



**Appunti universitari**

**Tesi di laurea**

**Cartoleria e cancelleria**

**Stampa file e fotocopie**

**Print on demand**

**Rilegature**

**NUMERO: 2216A**

**ANNO: 2017**

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

**STUDENTE: Cerruti Federico**

**MATERIA: Fondamenti di Macchine a Propulsione - Prof.  
Casalino e Pastrone**

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.**

## ▣ Turbomacchine : introduzione

### Compressore

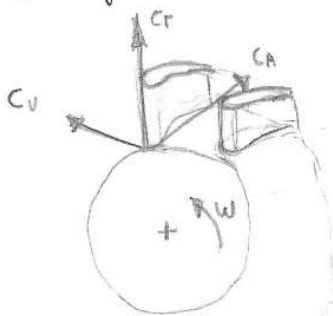
$$L_c = \frac{1}{\eta_c} c_p T_1^0 \left( \beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

### Turbina

$$L_t = \eta_t c_p T_3^0 \left( 1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right)$$

Sono macchine attraversate da una corrente di fluido e sono dette cinetiche perché trasferiscono lavoro cambiando la velocità.

Per trovare un'espressione del lavoro legata alla variazione della velocità (e quindi alla variazione di pressione) bisogna analizzare la palettatura di una turbomacchina.



Immagino un disco (rotore) circondato da una palettatura. Il flusso entra in 1, scambia lavoro con la parete ed esce in 2.

Lo scambio di lavoro avviene su 1 asse (macchine assiale) ma ci sono anche macchine di tipo centrifugo. Entra in 1 alle stesse condizioni e trascurando l'altezza delle palete era maggiore in 2.

come l'energia anche il momento angolare si conserva

$\Rightarrow$  l'applicazione di una coppia positiva in ingresso (concorde con  $c_u$ )

$\Rightarrow$  la coppia solo se la pulettatura è rotante ( $\omega$ )  
compie lavoro.

Potenza Interna

$$P_i = M_{\text{organi interni}} \cdot \omega \cong M \cdot \omega =$$

$$= \dot{m} (\omega r_2 c_{u2} - \omega r_1 c_{u1})$$

Avendo definito il lavoro interno  $L_i = \frac{P_i}{\dot{m}}$

$$L_i = \omega r_2 c_{u2} - \omega r_1 c_{u1} = \underline{U_2 c_{u2} - U_1 c_{u1}}$$

chiamo  $U = \omega r$  la velocità di trascinamento della pulettatura

Variano la velocità del flusso ( $c_u$ ) vario il lavoro  
(sulla macchina compressore)

Nel compressore ho bisogno di una pulettatura per cui

$c_{u2} > c_{u1}$ . L'inverso in una turbina

Alle ipotesi di gas ( $\Delta E_g = 0$ ) e di riferimento fisso ( $\Delta E_{cf} = 0$ )  
aggiungo la condizione di adiabaticità (flusso in rotolo movimento)

$$L_i = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}$$

A seconda del lavoro che la macchina deve scambiare (che sia quindi operatrice o motrice) il comportamento è diverso.

Compressore  
(macchina Operatrice  
ovvero  $L_i > 0$ )

$$\hookrightarrow C_{v2} > C_{v1}$$

$$\hookrightarrow V_2 r_2 > V_1 r_1$$

$$C_2 > C_1$$

$$W_2 < W_1$$

Turbina  
(macchina motrice  
ovvero  $L_i < 0$ )

$$\hookrightarrow C_{v2} < C_{v1}$$

$$\hookrightarrow V_2 r_2 < V_1 r_1$$

$$C_2 < C_1$$

$$W_2 > W_1$$

(ma esistono anche turbine con  $W_2 = W_1$ )

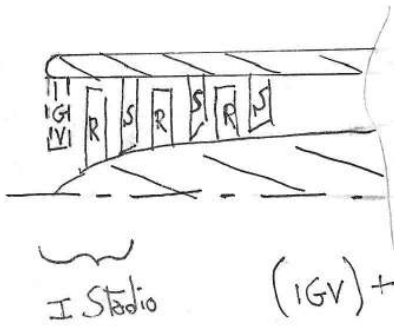
Lo spazio tra le palette è un ugello; l'area tende ad aumentare (turbina) o diminuire (compressore)

A seconda che vari  $r$  o  $u$  siamo di fronte ad una macchina assiale o radiale.

Per la turbina diminuisce da 1 a 2 per il compressore aumenta

# Compressore Assiale ( $\beta_c \approx 1,3 \div 1,4$ )

In Sezione (3 stadi)



Casing (Palette Statoriche)

+ Tamburo (Palette Rotoriche)

I Stadio (IGV) + Rotore + Statore

- Un compressore assiale è multistadio (costituito da più stadi)
- Davanti al rotore del i stadio può esserci un ulteriore statore IGV (Inlet Guide Vanes)
- Velocità del flusso
- $C_a$  : velocità assiale "di portata"
- $C_u$  : velocità tangenziale
- $C_r \approx 0$  (il casing impedisce il movimento radiale)
- L'area di ingresso del compressore si riduce, l'area delle palette diminuisce

$$\dot{m} = \rho C_a A \quad \text{Portata}$$

Negli ultimi stadi quindi  $\rho$  e  $\rho$  sono maggiori delle grandezze nei primi stadi

⇒ Seguendo le ipotesi di stazionarietà, a regime  $\dot{m}_{\text{ultimi stadi}} = \dot{m}_{\text{inizi}}$

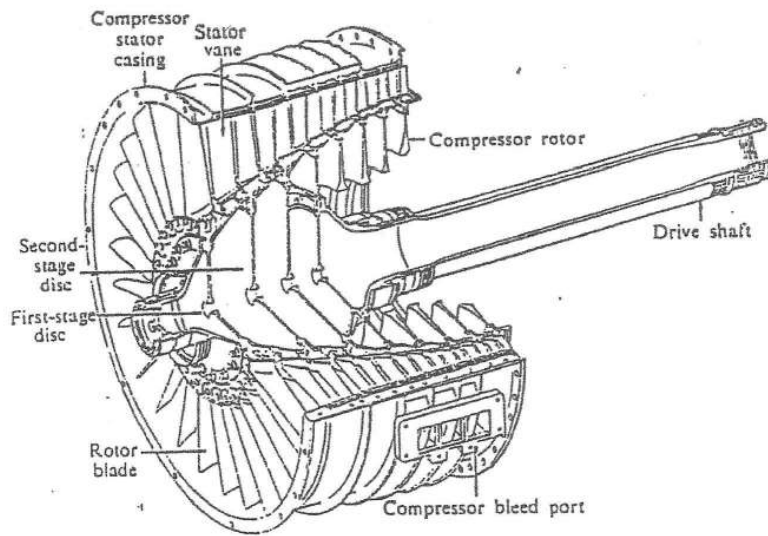


FIG. 8-5. Cutaway sketch of a typical axial compressor assembly: the General Electric J85 compressor. (Courtesy General Electric Co.)

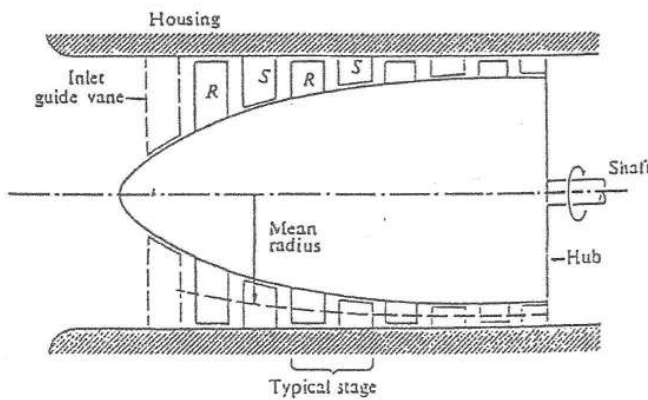


FIG. 8-4. Schematic of a section of an axial compressor.

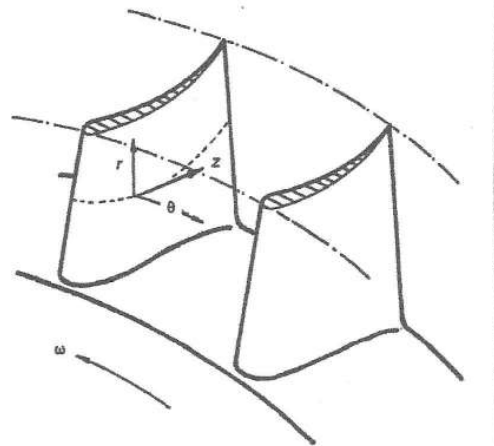


Figure 7-2. Coordinate system for axial-flow compressor.

$$C_{u1} = C_1 \cos \alpha_1 \quad C_{u2} = W_{u2} + U = W_2 \cos \beta_2 + U$$

$$C_1 = C_a / \sin \alpha_1 \quad W_2 = C_a / \sin \beta_2$$

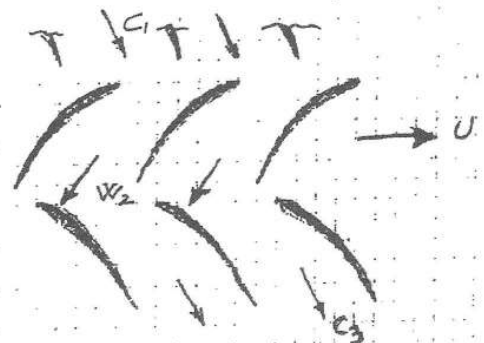
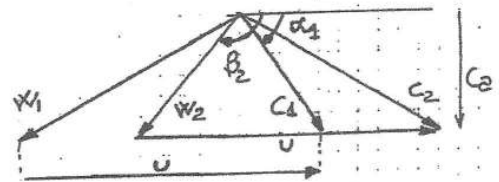
$$L_c = U (C_{u2} - C_{u1}) = U (U + C_a (\cot \beta_2 - \cot \alpha_1))$$

$$\text{posto } \varphi = \frac{C_a}{U} \quad L_c = U^2 (1 + \varphi (\cot \beta_2 - \cot \alpha_1))$$

Triangoli simmetrici se  $\beta_2 = \pi - \alpha_1$

$$\downarrow$$

$$L_c = U^2 (1 - 2\varphi \cot \alpha_1)$$



Introduco gli angoli delle velocità per ottenere il disegno della palette.

$\alpha$  angolo formato dalle  $c$  ;  $\beta$  quello dalle  $w$ .

