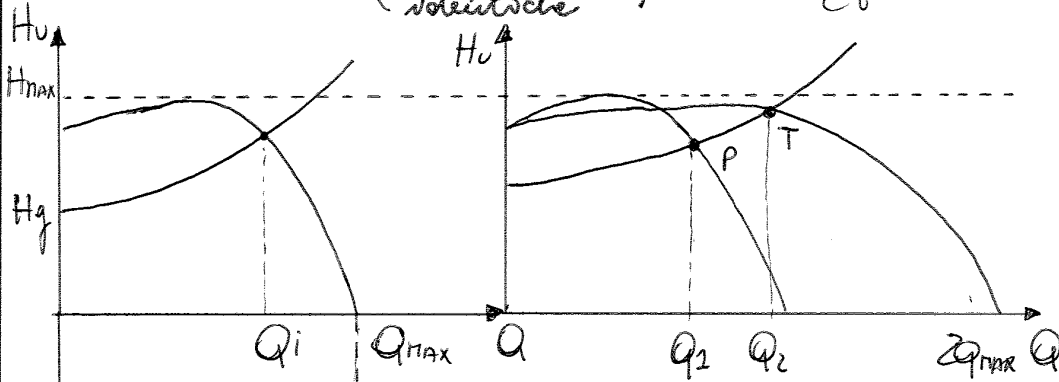


## Pompe in serie

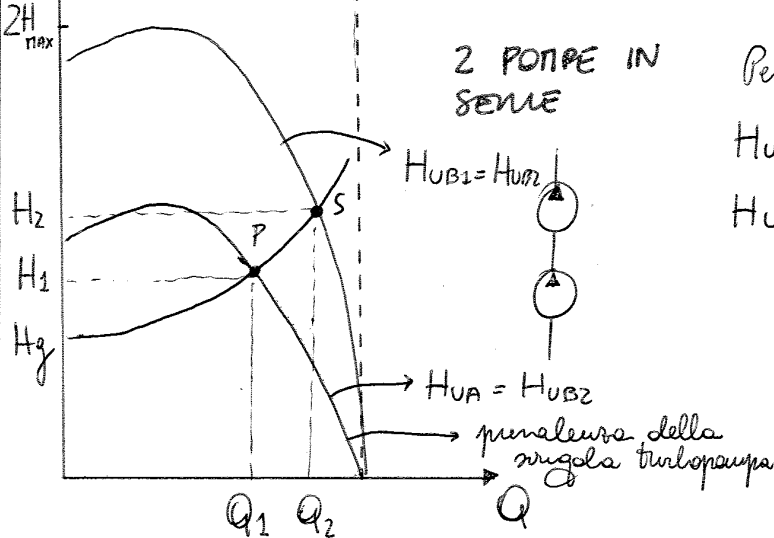
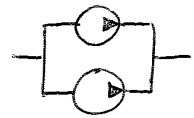


La soluzione delle 2 pompe disposte in ~~serie~~ <sup>parallelo</sup> viene adottata quando devo realizzare la prevalenza (se le pompe sono) identiche

Due pompe si dicono in serie se la mandata della prima è collegata all'aspirazione della seconda  $\Rightarrow$  le due pompe elaborano la stessa portata. Le caratteristiche delle due pompe invece sono pari alla somma delle due singole caratteristiche.



2 POMPE IN PARALLELO



2 POMPE IN SERIE

Per le pompe in serie posso scrivere

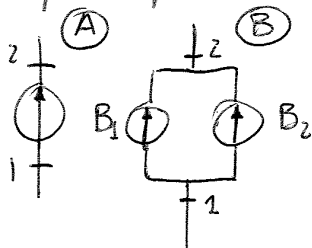
$$H_{uA} = H_2^o - H_1^o$$

$$H_{uB} = H_2^o - H_1^o = H_2^o - H_3^o + H_3^o - H_1^o = H_{uB1} + H_{uB2}$$

Data la caratteristica esterna si ha uno spostamento del punto di funzionamento da  $P$  ad  $S$ .

$$P_s = \frac{\gamma Q_s H_{u1}}{\eta_g \eta_m \eta_v} = \frac{2 \gamma Q_s H_{uB}}{\eta_p}$$

## Pompe in parallelo



$$H_{uA} = H_{uB}$$

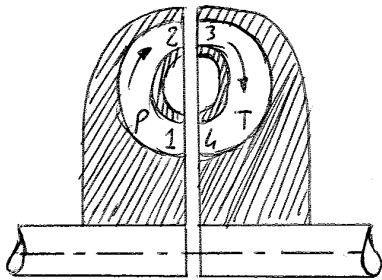
$$Q_B = Q_{B1} + Q_{B2}$$

$$C_P - C_T - C_S = 0$$

Emerge quindi che  $C_P$  e  $C_T$  sono tra loro diverse solo se tra turbina e pompa è inserita una parte fissa. Si delinea con una distribuzione tra trasmissione idrodinamica:

- GIUNTI IDRODINAMICI: assenza di parte fissa  $\Rightarrow C_P = C_T \Rightarrow$  collegamento fluidodinamico
- CONVENTIONI IDRODINAMICI: la presenza dello statore permette di trasmettere coppie diverse da quelle assorbiti dalla pompa.

### Giunti idrodinamici



$$C_M = C_P \quad C_P = C_T \quad C_T = C_U$$

Queste uguaglianze sono valide solo se considero condizionale idrodinamica

$$\left\{ \begin{array}{l} C_M - C_P = I_P \frac{dW_P}{dt} \\ P_P = C_P W_P \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} C_T - C_U = I_T \frac{dW_T}{dt} \\ P_T = C_T W_T \end{array} \right.$$

### Funzionamento

La pompa fornisce energia al liquido aumentando il carico totale che la turbina sfrutta erogando potenza ad un utilizzatore; una parte dell'energia fornita dalla pompa serve a vincere le resistenze presenti nel condotto pompa-turbina. Poiché la coppia richiesta dalla pompa uguaglia quella erogata dalla turbina  $\Rightarrow$  la velocità di quest'ultima in funzionamento normale è inferiore a quella della pompa.

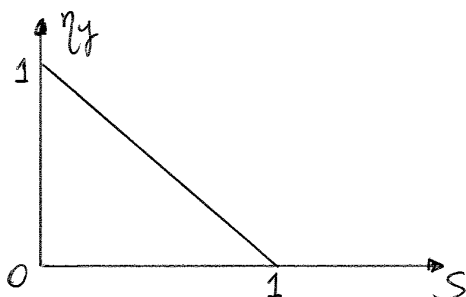
SCORRIMENTO  $s = \frac{W_p - W_t}{W_p} = 1 - \frac{W_t}{W_p}$

- $s = 0 \Rightarrow$  le due macchine lavorano con la stessa  $\omega$
- $s = 1 \Rightarrow$  la pompa gira e la turbina è ferma

RENDIMENTO IDRAULICO DEL GIUNTO:  $\eta_{id} = \frac{P_T}{P_P} = \frac{W_t}{W_p} = 1 - s$

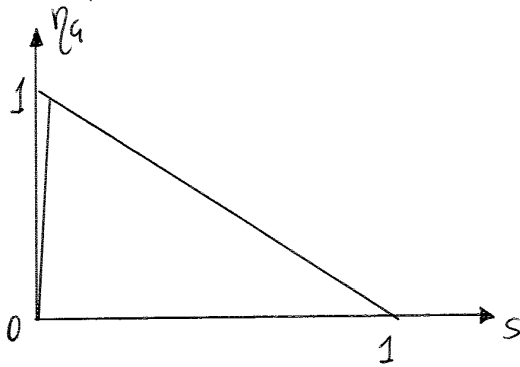
### Triangoli delle velocità:

Nel tracciare i triangoli delle velocità tengo conto del fatto che la turbina ruota ad una velocità angolare inferiore a quella della pompa, che la velocità assoluta all'uscita dalla turbina uguaglia quella in entrata alla pompa mentre quella in uscita dalla pompa uguaglia quella in entrata alla turbina.



La potenza entrante va in parte al fluido nella pompa ed in parte a superare alle perdite meccaniche nel cuscinetto. Dalla pompa la potenza è parzialmente trasferita alla turbina  $\Rightarrow$  la potenza uscente sull'albero della turbina è inferiore a quella fornita dal fluido alla turbina per le perdite meccaniche nei relativi cuscinetti.

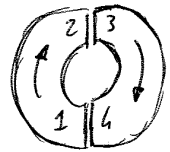
Normalmente  $\eta_{mt}$  e  $\eta_{mT} \approx 1 \Rightarrow \eta_G = \eta_Y$ . Diminuzione alla riduzione di scorrimento nello la potenza trasmessa diminuisce  $\Rightarrow$  le perdite meccaniche crescono  $\Rightarrow \eta_G \neq \eta_Y$ .  $S = 0 \Rightarrow$  potenza uscente nulla; quella entrante dovrà superare alle perdite dei cuscinetti nella pompa.  $\eta_G$  si annulla



$$\eta_Y = \frac{P_T}{P_P} = \frac{C_T \omega_T}{C_P \omega_P} = 1 - s \quad C_P = C_T$$

$$C_P = \dot{m} (r_2 U_2 - r_1 U_4)$$

$$C_T = \dot{m} (r_2 U_2 - r_1 U_4)$$



$$\dot{m} = \rho A_2 \omega_2 = \rho A_2 \psi \omega_2$$

$$C_T = \psi \rho A_2 U_2^2 R_2 \left( 1 - \frac{R_1}{R_2} \frac{U_4}{U_2} \right)$$

$$\frac{U_4}{U_2} = \frac{r_1 \omega_T}{r_2 \omega_P} = \psi (1 - s)$$

$$C_T = C_P = \psi \rho A_2 R_2^3 \omega_P^2 [1 - (1 - s)\psi]^2$$

La coppia trasmessa dipende quindi da  $s$  e da  $\omega_P$ .  $s$  varia con  $\psi$  e al crescere di uno cresce anche l'altro.  $\psi$  si annulla per scorrimento nullo perché in tali condizioni si annulla la portata. La coppia trasmessa è funzione crescente dello scorrimento. Inoltre la coppia aumenta con l'aumentare delle dimensioni del giunto e con la densità del liquido.

I giunti a scorrimento variabile mi permettono di regolare la coppia mantenendo a  $\Phi$  un valore di scorrimento basso.

Accoppiamento di un motore a combustione interna con un giunto idraulico

Traccio in un piano le curve di coppia di un motore termico e le curve di coppia trasmessa dal giunto a prefissato valore dello scorrimento.

L'equilibrio statico dell'albero della pompa e della turbina impone:

$$C_T = C_P$$

$$C_T = C_R = \text{coppia resistente dell'utilizzatore}$$

Il punto di funzionamento corrisponderà all'uguaglianza tra coppia motore e coppia resistente (punto A). Il valore dello scorrimento corrispondente alla curva  $C_P$  presente per tale punto individua lo scorrimento con cui funzionerà il giunto, normalmente compreso tra 0,02 e 0,05.



GIUNTO

Giunto, figg. 90-93.

