



Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

**Appunti universitari**

**Tesi di laurea**

**Cartoleria e cancelleria**

**Stampa file e fotocopie**

**Print on demand**

**Rilegature**

NUMERO: 2005A -

ANNO: 2016

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

STUDENTE: Donati Francesca

MATERIA: Fondamenti di macchine e propulsione - Prof.  
Casalino 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.**

INTRODUZIONE

2/1/14

possibilità di distinguere due tipi di propulsione



Però nasce a muoversi grazie all'azione di un motore quindi posso dividere i motori ad elica in due categorie

- Moto elic. (energia fornita da un motore alternativo)
- Turbo elic. (energia fornita da un motore turbina)

motore a getto (fatta il principio di azione / reazione)

Libri

- MACHINE [ "Macchine" Vol I, Baccari → per la parte di Macchine ]
- [ Dispense di Motori Alternativi prof. Colasurdo ]
- PROP [ Hill-Peterson, "Mechanics and Thermodynamics of propulsion" ]

ESAME ORALE

MACHINE

Cos'è la macchina?

La macchina è un insieme di organi fissi e mobili cui scambiare lavoro (lavoro come forza · spostamento o coppia · rotazione)

Per macchine in cui lo scambio di lavoro è fatto tra macchina e fluido sono dette → MACHINE A FLUIDO

Queste si dividono in macchine idrauliche (operano su un fluido incomprimibile) e in macchine termiche (operano su un fluido comprimibile, gas, vapore)

Agendo su un gas o sul vapore aumentato la sua T, sull'acqua invece no.

Un'altra distinzione è tra

<u>macchine volumetriche</u>  <u>turbomacchine</u>	{ lavoro a volume variabile lavoro scambiato mobile e permanente lo scambio di lavoro { un altro parte rotante in rotazione si forma una coppia e scambio di lavoro
--	---

ancora una!!

<u>macchine motrici</u>  <u>macchine operatrici</u>	{ il fluido fa lavoro sulla macchina la macchina compie lavoro sul fluido
---	---

Forme di energia ingoio nei fluidi

$U$  → energia interna (legata all'agitazione termica delle molecole)

$E_c$  → energia cinetica (legata al moto ordinato delle particelle, all'angolo che varia dello molecole)

$E_g$  → energia gravitazionale (trascurabile per gas e vapori non per fluidi pesanti come l'acqua)

$E_{cf}$  → energia forze centrifughe

$$E = U + E_c + E_g + E_{cf}$$

Energia interna

nei gas può essere calcolata

$dQ_e = dU$  → considero il gas a  $v = \text{cost}$   
 $Q = m C_v dT$

quindi  $\Delta U = m C_v \Delta T$   
 $U_2 - U_1 = m C_v (T_2 - T_1)$

↓  
 supposto costante

se  $C_v = \text{cost}$  allora vale solo nel caso di gas ideale

tutto questo vale per i gas non per i vapori

Energia cinetica

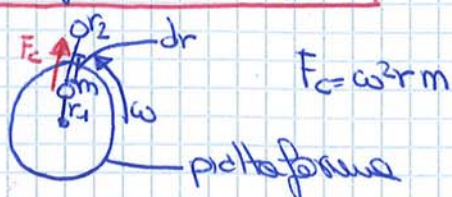
$E_c = m \frac{c^2}{2}$        $c$  → velocità lineare

Energia gravitazionale (potenz)

$\Delta E_g = m g \Delta z$

Energia forze centrifughe

$\Delta E_{cf} = -m \omega^2 \frac{r_2^2 - r_1^2}{2}$



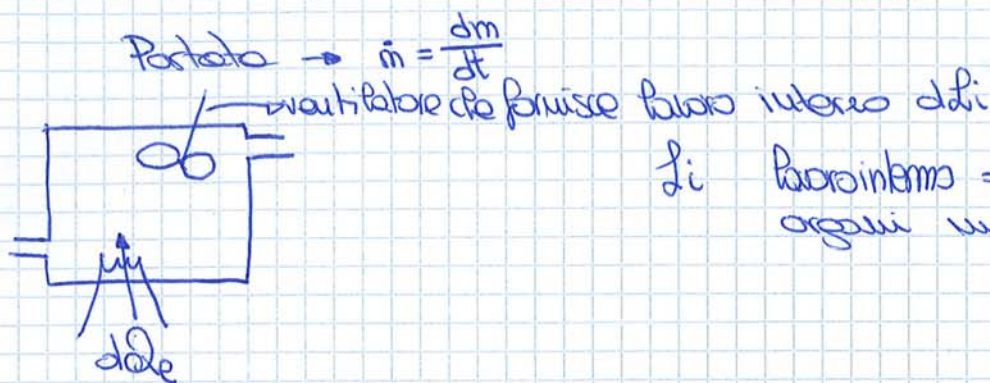
[se sistema di riferimento fisso  $\omega$  non  $c\bar{v}$ ]

in spostata da  $r_1$  a  $r_2$  →  $dL_{cf} = -dE_{cf} = F dr = m \omega^2 r dr$

ogni punto della piattaforma si muove di  $v = \omega r$  quindi può scrivere

$\Delta E_{cf} = -m \frac{v_2^2 - v_1^2}{2}$  → molto simile all'energia cinetica

nel caso stazionario  $\rightarrow dm_1 = dm_2 = dm$   
La portata è la massa che entra nell'unità di tempo

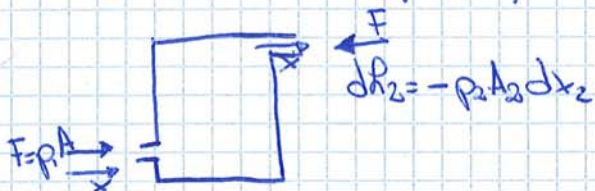


Il lavoro interno = fatto da organi mobili in  $V_c$

vengono forniti internamente calore e lavoro

$$dQ_e + dL_e = \left( \cancel{E_{Vc}} + dm_2 E_2 \right) - \left( \cancel{E_{Vc}} + dm_1 E_1 \right) =$$

$$= dm (E_2 - E_1)$$



$$dL_1 = p_1 A_1 dx_1$$

$$dQ_e = dL_i + dL_{spost} = dL_i + p_1 dV_1 - p_2 dV_2$$

interno + spostamento

questo ragionamento vale per qualunque tipo di area, costante o non.

$$p dV = m \rightarrow dV = m \cdot v$$

$$dQ_e + dL_i = dm \cdot \left[ (U + pv + E_{cgf})_2 - (U + pv + E_{cgf})_1 \right]$$

$$dm = \dot{m} dt$$

definisco: la potenza interna come  $P_i = \frac{dL_i}{dt}$

la potenza termica  $\dot{Q}_e = \frac{dQ_e}{dt}$

allora per il primo principio della termodinamica

$$\dot{Q}_e + P_i = \dot{m} \left[ (U + pv + E_{cgf})_2 - (U + pv + E_{cgf})_1 \right] =$$

$$= \dot{m} \Delta (U + pv + E_{cgf})$$

9/10/14

Parlo di una trasformazione isentropica  $S = \text{cost}$

$$dQ_p + dL_w = T ds \rightarrow dQ_p + dL_w = 0$$

↓  
sempre  $\geq 0$

Adiabatica  $Q_p = 0$   
Reversibile  $L_w = 0$  } isentropica

$$T ds = di - v dp = 0$$

nel caso di un gas ideale e perfetto

$$T ds = c_p dT - v dp$$

di  $\rightarrow$  entropia

divido per T

$$ds = c_p \frac{dT}{T} - \frac{v}{T} dp =$$

$$= c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p} \quad (1)$$

$pV = RT$

$\rightarrow$  ricordo!  $\rightarrow$  è base fare ---

integro la (1) e ottengo

$$\Delta S = 0 = c_p R \ln \frac{T_2}{T_1} - R R \ln \frac{p_2}{p_1}$$

integrando tra due generici punti 1 e 2

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{R}{c_p}}$$

che posso scrivere come (partendo per  $c_p = \gamma R$  e  $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$ )

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1}$$

ovvero  $pV^\gamma = \text{cost}$

se pare che ora che T cresce (ovviamente non vale per tutte le trasformazioni)  $\rightarrow$  solo per l'isentropica  
soltanto a grandi variazioni di p corrispondono piccole variazioni di T.

Introduco il concetto di trasformazione politropica dove:

$pV^n = \text{cost}$

è differenza del caso precedente dove invece il valore di  $\gamma$  non aveva valore di n (anche se spesso comunque le precedenti le equazioni)

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

rapporto di compressione

$$\beta_c = \frac{P_2}{P_1}$$

rendimento isotropico adiabatico

$$\eta_c = \frac{L_{cis}}{L_c}$$

(dipende dalla macchina, un certo numero di curve sono stimate) per le turbine a vapore  $\eta \approx 0,85$

possiamo scrivere il lavoro reale  $L_c$  come

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

1-2)

2° modo  $\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$  (caso poltropico)

$$L_c = c_p (T_2 - T_1) = c_p T_1 \left( \beta_c^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$$

3° modo

Rendimento poltropico idraulico (liquidi a  $v = \text{cost}$ ) (rendim.  $\eta$  poltropico)

$$\eta_{lc} = \frac{L_c - L_{lw}}{L_c}$$

~~$L_c$  qui è quello ideale, ma nel caso reale deve essere maggiore~~

$\eta$  ideale  
↑

$$L_c - L_{lw} = \int_1^2 v dp \rightarrow \text{no principio di Bernoulli}$$

[introduco le perdite]

usando  $p v^n = P_1 v_1^n$  ottengo

$$P_1^{\frac{1}{n}} v_1 \int_1^2 p^{-\frac{1}{n}} dp \quad \text{integrando ottengo:}$$

$$= \frac{n}{n-1} \frac{P_1 v_1}{RT_1} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \rightarrow L_c - L_{lw} = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

il rendimento vale:

$$\eta_{lc} = \frac{\frac{n}{n-1} RT_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]}{\frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{R}{c_p} T_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]}$$

$$\Rightarrow \frac{n}{n-1} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \cdot \frac{1}{\eta_{lc}} = \frac{n-1}{n}$$

il lavoro reale dunque

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

$$L_t = \eta_t C_p T_3 \left( 1 - \frac{1}{P_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \quad (\text{caso politropico})$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left( \frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$L_t = C_p T_3 \left( 1 - \frac{1}{P_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right)$$

3° modo (rendimento politropico) sempre idraulico

$$\eta_{yt} = \frac{L_t}{L_t + L_w}$$

$$L_t = - \int_3^{4'} v dp$$

$$L_{tis} = - \int_3^4 v dp$$

$$L_t = L_{tis} - L_w + L_R$$

$$\int_3^4 v dp - \int_4^{4'} v dp$$

$L_R$  = lavoro di recupero dovuto alla compressibilità del fluido: l'espansione per attrito aumenta  $S$  e  $p = \text{cost}$  aumentando anche il volume massico. Quindi lo stesso massa con volume maggiore svolge un lavoro maggiore

$$\eta_{yt} < \eta_t$$

conclusioni  
velocità lo stesso caso del caso della compressione

$$L_t + L_w = \frac{\gamma}{\gamma-1} R T_3 \left( 1 - \frac{1}{P_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \rightarrow \text{formale uguale al caso isentropico}$$

$$\frac{\gamma-1}{\gamma} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \cdot \eta_{yt}$$

$$L_t = C_p T_3 \left( 1 - \frac{1}{P_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \cdot \eta_{yt}}} \right)$$

Posso visualizzare i lavori come le aree sotto delle trasformazioni in grafici.

trasformazione isobara  $p = \text{cost}$ ,  $L_i = 0 \rightarrow L_w = 0$

$$\text{quindi } T ds = dQ = C_p dT$$

la variazione di entropia in un certo  $dT$  è uguale all'area sotto delle isobare in quello che ha posto.



ad una data macchina moltiplo in relazione  $L_{reale}$  ed  $L_{ideale}$ ,  
il rendimento  $\eta$  invece si riferisce al rendimento totale del ciclo e questo è composto da più macchine.

caso ideale (stazionario)

Ip.  $\Delta E_{c,s,cf} = 0$   
 rete adiabatica  $Q_e = 0$

$$L_T = C_p (T_3 - T_{4is}) = C_p T_3 \left( 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \rightarrow \text{dal principio}$$

$$L_C = C_p (T_{2is} - T_1) = C_p T_1 \left( \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

$$Q_1 = C_p (T_3 - T_2)$$

$$Q_2 = C_p (T_4 - T_1) \quad \text{quindi } L = Q_1 - Q_2$$

$$\frac{L}{C_p T_1} = \frac{T_3}{T_1} \left( 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - \left( \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

~~caso adiabatico~~

per il rendimento

$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

raccolgo  $T_1$  sopra e  $T_2$  sotto

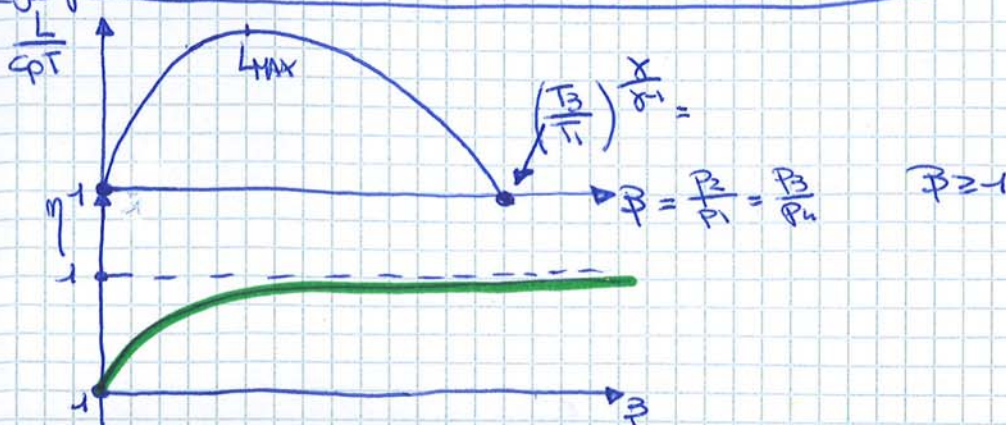
$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} \left( \frac{T_4}{T_1} - 1 \right)$$

questo rapporto vale 1  
quindi sparisce

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

non dimostrato  
 ↓  
 PAGINA DOPPO  
 → (1)

grafici di variazione del lavoro e del rendimento



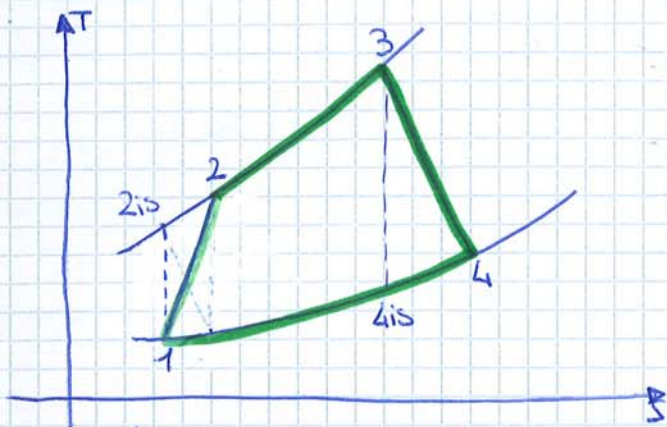
analisi del ciclo gale-brayton reale

1/1/14

Le trasformazioni nel ciclo reale non sono più isentropiche ma ce aumento di entropia.