La velocità in uscita dal bordo di fuga è parallela al profilo



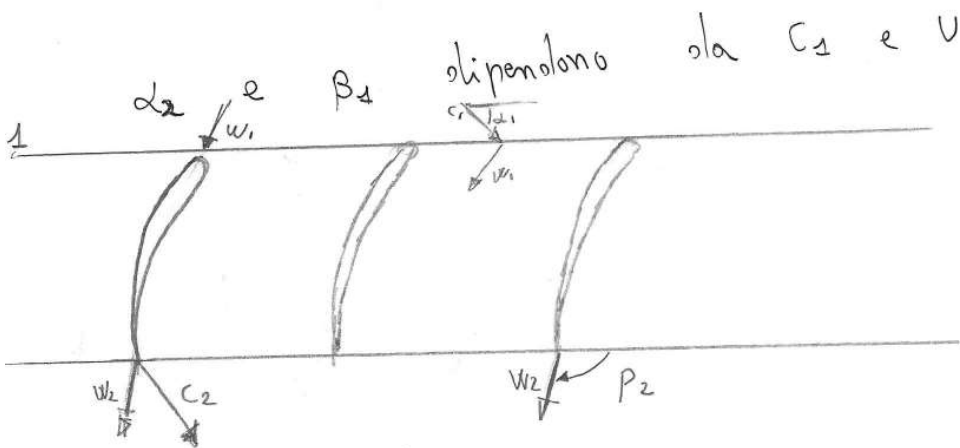
N.B. Se l'incidenza in ingresso è troppo grande si verifica lo stallo

Per evitarlo impongo incidenza nulla ovvero velocità in ingresso parallela al bordo di attacco grazie all'IGV

$$IGV \rightarrow c_1$$

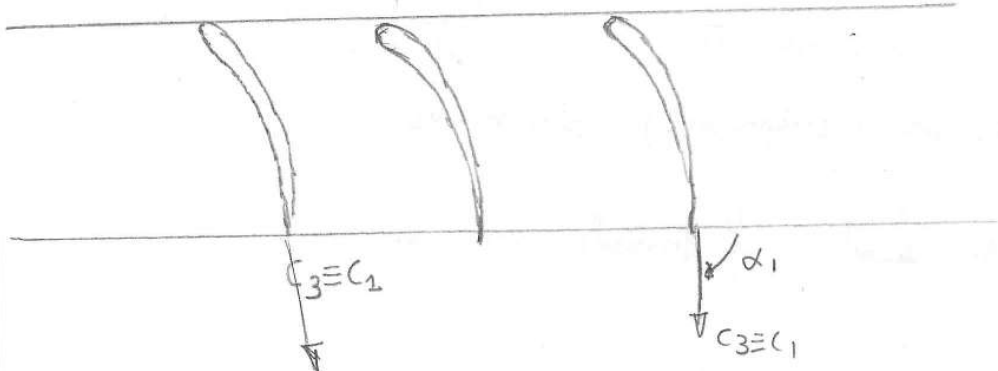
$\alpha_1$  e  $\beta_2$  sono angoli costruttivi

$\Rightarrow$  Direzioni  $w_2$  fisse



Profilo Palette da TDV

Rotore



Statore



$$L_c = u (c_{u2} - c_{u1}) = u (u + c_a \cotg \beta_2 - c_a \cotg \alpha_1)$$

$$L_c = u [u + c_a (\cotg \beta_2 - \cotg \alpha_1)]$$

introduco 2 coefficienti adimensionali

Coeff di portata

$$\varphi = \frac{c_a}{u}$$

Coeff. di pressione

$$\psi = \frac{L_c}{u^2/2}$$

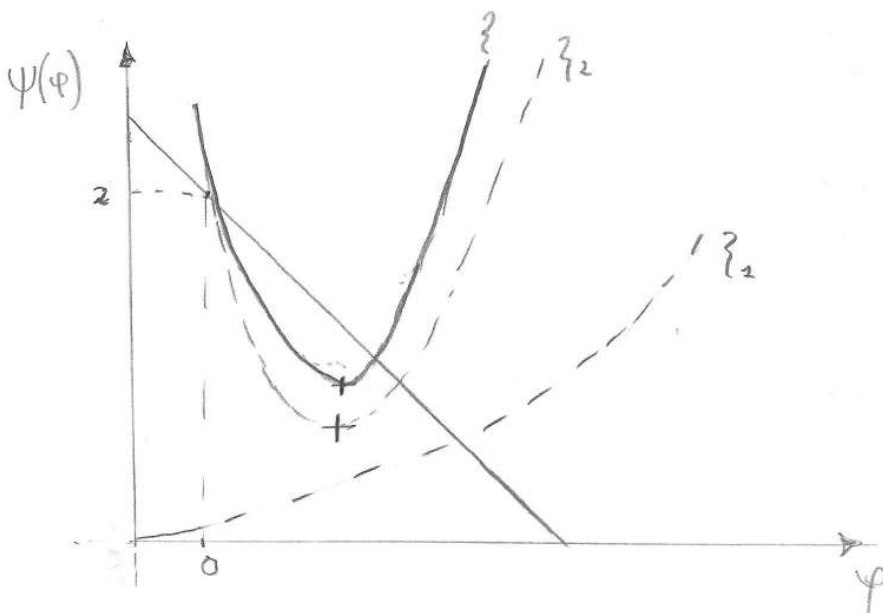
sostituendo

$$\psi = 2 [1 - \varphi (\cotg \alpha_1 - \cotg \beta_2)]$$

positivo      negativo  
 positivo

Lavoro Forma  
Adimensionale

Coeff angolare (derivata)  
 negativo  
 ↓  
 Retta discendente



+ Minimum } ≡ Condizioni Progetto

Con le Hn di fluido incompressibile (valida per il singolo stadio)

$$L_c - L_w = (p_3 - p_1) \left( \frac{RT}{n} \right)$$

$$\psi - \zeta = \left( \frac{p_3}{p_1} - 1 \right) \frac{RT}{U^2/2}$$

Ricordando

$$\eta_{yc} = \frac{L_c - L_w}{L_c} = \frac{\psi - \zeta}{\psi}$$

Rendimento isentropico  
compressore.

Il max  $\eta_{yc}$  è a destra del max  $\psi - \zeta$

$$L_c = C_p T_1^0 \left( \beta_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma \cdot \eta_{yc}}} - 1 \right)$$

$$\beta_c = \left( 1 + \frac{L_c / U^2/2}{C_p T_1^0 / U^2/2} \right)^{\frac{\gamma \cdot \eta_{yc}}{\gamma-1}}$$

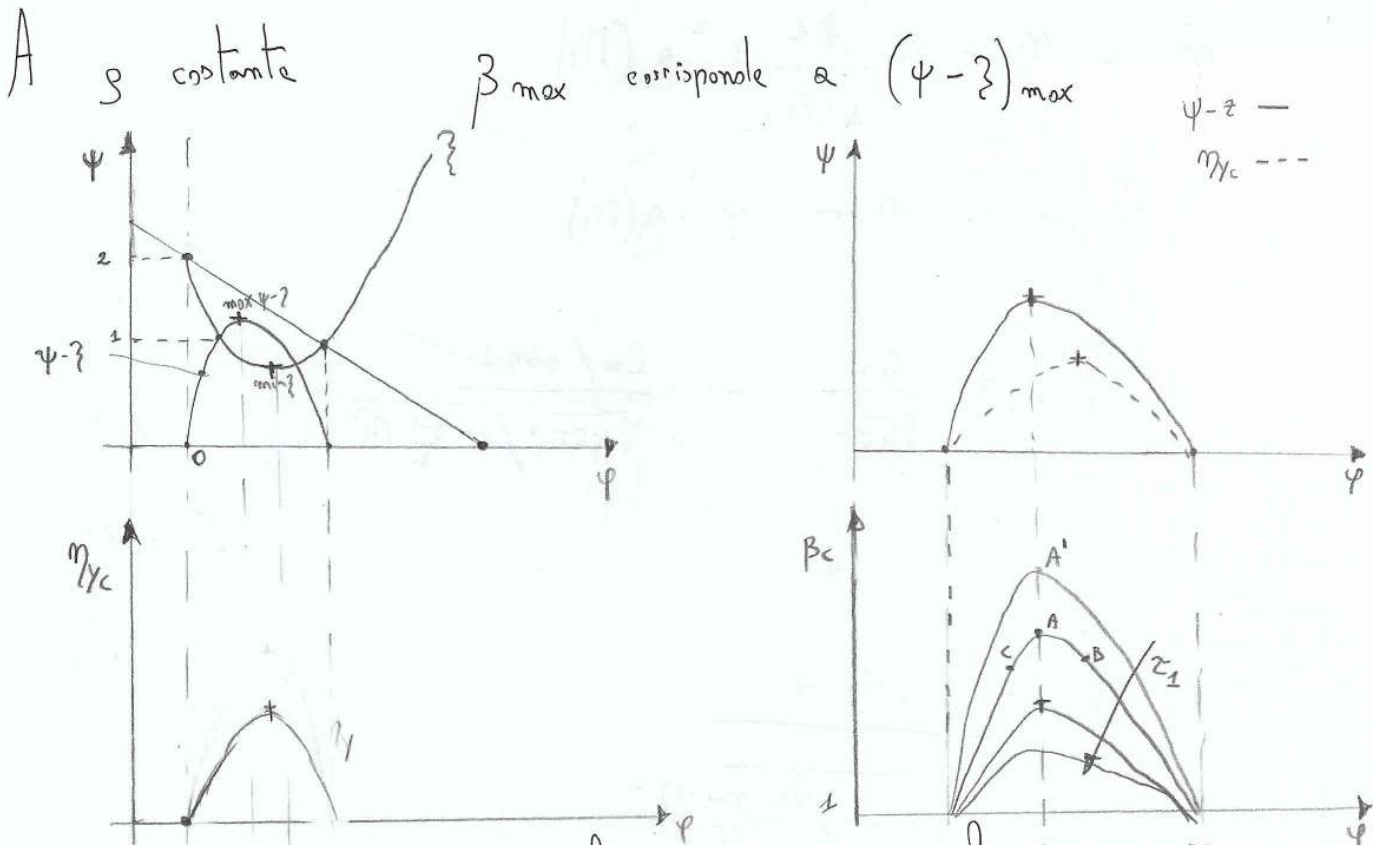
chiamandolo  $\tau_1$  coefficiente termometrico =  $\frac{C_p T_1^0}{U^2/2}$

$$\beta_c = f \left( \psi, \eta_{yc}, \tau_1 = \frac{C_p T_1^0}{U^2/2} \right)$$

ovvero

$$\beta_c = f(\psi, \tau_1)$$

$\psi$  funzione  
 $\tau_1$  Ambientale.