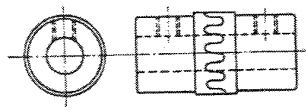


Fig. 90. — Giunto a griffe multiple.

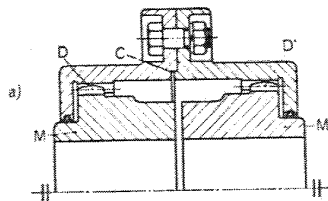


Fig. 91.  
a) giunto a denti doppio;  
b) schema di funzionamento dei denti a botte;  
c) giunto semplice a denti a botte.

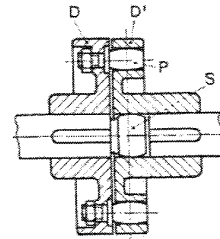


Fig. 92. — Giunto di dilatazione a pioli assiali.

per trasmettere piccole coppie tra alberi anche non perfettamente allineati.

**ME = 1-7-2 - a denti.** — I mozzi *M, M'* portati dai due alberi [fig. 91 a)] sono muniti di dentature periferiche *D, D'* entro cui si impegnano le dentature interne corrispondenti della campana *C* che collega i due mozzi. Le dentature possono essere profilate come i profili *scanalati* (V.) ovvero (*giunto TACKE* ed altri) possono avere profilo a botte [figura 91 b)] così da consentire anche angolazioni di 2-3° tra gli alberi. Esistono anche giunti di questo tipo con un solo mozzo dentato e con la campana munita di dentatura interna solidale all'altro albero [fig. 91 c)]. In ogni caso l'accoppiamento delle dentature è lubrificato.

Questi giunti hanno molto maggior capacità di carico dei giunti a griffe di **ME=1-7-1** e trovano larga applicazione in tutti i casi di una certa importanza: alberi di turbine a vapore, alberi porta-elica, ecc.

Per la trasmissione di piccole coppie possono anche essere realizzati interamente in materia plastica o con la campana in materia plastica (poliamide).

**ME = 1-7-3 - Matmedie.** — È derivato dai tipi di **ME=1-7-4** però anziché un accoppiamento diretto tra le dentature portate dai mozzi e dalla campana si hanno numerosi rulli a botte (per consentire piccole angolazioni) che si impegnano entro scanalature assiali praticate per metà nei mozzi e per metà nella campana. Tipi analoghi sono costruiti con varie denominazioni commerciali.

**ME = 1-7-4 - a pioli assiali.** — La trasmissione del momento torcente tra i due dischi *D, D'* (fig. 92) è affidata ai pioli *P* portati da un disco, che si impegnano nei fori praticati nell'altro disco. Tali pioli hanno forma a botte per consentire piccole angolazioni tra gli assi dei due alberi, il cui centramento è affidato allo snodo sferico centrale *S*.

Si tratta di un giunto abbastanza grossolano e usato in casi di poca importanza. F. F.

**ME = 1-7-5 - a trefolo e manicotto.** — Giunto molto grossolano, costituito da un manicotto *M* (fig. 93) in ghisa che abbraccia le estremità degli alberi da collegare lavorate a forma di *trefoli T*. La sezione dell'albero può avere un numero variabile di lobi; nel caso di tre lobi assume la forma caratteristica « a trifoglio », in francese « trefle », da cui, per traduzione « ad orecchio » è stato coniato il nome di *trefolo*. È applicato nei laminatoi per trasmettere il moto, mediante *allunghe*, da perni dei pignoni della *gabbia* a pignoni ai cilindri laminatori.

Funziona anche come *giunto di sicurezza*: il manicotto, con pareti a spessore limitato, si spezza quando il carico sorpassa un predeterminato valore. GAM. (rev. F. F.)

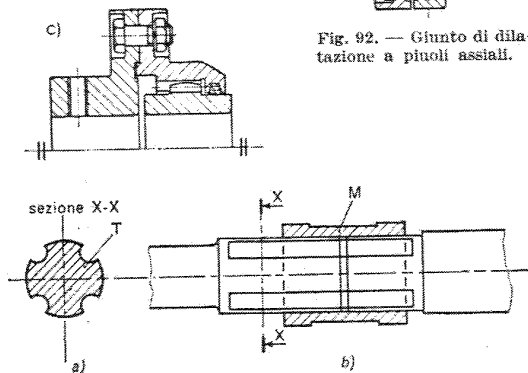


Fig. 93. — Giunto a trefolo e manicotto.

**ME = 2 - idraulico.**

**ME = 2-0** — È il tipo più semplice di dispositivo per la trasmissione di potenza per via idrocinetica o idrodinamica (V. anche **CONVERTITORE, ID=**), nel quale cioè il trasferimento del moto e della coppia tra l'albero in ingresso e quello in uscita è reso possibile dall'azione dinamica esercitata sulle pareti di condotti mobili da un liquido che durante il suo percorso subisce variazioni d'energia cinetica.

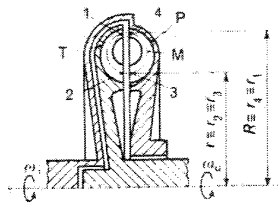
**ME = 2-1-0 - Costituzione.** — Un giunto idraulico è costituito, nella sua forma più semplice (fig. 94), da due elementi palettati simmetrici rispetto ad un piano perpendicolare all'asse di rotazione, collegati all'albero in ingresso ed in uscita e denominati rispettivamente *pompa* e *turbina*. L'elemento operatore pompa riceve energia meccanica da un motore che può essere di qualunque tipo (termico, elettrico, ecc.) ed imprime variazioni di energia cinetica al liquido nel passaggio dal raggio interno a quello esterno; nel percorso inverso dal raggio esterno a quello interno, che si effettua nella turbina, si ha cessione d'energia meccanica a detto elemento motore per variazione del momento della quantità di moto del liquido conseguente alla diminuzione d'energia cinetica da esso subita. Nella quasi totalità dei casi le palettature dei giunti idraulici risultano caratterizzate da una disposizione puramente radiale onde ridurre il percorso del fluido nella circolazione tra pompa e turbina e ridurre quindi le perdite per attrito interno.

**ME = 2-1-1 - Funzionamento.** — In condizioni di regime permanente, qualunque siano le velocità angolari  $\omega_1$  ed  $\omega_2$  rispettivamente dell'albero in in-

Giunto.

Fig. 94. — Giunto idraulico semplice.

*M*, traiettoria media del fluido; *P*, pompa; *T*, turbina; 1, 2, 3, 4, ingresso e uscita dalla turbina, ingresso e uscita dalla pompa;  $r_1, \dots, r_4$ , raggi della traiettoria media del fluido rispettivamente all'ingresso e all'uscita dalla turbina e dalla pompa.



con una espressione del tipo:

$$(9) \quad L_w \approx \frac{c_a^2}{2}$$

che ovviamente tende ad annullarsi al decrescere di  $c_a$  in conseguenza dell'eguagliarsi dello prevalenze dei due elementi palettati.

In tali condizioni, come già detto, tende a zero la potenza trasmessa dalla macchina mentre rimane costante la potenza dissipata per attrito meccanico nei vari accoppiamenti tra il giunto e le parti meccaniche esterne ad esso. L'andamento dei rendimenti in prossimità di scorrimenti nulli si discosterà quindi nettamente dall'andamento teorico e assumerà quello tratteggiato in fig. 95. Nel caso la pompa del giunto sia flangiata direttamente sul gruppo motore e l'albero collegato con la turbina sia pure collegato in modo rigido alla parte resistente, la caratteristica reale di rendimento si discosterà da quella ideale unicamente per le perdite di ventilazione dalle parti rotanti nell'atmosfera.

**ME = 2 - 1 - 3 - Caratteristiche.** — Come nel caso dei convertitori (V., ID=1.3-0.) la coppia assorbita dalla pompa, come risulta dalla (7), è espressa da una relazione in cui la velocità della pompa risulta sempre collegata tramite il rapporto di trasmissione  $\nu$  con quella della turbina.

Per un dato valore del rapporto di trasmissione  $\nu$  tale coppia dipende unicamente dalla velocità della pompa secondo una relazione del tipo di:

$$(10) \quad C_p = K'(\nu) \omega_1^2$$

Una volta nota la serie dei valori di  $C_p^*$  corrispondenti ai vari valori di  $\nu$  per un prefissato valore della velocità della pompa  $\omega_1^*$  si possono ricavare i corrispondenti valori della coppia assorbita per una generica velocità della pompa con la:

$$(11) \quad C_p = C_p^* \left( \frac{\omega_1}{\omega_1^*} \right)^2$$

Dalle case costruttrici vengono fornite come curve caratteristiche dei giunti curve primarie del tipo riportato in fig. 97 a), tracciate per una definita velocità di riferimento ed analoghe a quelle dei convertitori di coppia.

Di più rapida utilizzazione sono poi le curve, ricavabili da quelle primarie sopra viste, costituite [fig. 97 b)] dalla famiglia di parabole corrispondenti ai vari  $\nu$  in funzione di  $\omega_1$  e caratterizzate parametricamente anche dai valori del rendimento corrispondenti ai singoli valori di scorrimento.

Riportando su di esse la curva di coppia del motore si hanno immediatamente per i punti d'accoppiamento motore-giunto i valori della velocità e della coppia in uscita.

**ME = 2 - 2 - 0 - Tipi costruttivi.** — La classificazione dei giunti idraulici si può operare in base al numero degli elementi palettati che li compongono ed in base alle caratteristiche di riempimento del circuito idraulico.

**ME = 2 - 2 - 1 - Giunti a semplice circuito ed a doppio circuito.** — Un giunto idraulico si considera di tipo semplice quando risulta costituito da un solo elemento operatore o pompa e da un solo elemento motore o turbina (fig. 94) indipendentemente dall'essere i due elementi palettati perfettamente identici tra loro.

Viene invece indicato come giunto doppio o giunto a doppio senso di flusso un giunto costituito da due elementi turbina collegati sul dorso e rotanti relativamente all'incastellatura (a sua volta in rotazione)

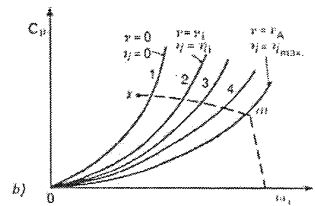
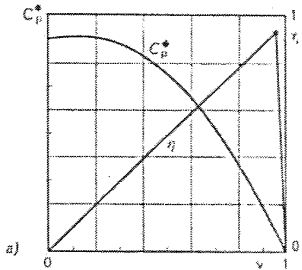
Giunto, fig. 97.

a) caratteristiche di un giunto idraulico: curva primaria;

$C_p^*$ , coppia assorbita dalla pompa per una determinata velocità di riferimento;  $\eta$ , rendimento;  $\nu$ , rapporto di trasmissione.

b) andamento delle coppie  $C_p$  assorbita dalla pompa in funzione della velocità d'ingresso  $\omega_1$  nel giunto.