$Q_b = 0 \quad L_w > 0 \quad \text{tra } 1-2 \text{ e } 3-4$

considero  $P_c = P_t = P \rightarrow P_0$  delle perdite quindi  $T_3 < T_1$



scrivo i lavori basandomi sui rendimenti adiabatici

$$\left. \begin{aligned} L_c &= \frac{1}{\eta_c} C_p T_1 \left( \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \rightarrow \text{Lavoro compressione} \\ L_t &= \eta_t C_p T_3 \left( 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \rightarrow \text{Lavoro turbina} \end{aligned} \right\} \text{Lavori reali}$$

$$\begin{aligned} \frac{L}{C_p T_1} &= \frac{L_t - L_c}{C_p T_1} = \eta_t \frac{T_3}{T_1} \left( 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - \frac{1}{\eta_c} \left( \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) = \\ &= \left( \eta_t \frac{T_3}{T_1} - \frac{1}{\eta_c} \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \cdot \left( 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \end{aligned}$$

Per bisogno di  $Q_c$  per definire il rendimento

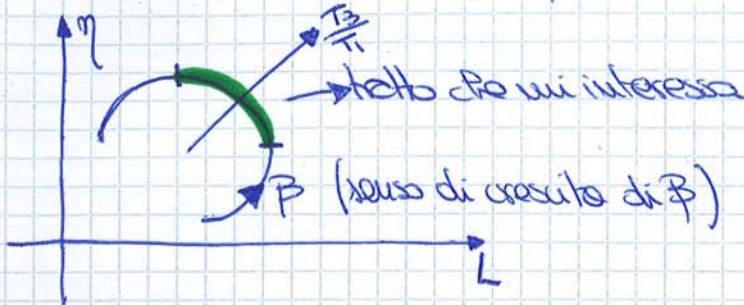
$$\begin{aligned} Q_c &= \frac{C_p (T_3 - T_2)}{C_p T_1} = \frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2 - T_1}{T_1} - 1 = \frac{T_3}{T_1} - \frac{L_c}{C_p T_1} - 1 = \\ &= \frac{T_3}{T_1} - \frac{1}{\eta_c} \left( \beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) - 1 = Q_1 \end{aligned}$$

$$\eta = \frac{L/C_p T_1}{Q_1/C_p T_1} \rightarrow \text{non semplificabile}$$

Potenziale supere-beyton sta alla base di tutti i turbomotori.

Conviene usare temperature elevate così da avere maggior rendimento e maggior lavoro ottenuto.

A parità di lavoro posso ottenere più portata allo stesso potenza quindi utilizzando un motore più piccolo.



(vale per i motori turbomacchine, non esatto)

Maggiore è  $T_3$  maggiore sarà il  $\beta$  che mi interessa poiché  $\beta \propto T$

Insenso ore Paragrafo analitico nelle equazioni del lavoro

Lavoro con  $\Delta E_c \neq 0$

moto permanente

meccanismo adiabatico  $Q_p = 0$

riferisco ai gas così da lavorare  $\Delta E_g = \Delta E_f = 0$

un punto in un sistema fisso

} IPOTESI

$$L_i = \Delta i + \Delta E_c = L_2 - L_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = c_p (T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

GRANDEZZE CHE IL FLUSSO ARRIVA AD AVERE QUANDO IL FLUIDO VIENE ARRESTATO (FERMO) LA PRESSIONE TOTALE LA MASSIMA PRESSIONE CHE UN FLUIDO PUÒ RAGGIUNGERE QUANDO VIENE FERMATO ISENTROPICAMENTE (NO PERDITE)

Introduco delle GRANDEZZE TOTALI | GRANDEZZE D'ARRESTO

Entalpia totale =  $i + \frac{c^2}{2}$  (entalpia + cinetica) =  $i^0$

dal primo principio: (lavoro dipende da variazioni di entalpia ed cinetica)

$$L_i = i_2^0 - i_1^0$$

per un gas ideale

$$L_i = c_p (T_2^0 - T_1^0) \quad \text{no } \Delta E_{cin}$$

temperatura totale

$$T^0 = \frac{i^0}{c_p}$$

se  $Q_p = 0$  e  $L_i = 0$  allora  $i^0$  (lavoro totale) = cost

$T^0$  (temp totale) = cost

flusso di aria senza calore e senza lavoro, accade per una corrente d'aria, come una corrente d'aria che investe un profilo alare

Definisco il lavoro ideale

$L_{cid} = da p_1^0 a p_2^0$  in modo isentropico  
vedi sul grafico

$$L_{cid} = c_p (T_{21s} - T_1^0) = c_p T_1^0 \left( \frac{p_2^0}{p_1^0} \frac{\gamma-1}{\gamma} - 1 \right)$$

Definisco il rapporto di compressione

$$P_c = \left( \frac{p_2^0}{p_1^0} \right)$$

Definisco il rendimento

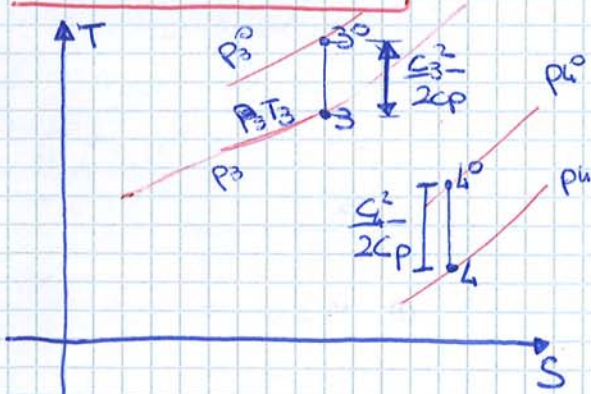
$$\eta_c = \frac{L_{cid}}{L_c}$$

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

con  $P_c = \frac{p_2^0}{p_1^0}$

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

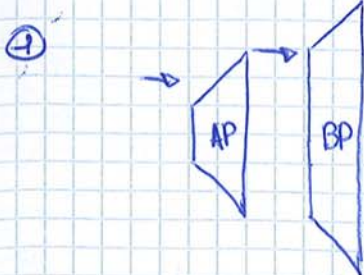
**Caso delle turbine**



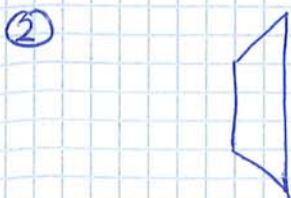
$$L_4 = c_p (T_3^0 - T_4^0)$$

$$T_3^0 - T_4^0 = L_4 / c_p$$

Tutte le turbine con due approcci differenti:



quando alle turbine seguono altre parti di motore da analizzare tutto con valori totali (approccio total to total)



nel caso in cui la turbina non sia collegata a nulla utilizzo un punto di vista total to statica in p totale anziché e B p statica utilizzata

$$\frac{p_0}{\rho_0} = RT_0$$

$$p_0 v_0 = RT_0$$

$$p v^{\gamma} = p_0 v_0^{\gamma}$$

**BERTATA**



$c dt$  = segmento percorso dalle particelle

$$\dot{m} = \rho c A \left( \frac{dm}{dt} = \rho \frac{c dt A}{dt} \right)$$

$$\dot{m} = \int_A \rho \cdot c \cdot n \, dA$$



tipicamente per il fluido vedo cambiare sia  $\rho$  che  $c$  nei pressi della area  $A$

16/10/14

posso scrivere  $\dot{m}$  in funzione di  $p_0 v_0$  o di  $p_0$  e  $v_0$  (per gas) e di una variabile che possiede la pressione e numero di Mach.

riservo  $\dot{m} = \rho c A$  tramite l'equazione statica totale:

① sapendo che  $\frac{p}{\rho v^2} = \frac{p_0}{\rho_0 v_0^2}$  perché ho punto statico e totale  $s = cost$

quindi  $p = p_0 \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$  → scritto in funzione delle grandezze totali e della pressione

②  $L_i = \int v dp + \Delta E_{p, cf} + L_{vis}$  che ho punto statico e totale vero:

$$0 = \int_p^{p_0} v dp + \frac{0^2 - c^2}{2} + 0$$

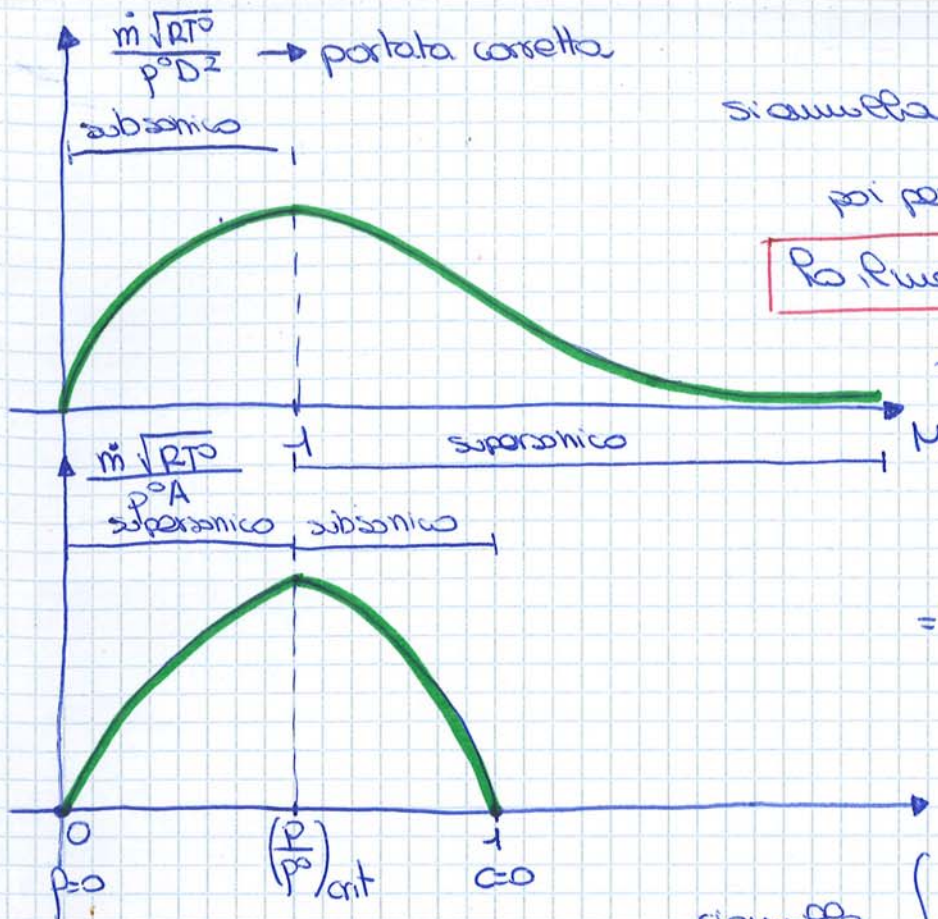
con gravità trascurabile, no fe perché in forma  $\mu$  è fisso,  $L_{vis} = 0$  perché ho statico e totale e trasformazione è reversibile

no lavoro perché trasformazione isentropica

$$d \text{targa} \quad \frac{c^2}{2} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{p_0}{\rho_0} \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$$

$$v = \frac{1}{\rho} = \frac{p_0^{\frac{1}{\gamma}}}{\rho_0} \cdot p^{-\frac{1}{\gamma}} \quad \left. \vphantom{v} \right\} \text{ da inserire nell'integrale di } L_i$$

$$c = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \frac{p_0}{\rho_0} \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]}$$



$D =$  diametro  
 si annulla quando  $M=0$   $c=0$   
 poi per  $M \rightarrow \infty$   $P \rightarrow 0$

$P_0$   $P_{massimo}$  per  $M=1$

$$\frac{P}{P^0} = \left(\frac{P}{P^0}\right)_{crit} = \frac{1}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2} = \frac{1}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \frac{P}{P^0}$$

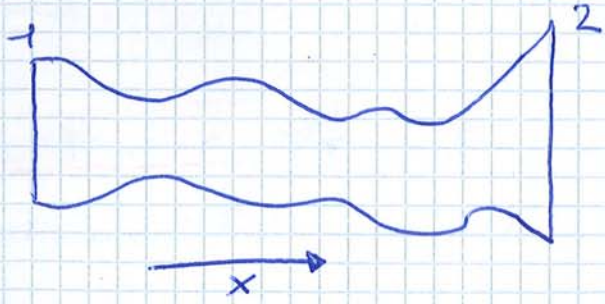
$$\epsilon = \frac{P}{P^0}$$

si annulla  $\left\{ \begin{array}{l} \text{quando } \epsilon=1 \quad P=P^0 \quad c=0 \\ \text{quando } \epsilon=0 \quad P=0 \quad P^0=0 \end{array} \right.$

$\left(\frac{P}{P^0}\right)_{critico} =$  valore del massimo spedito verso  $\epsilon=1$

Flusso 1D stazionario (unidimensionale)

è necessario avere coordinate per determinare condizioni del flusso



$$\frac{d}{dy} = \frac{d}{dz} = 0$$

1D  
 stazionario  
 non dipende dal tuo dallo spazio.

$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \rightarrow$  la portata è uguale sia all'ingresso che all'uscita

$Q_0 = 0$   
 $L_w = 0$   
 $L_i =$  (condotto fisso)

} suppongo il flusso adiabatico reversibile e che non ci siano organi mobili nel condotto

$$T_1^0 = T_2^0 \quad | \quad P_1^0 = P_2^0$$

Conservazione della portata

$$\frac{P_1^0 A_1}{\sqrt{RT^0}} f(M_1) = \frac{P_2^0 A_2}{\sqrt{RT^0}} f(M_2)$$

$\rightarrow$  ipotesi di stazionarietà

**UGELLI E DIFFUSORI**

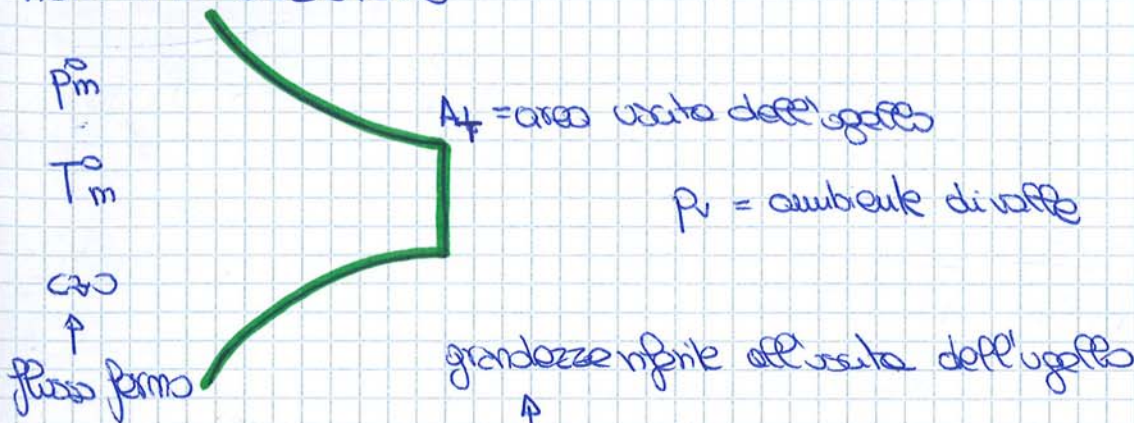
ugelli: condotti a pareti fisse (nel tempo) a sezione variabile -> stazionari

ugelli o effusori: velocità alta e pressione scade ACCELERO IL FLUSSO  
 diffusori: velocità scade e pressione alta RALLENTO IL FLUSSO

diffusore subsonico con  $v \uparrow$  e  $p \downarrow$  da spessore divergente  $M < 1$