Rispetto a ca è più semplice ragionare sul compressore in termini di portata corretta e numero di giri corretto

$$n^{\circ} \text{ giri corretto} = \frac{n \cdot D}{\sqrt{RT_1^{\circ}}} \propto \frac{1}{\sqrt{\zeta}}$$

(Relazione da  $v = w r = w \frac{D}{2}$  e  $w = 2 \pi n$ ,  $c_p = \frac{\gamma - 1}{2} R$ )

portata Corretta  $\frac{\dot{m} \sqrt{RT_1^{\circ}}}{n^{\circ} D^2}$

$$\dot{m} = g_{ca} A \propto \frac{n}{RT} \psi \cdot v \cdot D^2 \propto \frac{n^{\circ}}{RT^{\circ}} g(\pi) \psi v D^2 \propto n_{corr}^{\circ} \frac{n^{\circ}}{\sqrt{RT_0}} g(\pi) \psi D^2$$

$\uparrow$   
funzione nach

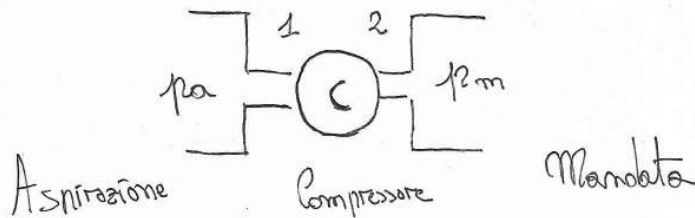
Similmente nelle ordinate trovo  $\frac{\dot{m}}{\sqrt{T_1}}$

• Il funzionamento del compressore è limitato sulla mappa a causa di fenomeni globali (pompaggio e stallo) e locali (che agiscono su  $\alpha_1$  e  $\alpha_2$ )

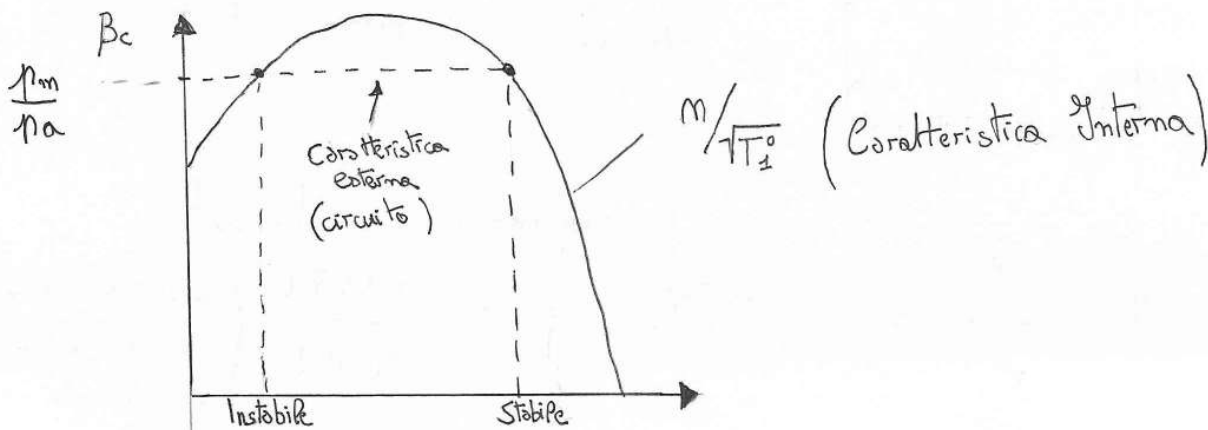
Due fenomeni compromettono il funzionamento del compressore

- il Pompaggio (surge), grave
- lo Stallo Rotante

• Il pompaggio è un'instabilità nel compressore che porta all'inversione di flusso e coinvolge tutto il circuito.



$$\beta_c = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_m}{p_a}$$



## Stallo Rotante

Schiera  
Palette Rotoriche



Lo stallo avviene per un dato  $w_1$  variando  $c_t$  o  $U$  durante una regolazione.

Se avviene uno stallo su una palette si forma una scia che blocca il passaggio del fluido. La portata "bloccata" cercherà di passare in parte nel suo alloggiamento in parte negli altri.

$w_1$  tende a ruotare, raddrizzarsi fino a riprendere il funzionamento mentre lo stallo si sposta ruotando sulle altre palette.

- Lo stallo si evita per 2 motivi
  - diminuzione rendimento
  - fatica sulle palette

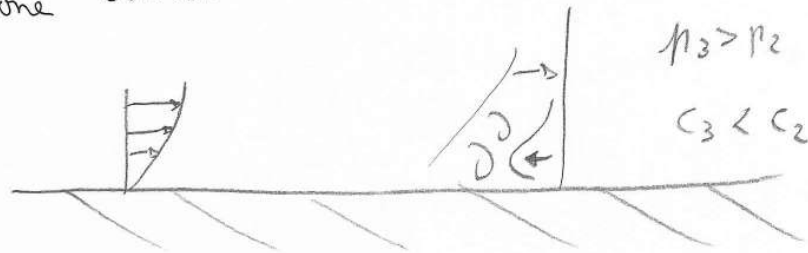
Si verifica per incidenza di funzionamento variabile.

$C_p < C_{p \text{ max}}$  per evitare lo stallo che avviene non sulle palette ma sul fondo della crenatura e del tamburo

L'eccessivo aumento di pressione rispetto alla velocità causa lo stallo per la inversione del flusso nella vicinanza della parete

$\Rightarrow$  Separazione corrente  $\rightarrow$  Stallo.

Nello  
Statore



Nella Turbina il gradiente di pressione è negativo  
e quindi non si hanno le stesse limitazioni

Le 2 condizioni limitano il rapporto di compressione  $\beta_c$  che può essere fornito da 1 stadio

$$\beta_c = \frac{p_3^0}{p_1^0}$$

Se assumo  $c_3 = c_1$  per poter ripetere lo stadio e considerarlo compressioni nel singolo stadio non alte:

$$M_3 \approx M_1 \Rightarrow \beta_c \approx \frac{p_3}{p_1}$$

⇒ Per queste limitazioni sul Bernoulli nel compressore assiale è necessaria una configurazione multistadio.

Inoltre per massimizzare i rapporti  $\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_2}$  i triangoli delle velocità devono essere simmetrici.

• Pensiamo un rotore ed esploriamo  $C_p = \frac{p_2 - p_1}{\frac{1}{2} \rho W_1^2}$

con ipotesi  $\rho = \text{costante}$ .

Applico il I principio

$$L_i - L_w = \int_1^2 V dp + \Delta E_{c, g, cf}$$

e scrivo l'equazione nel riferimento rotante ( $L_i = 0$ ) in un caso ideale ( $L_w = 0$ ) e trascuro gravità e forze centrifughe

(⇒ macchina assiale  $v_1 = v_2$ )

$$0 = \int_1^2 V dp + \Delta E_c$$

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} = \frac{W_1^2 - W_2^2}{2} \quad (\text{Caso Incompressibile})$$

$$\Rightarrow \boxed{C_p = 1 - \frac{W_2^2}{W_1^2}} \quad \text{e assunto ca costante}$$

1) L'altezza delle palette : Equilibrio Radiale e Svergolamento

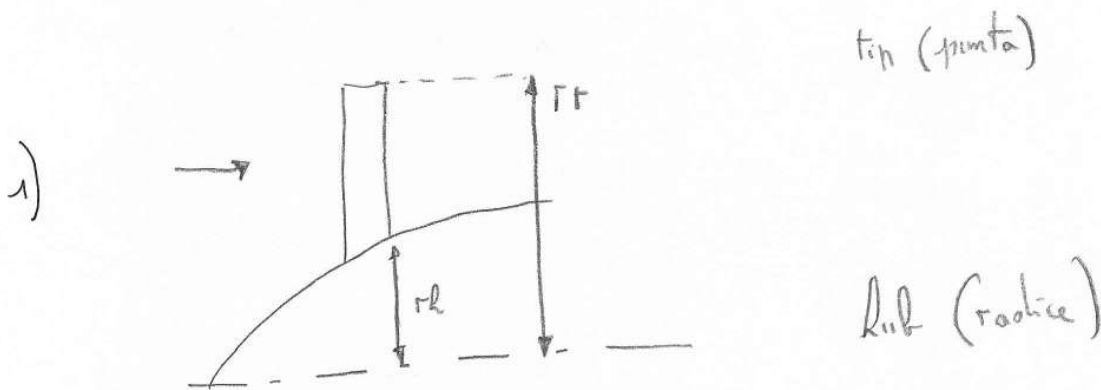
Il compressore fino ad ora è stato studiato a livello del raggio medio (mean root)

L'altezza della palette però è rilevante ( $u = w \cdot r$ ) e al suo variare la macchina lavorerà in maniera più o meno omogenea.

Si analizzerà quindi :

1) Equilibrio Radiale, ovvero cosa accade al flusso al variare del raggio.

2) Svergolamento delle palette, per esprimere uniformemente il flusso



$$r_m = \frac{r_t + r_h}{2} \quad \text{raggio medio}$$

Per vedere cosa cambia da hub a tip scriviamo l'equazione dell'Equilibrio Radiale.

Per costruzione siamo in una macchina assiale quindi con velocità radiali nulle  $c_r \equiv 0$



$$p r d\theta dz + \underbrace{z p dr dz}_{\text{Componenti radiali Verticali}} \cdot \underbrace{\sin \frac{d\theta}{2}}_{\text{Area infinitesimale faccia verticale}} - \left( p r \frac{d\theta}{dr} \cdot dr \right) (r+dr) d\theta dz + \underbrace{\rho r d\theta dr dz}_{dm} \cdot \frac{Cu^2}{r} = 0$$

$F_c$

Nella approssimazione infinitesima  $\sin \frac{d\theta}{2} \approx \frac{d\theta}{2}$

e si riduce a

$$- \frac{dp}{dr} dr \cdot r d\theta dz + \rho r d\theta dz dr \frac{Cu^2}{r} = 0$$

da cui  $\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \frac{Cu^2}{r}$  Equilibrio Radiale

All'esterno di raggi grandi la pressione sarà maggiore dei raggi inferiori. Il gradiente di pressione locale non influisce su quello che è importante per il compressore: la pressione totale.

~~essendo costante  $\rho$  e  $\mu$   $\Rightarrow$   $\rho$  e  $\mu$  costanti~~

Per avere  $L_c$  costante  $\Gamma \propto C_u$  deve essere costante.

|| Ai raggi bassi (Hub) corrispondono  $\Delta C_u$  grandi mentre al tip, raggi grandi,  $\Delta C_u$  piccoli.