1, 2, ..., m, curva primaria in corrispondenza ai diversi valori del rapporto di trasmissione fino al valore corrispondente al massimo rendimento;  $\nu$ , curva di coppia del motore da accoppiare al giunto.



sulle pareti interne della quale sono sistemate le palettature dell'elemento operatore (fig. 98). Vengono indicati con il nome di doppio senso di flusso in quanto il moto del fluido lungo il cammino medio risulterà in senso orario per il semigiunto di sinistra in fig. 98 ed antiorario per quello di destra. Tale soluzione costruttiva viene adottata quando ragioni di ingombro radiale, di resistenza meccanica, ecc. sconsigliano, per la trasmissione di notevoli coppie, l'adozione di giunti idraulici caratterizzati da diametri maggiori.

Si possono avere in costruzioni ferroviarie e navali applicazioni di più giunti doppi collegati ad una sola coppia di alberi.

**ME = 2 - 2 - 2 - Giunti a riempimento variabile.** — La coppia assorbita dalla pompa, e quindi quella trasmissibile dal giunto, dipendono dalla massa di liquido circolante nel giunto stesso. La quantità di liquido dipende ovviamente dalle dimensioni geometriche del giunto che può però funzionare in diverse condizioni di riempimento.

I giunti idraulici a riempimento variabile possono essere tali in virtù delle loro caratteristiche costruttive o per azionamento esterno di opportuni dispositivi.

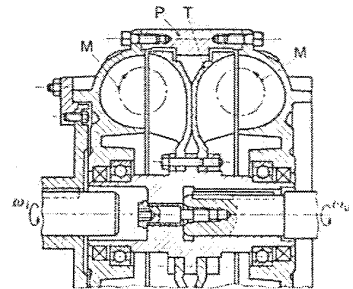
Nel primo caso si parla anche di giunti a riempimento ritardato in quanto essi sono realizzati in modo tale che (fig. 99) una certa quantità di liquido possa riempire una camera d'accumulo dalla quale fuoriesce attraverso ugelli calibrati o con valvole per rientrare nel circuito di lavoro quando la pompa raggiunge più elevate velocità di rotazione.

Nel caso di giunti a riempimento comandato (figura 100) si varia il riempimento del giunto spostando un tubo aspirante che pesca nell'alloggiamento, in questo caso fisso, del giunto.

Giunto.

Fig. 98. — Giunto idraulico doppio.

M, traiettoria media del fluido; P, pompa; T, turbina;  $\omega_1$ , velocità di rotazione della pompa;  $\omega_2$ , velocità di rotazione della turbina.



**EL = 2** — a vapore di mercurio. — Dicesi del gruppo costituito dal *mutatore*, dal trasformatore principale, dagli accessori, destinato a convertire energia elettrica dalla forma di corrente alternata a quella di corrente unidirezionale o raddrizzata, oppure da corrente alternata di certe caratteristiche di frequenza e di fase, in corrente alternata di altre caratteristiche; V. MUTATORE. DIZ. C.E.I.

**EL = 3** — di fase. — Trasferisce l'energia di un sistema di correnti alternate ad altro sistema con ugual frequenza, ma differente numero di fasi. GARR.

**EL = 4** — Nel parlare comune il termine « convertitore » è usato anche per indicare i *raddrizzatori* (V., EL=). F. F.

(EN) = —.

**EN = 1** — di frequenza. — È un circuito che attua il principio della *conversione di frequenza* (V. CONVERSIONE, EN=1-) o *supereterodina* (V.). V. anche CIRCUITO ELETTRICO, 3-11-.

**EN = 2** — d'impedenza negativa. DIL.

**EN = 2-0** — Circuito elettronico destinato a trasformare un'impedenza con parte reale positiva (*impedenza positiva*), in un'impedenza con parte reale negativa (*impedenza negativa*). In generale, se  $Z$  è l'impedenza positiva, l'impedenza negativa ottenuta per conversione dalla prima vale  $KZ$ ,  $K$  essendo un numero reale negativo.

**EN = 2-1-0** — *Costituzione*. — In generale si tratta di un *quadripolo* attivo e lineare di struttura tale che, collegando ad una coppia di morsetti l'impedenza  $Z$ , esso presenta l'impedenza  $KZ$  all'altra coppia di morsetti.

Dalla definizione d'impedenza  $Z = V/I$  si nota che la conversione di un'impedenza positiva in una negativa può avvenire, a parte un eventuale fattore di proporzionalità, mantenendo costante la corrente che percorre l'impedenza positiva o cambiando di segno la caduta di tensione risultante (*convertitore tipo serie*) oppure mantenendo costante la tensione ai capi dell'impedenza positiva e cambiando di segno la corrente assorbita (*convertitore tipo parallelo*).

**EN = 2-1-1** — *tipo serie*. — Un convertitore tipo serie può essere ottenuto con un amplificatore, collegandone l'uscita in serie con l'entrata (V. AMPLIFICATORE, EN=3-3-1-); questo risulta evidentemente instabile a morsetti in cortocircuito, poichè in tale condizione c'è un'elevata reazione positiva tra l'uscita e l'entrata.

**EN = 2-1-2** — *tipo parallelo*. — Un convertitore tipo parallelo può essere ottenuto con un amplificatore collegandone l'uscita in parallelo all'entrata; questo risulta evidentemente instabile con i morsetti a circuito aperto perchè in queste condizioni c'è un'elevata reazione positiva tra l'uscita e l'entrata (V. AMPLIFICATORE, EN=3-3-2-).

Dalle equazioni del quadripolo (fig. 10):

$$(1) \quad \begin{cases} V_1 = AV_2 + BI_2, \\ I_1 = CV_2 + DI_2, \end{cases}$$

si ricava che un quadripolo costituisce un convertitore d'impedenza negativa se sono soddisfatte le seguenti condizioni:

$$(2) \quad B = C = 0;$$

$$(3) \quad \frac{A}{D} = K.$$

Infatti, posto  $V_1/I_1 = Z_1$  e  $V_2/I_2 = Z_2$ , dividendo membro a membro la (1) si ottiene:

$$Z_1 = \frac{AZ_2 + B}{CZ_2 + D}$$

ed imponendo le (2) e (3):

$$Z_1 = \frac{A}{D} Z_2 = KZ_2.$$

Pertanto collegando ai morsetti 3-4 un'impedenza positiva  $Z_2$ , il quadripolo presenta ai morsetti 1-2 un'impedenza negativa  $Z_1 = KZ_2$ .

**EN = 2-1-3** — Nelle figg. 11 e 12 sono riportati i due schemi di LINVILL rispettivamente per i convertitori d'impedenza negativa, del tipo serie e del tipo parallelo. Nel primo l'inversione di segno della tensione rispetto alla corrente che attraversa il bipolo 1-2 è ottenuto mediante l'accoppiamento tra l'uscita e l'entrata dello stadio di amplificazione controfase attuato con il collegamento incrociato delle capacità  $C$ . Analogamente nel secondo l'inversione di segno della corrente rispetto alla tensione applicata ai morsetti 1-2 è ottenuto pilotando i transistori dello stadio di amplificazione mediante il collegamento incrociato delle capacità  $C$ . TAM.

Convertitore, figg. 10 e 12.



Fig. 10.

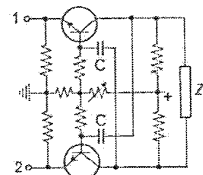


Fig. 11.

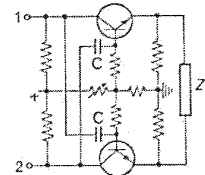


Fig. 12.

(ID) = — di coppia.

**ID = 0** — Il convertitore idraulico di coppia, detto talvolta anche *trasformatore di coppia*, è un *variatore* (V., ME=) di velocità nel quale la trasmissione del moto e della coppia dall'albero in ingresso a quello in uscita avviene mediante le forze che un liquido esercita su opportune palettature rispetto alle quali è in moto relativo.

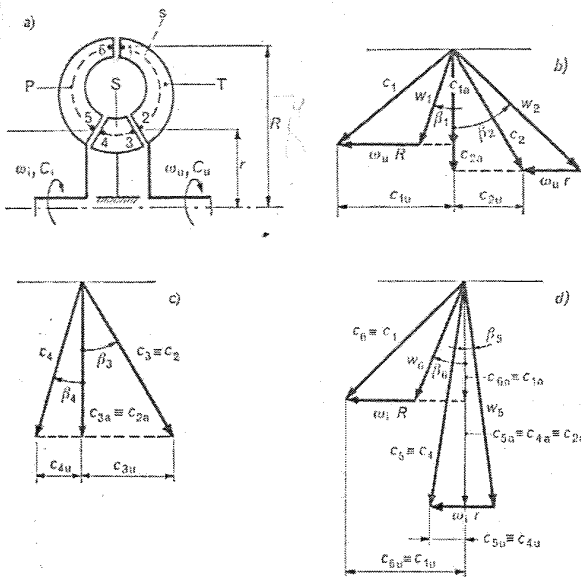
Esso costituisce la parte essenziale di una *trasmissione idraulica* (V. TRASMISSIONE, ME=3-) di tipo idrodinamico.

**ID = 1-0** — *semplice*. — Un convertitore di coppia è di tipo *semplice* se, indicate con  $\omega_i$  e  $C_i$ ,  $\omega_u$  e  $C_u$  rispettivamente la velocità e la coppia in ingresso ed in uscita dal gruppo, le potenze in ingresso ed in uscita sono legate tra di loro solo dal rendimento  $\eta$  del gruppo secondo la relazione:

$$(1) \quad \eta \omega_i C_i = \omega_u C_u,$$

in cui  $\eta$  è funzione del *rapporto di trasmissione della velocità*:  $r = \omega_u/\omega_i$ , variabile con continuità dal valore 0, in corrispondenza allo *stallo*, al massimo valore che può assumere.

**ID = 1-1** — *Costituzione*. — Nella sua forma più semplice un convertitore di coppia (fig. 13) è costituito da tre elementi palettati riuniti in un unico alloggiamento e tra i quali circola il liquido che trasmette il moto.



Convertitore, fig. 14.

- a) rappresentazione schematica di un convertitore di coppia con raggi medi interni ed esterni di pompa e turbina uguali;
- b) triangolo delle velocità relativo alla turbina;
- c) triangolo delle velocità relativo allo statore;
- d) triangolo delle velocità relativo alla pompa.

Dalle (3), (4) si ottiene:

$$(6) \quad \tau = \eta_m \frac{1 - \varphi q \frac{\operatorname{tg} \beta_2}{\operatorname{tg} \beta_6} + \frac{1}{\varphi \operatorname{tg} \beta_6} - \frac{v q^2}{\varphi \operatorname{tg} \beta_6}}{1 - \varphi q \frac{\operatorname{tg} \beta_4}{\operatorname{tg} \beta_6} + \frac{1}{\varphi \operatorname{tg} \beta_6}}$$

da cui appare che il rapporto di conversione di coppia è funzione oltre che delle caratteristiche geometriche del convertitore  $\varphi, q$ , degli angoli  $\beta_2, \beta_4, \beta_6$  di uscita delle varie palettature, del rapporto di trasmissione  $v$  e del coefficiente  $\varphi$  che lega la velocità di trasferimento alla velocità periferica della pompa. Al variare di  $v$  si può ritenere, in prima approssimazione, che gli angoli  $\beta_2, \beta_4, \beta_6$  delle velocità relative rimangano coincidenti con quelli costruttivi delle palette cosicché, per un dato convertitore,  $\tau$  risulta unicamente funzione di  $\varphi$  e di  $v$  ed assume il suo valore massimo per  $v = 0$  (condizioni di *stallo*), diminuendo man mano che  $v$  aumenta.