**UGELLO CONVERGENTE** (ipotesi isentropica -> adiabatica reversibile)

modo -> stazionario

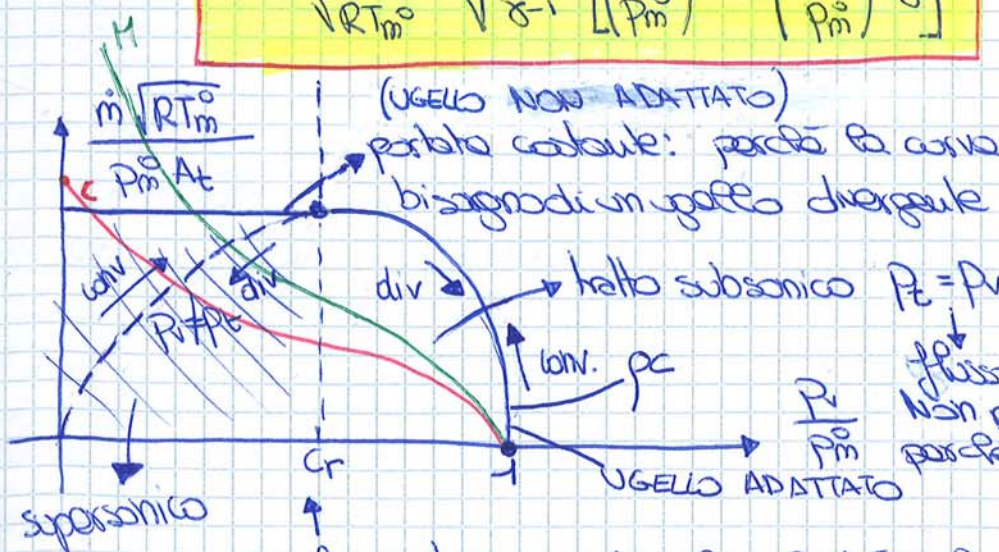


flussi isentropico (grandezze totali cost)  $\begin{cases} T_t^0 = T_m^0 \\ P_t^0 = P_m^0 \end{cases}$   $T_t, P_t \rightarrow$  riferite all'uscita dell'ugello

se  $P_t = P_v$  posso subito scrivere la portata come:

$$\dot{m} = \frac{P_m^0 A_t}{\sqrt{RT_m^0}} \cdot \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[ \left(\frac{P_v}{P_m^0}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_v}{P_m^0}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}$$

se  $P_t = P_v$  non si porta  
 se  $P_t < P_v$  si porta  
 quando c'è la condizione  
 critica  $v = v_{crit}$ ,  $P_t = P_{crit}$   
 allora  $\rho = \text{cost}$  -> si rimane  
 anche se si diminuisce  $P_t$   
 per arrivare a  
 (stabilizzandosi con  
 convergente)



valore critico: produce la velocità del suono nel tratto considerato.  
 (A causa della velocità troppo elevata)

In supersonico il segnale di propagazione non si riesce a trasmettere quindi la portata corretta resta costante e pari alla portata in

In ogni sezione ho delle equazioni che legano grandezze totali e grandezze statiche:

$$\frac{p^0}{p} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$p^0, T^0 = p_m / T_m$$

$$\frac{T^0}{T} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2$$

$$c = M \sqrt{\gamma R T} = \sqrt{2c_p(T^0 - T)}$$

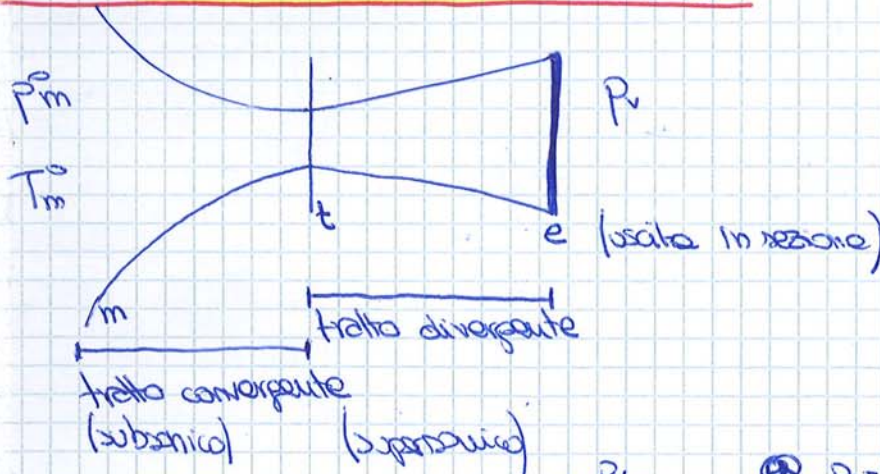
$$A_1 f(M_1) = A_2 f(M_2) \rightarrow f(M_2) = \frac{A_1}{A_2} f(M_1) = k$$

non risolvibile analiticamente ma per tentativi.  
Inizio distinguendo il sub dal supersonico.

con  $M < 1$  calcolò  $f(M)$  se  $> k$  allora  
se  $< k$  allora

14/10/14

UGELLO CONVERGENTE - DIVERGENTE

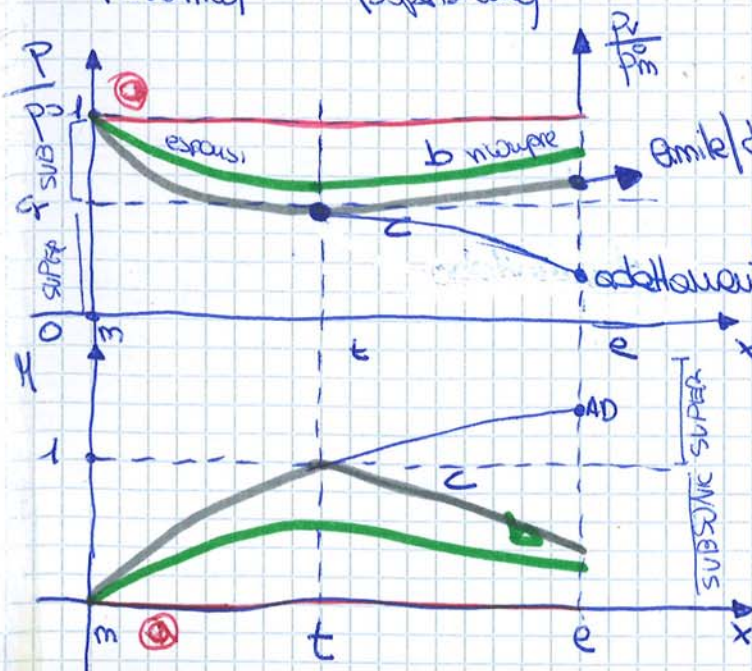


permette il passaggio da subsonico a supersonico (ugello di Laval) condizioni

$$p_m = p^0$$

$$T_m = \text{cost.}$$

$p_v$  = variabile e seconda del corso.



Ⓐ  $p_t = p_m$   $p = \text{cost}$   
 $v = 0$

$p_m$  / discriminante  $e_{p_m}$   $p = 0$

Ⓑ divergenza  $p_v$   $R < p_m$   
 $v_e > v_m$

Ⓒ divergenza ancora  $p_v$   
 $p_v$  ma  $p_v$  è comunque maggiore di  $p_m$



$$\frac{\rho_0 A_e}{\sqrt{\gamma P_0}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[ \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} = \frac{\rho_m A_t}{\sqrt{\gamma P_m}} f(\gamma)$$

$$x^{\frac{2}{\gamma}} - x^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} = \left[ \frac{A_t}{A_e} f(\gamma) \right]^2 \frac{\gamma-1}{2} \quad \frac{P}{P_0} = x$$

senza la condizione limite

• se  $\frac{P_v}{P_m} < \left(\frac{P}{P_0}\right)_{cr} < \left(\frac{P}{P_0}\right)_{limi}$  → caso critico con  $m = m_{cr}$

• se  $\left(\frac{P_v}{P_m}\right) > \left(\frac{P}{P_0}\right)_{cr}$  → da calcolare due parti,  $m_{cr}(critico)$  e  $m$  ( $P_0 = P_v$ ,  $P_0 = P_m$ ) a causa dell'alta trasmissione del regime subsonico e considero la proprietà delle due

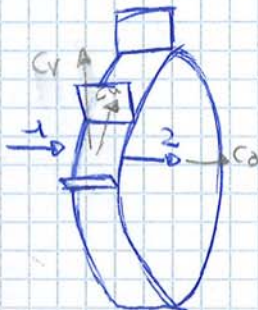
## TURBOMACCHINE

una attività termica a fluido in cui lo scambio di energia avviene con la rotazione di un albero

### Calcolo del lavoro

Parte del lavoro del momento della quantità di moto

Il flusso entra dal punto 1, in modo uniforme ed esce dal 2 in un nuovo stato.



Il flusso arriva in 1 in modo uniforme con  $p_1$  e  $T_1$  uguali per tutte le particelle e una velocità  $c_1$  scomponibile in 3 "velocità":

$$c_1 \left\{ \begin{array}{l} c_r \\ \text{radiale} \end{array} ; \begin{array}{l} c_a \\ \text{assiale} \end{array} ; \begin{array}{l} c_u \\ \text{tangenziale} \end{array} \right\}$$

Nel caso di flusso stazionario la  $c$  (coppia) applicata al flusso è:

$$C = \dot{m} (r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1}) \rightarrow \text{coppia compressiva} \rightarrow \text{dato dalla sua componente } \tau$$

Per scrivere il lavoro dobbiamo riferirci ad una palette rotante.

In base al tipo di flusso distinguiamo due tipi di macchine:

**ASSIALI** (con raggio costante)  $r_2 = r_1$ : utilizzate per portate maggiori sono macchine centrifughe (compressori) con più stadi nello stesso macchinario.

**RADIALI** (con raggio variabile)  $r_2 \neq r_1$ : utilizzate per portate minori con un unico stadio nello stesso macchinario.

radiali: stesso macchinario per più stadi  
assiali: " " con più stadi

**STUDIO DEL COMPRESSORE ASSIALE**

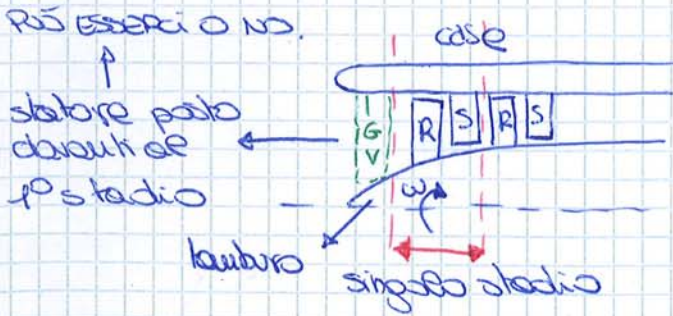
Più stadi uno dietro l'altro ognuno dei quali è composto da due palette, una è il rotore o girante e l'altra è lo statore (fisso). Nel rotore  $L=0$  quindi:

$c \uparrow$   
 $w \downarrow$  diminuisce solo  $w$   
 $p \uparrow$

Nello statore  $L=0$  quindi:

$c \downarrow$   
 $p \uparrow$   $w$  non mi interessa perché essendo fisso  $w=c$

schema compressore



Il rapporto che nei vari stadi la velocità resta costante e si scrive portato come:

$$\dot{m} = \rho C_d A$$

$C_d$  grande  $\rightarrow$  area piccola  $\rightarrow$   $\angle$  peso  
 $\angle$  ingombro  
 $\angle$  resistenza aerodinamica

A parità di portata e velocità  $C_d$  costante,  $C_d$  deve avere un valore maggiore (rimanendo costante) ma non oltre un determinato valore.

$p_{permi\ stadi} \gg p_{pini\ stadi} \rightarrow$  diminuiscono  $p_{permi}$  e  $p_{pini}$  con l'aumentare della portata

tatore finisce in stallo (quindi considero tutto approssimativamente perfetto).

Quindi nel triangolo delle velocità, il bordo di attacco deve avere piccola incidenza con il flusso di entrata ma la direzione del flusso può cambiare mentre ~~effettivo~~ assunto sempre la velocità parallela al bordo di uscita INDIPENDENTEMENTE dal fatto che cambi la direzione o le condizioni



**CONDIZIONE COSTRUTTIVA**

$C_1$  è la velocità che arriva in uno stadio. Nel rotore considero solo  $w_1$  e  $w_2$  dove il bordo di attacco è  $\parallel$  a  $w_1$  e il bordo di fuga  $\parallel$  a  $w_2$ .  $w_1$  e  $w_2$  hanno senso opposto SEMPRE. Stesso ragionamento con lo  $c_1$  e  $c_2$  dello statore.

L'angolo di ingresso dipende ~~da~~ dalle condizioni (ne cambio portata e/protezione)

uscita = angolo costruttivo =  $\bar{v}$  avrà sempre quella direzione in uscita anche se cambio le condizioni come portata  $\bar{v}$  di rotazione parallela

In R faccio riferimento alla  $v$  relativa ( $w$ )  $\rightarrow$  formula parallela

bordo att  $\parallel w_1$   
bordo fuga  $\parallel w_2$



$C_{w1} = C_1 \cos \alpha_1$

$C_a = C_1 \sin \alpha_1$

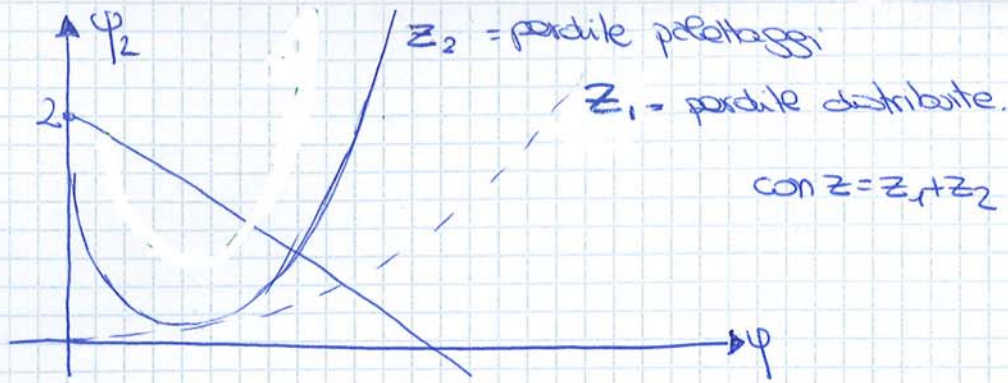
$\rightarrow$  quindi  $C_1 = C_a \cdot \cotg \alpha_1$

$C_{w2} = W_2 + U$  (sfruttando la comparazione delle velocità)

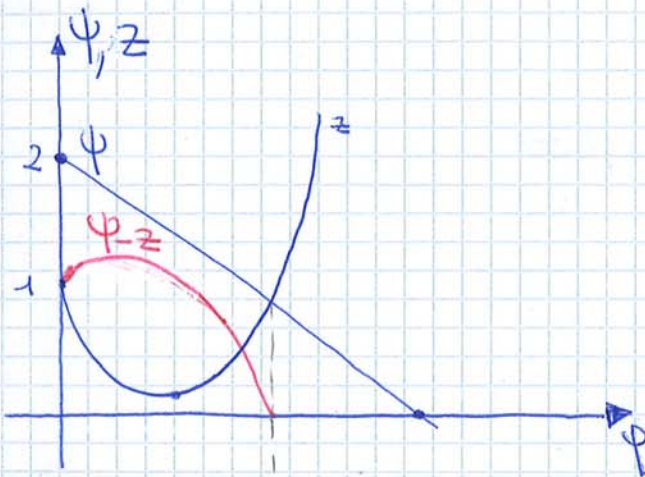
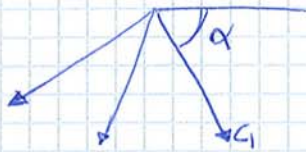
quindi posso scrivere che  $W_2 = C_a \cotg \beta_2$   
( $C_a = W_a$ )

quindi il flusso di compressione  $L_c$  è:

$$L_c = U [U + C_a (\cotg \beta_2 - \cotg \alpha_1)] = U^2 [1 - \frac{C_a}{U} (\cotg \alpha_1 - \cotg \beta_2)]$$



di incidenza ottima. E' in cui le perdite dei perfezionamenti sono minime o si ha per un certo  $\alpha$



Per  $\varphi=0$   $z=1$   
 $\varphi=0$  il compressore funziona e' una  
 senza come passare il flusso  
 $C_1=0$   
 $C_2=0$   
 $\alpha=0$  compressore  
 rotante

Se il fluido ha velocità o altro lavoro in ingresso e per effetto cinetico  $\frac{v^2}{2}$  che viene perso totalmente perché non c'è flusso d'aria. (2)

Il rendimento diventa

$$\eta_{yc} = \frac{\psi - z}{\psi} = 1 - \frac{z}{\psi}$$



Quindi in conclusione se scoglio un certo  $\varphi$  di conseguenza ho un certo rendimento  $\eta_{yc}$ , un certo lavoro utile e posso ricavare  $P_c$ .