Questo comporta che i triangoli della velocità all'Hub saranno diversi da quelli al tip (e al raggio medio) ovvero che gli angoli

dovranno variare lungo il raggio (**SVERGOLAMENTO**)

Scelto il criterio di svergolamento  $C_a$  non è più arbitraria ma deve soddisfare alcune equazioni

N.B.

$$1) \quad c_p \frac{dT^0}{dr} = 0 = c_p \frac{dT}{dr} + \frac{d}{2} \frac{C_u^2 + C_a^2}{dr}$$

$$2) \quad T \frac{dS^t}{dr} = 0 = c_p \frac{dT}{dr} - \frac{1}{\beta} \frac{d\eta}{dr}$$

Def Entropia

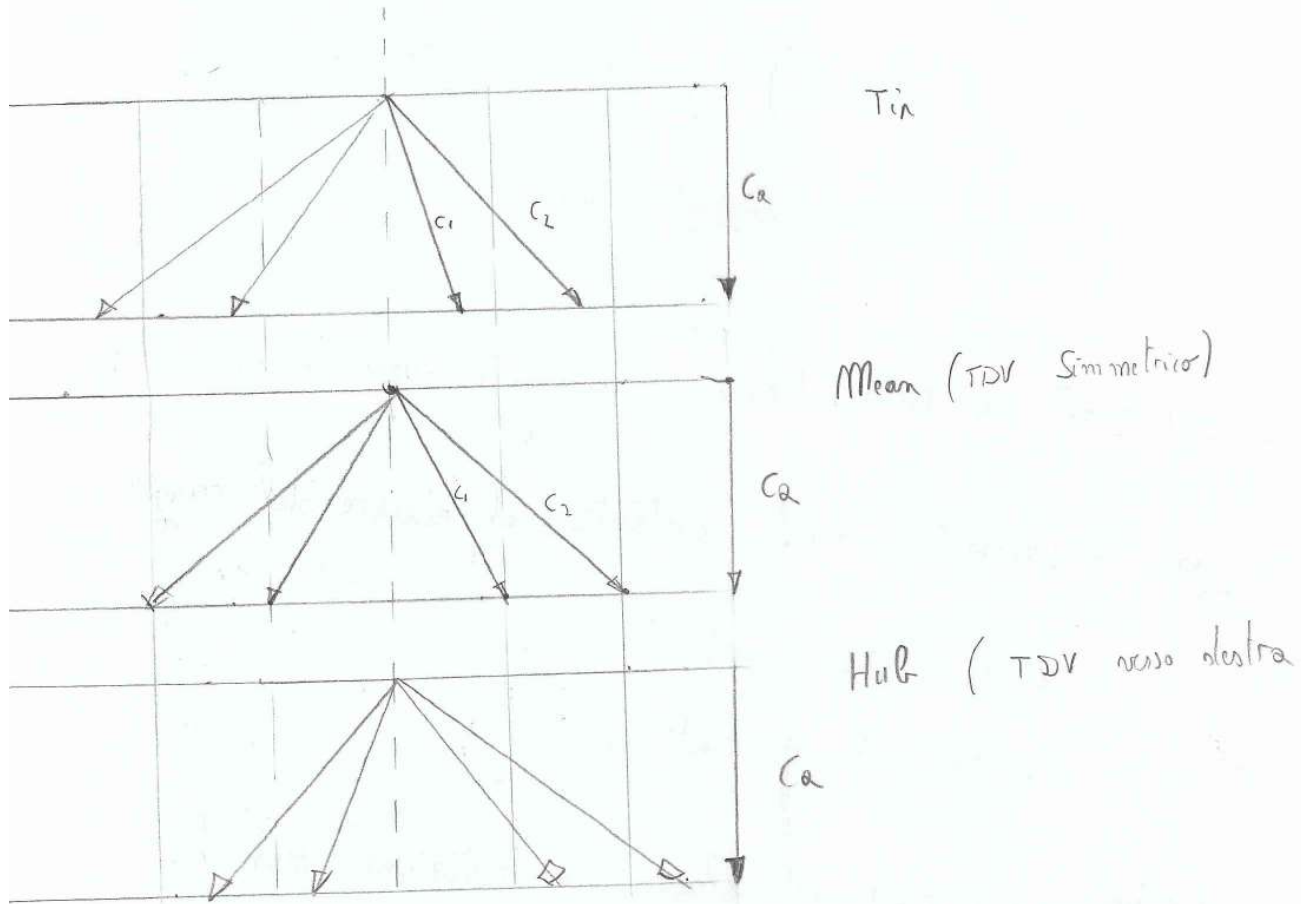
$$3) \quad \frac{1}{\beta} \frac{d\eta}{dr} = \frac{C_u^2}{r} \quad \text{Equilibrio Radiale}$$

Passaggi Algebrici (Peggere)

$$\frac{C_u^2}{r} + \frac{1}{2} \frac{dC_u^2}{dr} + \frac{1}{2} \frac{dC_a^2}{dr} = 0$$

$$\frac{1}{2} \frac{1}{r^2} \frac{d(r C_u)^2}{dr} = -\frac{1}{2} \frac{dC_a^2}{dr}$$

Scelgo il TDV a raggio medio (rapp. la media) e lo costruisco simmetrico per le ragioni già viste



$C_a$  è costante su T, M e H

Costruisco TDV di tip e hub dalle  $c_u$  del mean considerando le variazioni del raggio e  $W$  e ricavo dalle composizioni

$U = w \cdot r$  e varia di conseguenza

Nell'Hub si deforma nella direzione di  $U$  verso destra per lo svuotamento (Varia  $C_u$ ).  $W$  si sposta maggiormente sia perché  $C_u$  varia sia perché  $U$  è minore

$$r c_{u1} = a_1 + b_1 r$$

$$r c_u(r) = \text{crescente}$$

$$r c_{u2} = a_2 + b_2 r$$

$$b_1 = b_2 \quad \text{per} \quad k_c = \text{costante}$$

$$L = w (a_2 - a_1 + (b_2 - b_1) \cdot r)$$

Con la regolazione esponenziale ottengo una  $c_u$  variabile che avrà valori più bassi a raggi alti e viceversa ai raggi bassi.

Coni facendo limite la variazione di  $c_u$  (a parità di variazione di  $c$ ) ed evito irregolarità eccessive.

## ⊗ Problema Avviamento Compressori Multistadio

Ci sono 2 avviamenti:

### 1) Meccanico

$A_{pu}$  (Turbina)  $\Rightarrow$  Rotazione fino a Regime (valore di progetto)

Al avviamento concluso  $U = U_p$

### 2) Aerodinamico (numero $n_i < n_p$ , portata $<$ portata di progetto)

Se flusso è esterno alla macchina va aspirato e i suoi valori devono variare fino a quelli di progetto.

Come sono i  $\tau_{DV}$  dell'avviamento rispetto a quelli di progetto?  
( $n_i \rightarrow n_p$ )

Nell'ultimo stadio in fase di avviamento

$$m_{\pi} = s_{\pi} C_{ap} A > s'' C_{a} A$$

$$s_{\pi} \gg s_{amb} = s''$$

Per smaltire la portata necessita una  $C_a > C_{ap}$

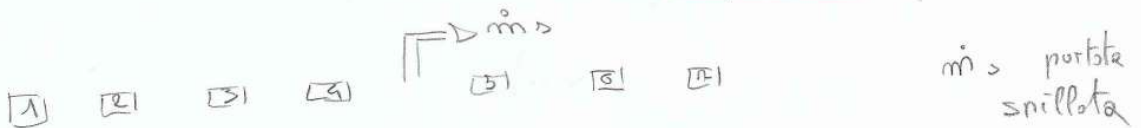
La  $w$  può portare a stallo sul ventre (negativo)

Gli ultimi stadi agiscono da tappo  $\Rightarrow$  Sonico  
e le pale fanno "effetto mulino"

La compressione all'avvio funziona piano piano  
solo negli stadi intermedi

• Rimedi per ridurre le tempistiche di avvio

1) Migliorare gli ultimi stadi: spillare portata a metà compressore.



Riducendo la portata scende  $C_a$  degli ultimi stadi  
e  $w$  tende a quella progettuale

- Le palette con stallo sul dorso (primi stadi) offrono una resistenza all'avanzamento, ovvero la coppia resistente nelle condizioni di stallo degli stadi a bassa pressione è maggiore rispetto alle condizioni di progetto

L'angolo rollata e gira con una  $u < u_p$  che fa scomparire lo stallo.

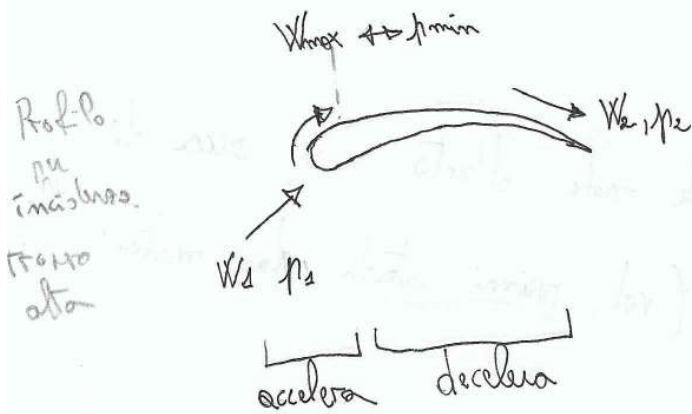
- D'altra parte nel compressore ad alta pressione (HPC) la resistenza all'avanzamento è bassa (possono addirittura avere la funzione di stadi di turbina)  $\bar{u}$  aumenta e  $v_1$  si raddrizza.

Tutto ciò avviene automaticamente come retroazione negativa dello stallo.

Sceita del numero di pale

Il design della singola palette è dato dalla scelta del  $\tau_{DV}$  e delle  $W_1$  e  $W_2$ . Come scegliere il numero delle palette?

Il numero delle palette è proporzionale a peso, costo e manutenzione. Il numero ottimale è legato allo stallò sul dorso delle palette, ovvero all'eccessiva incidenza del flusso sulle palette. L'incidenza misura la forza che la palette esercita



Dopo  $W_{max}$  ( $p_{min}$ ) la corrente deve decelerare e un rallentamento troppo brusco  $\Rightarrow$  Stallò

Per quantificare quanto il flusso stia rallentando si introduce un coefficiente di diffusione  $\Delta$

$$\Delta = 1 - \frac{W_2}{W_1} + \frac{|W_{v2} - W_{u2}|}{2 \frac{c}{\nu} W_1}$$

legato a  $c_n$  ( $p_2 > p_1$ )

$p_{min} < p_1$  (diff. pressione dorso e ventre)

$c$  è la corda della palette,  $\nu$  è il passo tra 2 palette



## Caratteristiche compressore assiale

- È limitato da condizioni aerodinamiche

$$C_n \quad e \quad M_{rel}$$

Valori limite (in assenza stallo)

$$C_a \approx 100 \text{ m/s}$$

$$u_t \approx 300 \text{ m/s}$$

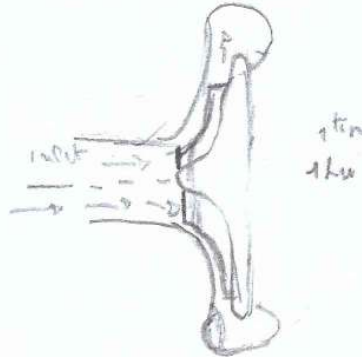
$$\beta_c \approx 1,3 \div 1,4$$

⇒ Necessità multistadio

Per ovviare a queste limitazioni si può ricorrere alla  
forza centrifuga ⇒ compressore centrifugo

Lo "statore" del compressore centrifugo è il diffusore (3),  
 una "chiocciola" che raccoglie e rallenta il fluido  $\Rightarrow$  aumento pressione.