Naturalmente per poter tracciare la curva  $\tau(v)$  occorre conoscere l'andamento della funzione  $\varphi(v)$  e cioè stabilire come varia la portata di fluido circolante al variare delle condizioni di funzionamento. Rimandando alla Bibliografia per tale determinazione, si può osservare qui che la portata di fluido circolante dipende dalla differenza tra la prevalenza fornita dalla pompa e quella richiesta dalla turbina, differenza che viene utilizzata per vincere le perdite continue del circuito idraulico o le « perdite per urto » derivanti dal fatto che, tranne che nelle condizioni di progetto sopra esaminate, la direzione della velocità del liquido relativa alle palettature non coincide con la direzione della tangente ad esse all'imbocco. Le perdite continue possono comunque ritenersi proporzionali al quadrato della velocità, quelle « per urto » dipendono, per semplici considerazioni geometriche, da quanto si scosta il valore di  $v$  da quello corrispondente alle condizioni di progetto, per cui, in

prima approssimazione  $\varphi$  può essere ritenuto unicamente funzione di  $v$ .

**ID = 1-2-3 - Rendimento.** — Tenendo presente le (1) e (6) risulta che il rendimento del convertitore è:

$$(7) \quad \eta = \frac{C_u \omega_u}{C_i \omega_i} = \tau v = f(\eta_m, \varphi, q, \beta_2, \beta_4, \beta_6, \varphi, v),$$

per cui esso risulta, per un dato convertitore, unicamente funzione del rapporto di trasmissione  $v$ , qualora si trascurino le influenze secondarie (variazioni di temperatura del fluido che influiscono sulla relazione tra  $\varphi$  e  $v$ , variazioni di  $\eta_m$  con la velocità di rotazione della pompa o della turbina).

**ID = 1-2-4** — Le espressioni precedenti assumerebbero ovviamente altra forma, più complessa, qualora la configurazione del convertitore risultasse meno semplice di quella schematizzata in fig. 14 (p. es., raggi interni ed esterni di turbina, pompa e statore diversi tra di loro); comunque rimarrebbero sempre valide le conclusioni tratte a ID=1-2-2. e ID=1-2-3.

F. F.

**ID = 1-3-0 - Caratteristiche.** — Sia nell'espressione (6) del rapporto di conversione di coppia che in quella (7) del rendimento non compare la velocità di rotazione della pompa se non associata a quella della turbina nel rapporto di trasmissione  $v$ . Si può quindi affermare che l'andamento delle curve dei rendimenti e dei rapporti di conversione di coppia di un convertitore in funzione dei rapporti di trasmissione sono indipendenti dalla velocità  $\omega_i$ .

D'altra parte dalla (4) risulta che la coppia assorbita dalla pompa dipende oltre che da  $\omega_i$  anche dalle caratteristiche geometriche del convertitore, da  $\varphi$  che per un dato rapporto di trasmissione rimane costante, e dalla portata di fluido  $m$ .

Poiché questa può ritenersi, a parità dei valori delle altre grandezze, proporzionale ad  $\omega_i$ , per un dato convertitore la coppia assorbita dalla pompa è, per ogni valore di  $v$ , proporzionale semplicemente al quadrato della velocità di rotazione in ingresso:

$$(8) \quad C_i = K'(v) \omega_i^2.$$

Le prestazioni di un convertitore di coppia sono perciò completamente definite una volta che siano note la curva dei rendimenti del convertitore e (in corrispondenza ad una opportuna velocità di ingresso  $\omega_i^*$ ) la curva di assorbimento di coppia  $C_i^*$  all'ingresso del convertitore al variare di  $v$ . Ad ogni altro valore di  $\omega_i$  la coppia assorbita sarà perciò:

$$(9) \quad C_i = C_i^* \omega_i^2 / \omega_i^{*2}.$$

Le curve  $\tau(v)$  o  $K'(v)$  o  $C_i^*(v)$  possono perciò essere assunte come *caratteristiche del convertitore*.

La differenza sostanziale tra le caratteristiche di un cambio meccanico e le caratteristiche di un convertitore di coppia è che nel primo all'albero in ingresso può essere applicata qualunque coppia motrice con le sole limitazioni di resistenza meccanica delle parti, indipendentemente dalla velocità in ingresso, mentre nel convertitore di coppia, fissate le sue caratteristiche geometriche, la coppia applicabile all'ingresso dipende dalla velocità di rotazione della parte motrice.

Data quindi tutta la serie delle caratteristiche di coppia in ingresso, che sono delle parabole quadratiche in funzione della velocità  $\omega_i$  aventi come parametro il rapporto  $v$ , in corrispondenza a ogni velocità in ingresso e per un dato rapporto di trasmissione il convertitore assorbirà una ben determinata coppia imponendo così il punto di « accoppiamento » tra

**ID = 2-1-1** — di coppia monostadio. — È il tipo di convertitore più semplice, rappresentato in fig. 13 e nello schema di fig. 15. È lo schema realizzato dall'inventore di tale tipo di variatore, il professor H. FÖRTINGER, che lo studiò per applicazioni con turbine a vapore navali nei cantieri Vulcan di Stettino.

In fig. 16 è rappresentato l'andamento dei rendimenti e del rapporto di conversione di coppia per un convertitore di tale tipo. Oltre alla realizzazione di FÖRTINGER, si ebbero numerose altre soluzioni di questo tipo elementare con diversi valori dei rapporti tra le grandezze geometriche caratteristiche del convertitore.

**ID = 2-1-2** — di coppia pluristadio. — Per i vari tipi di convertitore di coppia pluristadio l'andamento della curva dei rendimenti rimane perfettamente analogo a quello dei convertitori monostadio. Queste soluzioni permettono soltanto di sfruttare meglio i vari elementi palettati in un più ampio campo di valori del rapporto di trasmissione, ottenendo così un aumento del valore del « utility ratio » e talvolta del massimo valore del rendimento.

In fig. 17 sono rappresentati lo schema di un convertitore pluristadio (una pompa, due statori e tre turbine) e le relative curve caratteristiche. Tipi con tre turbine e due statori sono pure realizzati dalla Lysholm-Smith; per altre realizzazioni V. ID=3-2-.

**ID = 3-0** — **Classificazione funzionale.** — Un convertitore diceasi monofasico o polifasico a seconda che durante il suo funzionamento mantenga inalterato o no le sue caratteristiche idrauliche. Ciò vale indipendentemente dal numero degli elementi palettati costituenti il circuito idraulico del convertitore.

Indicato con  $f$  il numero di accoppiamenti unidirezionali (ruote libere o giunti di sopravanzo) che collegano tra di loro o all'incastellatura elementi palettati dello stesso tipo, il numero delle fasi del convertitore è uguale a  $f + 1$ .

Nelle curve dei rendimenti e del rapporto di conversione di coppia ottenibile con il convertitore, il passaggio tra le varie fasi di funzionamento è indicato da una discontinuità che si verifica per quel valore del rapporto di trasmissione per cui si viene a sciogliere o a stabilire uno dei suddetti collegamenti unidirezionali.

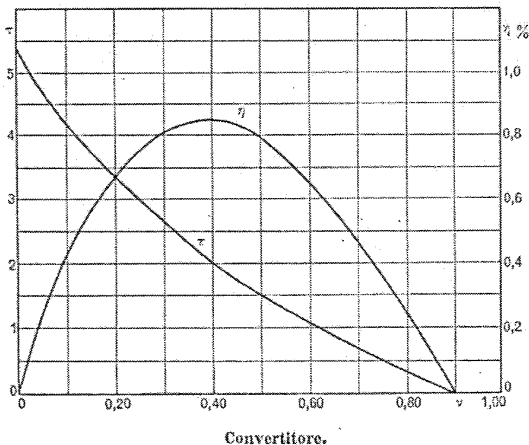


Fig. 16. — Andamento del rendimento  $\eta$  e del rapporto di conversione  $\tau$  in funzione del rapporto di trasmissione  $v$  per un convertitore di coppia di tipo elementare (fig. 13).

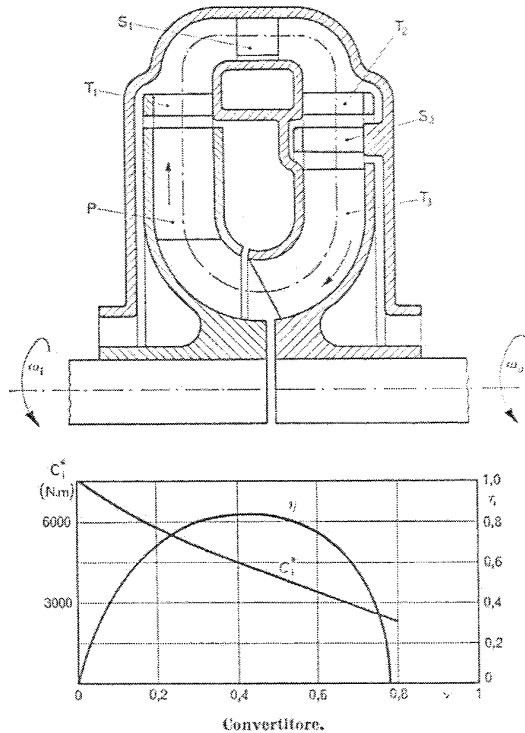


Fig. 17. — Schema del circuito idraulico di un convertitore di coppia monofasico tristadio e relative curve primaria e dei rendimenti (Twin-Disc).

P, pompa; S<sub>1</sub>, primo elemento palettato dello statore; S<sub>2</sub>, secondo elemento palettato dello statore; T<sub>1</sub>, primo stadio di turbina; T<sub>2</sub>, secondo stadio di turbina; T<sub>3</sub>, terzo stadio di turbina.

**ID = 3-1** — monofasico. — Il più semplice tipo di convertitore monofasico è quello rappresentato in fig. 13, che è anche monostadio. In fig. 17 si ha invece un esempio di convertitore monofasico tristadio.

**ID = 3-2** — bifasico monostadio.

**ID = 3-2-1** — **Trilok.** — È il tipo più semplice di convertitore polifasico; in fig. 18 ne è rappresentato schematicamente un tipo con la relativa curva dei rendimenti e dei rapporti di conversione di coppia. Tipi realizzati secondo detto schema sono il Trilok-Wandler, dovuti ai collaboratori di FÖRTINGER, professori SPANNHAKE e KLUGE, e numerose successive realizzazioni costruttive adottate in vari tipi di trasmissioni idrauliche (V. TRASMISSIONE, AU=, FE= o ME=).

Le due fasi di funzionamento corrispondono: ai bassi valori di  $v$  al funzionamento come convertitore semplice; per  $v$  superiore a quel valore per cui  $C_1$  si annulla, e quindi lo statore diventa folle grazie alla ruota libera interposta tra esso e la carcassa, al funzionamento come giunto idraulico (V. GIUNTO, ME=2-).