Per la portata corretta:  $\dot{m} = \rho_1 C_d A_1 =$   
 $= \rho_1 C_d A_1 \text{sen} \alpha_1 = f(M_1)$

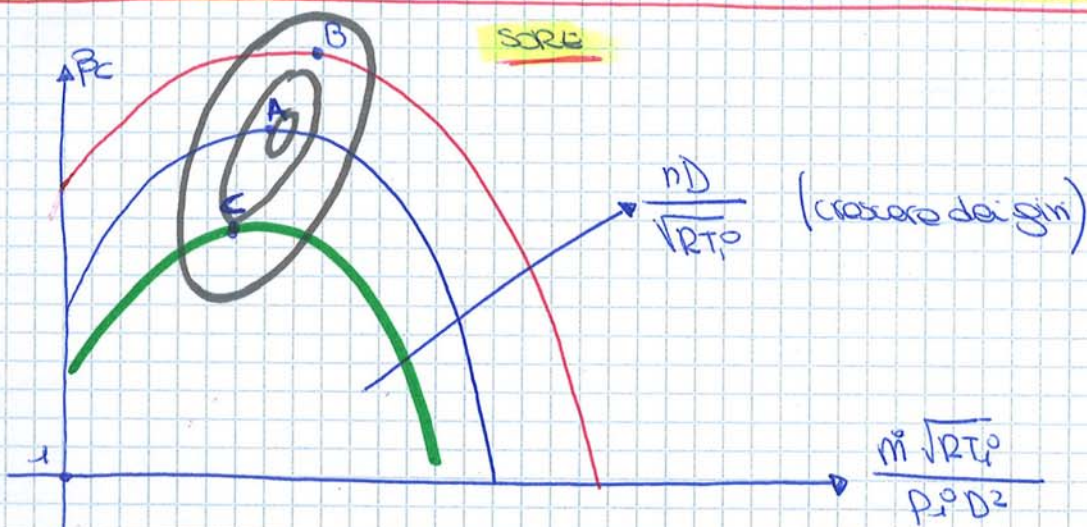
dove  $M_1 = \frac{C_1}{\sqrt{\gamma R T_1}} = \frac{C_d \text{sen} \alpha_1 / U}{\sqrt{\gamma R T_1} / U} \cdot S(M_1)$

funzione che un parametro di passaggio da  $T_1$  statico a  $T_1^0$ .

quindi  $M_1 = R\left(\varphi, \frac{nD}{\sqrt{RT_1^0}}\right) = R\left(\varphi, \zeta\right)$

Se crescono i giri corretti cresce  $M_1$ ;  
 Se cresce  $\varphi$  cresce  $M_1$ .

GRAFICO COMPLESSIVO → MAPPA O CARATTERISTICA MANOMERICA DEL COMPRESORE



Al crescere di  $\varphi$  si raggiunge un massimo primario di rendimento, successivamente troppo  $\varphi$  aumenta  $M$  quindi la densità diminuisce e la portata corretta di un unico diametro.

A parità di  $\varphi$  se aumentano i giri corretti aumenta la portata.

Per ogni valore di  $P_c$  si può determinare un valore di rendimento: tipicamente, per problemi legati alla comprimibilità del fluido, il rendimento B sarà minore di quello di A. Per effetto del diminuire dei giri (verso c) il rendimento diminuisce perché per Reynolds molto bassi hanno grande importanza le forze viscosive.

$\eta_B < \eta_A$   
 $\eta_c < \eta_A$



Questo sia impedisce il passaggio del flusso d'aria che si spara con la peltta successiva e precedente. A causa di questo fenomeno, l'aria, scaricandosi sulla peltta precedente fa diminuire l'inclinazione iniziale di un'ala lo stallo; però il flusso che va sulla peltta successiva "crea" lo stallo successivo, provocando un fenomeno propagativo. La velocità di propagazione è la metà della velocità di rotazione.

Questo fenomeno di stallo può verificarsi anche sul caso e sul turbolento. tutte le volte che c'è un aumento di pressione e una diminuzione della velocità c'è pericolo di stallo (caso del compressore).

Considero una parete e la pressione che sale man mano:



→ questa sia area di diminuzione di rendimento, velocità e crea fenomeni di vorticosità.

Posso definire il rattramento subito del flusso d'aria tramite un coefficiente di pressione:

$$C_{Pf} = \frac{P_2 - P_1}{\frac{1}{2} \rho W_1^2}$$

ROTORE

$$C_{Ps} = \frac{P_3 - P_2}{\frac{1}{2} \rho C_2^2}$$

STATORE

Per evitare lo stallo  $C_p < C_{pMAX}$  dove solitamente  $C_{pMAX} \approx 0.5$

• Visto che  $C_p$  non può essere troppo grande (senno rischio lo stallo) il rapporto di compressione deve essere contenuto (di solito ha valore massimo 1.3);

• Evitare urti ovvero con un valore di  $M$  inferiore ad una certa soglia:

$$\frac{W_1}{\sqrt{RT_1}} = M_{free} < M_{MAX} \approx 0.8$$



Il IGV nono per avere un  $M_{11}$  utile e quindi  $u$  maggiore

$$W_1^2 = C_2^2 + (C_{u1} - u)^2$$

se  $W_1$  è limitato, ovvero ha un valore che non può superare se inserisco un IGV e quindi una  $C_{u1} > 0$  posso far crescere  $C_2$  o  $u$  e quindi avere un IGV maggiore.

Il concetto secondo cui rotore e statoro devono comprimersi in modo uguale è il GRADO DI REAZIONE (R):

$$R = \frac{L_2 - L_1}{L_c}$$

$$L_c = L_2^0 - L_1^0 = L_3^0 - L_1^0$$

se  $C_1 = C_3$   $L = L_3 - L_1 \approx p(P_3 - P_1)$  se  $p = \text{cost}$  } applicando il primo principio  
 $L_2 - L_1 \approx p(P_2 - P_1)$

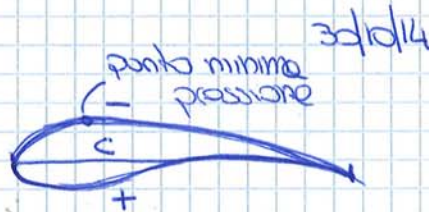
quindi  $R = \frac{P_2 - P_1}{P_3 - P_1} = \frac{\frac{W_1^2 - W_2^2}{C_2^2 - C_1^2} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2}}{\frac{W_2^2 - W_1^2}{2}}$

Fattore di diffusione

$$D = 1 - \frac{W_2}{W_1} + \frac{W_{u2} - W_{u1}}{\frac{c}{s} W_1}$$

effetto di  $p_2 > p_1$

trae conto della differenza di pressione tra dorsi e ventre ( $\Delta p \pm$ )



$c = \text{corda}$

$s = \text{passo}$



$$C_2 - C_{u1}$$

quanto è maggiore  $W_2 - W_1$ , tanto più è  $C_2 - C_{u1}$  e

maggiore sarà la differenza di pressione  $\Delta p$

$$\frac{W_2 - W_1}{\frac{c}{s} W_1} =$$

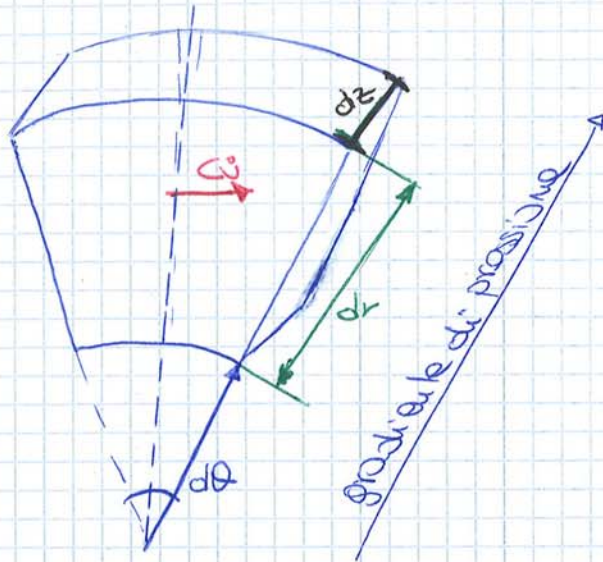
$Np \cdot p = \text{no palette}$

$$= \frac{Np \cdot p \cdot r \cdot F}{m \cdot r} / \frac{c}{s} W_1$$

Equilibrio radiale

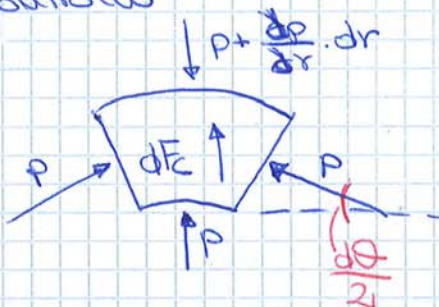
$C_r \equiv 0$  (assumo che ogni particella abbia velocità radiale nulla)

$\dot{C}_r \equiv 0 + \sum F_r \equiv 0$  → EQUAZIONE EQUILIBRIO RADIALE



mi pongo in un sistema rotante  
bloccato la velocità delle pareti  
ma sia uguale a  $\omega$  (velocità  
della particella) così da risultare  
zerò come se fosse immobile

si passa a vedere le pressioni e le forze applicate ad uno elemento di controllo



Presenza di forze centripete

scrivo l'eq. radiale:

$$p \cdot r d\theta dz + p dr dz + \left( p + \frac{dp}{dr} dr \right) (r+dr) d\theta dz + \frac{\omega^2}{r} p dr dz = 0$$

angolo in finitissimo quindi  $\sin \frac{d\theta}{2} \approx \frac{d\theta}{2}$ ;  
 molti piccoli spariscono  $p dr dz$ ;  
 $dr dr d\theta dz$  è un infinitesimo di quarto ordine trascurabile;

Allo fine rimane:

$$\frac{dp}{dr} = \rho \frac{\omega^2}{r}$$

La differenza di pressione aumenta man mano che mi allontano  
dalla rima verso il tip (fenomeno dovuto alla rotazione)

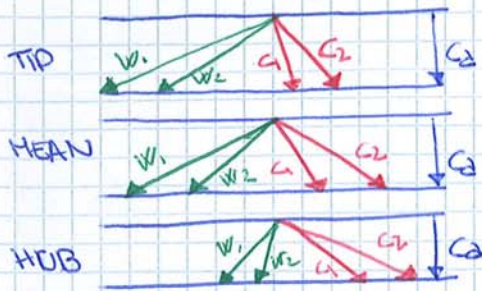


# SVERGOLAMENTO A VORTICE LIBERO

21/10/14

$r\omega = \text{cost}$

$r\omega_1 = d_1 < r\omega_2 = d_2$



condizioni per disgiungere i triangoli di velocità

$\omega = \text{cost}$  per ogni raggio  $r\omega = \text{cost}$

$\omega_1 = \frac{\omega_{tip} \cdot r_u}{r}$

$U = \omega_{tip} \frac{r}{r_{tip}}$

svergolamento ha per grande parte problemi strutturali

## rotore



La palette tende a ruotare a causa della velocità.

## statore



Ho differenza di velocità perché ho restringimento dell'area ma raggio L costante

Parte di vortice espansibile dove non distorciamo sulla palette

pongo  $r\omega_1 = a_1 r + b_1$   
 $r\omega_2 = a_2 r + b_2$

tipicamente  $b_2 < 0$

$L_c = r(\omega_2 - \omega_1) = \text{costante}$  e implica che  $\rightarrow a_1 = a_2 = a$

secolo  $\omega_1$  ca minore meno distorciamo meno problemi

rimango con

$$\begin{cases} r\omega_1 = ar + b_1 \\ r\omega_2 = ar + b_2 \end{cases}$$

Legge del vortice libero  $\omega r = \text{cost}$  assicura la costanza del flusso di momento delle p.d. lungo il direzione radiale

se  $r\omega$  cresce con il raggio al hp  $\omega$  diminuisce per il bisogno di meno svergolamento ( $\omega$  diminuisce)

se pongo  $b_2 = b_1$   $L_c = r(\omega_2 - \omega_1) = \text{costante}$

I primi stadi funzionano "vuoti" perché c'è presenza di staffe sul dorso (staffe positivo) e gli ultimi stadi funzionano "vuoti" perché c'è presenza di staffe sul ventre (staffe negativo)



**QUANDO NEL COMPRESSORE NON È ANCORA AVVENUTO L'AVVIAMENTO FLUIDodinamico**

Soluzioni all'avviamento

Ho tre possibilità:

**CALETTAMENTO VARIABILE**

: così che le palette degli statori possono ruotare, ovvero posso scegliere l'angolo  $\alpha_1$ .  
 Nel caso di rev, spostando  $C_1$  verso destra, aumento meccanicamente spazio  $w_1$  e la palette muove più in staffe. (se  $w_1$  è troppo a sinistra, ruoto la palette verso destra diminuendo  $\alpha_1$ )  
 Procedimento attuabile praticamente solo negli statori.

**SPILLAMENTO D'ARIA**

(spillamento di portata e vuoto compressore)

↓  
 volume massa utilizzato per raffreddare l'aria

: pingo una valvola e vuoto compressore così all'avviamento, aprendo la valvola faccio in modo che la portata non rimanga tutta nel compressore ma che venga "spillata".  
 La portata si diminuisce negli ultimi stadi insieme a  $C_2$ .