Compressore  
 Centrifugo  
 (Sec. long.)

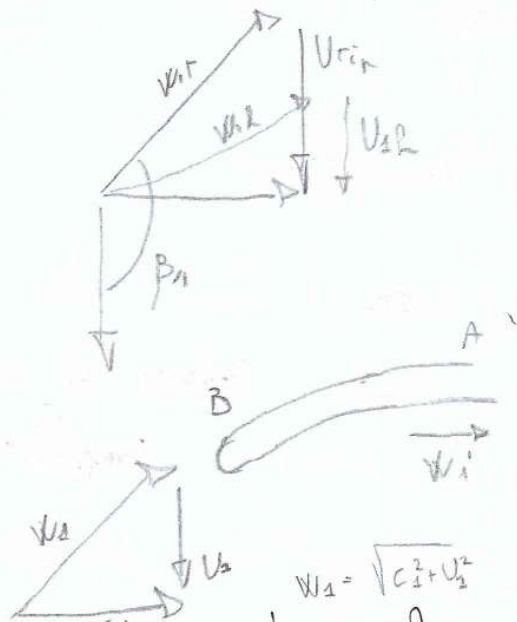


• Analizziamo in dettaglio l' **INDUCER**

Per costruire le sue palette ne studiamo i TDV

$$C = W + U$$

$$U_{1in} < U_{1st}$$



La palette curata accoglie  $w_1$  e la gira in  $w_1'$  in direzione di  $U \Rightarrow$

La girante ruota nel verso in cui le palette sono curate

Nell' inducer ci sono le stesse limitazioni aerodinamiche che si sono viste nel compressore assiale

Le limitazioni <sup>(aerodinamiche)</sup> su  $u$  e  $c$  comportano un limite alla velocità angolare  $\omega$  con cui la girante può ruotare, per motivi legati alla portata.

$$U_{1f} = \omega \frac{D_{1f}}{2}$$

$$U = \omega \cdot r$$

$$m = \rho_1 c_1 \pi \frac{D_f^2}{4} \left( 1 - \left( \frac{D_R}{D_f} \right)^2 \right)$$

Superficie corona circolare

Assegnato  $\frac{D_R}{D_f}$  fissare la portata vuol dire fissare il diametro ovvero la velocità angolare

$$L_c \propto U_2^2 = \omega^2 \frac{D_2^2}{4}$$

Per limitare la velocità la necessità di diametri grandi.

Per aggirare questo problema si sfrutta una geometria (con funzione simile all'16V)

Durante la compressione la densità aumenta, il raggio aumenta  $\Rightarrow$  Per mantenere in costante  $h$  dove diminuire

$$s \uparrow ; r \uparrow \Rightarrow h \downarrow \quad (W \text{ costante})$$

Nell'Impeller le forze centrifughe (forze Radiali) compiono lavoro e comprimono il flusso

Equilibrio Radiale  
( $W_r$  costante)  
 $\hookrightarrow c$

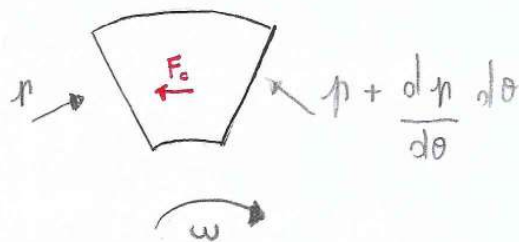
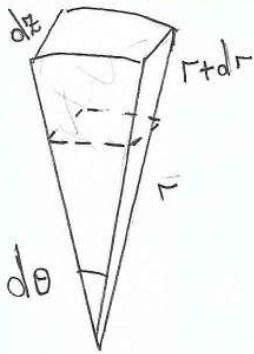
$$\frac{1}{s} \frac{dn}{dr} = \frac{C_u^2}{r} = \frac{U^2}{2}$$

Vol. Compressore Assiale.

$$C_u \equiv U \quad \text{Pole Radiali} \quad (W_u = 0) *$$

Essempio  $w_r$  costante non c'è rischio di stallo

In direzione tangenziale quali forze agiscono sul v.d.c.?



NB  $\cos \frac{d\theta}{2} = 1$  (angolo infinitesimo)

Nel sistema rotante (verso destra) si ha la forza di Coriolis

$$F_c = \underbrace{\rho dV}_{\text{massa}} \omega r \Omega \quad (\text{diretta verso sinistra})$$

$\omega$  velocità angolare compressore

$$dV = r dr d\theta dz$$

$$\frac{1}{\rho} \left( \frac{d p}{d \theta} \right) = -2 W_r r \Omega$$

Gradiente di pressione

Andamento Pressione  
sulla palette

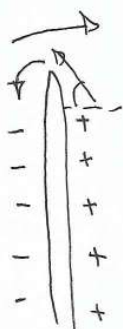
La pressione diminuisce nel senso di rotazione

La differenza di pressione sulla palette (la faccia di rampa e il lato inferiore) è responsabile della forza sul fluido che sviluppa lavoro

Aumentando il numero di pale diminuisce la differenza di pressione tra una faccia e l'altra ma nel complesso le  $F$  scambiate e il lavoro non cambiano

Ci sono 2 fenomeni da evitare

1) Back Slip (⇒ vortici estrinseci)



Il flusso a pressione più alta tende a spostarsi verso il lato a pressione minore. I vortici che

# Lavoro di Compressione

$$L_c = U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}$$

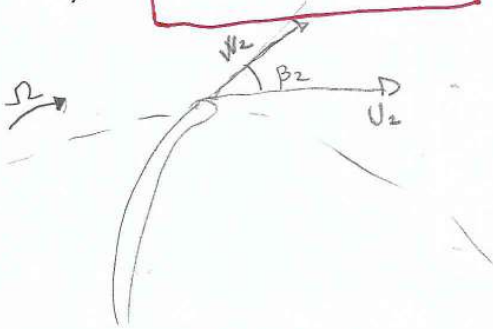
da stessa quantità di moto

$U_1 \neq U_2$   $U$  varia con il raggio (a diff. compressore assol)

Studiamo il caso senza pregirante ( $C_{u1} = 0$ )

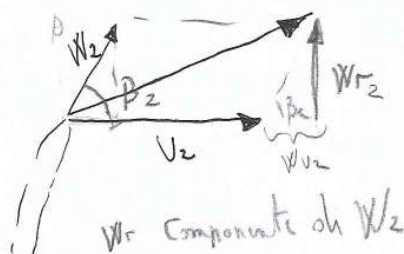
$$\Rightarrow L_c = U_2 C_{u2}$$

Caso Studiato



Disegno il TVV uscite a partire da  $U_2$  e  $W_2$  di cui conosco direzione e ottengo poi  $C_2$

Trascurando il backslip  $W_2 \parallel$  al bordo di uscita della palette.



$$C_2 = W_2 + U_2$$

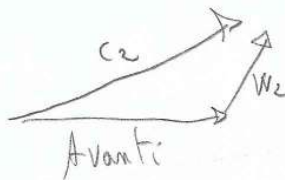
$$C_{u2} = W_{u2} + U$$

$\beta_2$  angolo costruttivo

Descriva il contributo di  $W$  tramite la portata.

Nella configurazione con pale all'indietro ( $\beta > 90^\circ$ ; max  $120^\circ$ ) la cura è decrescente.

A parità degli altri parametri con le pale in avanti ho  $\psi$  maggiori ( $L_c$  maggiori) ma nella pratica è una soluzione scartata per le  $c_2$  troppo alte per essere gestite dal diffusore

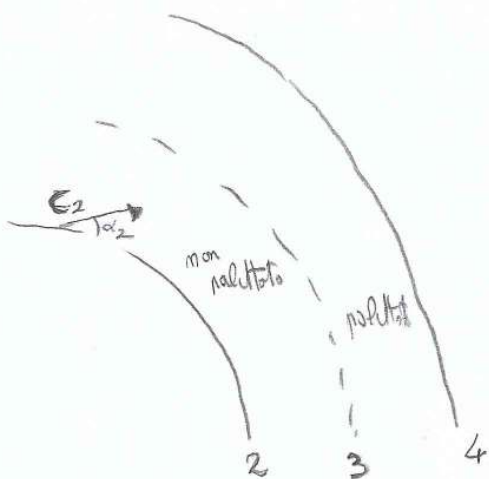


Per gli impieghi secondari si scelgono quindi pale radiali mentre per gli impieghi principali le pale configurate all'indietro.

Le limitazioni su  $U_2$  sono solo di carattere strutturale, si parla comunque di velocità molto alte.

con  $\beta_2 = 90$  (conf. radiale)  $U_{max} = 500/600 \text{ m/s}$

$$\Rightarrow L_{c \text{ max}} = \frac{U^2}{2} \Rightarrow 125 \text{ KJ/Kg}$$



La prima parte del diffusore è non palette (3), la seconda palette (4).

La zona non palette è governata da due relazioni:

1) Conservazione portata ( $m_2 = m_3$ )

$$\dot{m} \text{ costante} = \rho \cdot c_r \cdot A = \rho \cdot c \cdot \sin \alpha \cdot 2\pi r \cdot h$$

$c_2$  radiale  $c_{2r} = c \cdot \sin \alpha$  NB. Stacco ipotesi semplificativa  
essendo  $\rho$  funzione del Mach e quindi impongo  $\rho h = \text{cost}$

2) Conservazione momento angolare (senza palette  $\Rightarrow$  coppie nulle)  
ovvero vortice libero

$$\Gamma \cdot c_u = \text{cost}$$

$$\Gamma \cdot c \cdot \cos \alpha = \text{cost}$$



Una volta in campo subsonico introduco le palette che rendono possibile un ulteriore rallentamento del flusso senza avere  $\Delta r$  eccessivi.

Senza pallettatura le particelle seguirebbero una traiettoria a spirale logaritmica ad  $\alpha$  costante invece con la pallettatura con  $\alpha_4 > \alpha_3$  si rende la compressione più veloce riducendo il diametro.

Nel tratto pallettato si conserva solo la portata  $\dot{m}$

$$\dot{m} = \rho R \Gamma C \sin \alpha = \text{cost}$$

Non c'è la conservazione del momento angolare per l'azione delle coppie delle palette

Ponendo stesse ipotesi  $\rho R$  costanti.

$$\frac{\Gamma_4 \sin \alpha_4}{\Gamma_3 \sin \alpha_3} = \frac{C_3}{C_4}$$

La pallettatura per diminuire  $C_4$  da  $C_3$  ha  $\alpha_4 > \alpha_3$

$\Rightarrow \Gamma_4 < \Gamma_3$ . la corrente sarà meno tangenziale e tenderà ad essere più radiale

Gli ingombri tendono ad essere minori se si devono

## XXI Regolazione dei Compressori

Con il termine regolazione si intende lo studio dei parametri di funzionamento quando la macchina lavora fuori dalle condizioni di progetto.