**ID = 3-3-0** — polifasico. — Come già accennato, la polifasicità può essere dovuta alla presenza di più pompe o turbine o ruote di reazione che cessano di essere tra di loro collegate e prendono a ruotare liberamente quando si raggiungono determinati valori del rapporto di trasmissione per i quali le coppie che si esercitano sui vari elementi vengono ad annullarsi ed a cambiare di segno.

**ID = 3-3-1** — trifasico monostadio. — Un tipo di convertitore trifasico monostadio è rappresen-

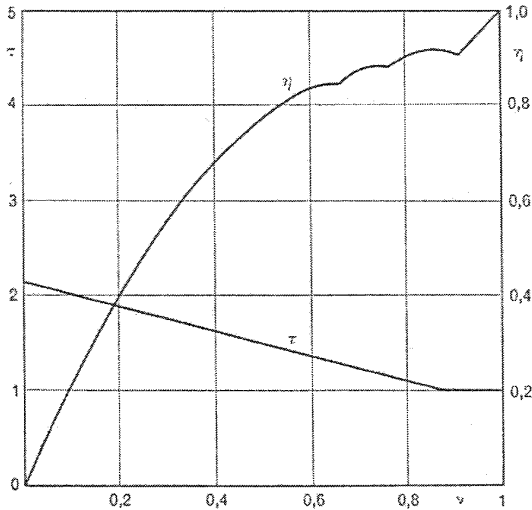
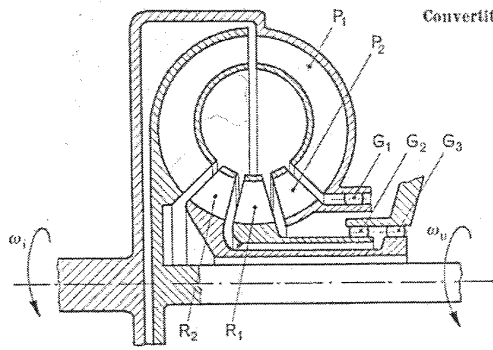


Fig. 21. — Rappresentazione schematica di un convertitore di coppia tetrafase monostadio (General Motors Dynaflo); curva del rendimento  $\eta$  e del rapporto di conversione di coppia  $\tau$  in funzione del rapporto di trasmissione  $v$ .

$G_1$ , giunto di sopravanzo collegante i due elementi della pompa;  $G_2$ , e  $G_3$ , giunti di sopravanzo relativi alle due ruote di reazione  $R_1$  e  $R_2$ ;  $P_1$ , e  $P_2$ , primo e secondo elemento palettato della pompa;  $R_1$  e  $R_2$ , prima e seconda ruota di reazione.

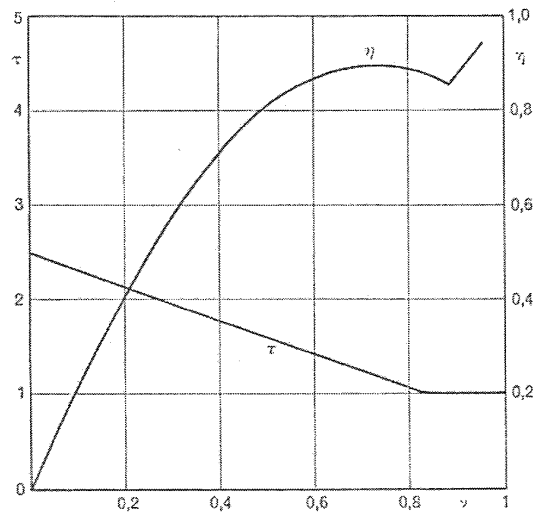
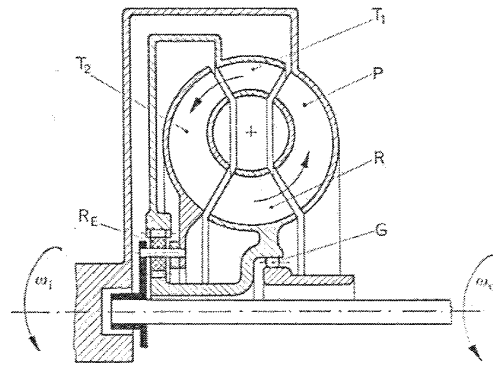


Fig. 22. — Rappresentazione schematica di un convertitore di coppia bistadio-bifase (General Motors Dynaflo Twin-Turbine); curve del rendimento  $\eta$  e del rapporto di conversione di coppia  $\tau$  in funzione del rapporto di trasmissione  $v$ .

ità angolari che stanno tra di loro nel rapporto dei raggi del portatreno e della corona esterna; quando si inverte il segno della coppia di reazione sull'elemento di reazione, questo prende a ruotare e il rapporto tra le due velocità delle turbine varierà secondo le leggi dei rotismi epicycloidali [formula di WILLIS (V. ROTISMO, 3-3-)] e il convertitore funzionerà come giunto idraulico.

Altri esempi costruttivi di convertitori bifasici bistadio si hanno nelle trasmissioni Allison-Twin Turbine e General Motors-Lysholm Smith. Nella prima delle due trasmissioni citate i due stadi della turbina sono collegati all'albero in uscita mediante diversi rotismi con diversi rapporti di trasmissione, per meglio sfruttare il funzionamento delle due turbine, nella seconda trasmissione i due stadi della turbina sono tra di loro solidali.

Anche in questi due esempi la ruota di reazione è montata su di un giunto di sopravanzo e il convertitore si trasforma in giunto idraulico nella sua seconda fase di funzionamento. La curva dei rendimenti e del rapporto di conversione di coppia rimane sostanzialmente identica come andamento al caso del convertitore di coppia bifase monostadio; l'introduzione di più stadi serve sostanzialmente ad avere un valore maggiore del «utility ratio».

**ID = 3-4 - — a doppia rotazione.** — Un tipo particolare di convertitore bifase è quello «a doppia rotazione», particolarmente usato nella trazione ferroviaria e rappresentato schematicamente in fig. 23. In esso la ruota di reazione può essere fatta ruotare in senso contrario ai due stadi di turbina bloccando uno degli elementi del rotismo epicycloidale che la collega all'albero in uscita della trasmissione.

Il convertitore funziona con la doppia rotazione in corrispondenza a valori del rapporto di trasmissione prossimi allo stallo. Il passaggio dalla doppia alla semplice rotazione avviene automaticamente non appena il valore del rendimento risulta superiore per la seconda configurazione rispetto alla prima. In entrambe le fasi di funzionamento il convertitore si comporta come tale, permettendo però di avere un valore molto grande del «utility ratio».

**ID = 3-5 - — con palettature orientabili.** — Come visto in ID=1, le caratteristiche di un convertitore di coppia dipendono dai valori degli angoli delle palettature degli elementi componenti; per migliorarle si sono realizzati dei gruppi in cui gli angoli delle palettature sono variabili.

A titolo di esempio in fig. 24 è riportato un gruppo comprendente tre turbine, una ruota di reazione a



quello con palettatura orientabile hanno caratteristiche idrauliche che vengono variate per intervento di gruppi di regolazione esterni o comunque basati su principi che non riguardano le caratteristiche dinamiche di funzionamento del convertitore e non possono essere a rigore considerati convertitori polifasici.

Allo stesso modo si hanno dei convertitori nei quali con vari meccanismi si passa alla «presa diretta» (e cioè al collegamento meccanico tra albero di ingresso ed uscita) una volta raggiunti determinati valori del rapporto di trasmissione (convertitore con «lock-out» o con «lock-up»); in altri l'albero in ingresso ed in uscita del convertitore sono collegati tra di loro tramite un gruppo differenziale posto in ingresso o in uscita dal gruppo (convertitore con «input split torque» o con «output split torque»); altri infine che permettono di avere un effetto di frenatura da parte del motore quando la parte condotta tende a girare più velocemente della motrice (convertitore con «retarding»). Per tutti questi tipi V. TRASMISSIONE, ME=3.

**ID = 4 - 0 - Circuito idraulico.** — In alcune applicazioni, tra le quali le più diffuse sono le automobilistiche, il circuito idraulico del convertitore comprende esclusivamente il volume a forma torica contenente gli elementi palettati. Il convertitore è tutto chiuso in un «carter» refrigerato dall'aria (Vedi oltre, ID=4-1-), rotante solidalmente con l'elemento pompa ed il liquido usato per la trasmissione del moto, generalmente olio, viene rimboccato periodicamente o periodicamente sostituito. In genere però il percorso seguito dall'olio comprende anche un tratto esterno al convertitore vero e proprio per rimediare innanzitutto alle fughe che si verificano tra le varie parti rotanti, ripristinando la necessaria quantità di olio nel circuito di lavoro, per provvedere alla refrigerazione del liquido, alla sua filtrazione e alla lubrificazione degli elementi che permettono la rotazione relativa delle varie parti.

In fig. 26 è rappresentato schematicamente il circuito di un convertitore semplice del tipo ad alloggiamento rotante con refrigerazione esterna; in fig. 27

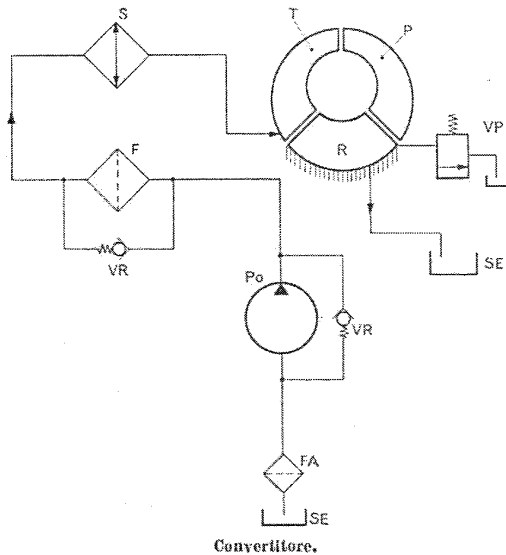
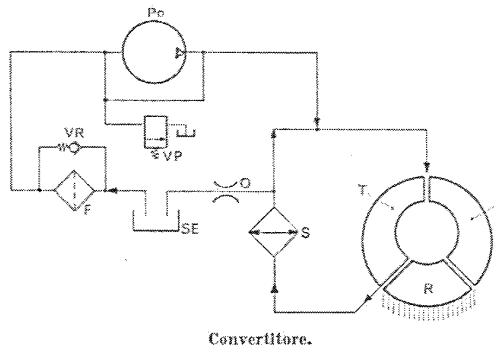


Fig. 26. — Schema del circuito esterno di refrigerazione di un convertitore di coppia ad alloggiamento rotante.

F, filtro; FA, filtro in aspirazione; P, pompa del convertitore; Po, pompa del circuito di refrigerazione; R, elemento di reazione; S, scambiatore di calore; SE, serbatoio; T, turbina; VP, valvola di regolazione della pressione nel circuito del convertitore; VR, valvole di non ritorno tarate.



