NUMERO: 1588A - ANNO: 2015

A P P U N T I

STUDENTE: Neirotti

MATERIA: Fondamenti di Macchine + Eserc. Prof.Poggio

29/09/2014

Fondamenti di Macchine

Macchina → insieme di organi meccanici, fissi e mobili, cinematicamente definiti tra loro.
Almeno uno di essi è in movimento e quindi compie o subisce un lavoro

- Macchine a fluido

Macchina in cui lo scambio di energia avviene per mezzo di un fluido.

Realizza quindi una conversione di energia.

Dato che il rendimento di una macchina vera è sempre < 1 l'energia disponibile deve essere maggiore all'energia utile.

- Macchine a fluido
  - Termiche
    - effetti T° importanti
    - $P \neq cost$
    - → Motrici (ottengo lavoro meccanico)
    - → Operatrici (il lavoro è effettuato sul fluido)
  - Idrauliche
    - $\rho = cost$
    - T° non così rilevante
    - → Motrici
    - → Operatrici

Leggi ed equazioni

1- Eq di stato

Dipendono dal tipo di fluido → A) gas; B) liquido; C) vapore d'acqua → diagramma di Mollier!

A

- Eq stato dei gas perfetti

$$pv = RT$$

$p = Pa$

$v = m^3/Kg$

$R = \frac{\mathcal{R}}{\mu}$ = cost di elasticità $\frac{J}{Kg\,K}$

$\mathcal{R} = 8314 \frac{J}{Kmol\,K}$

$\mu = Kg/Kmol$

$T^\circ = K$

- I gas perfetti si dividono a loro volta in

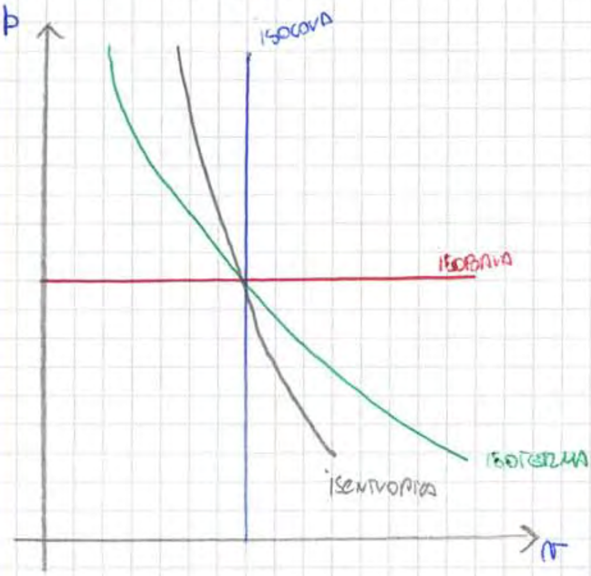
Ideali → $c = cost$

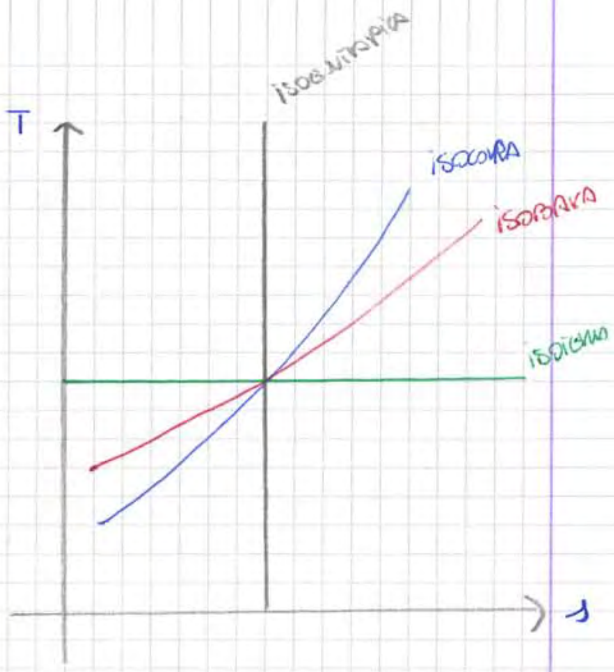
quasi ideali → $c = c(T)$

B

- Eq. stato dei liquidi

$$\boxed{\rho = \frac{1}{v} = cost}$$





$R = c_p - c_v$

$$\begin{cases} c = c_v \dfrac{m-K}{m-1} \\ m = \dfrac{c_p - c}{c_v - c} \end{cases}$$