Procedimento facile da realizzare (anche se mi piace solo negli ultimi stadi)

**COMPRESSORE MULTI ALBERO**

: spezzo il compressore in 2 o 3 più tutti gli stadi di attacco ad un unico albero ma a più alberi (di solito concentrici con il primo). L'albero più interno è a bassa pressione quello esterno ad alta pressione, ognuno alimentato da una turbina rispettivamente ad alta e bassa pressione. L'albero a bassa pressione presenta tutte le palette con staffe sul dorso che crea resistenza, quindi gira più lentamente mentre l'albero ad alta pressione presenta staffe sul ventre che induce la coppia favorevole e quindi gira con velocità maggiore.

ALBERO  
 bassa p  
 $U < U_p$

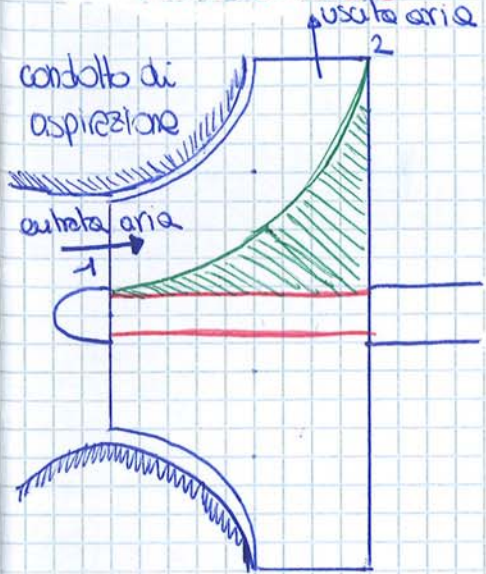
ALBERO  
 alta p  
 $U > U_p$

Compressore = Robore + Diffusore  
(GIARTE)

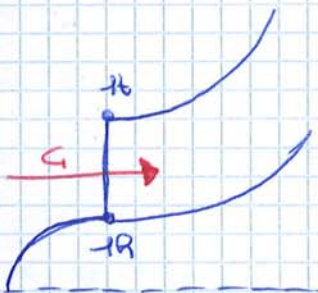
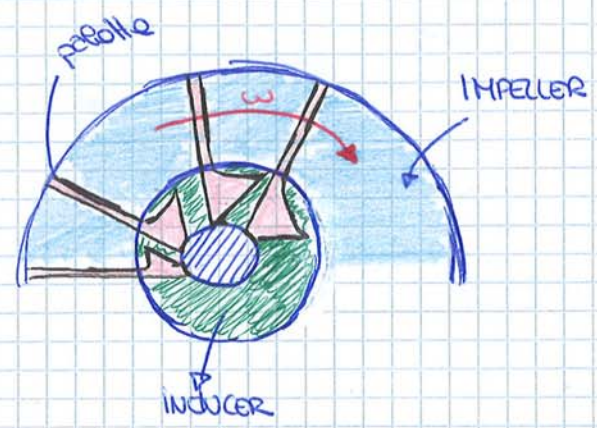
potrebbe esserci 16V quindi pregitante

Disegno del compressore

Vista laterale



Vista frontale



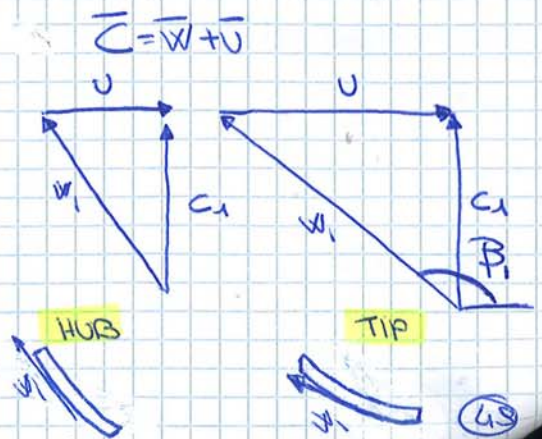
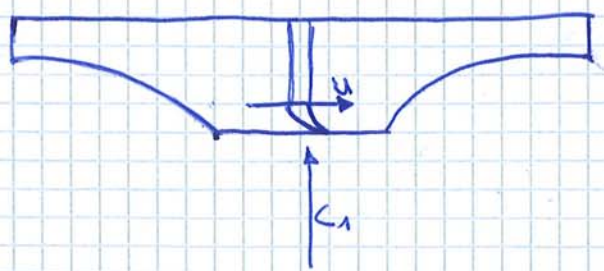
→ ingrandimento punto 1

$C_{1t} = 0$   
moto piano  
d,u

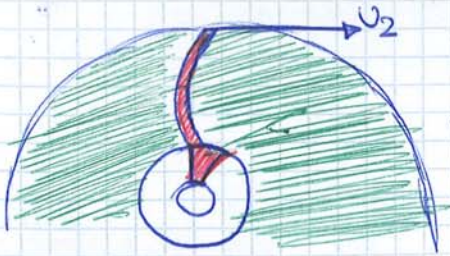
$C_{2t} = 0$   
moto piano  
u, r

si muove nel piano d,u

(Vista Blende 2)



orientamento palette →



Triangolo delle velocità



(flussocompressore a pale radiali e flusso esce un po' posteriormente)

calcolo  $C_2$ :

$$C_2 = U_2 + W_{r2}$$

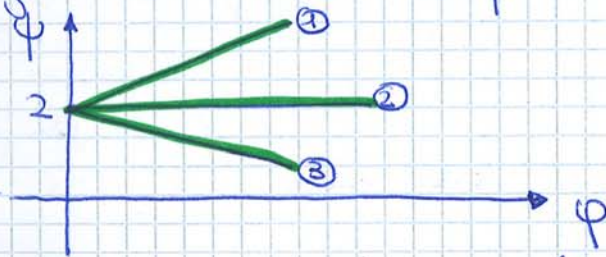
$$\text{con } W_{r2} = W_2 \cos \beta_2$$

$$W_{r2} = W_2 \cdot \sin \beta_2$$

$$L_c = U_2 (U_2 + W_{r2} \cot \beta_2) \quad \text{definisce } \varphi = \frac{W_r}{U_2}$$

$$\text{quindi } \varphi = \frac{L_c}{U_2^2/2} = 2 (1 + \varphi \cot \beta_2)$$

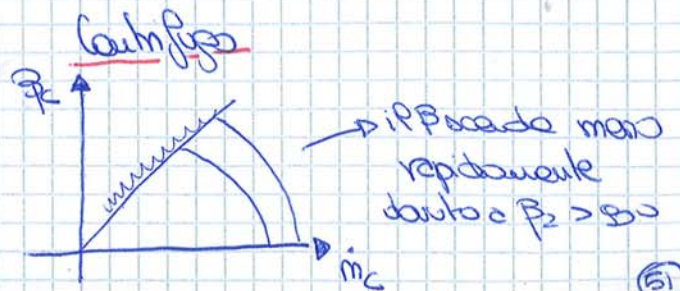
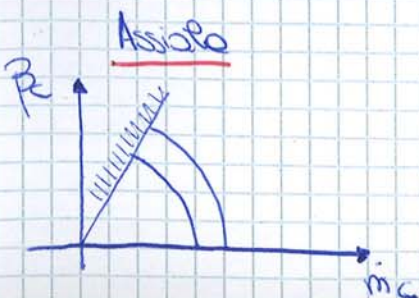
diagramma della curva  $\varphi$



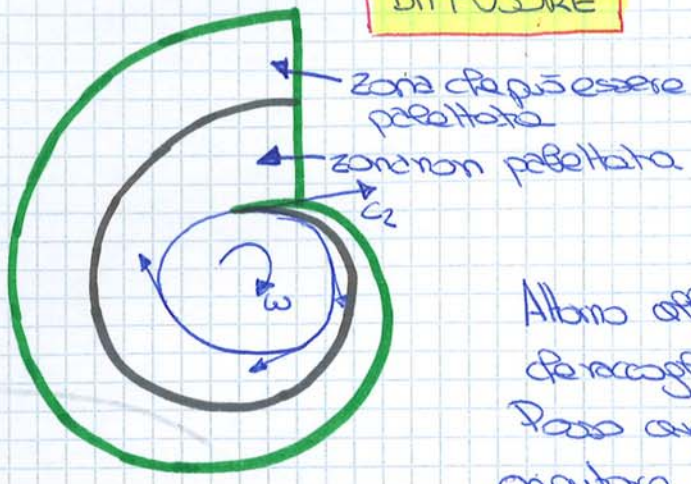
- se le pale sono molte in avanti (con  $\beta_2 < 90^\circ$ ) la curva cresce. ①
- se le pale sono radiali ( $\beta_2 = 90^\circ$ ) la curva è costante; ②
- se le pale sono molte indietro ( $\beta_2 > 90^\circ$ ) la curva è decrescente. ③

Avere pale molte in avanti comporta  $C_2$  elevate (diffusore di grandi dimensioni  $\rightarrow$  nonconvergente): per utilizzare pale molte all'inizio della punta di  $W_r$  la  $W_2$  è più piccola quindi il diffusore lavora meglio.

Nel caso di un compressore esiste fluttuazione di  $\varphi$  sarebbe molto più rapida (decrescendo)



**DIFFUSORE**



Albero alla girante Po va diraccia a spirale  
che raccoglie il flusso.

Poss avere una zona palletata per  
orientare correttamente la rotazione e in

questo caso il diffusore si dice **PALETTATO**.

In campo aerodinamico il flusso viene deviato e inviato al combustore  
che di norma è dietro al compressore. La deviazione del flusso  
avviene tramite tubi di raccolta che all'inizio seguono e sono  
paralleli alla  $C_2$  mentre a regime deviano evolvono nella direzio-  
ne scelta.

Anche nel diffusore palletato Po recupera una prima zona non palletata.  
Nella prima parte del diffusore (quella a lab e contatto con la girante),  
Po un flusso supersonico molto perturbato che con la presenza di  
palle porterebbe ad avere urti e perturbazioni troppo elevate con  
conseguenti perdite e dissipazioni.

**Diffusore non palletato**

Valgono la conservazione del momento ~~angolare~~ e della portata:

$$\begin{cases} \rho c_r \cdot 2\pi r h = \text{cost} \rightarrow \text{portata} & R = \text{profondità (misurata} \\ & \text{assiamente)} \\ r \cdot C_u = \text{cost} \rightarrow \text{non angolare} \end{cases}$$

dove  $c_r$  e  $C_u$  sono le componenti radiale e tangenziale di  $C$ .  
Se  $C$  ed  $\omega$  formano un angolo  $\alpha$  possiamo scrivere le equazioni:

$$\begin{cases} \rho c_r \cos \alpha \cdot 2\pi r h = \text{cost} \\ r \cos \alpha \cdot \omega = \text{cost} \end{cases}$$

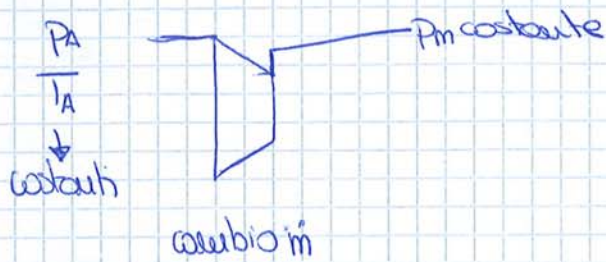
Lo studio di queste equazioni è complicato perché  $\rho$  dipende

Nel nostro studio fissiamo  $R$  in modo che il profilo  $h$  rimanga  
costante.

differenza di pressione tra pressione e suction:  $\Delta p_{\pm} = \int_0^{2\pi/N_p} \frac{dp}{d\alpha} d\alpha$

## REGOLAZIONE COMPRESSORI

Le pompe aerospaziali sono impiegate nei turbomotori (compressore + turbina) e nella sovralimentazione dei motori alternativi.



voglia essere la portata mantenuta da la stessa pressione (Record di ambiente non uguali sia in uscita che in entrata)

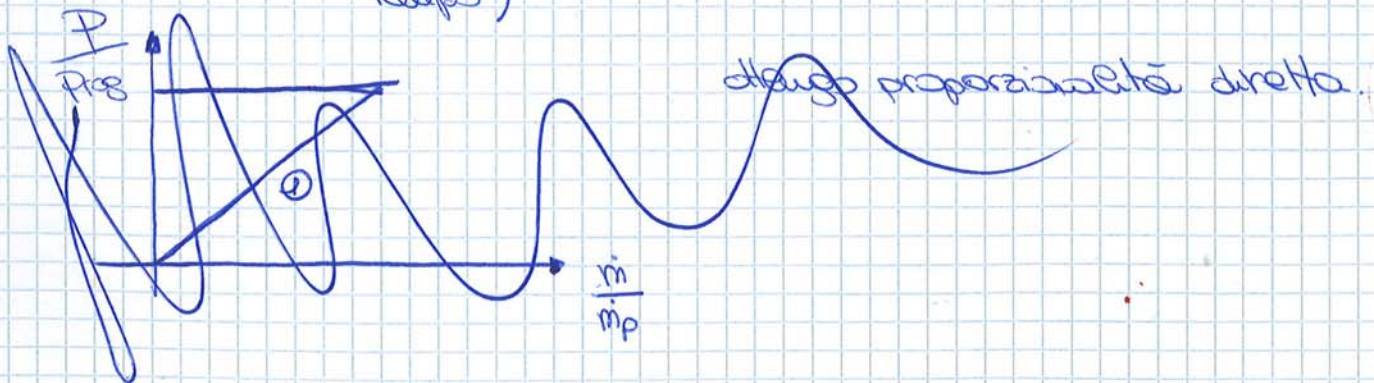
Parlo di quota di adattamento, ovvero la quota per cui compressore e motore sono progettati.

Se un turbo a quota più alta del quello di adattamento avrà meno pressione, quindi fluido meno denso e il motore renderà meno; se un turbo a quota inferiore all'adattamento avrà una sovralimentazione quindi il motore si rompe (senza regolare il compressore).

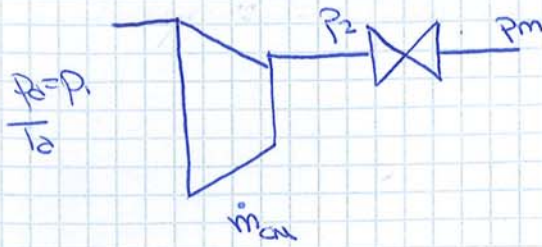
La regolazione aerospaziale prevede di regolare il compressore al di fuori della quota di adattamento.

REGOLAZIONE INDUSTRIALE:  $\left. \begin{array}{l} \text{pressione atmosferica costante} \\ \text{inverso di portate in massa} \end{array} \right\} \text{a portate di condizioni di monte}$

① tutto o niente: alternanza la occasione e spoginamento, da la stessa portata per motore del turbo così il compressore funziona sempre alla portata di progetto (gioco sul tempo)



⑤ Posizionamento waudata: ponga una valvola all'uscita della macchina.

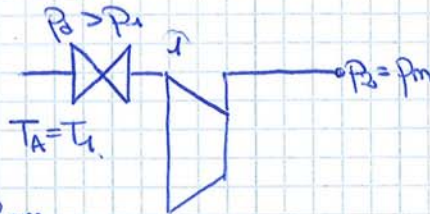


$P_2 > P_m$  se  $P_m$  è fissa.  
 $P_2$  è maggiore quando la valvola è chiusa.

La portata  $m_{ca} = m_{cn}$ ; se il numero di giri e la portata non cambia allora mi trovo sulla caratteristica di P ovvero il compressore comprime di più  $v_2$  e per corrispondere un  $P_{ca} > P_{cn}$ .