Convertitore.

Fig. 27. — Schema del circuito esterno di refrigerazione di un convertitore di coppia ad alloggiamento fisso.

F, filtro; O, strozzatura di regolazione della portata; P, pompa del convertitore; Po, pompa del circuito di refrigerazione; R, elemento di reazione; S, scambiatore di calore; SE, serbatoio; T, turbina; VP, valvola di regolazione della pressione nel circuito del convertitore; VR, valvola di non ritorno tarata.

vi è la rappresentazione dell'analogo circuito nel caso di un convertitore con alloggiamento fisso. (Per il significato dei segni grafici V. CIRCUITO IDRAULICO).

Qualora il convertitore faccia parte di una trasmissione idrocinetica, il serbatoio dell'olio per il convertitore vero e proprio, quello per gli ingranaggi della trasmissione, le varie frizioni e i gruppi di regolazione possono essere in comune ed allora il circuito «esterno» del convertitore comprenderà una o più valvole distributrici che provvederanno all'invio ai vari servizi del liquido in circolazione.

**ID = 4 - 1 - Refrigerazione.** — Il convertitore di coppia può presentare dei valori di rendimento molto bassi e comunque, anche se fatto funzionare all'interno dell'intervallo di corretta utilizzazione (V. ID=1-3-3-), si deve provvedere a smaltire sino al 30% della massima potenza entrante nel convertitore.

Se la refrigerazione viene effettuata usando come mezzo refrigerante l'aria, il «carter» rotante racchiudente il convertitore viene alesato per meglio favorire la dispersione del calore. In genere tutto il gruppo è racchiuso in un alloggiamento fisso in cui l'aria viene aspirata dallo stesso gruppo rotante, in quanto le alettature vengono studiate in maniera tale da funzionare anche come ventilatore, e viene poi espulsa all'esterno.

Per convertitori che trasmettono potenze assai rilevanti si hanno refrigerazioni con circolazione d'aria forzata attorno al convertitore ottenuta con gruppi ausiliari, ma in genere si preferisce un sistema di refrigerazione esterno al convertitore vero e proprio, con refrigerazione con aria o con acqua o associando i due effetti.

Gli scambiatori che compaiono in fig. 26 e 27 possono essere infatti indifferentemente olio-aria od olio-acqua. Quando il convertitore è collegato ad un motore termico, il suo impianto di refrigerazione può essere messo in comune con quello del motore secondo i due schemi di fig. 28. Lo scambiatore del convertitore dovrà essere posto sulla linea principale di circolazione in maniera tale che possa sempre agire indipendentemente dalla necessità di asportare calore dal fluido di refrigerazione del motore.

**ID = 4 - 2 - Liquidi impiegati nei convertitori di coppia.** — Nei convertitori di coppia e nelle trasmissioni idrauliche in generale si usa come liquido di trasmissione olio minerale. Nelle prime applicazioni dei convertitori come riduttori in gruppi

dove si hanno spesso trasmissioni comprendenti più convertitori posti in serie o più spesso destinati a funzionare per diversi intervalli di velocità di trasferimento della motrice.

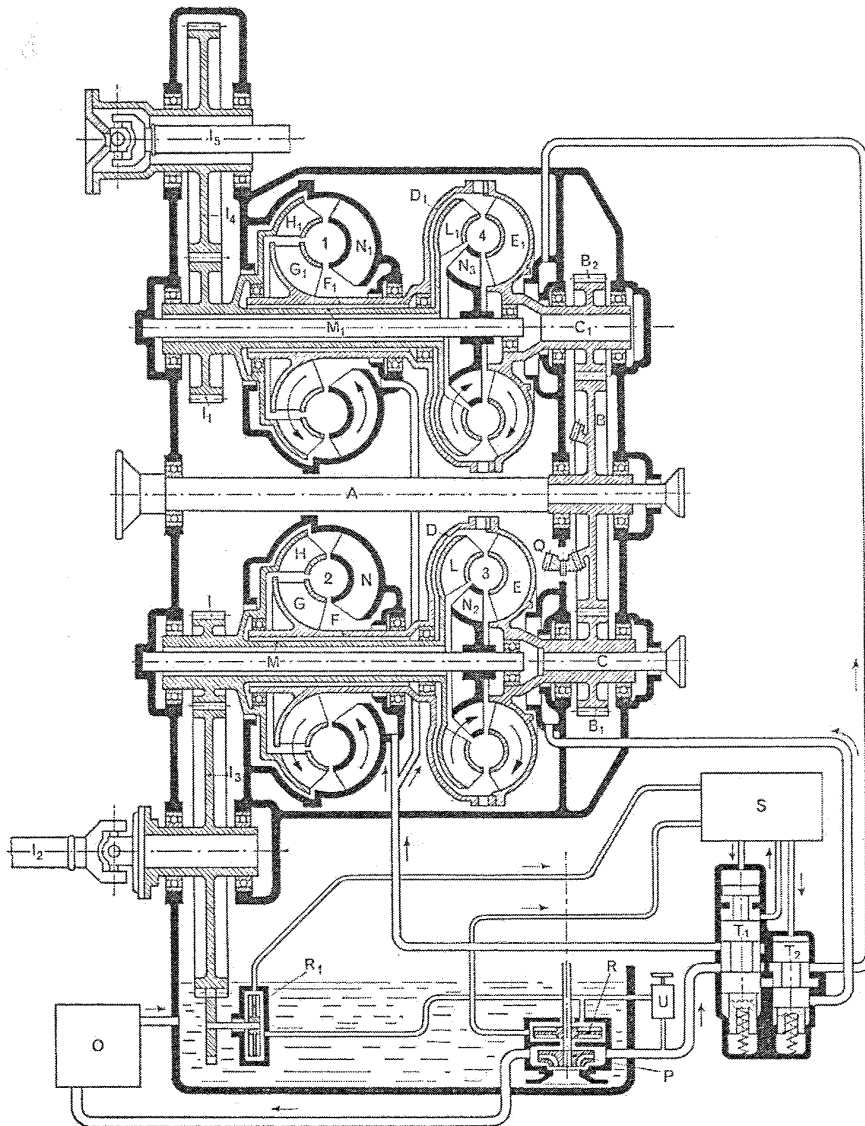
In fig. 30 è rappresentato un gruppo della Voith usato in trasmissioni ferroviarie, che comprendo quattro convertitori; due di essi vengono contemporaneamente usati per l'avviamento, successivamente vengono vuotati e viene riempito un terzo convertitore che funzionerà per una serie intermedia di valori di velocità ed infine per le massime velocità il liquido viene trasferito in un quarto convertitore.

In fig. 31 vi è un altro esempio di applicazione ferroviaria della Voith con due convertitori: uno

usato per la marcia avanti ed uno per la retromarcia, sfruttanti per il resto lo stesso gruppo di ingranaggi, e che viene montato su locomotive da manovra che debbono lavorare con frequenti inversioni di marcia. Il convertitore permette di invertire il senso di marcia senza che tutta la trasmissione sia soggetta a punte di carico elevatissime e soprattutto senza che si debba rallentare il motore primo del locomotore.

Altri numerosi esempi di applicazioni si hanno poi in veicoli cingolati militari e civili, in gruppi elevatori, negli impianti petroliferi, per gruppi di pompe d'alimentazione di generatori di vapore, ecc.

BIBL.: P. M. HELDT, *Convertisseur de couple. Transmission automatiques*. Dunod, Paris 1953; M. WOLF, *Strömungskupplun-*



Convertitore.

Fig. 30. — Convertitore di velocità idrodinamico multiplo, per automotrice ferroviaria (Voith).

A, albero azionato dal motore; B, B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub>, ruote dentate cilindriche; C, C<sub>1</sub>, alberi primari solidali con le scatole D, D<sub>1</sub>, con le pompe E, E<sub>1</sub>, dei convertitori di esercizio 3 e 4, con gli alberi cavi F, F<sub>1</sub>, e con le pompe G, G<sub>1</sub>, dei convertitori di avviamento 1 e 2; H, H<sub>1</sub>, turbine dei convertitori di avviamento solidali con le ruote I, I<sub>1</sub>; I<sub>2</sub>, I<sub>3</sub>, I<sub>4</sub>, I<sub>5</sub>, rinvii al primo e al secondo asse motore; L, L<sub>1</sub>, turbine dei convertitori di esercizio solidali, mediante gli alberi cavi M, M<sub>1</sub>, con le ruote I, I<sub>1</sub>; N, N<sub>1</sub>, N<sub>2</sub>, N<sub>3</sub>, N<sub>4</sub>, palette fisse di guida; O, refrigeratore olio; P, pompa riempimento convertitore; Q, presa moto per le pompe P e R; R, R<sub>1</sub>, pompe circuito comando; S, gruppo comando riempimento convertitori; T<sub>1</sub>, distributore per riempimento convertitori di avviamento; T<sub>2</sub>, distributore per riempimento convertitori di esercizio; U, divisore di flusso.



## Convertitori idrodinamici di coppia

I punti idraulici dei due luoghi a coppie uscenti uguali a quelle entranti. Quando la uscita si richiedano coppie diverse da quelle in entrata, generalmente servono occorre interporre tra pompa e turbina una parte fissa (statore). Non essendo uguali le due velocità coppie (in entrata e in uscita) le due alberi non tendono a ruotare alla medesima velocità angolare come nei punti. Definisco quindi un RAPPORTO DI TRASMISSIONE  $\tau$

$$\tau = \frac{\omega_0}{\omega_1} = \frac{\text{velocità turbina}}{\text{velocità pompa}}$$

Considero la presenza dello statore  
 $\Rightarrow$  la coppia in uscita dalla pompa non coincide con quella che arriva alla turbina.

$$C_p - C_T - C_s = 0 \Rightarrow C_T = C_p - C_s$$

Turbina e pompa hanno le stene disaccoppiate

1, 3, 5  $\Rightarrow$  ingresso pompa, turbina, statore

2, 4, 6  $\Rightarrow$  uscita pompa, turbina, statore

$C_0$  = componente periferica

$C_s$  = componente tangenziale

Le coppie indoppiate nei singoli componenti hanno come espressione:

$$C_p = \dot{m} (R_2 C_{02} - R_1 C_{01})$$

$$C_T = \dot{m} (R_3 C_{03} - R_4 C_{04})$$

$$C_s = \dot{m} (R_5 C_{05} - R_6 C_{06})$$

$$C_p = \psi_p A_2 \omega_p^2 R_2^3 f(\psi_1, \alpha_1, \dots)$$

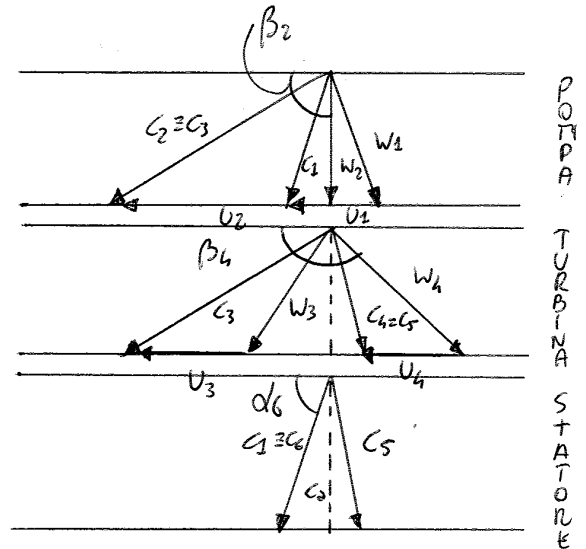
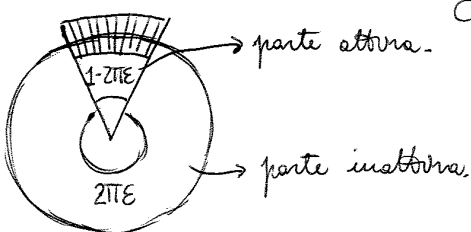
$$\tau = \eta_p \eta_t \frac{C_T}{C_p} = \eta_p \eta_t \frac{C_T}{C_p} = \text{rapporto di trasmissione di coppia}$$

$$\eta_p = \frac{C_T \omega_T}{C_p \omega_p} = \text{rendimento idraulico del convertitore a TV}$$