VALE SOLO PER I GAS PERFETTI!

$$\underbrace{pv = RT \quad + \quad pv^m = cost}$$

$$\begin{cases} \dfrac{T}{p^{\frac{m-1}{m}}} = cost \\ T v^{m-1} = cost \end{cases}$$

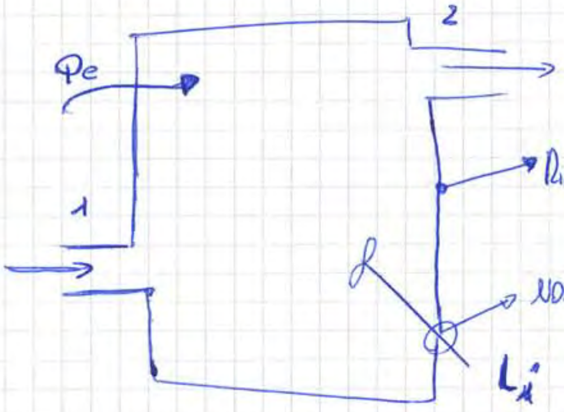
$dL_{rs} = -pdV + \delta L_w$ LAVORO TOT

contro le forze di volume

POSSO ANCHE

$$I^6 \begin{cases} Q_e = \Delta U^{+} + \overbrace{\int_1^2 p\,dv \underbrace{- L_w}_{\text{lavoro delle resist. passive}}} \\ L_e = -\int_1^2 p\,dv + L_w + \Delta E_{c,g,i,CF} \end{cases}$$

- SISTEMA APERTO



$$\boxed{L_e \neq L_i}$$

L_i più ci sono il lavoro di spostamento.

- MOTO A REGIME => in ogni punto le proprietà sono cost. nel tempo

$m = cost \qquad \dot{m}_1 = \dot{m}_2$

II° PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA

$$\delta Q = \delta Q_e + \delta l_w = T ds$$

$$\delta Q = c\,dT \quad \text{per una generica politropica}$$

$$\boxed{\delta Q = c\,dT = \delta Q_e + l_w = T ds} \quad (1)$$

POLITROPICA PARTICOLARE → ISOENTROPICA

$ds = 0$, $c = 0$ → $\underbrace{\delta Q_e + \delta l_w = 0}$

$\delta Q_e = 0$ → ADIABATICO

$\delta l_w = 0$ → NO ATTRITO

è una trasformazione ideale

Nella realtà c'è sempre una irreversibilità dovuta a $L_w \neq 0$!