⑥ Posizionamento all'aspirazione

4/11/14



$$m_{ca} = \frac{m \sqrt{T_{1a} / T_{1f}}}{P_1 / P_{1g}} \quad P_{ca} = \frac{P_2 = m}{P_1}$$

non conosco le condizioni a 1 quindi  $m$  e  $P_1$  sono indefinibili;  
 conosco però il numero di giri  $n_a = n_p \rightarrow$  unica condizione

$$\frac{P_{ca}}{m_{ca}} = \frac{\frac{P_m}{P_1}}{\frac{m \sqrt{T_a / T_{1f}}}{P_1 / P_{1g}}} = \text{multiplico per } \frac{P_1}{P_a} \text{ cheando}$$

$$= \frac{\frac{P_m}{P_a}}{\frac{m \sqrt{T_a / T_{1f}}}{P_1 / P_{1g}}} = \frac{P_{cn}}{m_{cn}}$$

cheando dunque

$$\frac{P_{ca}}{m_{ca}} = \frac{P_{cn}}{m_{cn}}$$

è  $\log \alpha_A = \log \alpha_N$  ovvero  $\alpha_A = \alpha_N$  (visto che mi riferisco al punto N)

Il punto N corrisponde alla variaz del numero di giri, M alla Posizione alla waudata e A alla Posizione all'aspirazione.

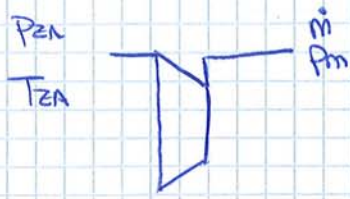
A parità di portata nei punti N e A la portata corretta di A è maggiore degli altri due.

**REGOLAZIONE AERONAUTICA**

pressione e portata in un condotto calcolati variando le condizioni a monte.

condizione di progetto

quota di addebiamento  $z_A$



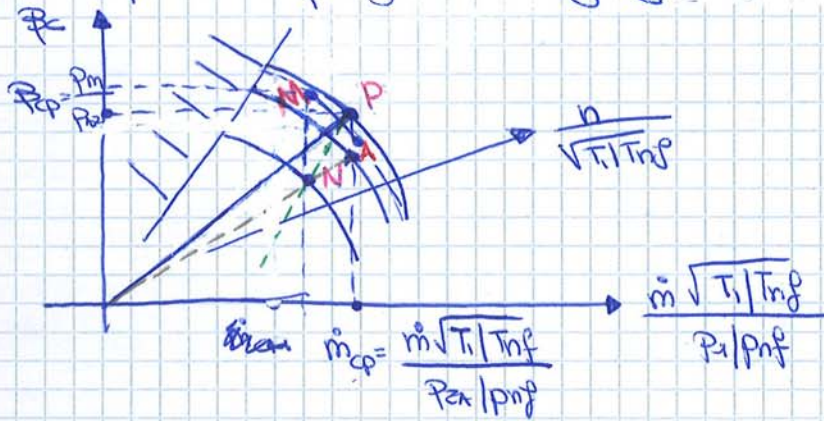
Diminuendo la quota voglio la stessa portata e la stessa pressione

Ip:  $z < z_A$

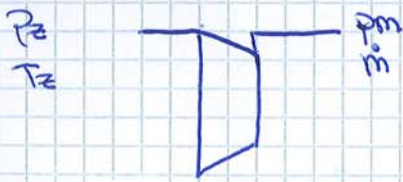
$$P_z > P_{zA}$$

$$T_z > T_{zA}$$

Disegno il punto di progetto sul grafico:



① Variazione numero di giri



$$P_{z1} = \frac{P_m}{P_z} < P_{cp}$$

$$m_{cp1} = \frac{m \sqrt{T_z/T_0}}{P_z/P_0} < m_{cp}$$

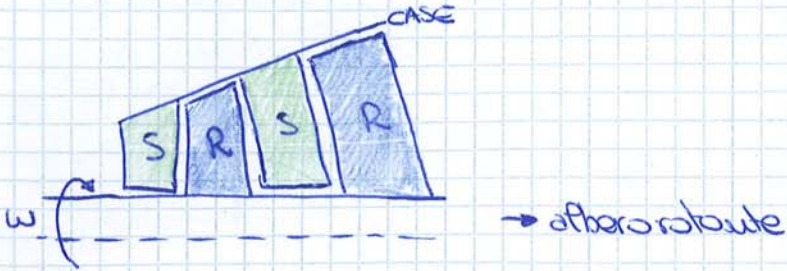
Per aumento sia di  $T$  che di  $p$  anche se prima più velocemente o più lentamente maggiore rispetto a  $T$  quindi la  $p$  al denominatore è maggiore della  $T$  quindi la portata diminuisce. Il punto si sposta sia in basso che a sinistra; per capire la nuova posizione confronta  $\alpha_u$  e  $\alpha_p$ .  
È facile vedere che

$$\frac{\lg \alpha_u}{\lg \alpha_p} = \sqrt{\frac{T_{zA}}{T_z}} < 1$$

e quindi individuare  $N$  sul grafico



# TURBINE ASSIALI



deflusso e lavoro di turbina  $L_t = U_1 C_{u1} - U_2 C_{u2} = U (C_{u1} - C_{u2})$   
 (visto che sono nel caso assiale  $U_1 = U_2 = U$ )

- nello statore (fisso) si ha una diminuzione di  $p$  e un aumento di  $c$ , senza presenza di lavoro (perché è fermo)
- nel rotore si ha una pressione che o rimane costante o diminuisce,  $u$  e  $c$  (velocità assiale) che diminuisce e  $w$  rimane o costante o aumenta con  $L_t < 0$  ed  $L_t > 0$ . Tutto questo dipende dalla geometria del condotto ovvero se si hanno le palette per avere  $w$  cost oppure  $w$  e  $c$  cost, se  $w$  aumenta allora  $p$  diminuisce.

Distinguo due tipi di turbine:

- Turbine ad azione  $p_2 = p_1$  (non cambia)
- Turbine a reazione  $p_2 < p_1$  (il flusso si espande sia nello statore che nel rotore)

## Ipotesi generali:

- caso adiabatico senza scambi di calore
- moto stazionario

## TURBINA AD AZIONE



caso ideale con  $L_w = 0$ ,  $S = \text{cost}$   
 (legame lo stato di pressione e velocità)

sono il primo principio riferito al rotore in un sistema di riferimento rotante (tra 1-2)

$$L_t = 0 = \int_1^2 v dp + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + L_w \rightarrow 0 \text{ (caso ideale)}$$

$$p_1 = p_2 \text{ quindi } \int_1^2 v dp = 0 \quad ; \quad u_1 = u_2 \quad \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = 0$$

Passo all'analisi del lavoro:

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

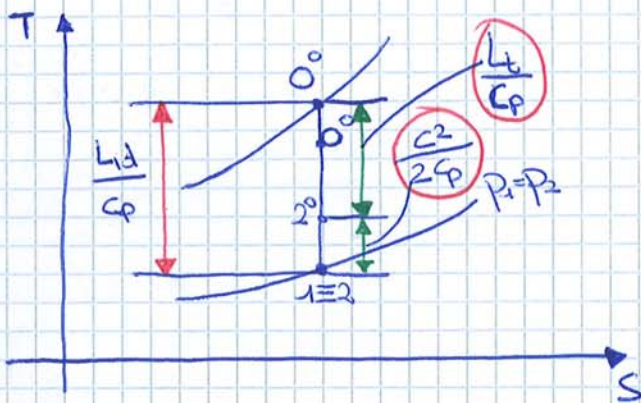
$$C_{u2} = W_{u2} + U$$

$$= -W_{u1} + U = -\underbrace{(C_{u1} - U)}_{W_{u1}} + U$$

quindi  $C_{u2} = 2U - C_{u1}$

$$L_{t_{A2}} = U (C_{u1} + (C_{u1} - U) - U) = 2U(C_1 \cos \alpha_1 - U) = L_{TA2} \rightarrow \text{Carico turbina ad azione}$$

$\alpha_1$  deve essere piccolo perché se no la  $C_{u1}$  sarebbe troppo piccola (vedi pag precedenti)



se flusso costante + coincide con 2

$C_p$  è costante quindi posso definire il lavoro come salto di entalpia:

$$L_{id} = C_p (T_0 - T_2)$$

$$L_t = U (C_{u1} - C_{u2}) = C_p (T_0 - T_2')$$

$$\eta_{TTS} = \frac{L_t}{L_{id}} < 1 \quad (\text{rendimento totale lo static})$$

Il fluido esce con una certa velocità, ovvero si porta via dell'energia che può essere sfruttata al lavoro ideale.

$$L_t = L_{tid} - \frac{C_2^2}{2}$$

quest'energia è detta energia di scarico

per minimizzare questa perdita devo avere  $C_2$  minima

per calcolare  $\eta = \frac{L_t}{L_{id}}$  lo vado a scrivere in funzione delle velocità.

$$L_{id} = C_p (T_0 - T_2) = C_p (T_1 - T_1) = \frac{C_1^2}{2}$$

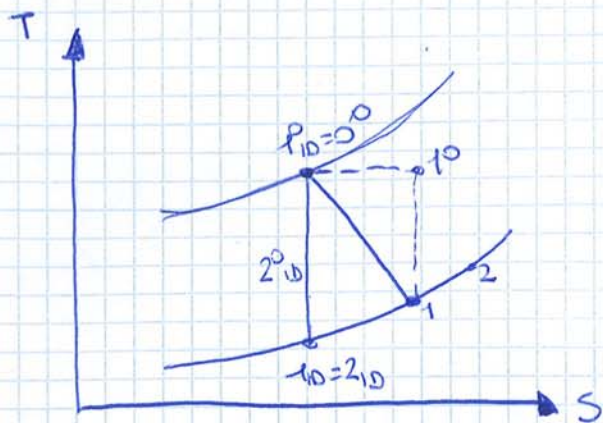
che deriva dal fatto che:

•  $T_2 = T_1$  perché  $P_2 = P_1$  ed  $S_2 = S_1$

•  $T_1 = T_0$  perché nello statore  $L + Q = 0$  (ed  $L = \Delta h = 0$ )

nello statore converto temperatura e pressione in energia cinetica (velocità) mentre nel rotore converto questa in lavoro. Non nasce a (63)

13/11/14



$Q_e = L = 0$

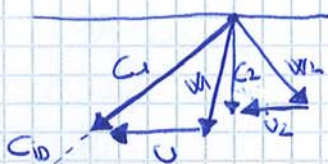
$\frac{C_1^2}{2} = C_p(T_0 - T_1) < \frac{C_{10}^2}{2}$

Se applico il primo principio al rotore in un riferimento rotante otengo:

$\frac{W_2^2}{2} = \frac{W_1^2}{2} - L_w < \frac{W_{10}^2}{2}$

Processo ideale diventa reale se introduco

$\varphi = \frac{C_1}{C_{10}}$  e  $\psi = \frac{W_2}{W_{20}} = \frac{W_2}{W_1}$  con  $\varphi > \psi$  perché l'espansione nel rotore (corso di recupero)



$C_{u1} = C_1 \cos \alpha$

$C_{u2} = W_{u2} + U = -\psi W_{u1} = -\psi(C_{u1} - U) + U$

$L_t = (1 + \psi)(C_1 \cos \alpha - U) \cdot U$

$L_{10} = \frac{C_{10}^2}{2} = \frac{C_1^2}{2\varphi^2}$

definisco il rendimento  $\eta$ :

$\eta = 2\varphi^2(1 + \psi) \left( \cos \alpha - \frac{U}{C_1} \right) - \frac{U}{C_1}$

Per  $\eta_{max}$  per  $\frac{U}{C_1} = \cos \alpha$

Stauaggi turbine ad azione:

- peggioramento regolazione
- problema overloading
- rendimento elevato ottenuto nelle turbine a reazione.

# TURBINE A REAZIONE

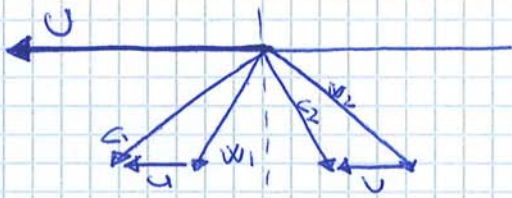
Nel caso ideale:  $L_w = 0$   $\cdot u_2 = u_1$   
 $\cdot$  assiale  $\cdot p_2 < p_1$

Applicando il primo principio

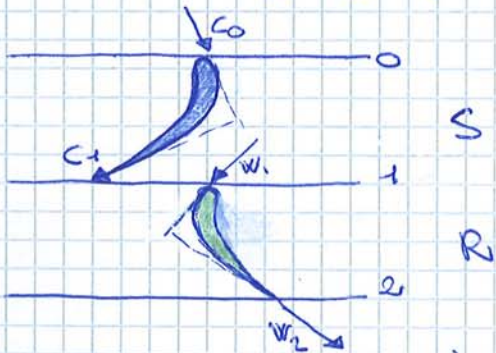
$$\frac{W_2^2 - W_1^2}{2} = - \int_1^2 v dp \quad \text{con } W_2 > W_1$$

Disegno il triangolo delle velocità ipotizzando che sia simmetrico ovvero con:

$$|C_1| = |W_2| \quad |C_2| = |W_1|$$



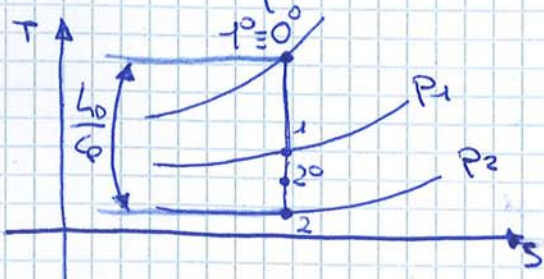
questo triangolo è dato da una portante dove il fluido arriva allo statore con  $C_0 = C_2$  (immagine stadi successivi)



Il lavoro è  $L_t = u (C_{u1} - C_{u2})$  con  $C_{u1} = C_1 \cos \alpha_1$   
 $C_{u2} = -W_{u1} = -(C_{u1} - u)$

e sostituendo  $L_t = u(2C_1 \cos \alpha_1 - u)$

per il rendimento  $\eta$  mi bato sul diagramma TS



$P_1, P_2 = \text{isobare}$

Lo statore ha  $Q_2 = 0$  ovvero  $L_2 = 0 \rightarrow T$  si conserva quindi  $\alpha^0 = 0^0$

$$\eta_{MAX}(\text{torb rate}) = \eta_{MAX}(\text{URSS A20}) \cdot \frac{2}{1 + \cos^2 \alpha_1} \quad \text{ovvero} \quad \boxed{\eta_R = \eta_A}$$

14/11/14

$$R = \frac{L_1 - L_2}{L_t} = \frac{L_1 - L_2}{L_2^0 - L_1^0} \quad \text{se } C_0 = C_2 \quad \text{all'uscita del rotore R la stessa velocità assente ovvero}$$

$$R = \frac{L_1 - L_2}{L_0 - L_2}$$

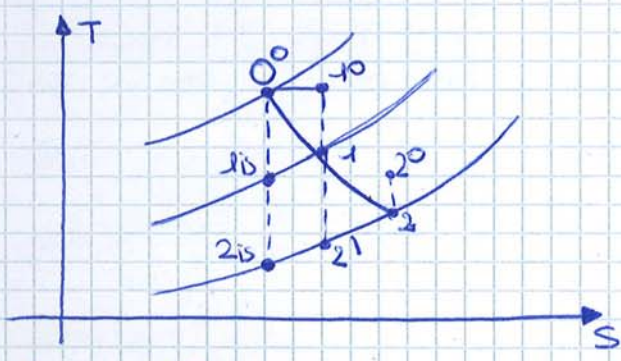
$$\text{se } p = \text{cost} \quad R \approx \frac{P_1 - P_2}{P_0 - P_2} \quad \text{con triangoli simmetrici } R = 0.5$$

Se pongo il rotore in un riferimento rotante

$$Q_e + L_i = 0 = L_2 - L_1 + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} \quad \text{con } L_t = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2} - \frac{W_1^2 + W_2^2}{2}$$

Introducendo due coeff di perdita il caso diventa reale:

$$\varphi = \frac{C_1}{C_{110}} \quad \psi = \frac{W_2}{W_{210}}$$



$$\text{Definisco il lavoro ideale: } L_{10} = C_p (T_0 - T_{110}) + C_p (T_{110} - T_{210}) \approx (T_1 - T_2) = \frac{C_{110}^2}{2} + \frac{W_{210}^2 - W_1^2}{2}$$

$$R_0 \eta_{MAX} \text{ per } C_2 \text{ costante} \quad \eta_{MAX} = \frac{U}{C_1} = \cos \alpha_1 \rightarrow C_2 = 0$$

se  $C_2 = 0$  allora  $rC_2 = 0$  per qualunque  $r$  se voglio un flusso affluente ( $uC_2 = 0$ )

$$\text{se voglio } u(C_{01} - C_{02}) = \text{cost} \begin{cases} uC_{01} = \text{cost} \\ rC_{01} = \text{cost} \end{cases} \rightarrow \text{VORTICE LIBERO}$$

unico svorgeramento da adottare se voglio  $C_2 = 0$  ovvero  $rC_{01} = \text{cost}$  se voglio lavoro costante

## TURBO POMPE

Le turbo pompe sono turbo compressori di liquidi dove aumentano  $p$ , energia cinetica e potenziale del liquido.