## TURBINE

### CLASSIFICAZIONE

- ad azione: tutto il salto di entalpia viene elaborato nella girante. Uno stadio ad azione non permette la paravalvarone
- e reazione: il salto entalpico viene elaborato in parte nella girante e in parte nel distributore

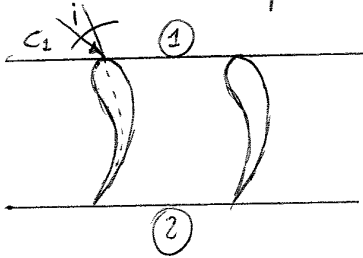


Funzionamento della turbina in condizioni di from progetto

La turbina viene dimensionata per ottenere il rendimento massimo in condizioni di progetto. Tuttavia si vogliono regolare il suo impianto. Per le turbine la parte idraulica a lacuna è perfetta per essere regolata.

Le macchine a vapore sono quelle che maggiormente si prestano alla regolazione dato che il rendimento non decade fortemente come avviene ad esempio nelle turbine a gas.

Per individuare le prestazioni di una palettetura ricorriamo a parametri adimensionali



- $\alpha_1$  = angolo di ingresso del fluido rispetto all'angolo geometrico
- $Re$
- $P_2/P_1^0$  salto di espansione
- $\tau$  avere conto del livello di turbolenza e della fluttuazione delle velocità

- incidenza
- angolo di effluvio della corrente
- coefficiente di perdita  $\varphi = \frac{C_2}{C_{2is}}$  → velocità reale in uscita / velocità reale in assenza di perdite
- numero di Mach  $M_2 = \frac{C}{C_s}$  →  $v$  fluido /  $v$  suono

$$\begin{cases} \varphi = \varphi(\alpha_1, Re, \frac{P_2}{P_1^0}, \tau) \\ \alpha_2 = \alpha_2(\alpha_1, Re, \frac{P_2}{P_1^0}, \tau) \end{cases}$$

notiamo che  $Re$  e  $\tau$  influenzano poco la palettetura

$$\begin{cases} \varphi = \varphi(\alpha_1, \frac{P_2}{P_1^0}) \\ \alpha_2 = \alpha_2(\alpha_1, \frac{P_2}{P_1^0}) \end{cases}$$

Possiamo ancora trascurare l'influenza del numero di Mach quando  $P_2/P_1^0 \approx 1$

$$\begin{cases} \varphi = \varphi(\alpha_1) \\ \alpha_2 = \alpha_2(\alpha_1) \end{cases}$$

Effettuando delle prove si nota che  $\alpha_2$  si mantiene costante con il valore di  $\alpha_1$

$$\begin{cases} \alpha_2 = cost \\ \varphi = \varphi(\alpha_1) \end{cases}$$

Considero quindi che in ingresso avrò le grandezze

$$P_1, V_1, C_1, \alpha_1$$

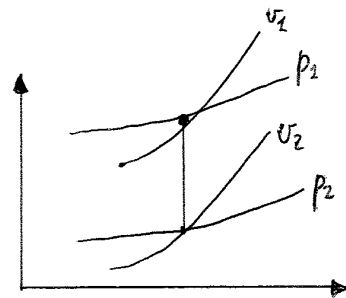
e in uscita

$$P_2, V_2, C_2, \alpha_2$$

Definisco l'entalpia  $h = \frac{k}{k-1} p v$

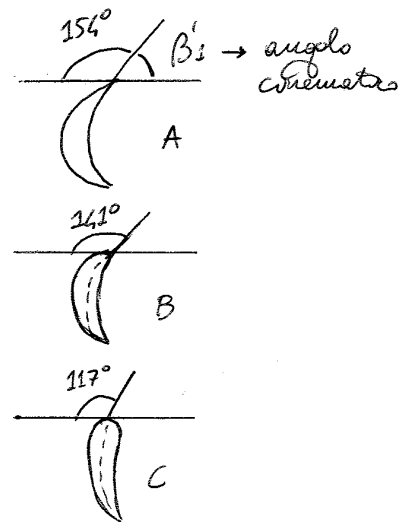
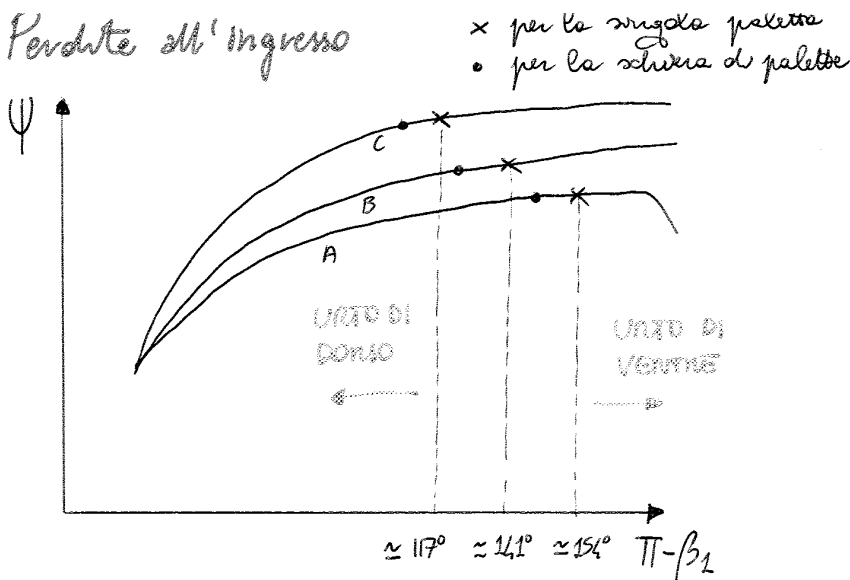
Applico ora il principio di conservazione dell'energia, considero la forma dell'entalpia e la trasformazione politropica con  $k$

$$\int_{L_0}^{L_1} \rho v + Q = \Delta i + \Delta E_c + \Delta E_g + \int_{L_0}^{L_1} w$$



Questa curva viene chiamata politropica per il tempo

### Perdite all'ingresso



$\Psi$  viene utilizzato per quantificare le perdite per una paletteatura mobile. Nel caso considerato si ha  $\Psi_A < \Psi_B < \Psi_C \Rightarrow$  al diminuire dell'angolo di deflessione diminuiscono le perdite. Al diminuire della deflessione della corrente aumenta l'efficienza. È conveniente utilizzare bordi d'attacco arrotondati poiché hanno una maggiore efficienza.

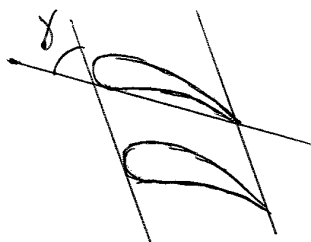
Quando il flusso investe la pala con un urto di ventre le perdite sono superiori rispetto all'urto di dorso.

Cambiano l'angolo di calceamento modifica la sezione del canale. Questo sarà divergente per una macchina operatrice mentre sarà convergente per una macchina motrice.

Definisco la **PRESSIONE TOTALE**  $\gamma = \frac{P_2^0 - P_2^0}{\frac{1}{2} \rho_1 c_1^2}$  che tiene conto delle perdite

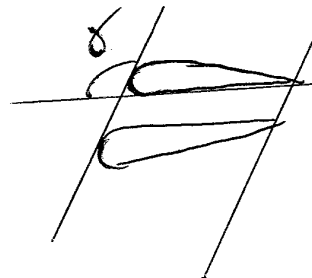
Se il valore di  $\gamma$  è contenuto  $\Rightarrow$  le perdite sono basse. Se il valore di  $\gamma$  è nullo  $\Rightarrow$  è come se seguiva un processo isotropico.

All'aumentare dell'angolo di calceamento  $\delta$  il minimo si abbassa (minimo delle perdite) ma diminuisce il range in cui le perdite sono minime.



#### TURBINA

Palette di semplice realizzazione e decadimento di prestazioni inferiori al variare dello scostamento dalle condizioni nominali

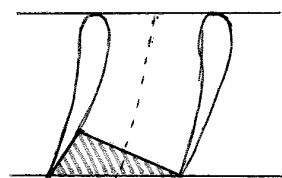


#### COMPRESSORE

Palette più complesse da realizzare con decadimento di prestazioni molto allentandosi dalle condizioni nominali

### Perdite post-espansione

Considerando una paletteatura semplicemente convergente, in corrispondenza della sezione di uscita la velocità potrà essere al massimo quella del suono.



# PARAMETRI ADIMENSIONATI CHE CARATTERIZZANO IL FLUSSO

- Numero di Newton  $C_F = \frac{F}{\frac{1}{2} \rho w^2 A}$
- Numero di Reynolds  $Re = \frac{\rho w l}{\mu}$
- Numero di Mach  $M_a = \frac{w}{w_s}$
- Numero di Strouhal  $Sr = \frac{w}{l f} \rightarrow \text{frequenza}$
- Numero di Prandtl  $Pr = \frac{\nu}{\alpha_t} \rightarrow \text{diffusività termica}$
- Numero di Crocco  $C_{ru} = \frac{U}{\sqrt{2h^0}} = \frac{U}{\sqrt{2 \frac{k}{k-1} p^0 v^0}} = \text{caratterizza la condizione dinamica del flusso in una turbomacchina}$

Si può affermare che se due macchine hanno gli stessi parametri adimensionati tra le due macchine si ha similitudine fluidodinamica

$\Phi = \frac{w_s}{U} = \varphi = \frac{w_r}{U}$  - coefficiente di portata

$\Psi = \frac{L_i}{U^{1/2}} = \frac{F}{A \rho U^2 / 2}$  - coefficiente di lavoro o di pressione

$L_i = \frac{\Delta P}{\rho} + \Delta E_c$

Per rappresentare tutte le condizioni di funzionamento della macchina ho bisogno di una condizione iperparametrica.

$$\begin{cases} \Psi = \Psi(\Phi, C_{ru}) \\ \eta_t = \eta_t(\Phi, C_{ru}) \\ \Psi = \Psi(\Phi, \eta_t) \rightarrow \text{per turbina monotadria} \end{cases}$$

Abbiamo detto che  $Re$  non interviene con grande intensità, come anche il numero di Mach che non interviene se molto basso. Una ulteriore semplificazione si ha considerando  $C_{ru}$  non variabile.