- esso è sempre positivo

- DALLA (1) $T ds = c\,dT$

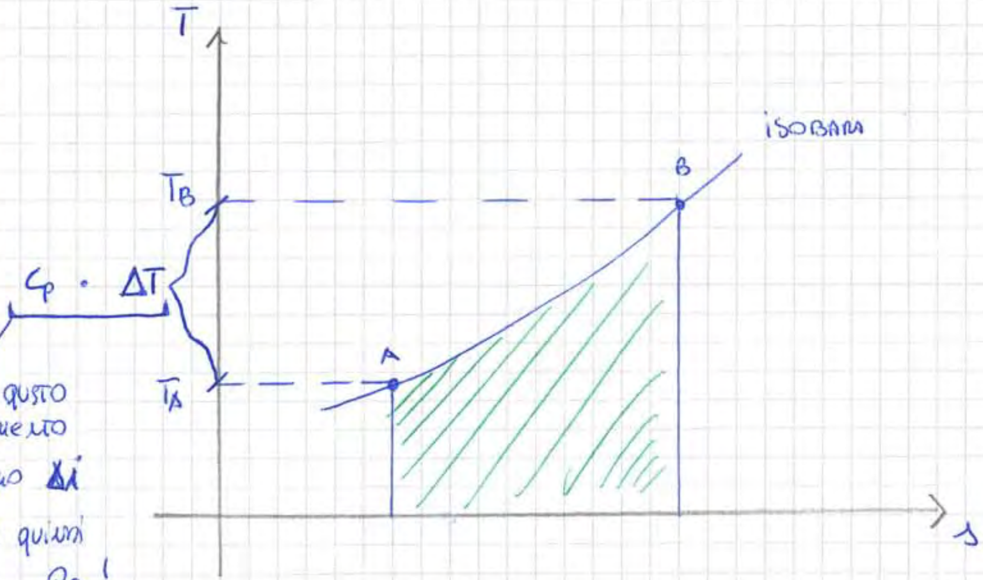
$$\boxed{\frac{dT}{ds} = \frac{T}{c}} \quad \text{Vale } \forall \text{ politropica}$$

ANDIAMO A VEDERE NEL PIANO TERMODINAMICO (T, s)

ISOCORA e ISOBARA

• **Potenziali Termodinamici**

$$\begin{cases} \Delta U = c_v \Delta T \\ \Delta i = c_p \Delta T \end{cases}$$



su questo segmento leggo Δi e quindi Q_e!

essendo isobara $p = cost$ => non c'è lavoro L_i

I°) $$Q_e + \underset{p=cost}{\cancel{L_i}} = \Delta i + \underset{Hp=0}{\cancel{\Delta E_{c\,g\,cf}}}$$

$$Q_e = \Delta i = c_p \Delta T = c_p (T_B - T_A)$$

Dal segmento sulle ordinate posso quindi ricavare

$\Delta T \rightarrow c_p \Delta T = \Delta i \Rightarrow \Delta i = Q_e$

II°) $$Q = Q_e + \cancel{L_w} = \int_1^2 T\,ds \Rightarrow Q_e = \underbrace{\int_1^2 T\,ds}_{}$$

Hp no esp-comp
attriti trascurabili

• Area sottesa alla curva AB

II° PRINCIPIO

$$\underbrace{\cancel{Q_e}}_{=0} + \underbrace{L_w = \int_1^2 T\,dS}$$

ADIABATICO

→ Nel caso isentropico $L_w = 0$

Nei casi reali $L_w \geq 0$ sempre !

ENTROPIA AUMENTA SEMPRE

Riscrivo il I° mettendo in evidenza il calcolo

$$L_i = \int_1^2 v\,dp + L_w + \underbrace{\cancel{\Delta}}_{=0}$$

$$L_i - L_w = \int_1^2 v\,dp = \text{scrivo } p v^m = cost + \text{gas perf} =$$

$$= \frac{m}{m-1} R T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]$$

se la compressione è ideale $m \equiv K$

$$L_{is} = c_p (T_{2is} - T_1)$$

GUARDIAMO LA COMPRESSIONE REALE

$$L_i = c_p (T_2 - T_1)$$

Dal grafico vediamo che $L_i - L_{i,is} = \text{AREA } [A 2^{is} 2 B]$

xké $L_i = \Delta i \Big|_1^2 = \Delta i \Big|_6^2 = \int_6^2 T dS = Q_e \Big|_6^2$

idem L_{is}

- Applico il II° principio alla compressione reale

$$\text{II°)} \quad \underbrace{\cancel{Q_e}}_{=0} + \underbrace{L_w = \int_1^2 T ds}$$