Presentano problemi analoghi ai compressori hanno che parte problema di compressibilità.

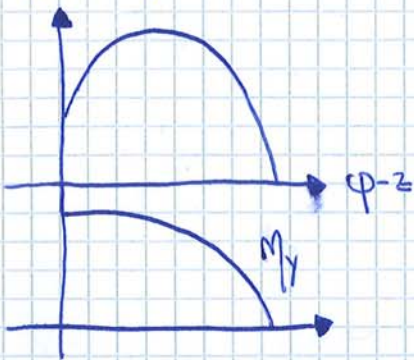
Sono distinguibili in ASSIALI e CENTRIFUGHE.

Definisco  $\psi = 2 \left( +\varphi (\cotg \beta_2 - \cotg \alpha_1) \right)$

$\varphi = \frac{c_u}{u}, \frac{w_r}{u} \quad z = z_1 + z_2$

distribuite e concatenate per l'imbocco scorretto dei paleggi

$\eta_y = \frac{\psi - z}{\psi}$



Non ha più senso parlare di rapporto di compressione perché stiamo alzando un liquido.

Applicare il primo principio in forma univale:

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

$L_i - L_w = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)$  divido per g e ottego

$\frac{L_i - L_w}{g} = H_u = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + z_2 - z_1 = H_2^0 - H_1^0 \quad \textcircled{1}$

chiamo carico totale H il termine (dottorato di Bernoulli):

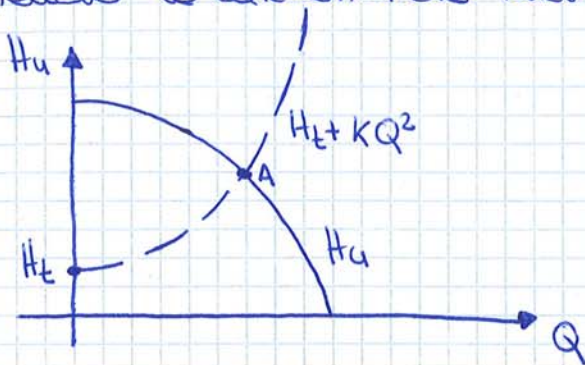
$H = \frac{p}{\rho g} + \frac{c^2}{2g} + z$

In  $\textcircled{1}$  la differenza  $H_2^0 - H_1^0$  è detta prevalenza utile / manometrica

È il parametro equivalente a  $p_c$  e descrive le prestazioni della pompa in funzione della portata in volume  $Q = \frac{w}{\rho}$

$Q = c_u \cdot A = \varphi \cdot u \cdot A = \varphi \cdot w_r \cdot A = \varphi \cdot 2\pi r n A$  dipende da  $\varphi$  e da n

Nel caso di un canale chiuso ( $Q=m$ )  $H_t=0$  quindi  $H_u = \gamma \propto Q^2$ .  
 Posso scrivere che  $y = kQ^2$ .  
 Sovrapponendo le caratteristiche interne ed esterne ottego:

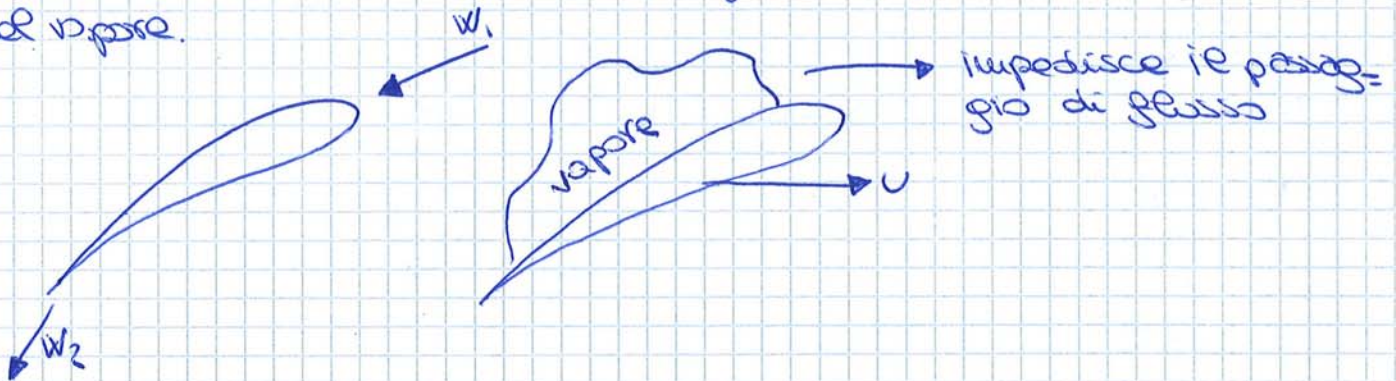


dove A è il punto di funzionamento dato dall'intersezione delle due caratteristiche.

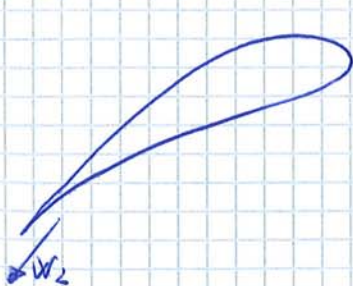
Fenomeno della cavitazione

La cavitazione è la formazione di bolle di vapore nel liquido e si verifica quando  $p < p_{vap}$

$p_{vap}$  è una funzione della temperatura ed è rappresentata la  $p_{cav}$  si misurerebbe nel volume considerato fosse occupato interamente da quel vapore.



non ho cavitazione se  $p > p_{vap}$



$$p_{min} = p_1 - \frac{1}{2} \rho C_{p_{min}} W_1^2$$

$$p_{min} = p_1 - \lambda(\rho) \cdot \frac{1}{2} \rho W_1^2 \quad \text{con } \lambda = C_{p_{min}}$$

Ma per ricavare la  $p_1$  applico il 1° principio tra a e 1 ottenendo:

$$\frac{p_1 - p_0}{\rho g} + \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} + z_1 - z_2 + L W_{ca} = 0$$

$Q, H_u$

$P_r = \dot{m} L_i$  → potenza assorbita dalla pompa

Il rendimento utile della turbo pompa è  $\eta_y = \frac{L_i - L_w}{L_i} = \frac{g H_u}{\dots}$

$\eta_{ve} = \frac{gQ}{\dot{m} e}$  → rendimento volumetrico

Ritorno la potenza come  $P_r = \frac{gQH_u g}{\eta_y \eta_{ve}}$

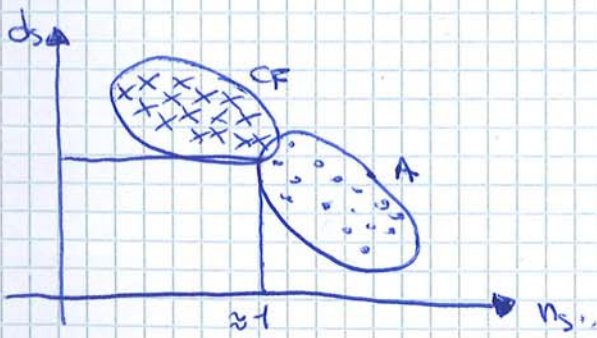
e la  $P_{as} = \frac{P_r Q H_i}{\eta_y \eta_{ve} \eta_m}$   
 ↓  
 rendimento meccanico

Prevedendo una macchina con dati  $\psi$  e  $\varphi$  posso definire

un numero di giri specifico  $n_s = \frac{\omega Q^{1/2}}{(g H_u)^{3/4}} = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{3/4}}$  Formula del numero di giri

e diametro specifico  $d_s = \frac{d (g H_u)^{1/4}}{Q^{1/2}} = \frac{\varphi^{1/4}}{\psi^{1/2}}$

prevedo i valori su un diagramma vedo che le macchine assiali hanno valore di  $n_s$  maggiore di 1.





che diventa  $\eta_u, \eta_i, \eta_{em}, (id)$  ( $\eta_{10} = \frac{L}{Q}$ )

dato  $H_i$  è il potere calorifico in genere → ENERGIA DISPONIBILE NELL'UNITÀ DI MASSA DI COMBUSTIBILE

nel caso di macchina sonda  $\eta_{\theta i} = \frac{R_i}{R_{em}}$

e  $\eta_p = \frac{R_u}{R_i}$  → rendimento organico (tiene conto delle perdite) può anche scriverlo come  $\eta_p = 1 - \frac{P_v}{P_{mi}}$

Introduco le pressioni medie: \*

pressione media indicata

$$P_{mi} = \frac{R_i}{iV}$$

considero i perfori lungo contodi tutti i cilindri

pressione media effettiva

$$P_{me} = \frac{P_{mi} - P_v}{iV}$$

pressione di marcia svuota (perdite dovute alla presenza di attriti)

$$P_v = P_{mi} - P_{me} = \frac{\Delta \text{perdite}}{iV} = P_v$$

La dosatura  $\alpha = \frac{m_a}{m_b}$

mi permette di definire il

rapporto di diluizione

$$f = \frac{1}{\alpha} \quad (\text{o rapporto di miscela})$$

il coefficiente di riempimento

$$\lambda_v = \frac{m_a}{R_{mb} \cdot iV}$$

$$\lambda_v = \frac{m_a V}{V_0}$$

$R_{mb} \cdot iV$  = massa aria teorica che entrerebbe nel cilindro se qui avessi la stessa densità dell'ambiente

consumo specifico  $q_s = \frac{m_b}{R_u} = \frac{m_u}{R_u} = \frac{1}{\eta_u H_i}$

\* Per ricavare le pressioni mi dao ricordare che  $P_u$  è la potenza utile raccolta all'estremità dell'albero motore e  $P_i$  la potenza interna o indicata ovvero la potenza teoricamente disponibile sulla parete superiore dello stantuffo.

Definisco:

$$d_u = \frac{P_u \cdot M}{i n}$$

$$d_i = \frac{P_i \cdot M}{i n}$$

e dividendo questi valori per  $i n$  per la cilindrata unitaria si ottengono le definizioni di pressioni medie

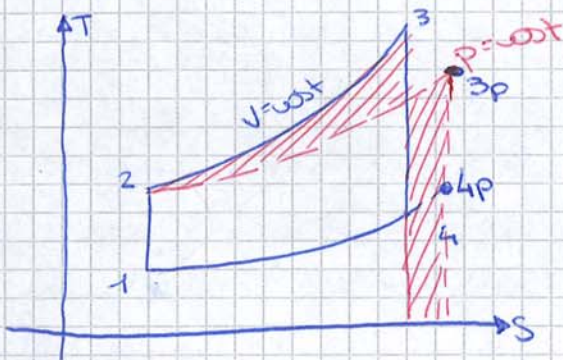
$Q_1 = m C_V (T_3 - T_2)$  (calore fornito alla massa  $m$  per la trasformazione  $2 \rightarrow 3$ )

e quindi  $\eta_{id} = \frac{R_{id}}{Q_1} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}}$  che può essere visto come il rendimento di un ciclo di Carnot tra 1 e 2.

l'equazione di  $\eta$  mi dice in che modo costruire il motore.

Nei motori ad accensione comandata  $P_{cu}$  limite di quarzo della debonazione (combustione irregolare): se aumento troppo  $P_{cu}$  benzina reagisce con l'aria per auto combustione. Per ovviare il problema è meglio introdurre degli additivi ad alto numero di  $ctn$  in  $ctn$  aumentano la resistenza della benzina.

$P_2 < P_{max}$



ragionando a punto di calore fornito (con  $p=cost$  e  $v=cost$ ) l'area sotto dal ciclo normale e da quello limite deve essere uguale

con  $C_p(T_{4p} - T_1) > C_p(T_4 - T_1)$  con  $d_p < d$  quindi a punto di calore fornito a  $v=cost$  ho  $\eta > e d > 0$

Ciclo limite (fluido reale, macchina ideale)

Riscontro alcuni effetti di cui dar conto:

- ① i gas combusti hanno peso molecolare  $m' <$  del peso molecolare dell'aria  $m < m'$
- ② i calori specifici di pedana della temperatura
- ③ dissociazione: se la  $T$  è troppo alta la combustione si interrompe.
- ④ impossibilità di bruciare combustibile se questo è in quantità maggiore rispetto all'ossigeno disponibile

$\left[ \begin{array}{l} 1 \text{ kg} \rightarrow 14.5 \text{ Kg aera} \\ \text{combustibile} \end{array} \right]$

• Perdite nelle valvole

A causa delle valvole la pressione del gas che lo attraversa diminuisce. In particolare il lavoro durante la corsa di scarico è negativo e maggiore di quello fatto dall'aria in aspirazione.

$P_{in} = P_{sc} \cdot V$   
 $L_{asp} = P_{asp} V$   
 $\Delta L = (P_{asp} - P_{sc}) V \rightarrow$  lavoro ricambio del fluido

$P_{sc}$  = pressione allo scarico

• perdite per fuga di fluido dal cilindro

Il gas non riesce a passare grazie al gioco presente tra lo stantuffo e al cilindro

• perdite in combustione

La combustione oltre ad  $\alpha$  produce anche altri due effetti:

- incompletezza: parte del combustibile si deposita sulle pareti del cilindro non partecipando alla combustione;
- interposizione: idealmente la combustione dovrebbe avvenire in modo istantaneo nel  $V_{min}$  cioè quando il pistone è nel PMS. Nella realtà avviene in un tempo finito e avviene del pms. Ipotezzando ad esempio che si accende in modo simmetrico rispetto al PMS introduce  $\theta_c$ , angolo di combustione

$\theta_c = \omega_{cicl} t_c = 2\pi N \theta_c$

$t_c$  = tempo di combustione  
 $t_c = t_{innesco} + t_{propagazione} + t_{completamento}$

Questi tempi devono essere i più piccoli possibile avere è necessario avere un corretto valore di  $\alpha$   $\approx 12.5$  valore esatto

In alternativa per aumentare l'avebata di combustione e diminuire  $t_c$  si può aumentare  $N$ .