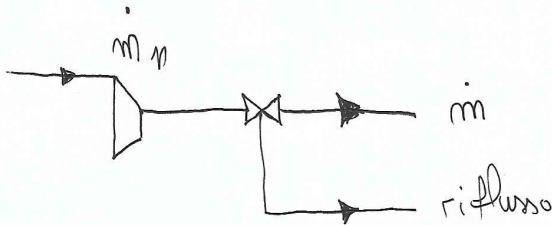
In base al campo di utilizzo si distingue tra

- 1) Regolazioni industriali (macchine pneumatiche)
- 2) Regolazioni Aeronautiche
  - Propulsori\* (gruppo turbo compressore)
  - Motori Alternativi# (Sovralimentazione)

\* Nei propulsori la regolazione avviene globalmente su tutto il gruppo regolando la manetta del carburante

# La sovralimentazione accoppia un compressore e un motore alternativo per compensare il calo di densità dell'aria durante l'aumento di quota

1) Riflusso all'aspirazione (tramite valvola farcio rifluire la portata in eccesso)



La potenza di regolazione non cambia, è uguale a quella di progetto  $P = P_n$ . Non regolando la potenza i costi sono uguali.

N.B. Non applicabile in ambienti chiusi.

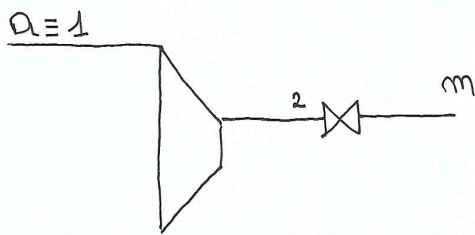
2) Tutto o niente (immagazzino l'aria compressa necessaria in un serbatoio attivando e disattivando il compressore, che lavora a regime\*)

$$\frac{t_{\text{accesso}}}{t_{\text{totale}}} = \frac{\dot{m}_{\text{richiesta}}}{\dot{m}^*} \quad L = p^* \cdot t_{\text{accesso}} \Rightarrow \frac{P}{\dot{m}^* \cdot t_{\text{accesso}}} = d_c^*$$

È il metodo più efficiente, compie esattamente il lavoro di progetto

Allontanandosi dal punto di progetto il rendimento cala

5) Valvola di laminazione alla mandata M



La valvola restringe la sezione di passaggio

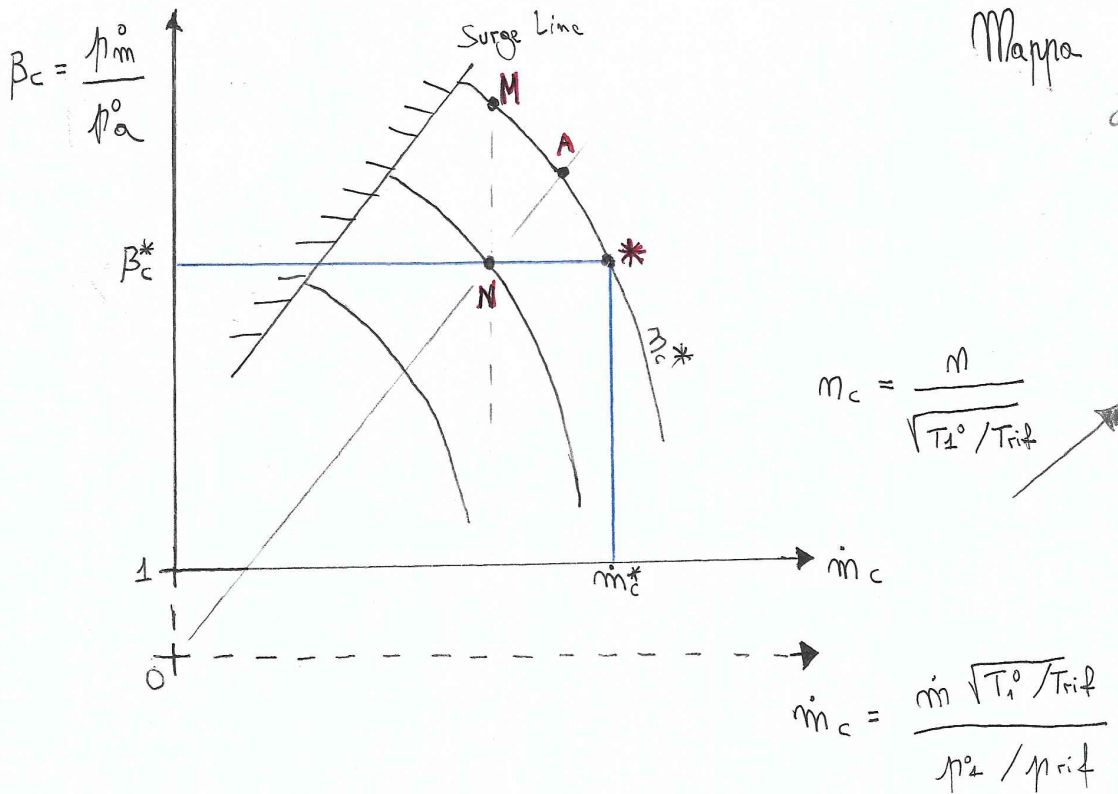
$$\left\{ \begin{array}{l} Q_e = L_i = 0 \Rightarrow T_1^0 = T_2^0 = T_m^0 = \text{cost} \\ L_w > 0 \Rightarrow \Delta S > 0 \Rightarrow \Delta p^0 < 0 \end{array} \right.$$

$$p_2^0 > p_m^0 \Rightarrow \beta_c > \beta_c^*$$

$$\dot{m}_{c_H}^* = \frac{\dot{m} \sqrt{T_a / T_{rif}}}{p_a / p_{rif}} = \dot{m}_{c_N}$$

$$\dot{m}_H = \dot{m}^* \Rightarrow \dot{m}_{c_H} = \dot{m}_{c^*}$$

Esempio  $\beta_{c_H} > \beta_c^* \Rightarrow L_c > L_c^* \Rightarrow \eta$  peggiora



\* Punto di progetto

- a) N Regolazione numero di giri
- b) M Regolazione alla mandata (sulla verticale di N)
- c) A Regolazione all'aspirazione

$$\beta_{cN} < \beta_{cA} < \beta_{cM} \Rightarrow L_{cN} < L_{cA} < L_{cM}$$

$$\eta_N > \eta_A > \eta_M$$

NB. Le regolazioni spostano il punto di funzionamento verso la linea di compaggio

1) Regolazione del numero di giri  $N$

$$\beta_{cN} = \frac{\eta_m}{\eta_z} < \beta_c^*$$

$$\dot{m}_{cN} = \frac{\dot{m} \sqrt{T_z/T_{rif}}}{\eta_z / \eta_{rif}} < \dot{m}_c^*$$

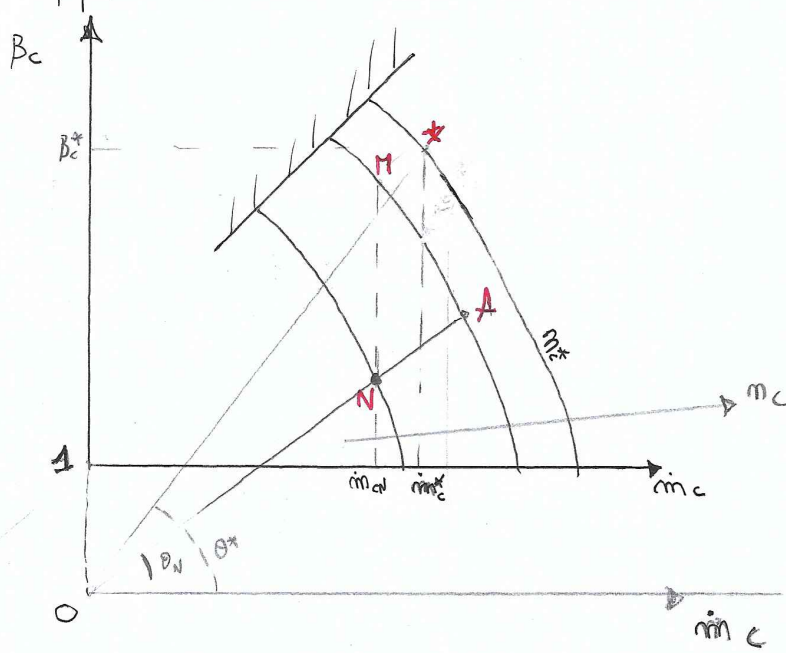
$$\tan \theta_N = \frac{\beta_{cN}}{\dot{m}_{cN}} = \tan \theta^* \sqrt{\frac{T_{za}}{T_z}} \quad \text{essendo } \sqrt{\frac{T_{za}}{T_z}} < 1$$

$$\tan \theta_N < \tan \theta^* \quad \theta_N < \theta^*$$

$$\beta_{cN} = \frac{\eta_m}{\eta_z} = \beta_c^* \frac{\eta_{za}}{\eta_z}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{cN} &= \frac{\dot{m} \sqrt{T_z/T_{rif}}}{\eta_z / \eta_{rif}} \cdot \frac{\sqrt{T_{za}/T_{za}}}{\eta_{za}/\eta_{za}} = \frac{\dot{m} \sqrt{T_{za}/T_{rif}}}{\eta_{za}/\eta_{rif}} \frac{\sqrt{T_z/T_{za}}}{\eta_z/\eta_{za}} = \\ &= \dot{m}_c^* \cdot \frac{\sqrt{T_z/T_{za}}}{\eta_z/\eta_{za}} \end{aligned}$$

# Mappa 3. regolazioni Aeronautiche



- Turbina ad azione ( $p_2 = p_1$ ) non usate in campo aeronautico

Una turbina è detta ad azione quando la pressione nel rotore è costante ( $p_2 = p_1$ ), l'espansione avviene solo a valle statorica.

Nello statore si trasforma l'energia termica in velocità (en. cinetica), nel rotore trasformo l'energia cinetica in lavoro.