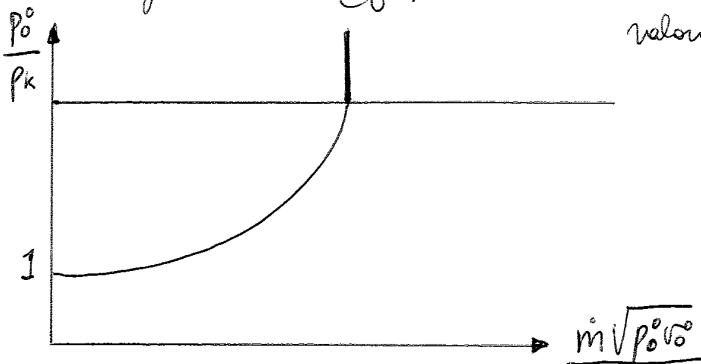
$$\begin{cases} \Psi = \Psi(\varphi) \\ \eta_t = \eta_t(\varphi) \end{cases} \Rightarrow \text{CARATTERISTICA DI FUNZIONAMENTO}$$

La similitudine di fluido si realizza con l'uguaglianza dei parametri  $\varphi$  e  $\Psi$ . In similitudine rimane costante il rendimento  $\eta_t$

$$\Psi = \frac{L_i}{U^2} = \eta_t \frac{L_{tis}}{U^2} = \eta_t \frac{k}{k-1} p^0 v^0 \left( 1 - \left( \frac{p_k}{p^0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) = \eta_t \left( \frac{\sqrt{k p^0 v^0}}{U} \right)^2 \frac{1}{k-1} \left( 1 - \left( \frac{p_k}{p^0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)$$

Nel nostro caso  $\left(\frac{P_k}{P_0}\right)_{cr} = 0,091 \Rightarrow$  aumentando il numero degli stadi questo valore tende a  $0 \cdot \frac{P_0}{P_k}$

Inverte gli assi del grafico e il rapporto  $\frac{P_k}{P_0}$  diventa  $\frac{P_0}{P_k} \Rightarrow$  amplifica il valore che prima era vicino a zero.



La portata elaborata dalla turbina dipende dalla rotazione il fluido è più difficile che entrò con una velocità più elevata.

Quando il flusso è critico nel  $P_0$  d'ingresso sarà poi critico nella girante e la portata non cambia anche al diminuire della pressione critica. Continuando a diminuire  $p$  si verifica la post espansione fino a quando non si raggiunge la pressione minima nel passo di uscita. Successivamente non aumenta più il lavoro (che solo più la componente assiale).

FIG. 194 PAG. 383: diagramma caratteristico di una turbina a reazione bated. In solito la palebbatura che per prima diventa critica appartiene ad uno degli ultimi stadi della macchina, ma in linea di massima nessuna palebbatura può per prima diventare critica. Quando la seconda girante diventa critica la portata che attraversa la macchina rimane costante e si incontrano tratti verticali. In corrispondenza di  $\left(\frac{P_0}{P_k}\right)_{max}$  si ha la post espansione nel triangolo considerato. Non ha senso andare a lavorare al di sopra di quella linea.

Legge ellittica della portata e cono dei consumi

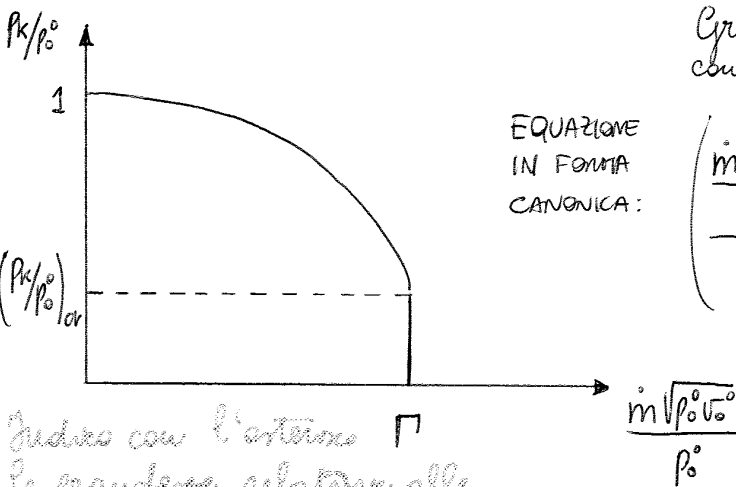


Grafico valido per una turbina con un numero elevato di stadi

EQUAZIONE IN FORMA CANONICA:

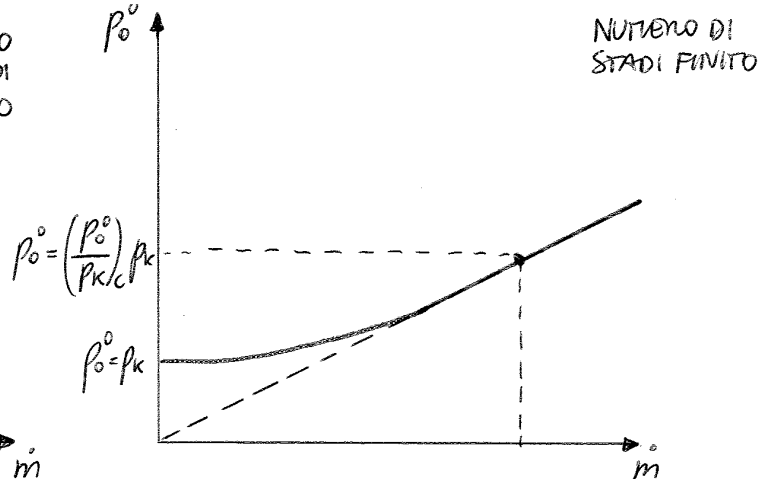
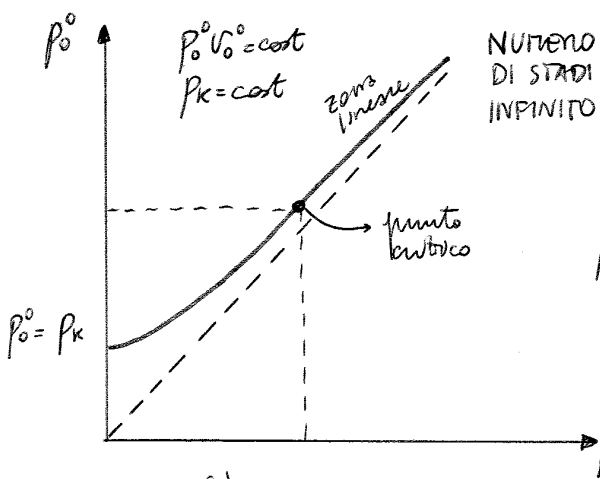
$$\left(\frac{\frac{m^* \sqrt{P_0^* V_0^*}}{P_0^*}}{\Gamma}\right)^2 + \left(\frac{P_k^*/P_0^*}{1}\right) = 1$$

$$m^* = \frac{P_0^*}{\sqrt{P_0^* V_0^*}} \Gamma \sqrt{1 - \left(\frac{P_k^*}{P_0^*}\right)^2}$$

Indice con l'asterisco  $\Gamma$  la grandezza relativa alle condizioni nominali

$$\frac{\dot{m}}{m^*} = \frac{P_0}{P_0^*} \frac{\sqrt{P_0^* V_0^*}}{\sqrt{P_0 V_0}} \sqrt{\frac{1 - (P_k/P_0)^2}{1 - (P_k^*/P_0^*)^2}}$$

$\sim 1$  near (nominal)



Per  $p_0^o > \left(\frac{P_0^o}{P_k}\right)_c P_k$  risulta una proporzionalità diretta fra la portata e la premessa totale di ammassare  $\Rightarrow m = \text{cost. } p_0^o$

$$\left(\frac{m \sqrt{P_0^o v_0^o}}{P_0^o}\right)^2 + \left(\frac{(P_k/p_0^o) - (P_k/p_0^o)_c}{1 - (P_k/p_0^o)_c}\right) = 1$$

$$\frac{P_k^*}{P_0^{o*}} \geq \left(\frac{P_k}{P_0^o}\right)_c$$

$$\Gamma = \frac{m \sqrt{P_0^{o*} v_0^{o*}} / P_0^{o*}}{\sqrt{1 - \frac{(P_k^*/P_0^{o*}) - (P_k/P_0^o)_c}{1 - (P_k/P_0^o)_c}}}$$

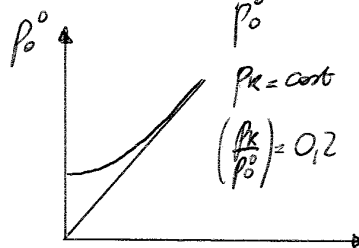
$$\Gamma_{\text{fuori progetto}} = \frac{m \sqrt{P_0^o v_0^o}}{P_0^o}$$

Condizioni naturali di funzionamento

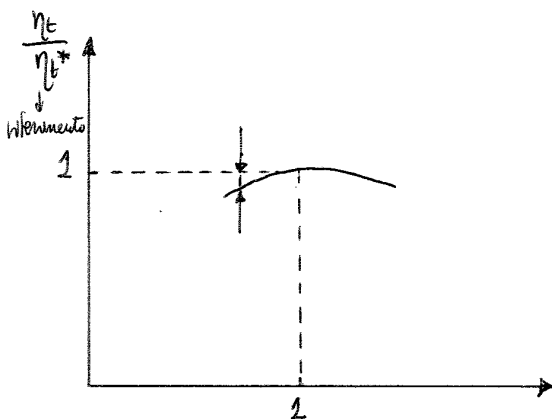
$$\frac{P_k^*}{P_0^{o*}} \leq \left(\frac{P_k}{P_0^o}\right)_c \quad \Gamma = \frac{m^* \sqrt{P_0^{o*} v_0^{o*}}}{P_0^{o*}}$$

$$\frac{m \sqrt{P_0^o v_0^o}}{P_0^o} = \frac{m^* \sqrt{P_0^{o*} v_0^{o*}}}{P_0^{o*}}$$

$$\frac{m}{m^*} = \frac{P_0^o}{P_0^{o*}} \frac{\sqrt{P_0^{o*} v_0^{o*}}}{\sqrt{P_0^o v_0^o}}$$



Rendimento di una turbina in condizioni di fuori progetto



L'andamento del rendimento è quadratico, dipendente dal numero di stadi (meglio se elevato) e dal carico (meglio se elevato). In queste condizioni il rendimento non può e non può restare costante. La variabilità di  $\eta_t/\eta_t^*$  si riduce all'aumentare del numero di stadi. Ciò avviene perché gli stadi anteriori risultano poco di una variazione di premessa

$$\frac{P_k^*/P_0^{o*} \rightarrow \text{rendimento}}{P_k/P_0^o}$$