Alcune relazioni

$t_c \propto \frac{1}{\sqrt{N}}$

che sostituisce l'effetto pressione di  $\theta_c$  fa vedere che quest'ultimo diminuisce.

**PRESTAZIONI**

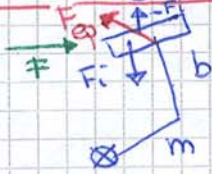
27/1/14

Perdite meccaniche e pressione di lavoro avuto

Trascinamento accessori

$L \propto V$  dove  $p_r = A_1 \rightarrow$  determinata costante

Lavoro forze d'attrito dovute dalle forze d'inerzia



effetto momento + strabuffo su manubrio

La  $F_i$  arriva dalla rotazione del mezzo stesso

La  $F$  va a crearsi contro la parete in opposizione al movimento dello strabuffo. Il lavoro è:

$L \propto n^2 \cdot m_{det}$

dove  $m_{det}$  è

$e p_r = A_2 \left(\frac{n}{n_0}\right)^2$

Lavoro forze d'attrito dovute alle forze di pressione (forze esercitate dal gas sullo strabuffo):

$L_i = p_{mi} V \rightarrow$  lavoro  $\propto$  alla parte materialmente agisce sullo strabuffo a sua volta  $\propto$  a  $p_{mi}$

$p_r = \beta_1 \frac{p_{mi}}{p_{m0}}$

Lavoro di scamb fluidi:

$L = (p_1 - p_{asp}) V_i$

La differenza di pressione è proporzionale alla pressione ambiente

allora  $p_r = \beta_2 \frac{p_{mi}}{p_{m0}} \left(\frac{n}{n_0}\right)^2$

mettendo tutto insieme ottengo

$p_r = A_1 + A_2 \left(\frac{n}{n_0}\right)^2 + \beta_1 \frac{p_{mi}}{p_{m0}} + \beta_2 \frac{p_{mi}}{p_{m0}} \left(\frac{n}{n_0}\right)^2$

La pressione di lavoro cresce con il numero dei giri e con la  $p_{mi}$ .

• Compressioni  $\left\{ \begin{array}{l} \text{aspirazione} \\ \text{scarico / aspirazione} \end{array} \right.$

nel primo caso  $p_1 < p_{amb}$

$$\frac{P}{P} = RT$$



1 = punto morto dove si chiude la valvola di scarico e si aspira di aspirazione

Il gas di scarico si trova ad una pressione  $p_s$  e deve aprirsi raggiungendo  $p_a$  (diminuzione di volume) tramite una poltropica fino a 6!

Per questo effetto (inducendo il volume di aspirazione)  $\lambda$  diminuisce.

$$\lambda = \frac{V_{max} - V_6}{V_{max} - V_{min} (V_1)}$$

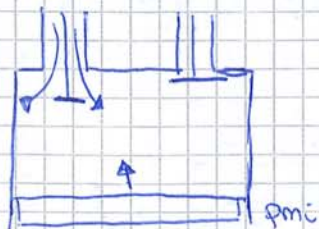
usando la poltropica  $\frac{V_6}{V_1} = \left( \frac{p_s}{p_a} \right)^{\frac{1}{m}}$

$$\lambda = 1 + \frac{1}{p-1} \left( 1 - \left( \frac{p_s}{p_{amb}} \right)^{\frac{1}{m}} \right) \rightarrow < 1$$

$\downarrow$   
 $p = \frac{V_{max}}{V_{min}}$

• effetti dinamicici

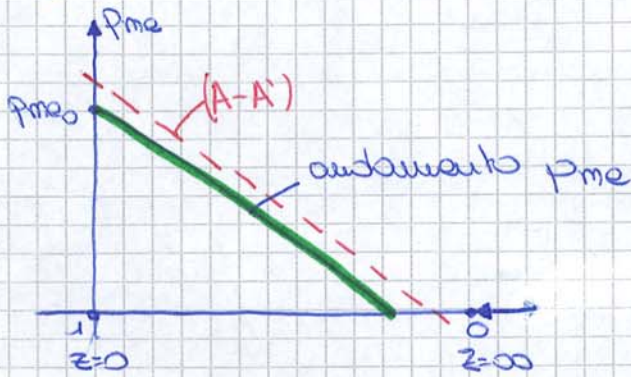
Pone un risposta immediatamente elastotuffo ma senza inerzia. Poss utilizzare questi effetti per aumentare  $\lambda$  mentre negli altri casi diminuisce e basta.



$$p_{me} = p_{m0} \mu - (1-\mu) A$$

diminuisce  $p_{mi}$  e peggiora il rendimento.

Diagramma il rapporto delle densità corrette



Per una quota di tangenza dare la potenza teorica  $v_2 = 0$ .

Se il motore ha una certa potenza a quota 0 visto che la maggior parte del lavoro lo compie in quota, dove la potenza sarà minore, subito lo sotto alazioni dovute alla quota.

Costruisco allora un motore detto motore alleggerito che riesce a sopportare le sotto alazioni in quota e non quelle a quota zero.

Motore alleggerito: motore a massa attorno < massa motore normali  
 $A' < A$

Per caso del motore alleggerito la curva cambia - - - -

Se rimessi troppo tempo a quota 0 il motore si spaccerebbe quindi al disto della quota di stabilimento dar fornire all'aspirazio = ne

Motore surcompressi:  $p'' > p$  quindi assumendo  $\frac{\eta_{em}''}{\eta_{em}} = \frac{\eta_{id}''}{\eta_{em}}$   
 ovvero che le perdite logate al fluido hanno la stessa incidenza, posso scrivere:

$$\frac{\eta_{id}''}{\eta_{id}} = \frac{1 - \frac{1}{p'' \delta - 1}}{1 - \frac{1}{p \delta - 1}}$$

Se aumenta  $\eta_{em}''$  allora aumenta  $p_{mi}$  perché  $p_{mi} \propto \eta_{em}''$

Dosatura

Dosatura = rapporto ana-combustibile  $\frac{m_a}{m_b} = \alpha$   
 $\alpha_{st} = 14.5$  tutto il combustibile brucia consumando tutto l'ossigeno  
 ↳ rapporto stechiometrico

l'ipotesi di lavoro costante indicata da rendimento variò linearmente (vale solo per  $\alpha < \alpha_{sr}$ ).

Se  $\alpha$  aumenta l'andamento tende asintoticamente al livello ideale.

$\eta_{oi}$

- scambi termici
  - fughe
  - incompletezza
  - incompiutezza
- } combustione

Rivedi angolo di combustione

Il tempo di innesco e di propagazione sono inversamente proporzionali alla velocità di propagazione:

$$t_{in}, t_{comp} \propto \frac{1}{W_c}$$

mentre  $t_{prop}$  è inversamente proporzionale alla velocità del fronte di fiamma

$$t_{prop} \propto \frac{1}{W_{prop}} = \frac{1}{W_c}$$

Per avere tempi minori devo avere velocità maggiori.

Però quindi  $\eta_{oi}$  max per  $\alpha_{cmin} \rightarrow W_{rmax} \rightarrow \alpha = 12$

$\eta_{mi}$

$$\frac{\eta_{mi}}{\eta_{oi}} = \frac{\eta_{lim} \frac{\eta_{oi}}{\alpha}}{\eta_{em0} \frac{\eta_{oi}}{\alpha}} = \eta_{mi} \alpha \frac{\eta_{em}}{\alpha} \cdot \eta_{oi}$$

$\alpha < \alpha_{sr} \rightarrow \eta_{mi} \propto \eta_{oi}$        $\eta_{mi} \rightarrow \dots$        $\eta_{comp0}$

$\eta_{me}$

$$\eta_{me} = \eta_{mi} - p_r = \eta_{mi} - A - B \frac{\eta_{mi}}{\eta_{oi}}$$

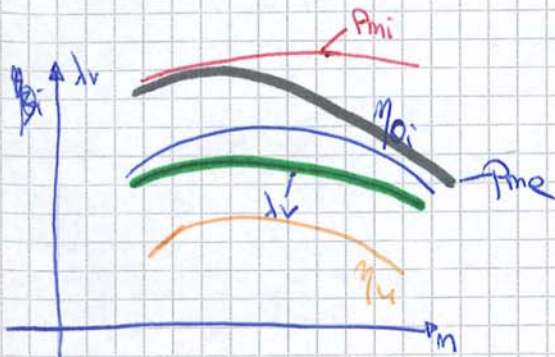
$$\eta_{me} = \eta_{mi} \left( 1 - \frac{B}{\eta_{oi}} \right) - A$$

$\eta_o$

$$\eta_o = \frac{\eta_{me}}{\eta_{mi}} = 1 - \frac{B}{\eta_{oi}} - \frac{A}{\eta_{mi}}$$

si annulla per  $\eta_{me} = 0$

l'aumento di scambi termici solitamente fa diminuire  $\eta_e$ ; diminuendo allora  $\eta_{oi}$  cresce.



- λv**
- scambi termici ↑
  - perdite variabili ↓
  - dinamiche ∩

Al crescere del numero di giri:

- l'angolo passa più velocemente e sta a contatto con il motore per meno tempo → diminuiscono gli scambi quindi  $\lambda v$  aumenta
- le perdite variabili di portata dalla portata quindi avendo minor portata  $\lambda v \downarrow$
- l'aumento della portata l'aria va più veloce

avendo un numero di giri ottimale  $n_{ottimo}$  se:

$n < n_{ottimo}$

$t_s < t_{cv}$

ri flusso

$n > n_{ottimo}$

$t_s > t_{cv}$

ri fiuto

con  $t_s = \text{tempo segnale}$

$t_s = \frac{R}{W_{scambio}}$

R: distanza  
entrate flusso  
e Pmi

no  $\lambda v_{max}$  se  $t_s = t_{cv}$

$P_{mi} \propto \eta_{oi} \downarrow$

$P_o = A_1 + A_2 \left(\frac{n}{n_0}\right)^2 + B_1 \frac{P_{mi}}{P_{m0}} + B_2 \frac{P_{mi}}{P_{m0}} \left(\frac{n}{n_0}\right)^2$

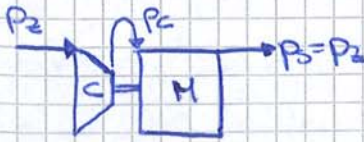
se lasciamo le variabili di  $P_{mi}$  posso scrivere:

$P_o \approx X_1 + X_2 \left(\frac{n}{n_0}\right)^2$

$\eta_o \approx 1 - \frac{P_o}{P_{mi}} = 1 - \underbrace{\frac{X_1}{P_{mi}}}_{cost} - \frac{X_2}{P_{mi}} \left(\frac{n}{n_0}\right)^2$



COMANDO MECCANICO



Aumentando la potenza potete passare in genere più aria/combustibile ma il rendimento è uguale perché i gas di scarico si portano dietro molta energia.

$$P_{mi} = \eta_{em} \eta_{ci} \frac{\lambda H_i}{a v}$$

- condizioni ambiente
- aumento virtuale della cilindrata
- favore di ricambio del fluido

cambiando  $P_c, T_c \rightarrow$  variano  $v$  e  $\lambda_v$   
 $\lambda'_v > \lambda_v$   
 $> 0$

presente tre effetti:

Usando come riferimento lo stato zero posso scrivere

$$P_{mi} = P_{mi0} \cdot \frac{\lambda'_v}{\lambda_v} \cdot \frac{\lambda_v}{\lambda_{v0}} \cdot \frac{V_0}{V} \quad (P_c - P_s) \rightarrow$$

logica al lavoro di ricambio da recuperare alla pressione di marcia avuto

definendo

$$\text{ottengo } P_{mi} = P_{mi0} \underbrace{\frac{P_c}{P_s} \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T}} \cdot \frac{\lambda'_v}{\lambda_v}}_X + (P_c - P_s)$$

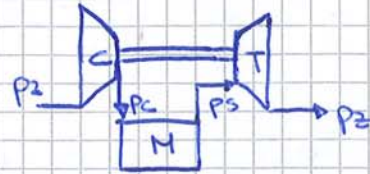
Aprendo lo valvola di espansione (dopo aver chiuso quella di scarico) i gas passano da  $P_s$  a  $P_c$  perché espando fanno aumentare l'onda ergo la  $p$  aumenta. (la  $P_s$  è minore della pressione ambiente a parità avviene questo fenomeno)

$$1 + \frac{1}{\gamma - 1} \left[ 1 - \left( \frac{P_s}{P_c} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \right] \frac{\lambda'_v}{\lambda_v} = \frac{V_{max} - V'_s}{V}$$

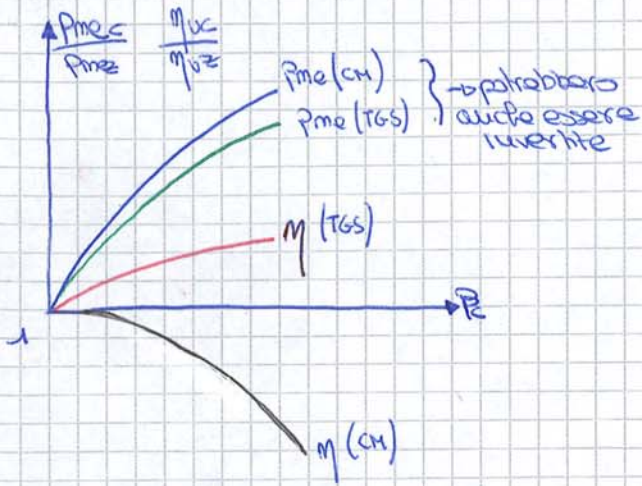
$> 1$

nel caso del comando meccanico so che  $P_s = P_2$  mentre nel caso delle turbine a gas di scarico non conosco il valore di  $P_s$ .

TURBINA A GAS DI SCARICO



I gas di scarico vengono "inutilizzati" così da avere un recupero di energia e aumentare il rendimento



$$\frac{\eta_{vc}}{\eta_{v0}} = \frac{\eta_{v0}}{\eta_{v0}} = \frac{1 - \frac{P_c}{P_{m1}}}{1 - \frac{P_{v0}}{P_{m10}}}$$

Avendo una certa potenza utile  $P_u$  posso scrivere come:

$$P_u = P_{me} \cdot V \cdot \frac{n}{H} \quad \text{dove } V = \pi \frac{d^2}{4} \cdot c$$

ora avendo l'eq. che lega la corsa al no di giri definendo  $u = 2cn$

$$\text{quindi } P_u = P_{me} \frac{\pi}{4M} \left(\frac{d}{c}\right)^2 \left(\frac{u^3}{8n^3}\right) n$$

$\downarrow c^3$

$$\text{dove } P_u \propto \frac{1}{n^2} \propto 1/c^2$$

$$\propto 1/c^3 \rightarrow \text{non posso aumentare troppo la cilindrata}$$