± Principio allo Statore (Rif. fisso, no forze anti: statore = oggetto adiabatico)

0 → 1

$$Q_e + L_i = \Delta i + \Delta E_c$$

$L_i = 0$  non ci sono organi mobili

$$\frac{C_1^2}{2} = C_p (T_0 - T_1)$$

L'energia termica viene convertita nello statore in energia cinetica

1 → 2

Nel Rotore (Rif. fisso)

$$Q_e + L_i = \Delta i + \Delta E_c$$

nel caso ideale  $\Delta i = 0$  (pressione e entropia costanti)

$$L_t = -L_1 = C_1^2 - C_2^2$$

L'energia cinetica proveniente dallo statore viene convertita nel Rotore in lavoro ( $C_2$  rappresenta le perdite di scarico)



$$|W| = \sqrt{W_a^2 + W_b^2 + W_r^2} = \sqrt{C_a^2 + W^2}$$

$\downarrow$   $C_a^2$        $\downarrow$   $0$

$C_a$  costante

Hp  $C_{a1} = W_{a1} = C_{a2} = W_{a2}$

$$W_{u2} = -W_{u1}$$

(Monto 20)

Simmetria

[ escludo  $W_{u2} = W_{u1}$  ]  
 $\Rightarrow \alpha = \phi$

nel disegnare il TDV si parte da  $W_1$

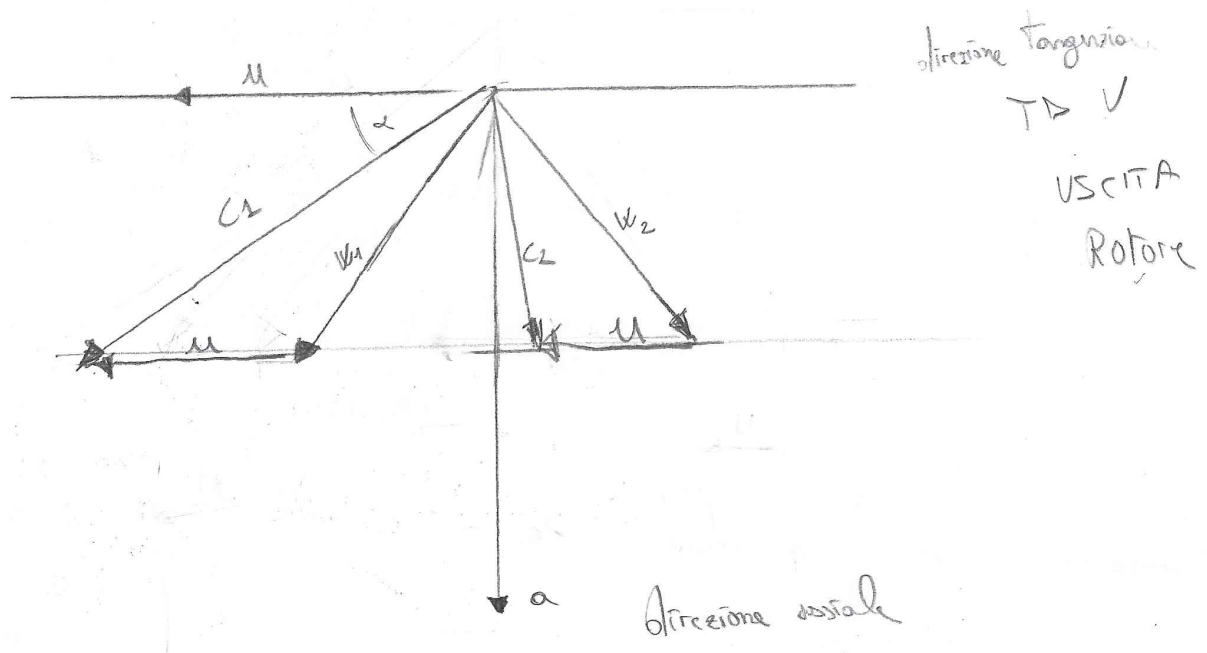
considerando che  $W_{u2}$  deve essere opposta a  $W_{u1}$  (il verso)

di  $\alpha$  lo decido considerando il lavoro.

Se voglio un lavoro di turbina positivo  $C_{u1} > C_{u2} \Rightarrow W_{u1} > W_{u2}$

$\Rightarrow U$  deve essere dalla parte di  $W_{u1}$  (verso arbitrario)

$\Rightarrow$  Disegno  $C_1$  di conseguenza  
 $\Rightarrow W_2$  simmetria a  $W_1$   
 $\Rightarrow$  da  $W_{u1} = -W_{u2} \Rightarrow C_2$



minuto 43

$$C_{u1} = C_1 \cdot \cos \alpha_1$$

di  $C_{u2}$  non conoscendo  $C_2$  e non essendo  $\alpha_2$  costante

$$C_{v2} = \underbrace{W_{v2}}_{\text{Relativa}} + \underbrace{u}_{\text{assoluta}} = \underbrace{-W_{v2}}_{\text{Simmetria}} + u = -(C_{u1} - u) + u =$$

$$W_{v2} = -W_{v1}$$

$$= -(C_1 \cos \alpha_1 - u) + u$$

Esprimo quindi il lavoro di turbina come

$$L_t = u (C_{u1} - C_{u2}) = -L_i = u (C_1 \cos \alpha_1 + C_1 \cos \alpha_1 - u - u) =$$

$$= u (2 C_1 \cos \alpha_1 - 2u)$$

$$L = 2u (C_1 \cos \alpha_1 - u)$$

Lavoro Turbina

Alfani 54. File 1.

$$\Rightarrow \eta_{TTS} = \frac{L_t}{L_{fid}} < 1$$

Per massimizzare il rendimento  $\eta$   
 occorre minimizzare  $Q$  perdite di carico.

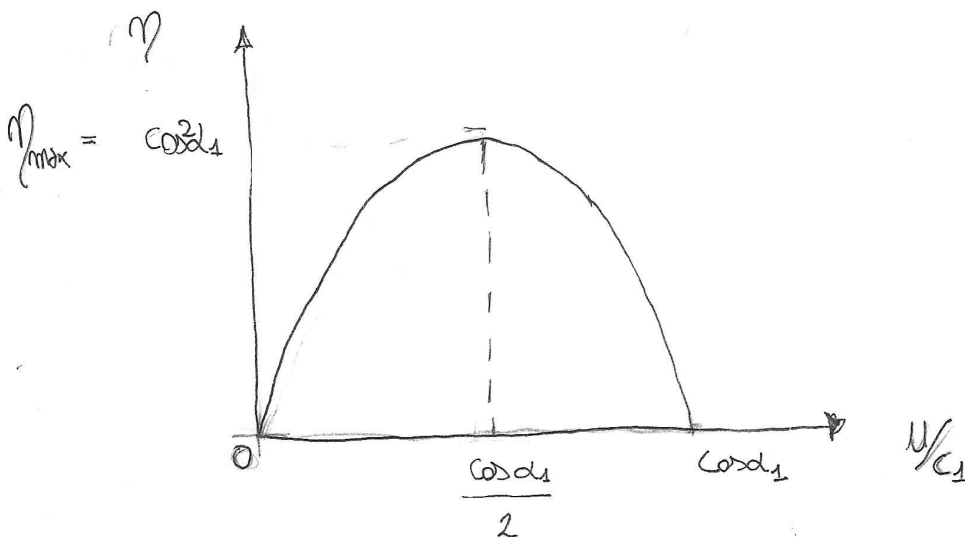
$$L_{fid} = (T_1^0 - T_2) c_n = (T_1^0 - T_1) c_n = \frac{c_1^2}{2}$$

esempio:  $T_1 = T_2$

$$\Rightarrow \eta_{fid} = \frac{L_t}{L_{fid}} = \frac{2 \mu (c_1 \cos \alpha_1 - \mu)}{c_1^2 / 2} =$$

$$= 4 \frac{\mu}{c_1} \left( \cos \alpha_1 - \frac{\mu}{c_1} \right)$$

$\eta_{fid}$  è una funzione di  $\frac{\mu}{c_1}$  di tipo parabolico



Sostituendo

$$\frac{\mu}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2}$$

$$\Rightarrow \eta_{max} = \cos^2 \alpha_1$$

La  $v$  invece è limitata dalla resistenza alle forze centrifughe delle palette.

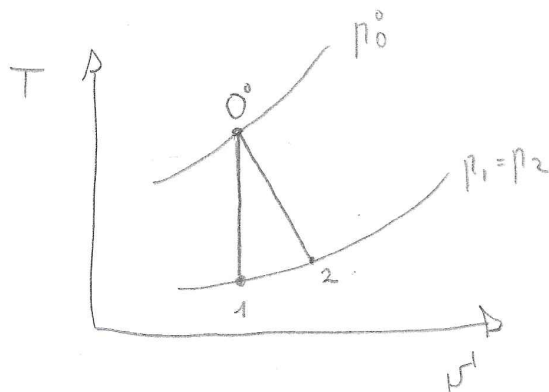
- Caso Reale ( Perdite per attrito e  $LW$  lavoro resistenza viscosità)

Le perdite vengono considerate introducendo 2 coefficienti che esprimono il rapporto tra la velocità all'uscita della palette reale e ideale.

$$\psi = \frac{C_1}{C_{1\text{ideale}}}$$

$$\psi = \frac{W_2}{W_{2\text{ideale}}}$$

$$\psi_{\text{ideale}} = 1$$



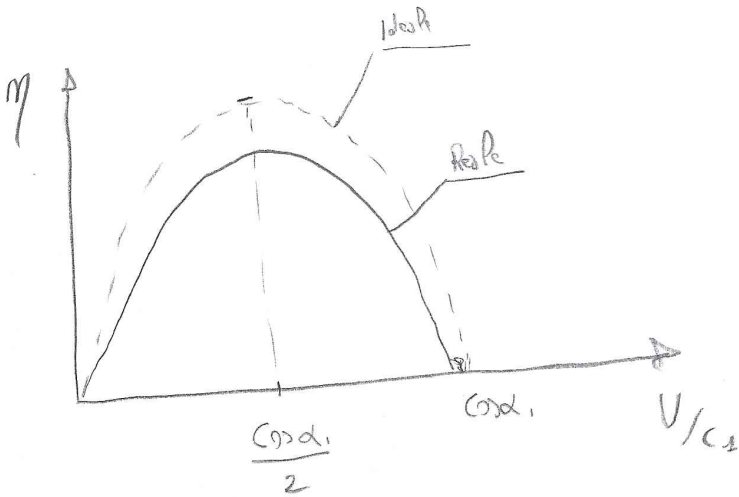
•  $\psi$  coeff perdita statica

•  $\psi$  coeff perdita rotoria

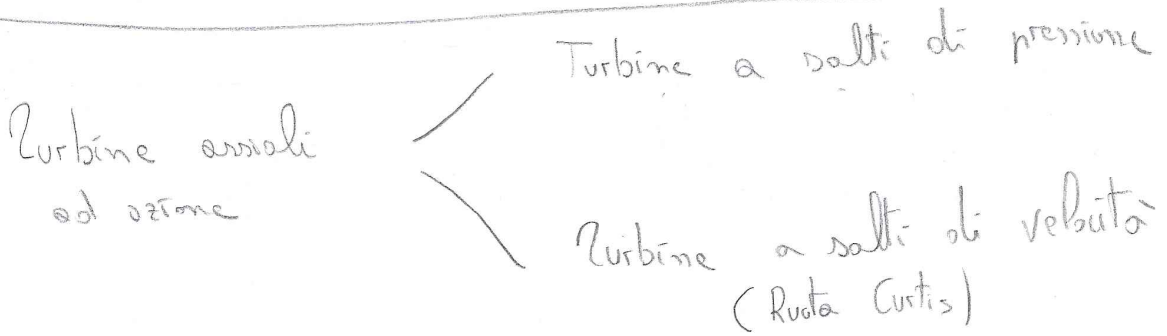
Usualmente  $\psi > \psi$  (nello statore c'è espansione,  $\Rightarrow$  lavoro di recupero (dall' aumento di volume); nel rotore la pressione è costante quindi non vi è questo lavoro di recupero.

\*  $\psi$  e  $\psi$  sono ovviamente non correlati con quelli del compressore

Curva Rendimento



La curva reale risulta scosta rispetto quella ideale  
 ps. Rispetto al caso ideale  $c_2$  non è ossiale ma leggermente positiva



Turbine a salti di pressione ( $\Delta p$  ogni stadio)

$\Rightarrow$  costituite da  $z$  stadi di turbina od azione in serie

$$L_{t, \eta_{max}} = z \cdot 2u^2$$

Lavoro a Rendimento massimo per la turbina a salti di pressione

Turbina a salti di velocità ( $\Delta p$  solo nel I stadio)

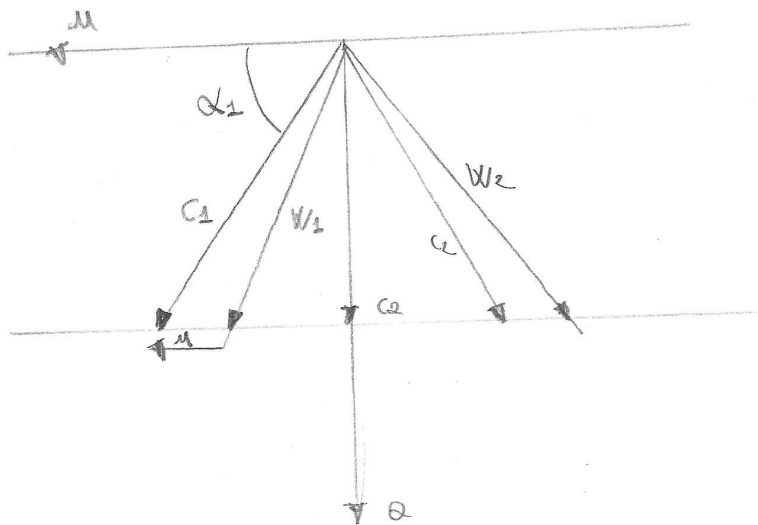
$\Rightarrow$  Il salto di pressione è solo nel primo statore  
 la pressione rimane costante negli statori successivi (chiamati raddrizzatori) "girano" la velocità ma non variano la pressione

Si posizionano prima i salti di velocità perché ottengono più lavoro  $\Rightarrow$  i salti di pressione si applicano solo sul flusso già espanso.

In campo aeronautico non si usano turbine ad azione, perché la dimensione della palettatura elata lo sovraccarica  $R < 0 \Rightarrow$  nella palettatura la pressione solo con periodo stallo (anche nel Rotore vi è salto di pressione)

Turbine a Reazione (anche nel Rotore vi è salto di pressione)  
 Ha triangoli simmetrici a raggio medio  $|C_2| = |W_1|$   $|C_1| = |W_2|$

Simmetria analoga a quella dei compressori  $R \approx 0,5$  a raggio medio



$c_a$  costante  
 $T_r$  velocità  
 Disegno e velocità e ne disegno e simmetria  
 $C_1$  sarà quella più grande dalla parte di  $u$ . (quella è sinistra)

Le turbine ad azione si regolano facilmente per variabilità, regolando la portata del flusso su una parte della turbina.

Palettatura aumentata  $\Rightarrow$  Diametri maggiori

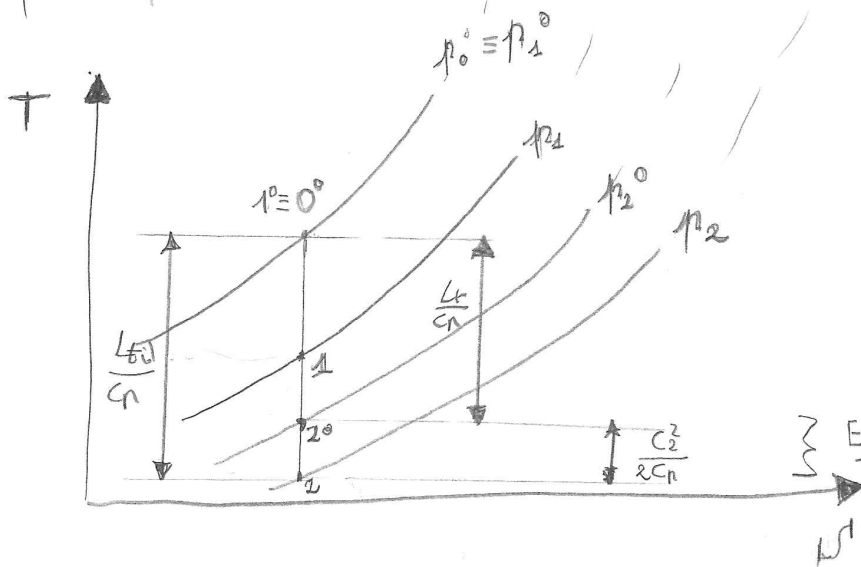
Per studiare con completezza lo stadio analizzo il rendimento tramite l'espansione ideale/reale su un diagramma TS.

TS.

$p_1$  e  $p_2$  non sono più coincidenti  $\Rightarrow$  Reazione  $\Rightarrow$  Salto Pressione nel Rotore

Studio Rendimento Ideale

Total to-Static



Perché nello statore non c'è lavoro e calore (in adiabatico)  $(0 \rightarrow 1)$

$0 \rightarrow 1 \quad c_p (T_1^0 - T_0^0) = 0 \quad \text{I principio}$

$\Rightarrow \boxed{1^0 = 0^0}$

salto entalpia

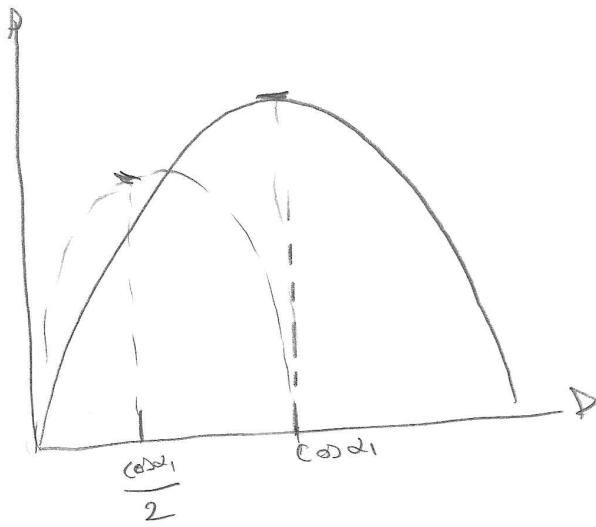
$\Rightarrow$

Velocità

$L_{tot} = c_p (T_0^0 - T_2) = c_p (T_0^0 - T_1) + c_p (T_1 - T_2) = \left| \frac{c_1^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \right|$   
 oppure  $c_p (T_0^0 - T_1) = \frac{c_1^2}{2}$  e obbl

I Principio Rotore (1-2) (Riferimento Rotante)  $\Rightarrow L=0$

$c_p (T_2 - T_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} - \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} = 0 \quad \Rightarrow c_p (T_2 - T_1) = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$   
 $U_2 = U_1 = U$



Andamento  $\eta_{col}$   $\approx$  parabola

$$\eta = \frac{2U(2c_1 \cos \alpha_1 - U)}{c_1^2 - U^2 + U c_1 \cos \alpha_1}$$

$$\Rightarrow \boxed{\eta_{max} = \frac{2 \cos^2 \alpha_1}{1 + \cos^2 \alpha_1}}$$

Rendimento ideale  
massimo  
(maggiore della  
turbina ad azione  
radiale)  
 $1 + \cos^2 \alpha_1 < 2$

$$\boxed{L_{\eta_{max}} = \mu^2}$$

Lavoro a Rendimento max  
(è la metà di quello  
della turbina ad azione)

$\Rightarrow$  Uno stadio ad azione si può sostituire con 2 stadi  
a reazione.

Però nella turbina ad azione il rendimento massimo è per  $C_2 \text{ min}$



Portata in turbina, (44 min)

Statore : lo statore è un ugello,

$L = U^2$       $\sigma$       $L = 2U^2$       $\eta_{max}$

$L$  a  $U$  massima determina la  $L_{max}$

$U_{max}$  Forze centrifughe  $\Rightarrow$  limite resistenza materiali

$U = 400 \text{ m/s}$      Valore tipico.

$\Rightarrow$  Come ciclo J-B conviene operare a  $T_3 \uparrow$

$M_2 \Rightarrow G_2$  si scabla

$\hookrightarrow$  La Resistenza dei materiali delle palette diminuisce all'aumentare della  $T$

$\Rightarrow$  Raffreddare le palette

$\hookrightarrow$  Palette con cavità in cui passa flusso aria prelevata dal compressore (con  $T \downarrow$ )

min 54.

Altra tecnica  $\Rightarrow$  Film Cooling.

## Turbopompe

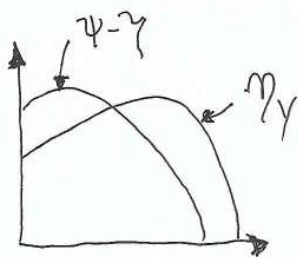
Sono turbomacchine funzionalmente simili ai compressori ma comprimono liquidi. Hanno TDV simili anche se con velocità minori sia con configurazioni assiali sia con configurazione centrifuga.

Così posso sempre definire

$$\varphi_{ax} = \frac{C_a}{U} \quad \varphi_{cf} = \frac{W_r}{U} \quad \psi = 2 \left[ 1 + \varphi (\cot \beta_2 - \cot \alpha_1) \right]$$

ove  $\cot \beta_2 < 0$

$$\text{Vale sempre } \xi = \xi_1 - \xi_2 \quad \text{e} \quad \eta_y = \frac{\psi - \xi}{\psi}$$



Posso trattare lo studio delle turbopompe in modo molto simile ai compressori

Nella mappa dei compressori il fluido è influenzato da  $\Delta T_e$  e  $\Delta \rho$  cosa che non accade nelle turbopompe (in un liquido  $\Delta \rho = \text{cost}$ ).

La portata effettiva sostituisce nella mappa la portata corretta