corrisponde all'area $[A\ 1\ 2\ B]$

Ma $L_i - L_{i,is} > L_w$ dal grafico! manca $[1\ 2^{is}\ 2]$

$$\boxed{L_i - L_{is} = L_w + \underbrace{L_{\text{controrecupero}}}}$$

dovuto a $+T \times L_w$ ⟶ gas si espande

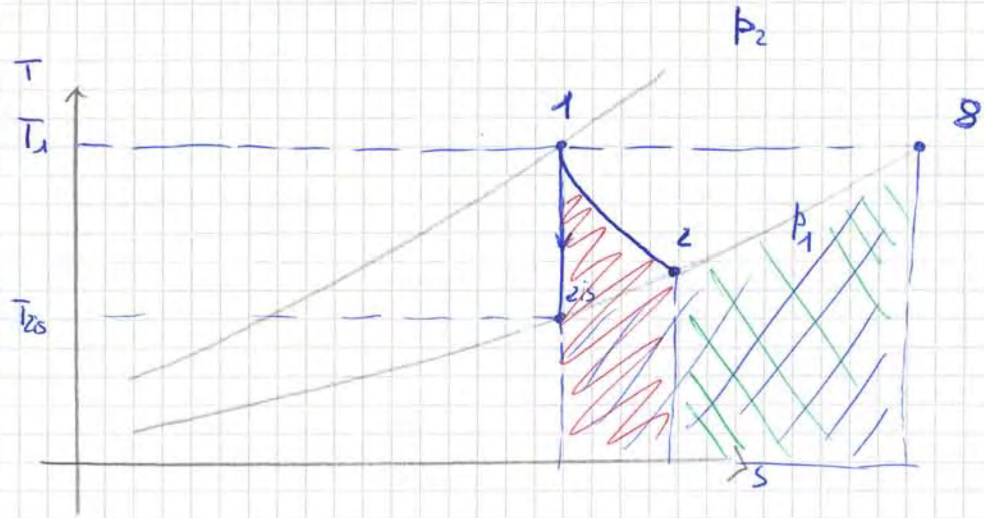
$$\eta_{is} = \frac{L_{i,is}}{L_i} = \frac{c_p (T_{2is} - T_1)}{c_p (T_2 - T_1)}$$

sostituisco con $\frac{T_{2is}}{T_2} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$

nel caso reale

$k - m$ della politropica

• Lavoro di Recupero



$$L_{i,is} = c_p \left(T_{2is} - T_1\right)$$

$$L_i = c_p \left(T_2 - T_1\right) \qquad L_i < L_{i,is}$$

$$\eta_{is,e} = \frac{L_i}{L_{i,is}}$$

PUNTO 8 => STESSI RENDIMENTI DI PRIMA

$$L_w = \int_1^2 T\,ds \qquad \begin{cases} Q\big|_{2is}^{8} = \int_{2is}^{8} T\,ds = L_{i,is} \\ Q\big|_{2}^{8} = \int_{2}^{8} T\,ds = L_i \end{cases} \qquad L_i < L_{i,is}$$

$\downarrow$

in basso

$$L_{i,is} - L_i < L_w \qquad L_{i,is} - L_i = L_w + L_{recuper}$$

7/10 • **Flusso di Aeriformi nei Condotti**

• **Ugelli e Diffusione**

Tubo

I°) $Q_e + L_i = \Delta i + \Delta E_{cg,CF}$

Hp isolante $Q_e = 0$
$L_i = 0$ non deform ne dp
ΔE_{CF} e $\Delta E_g = 0$

$$\boxed{0 = \Delta i + \Delta E_c}$$

X un tubo rosso
Avere ΔE_c e $\Delta i = 0$ entrambi

Ciò non vale per ugelli e diffusori

- Gli Ugelli vengono utilizzati per incrementare ΔE_c avendo una elevata entalpia
- Dualmente il diffusore incrementa l'Δi di un fluido con alta E_c

• Concetti chiave per la propagazione per la perturbazione di p =>

- Velocità del suono ≡ V. propagaz delle piccole perturbaz in un fluido comprimibile in quiete.

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 21 di 346

Per i gas ideali

$$\Delta i^0 = 0 = \Delta\left(i + \frac{c^2}{2}\right) = \cancel{cost} \qquad i + \frac{c^2}{2} = cost$$

$$\Delta i = c_p \Delta T$$

sostituendo $\Rightarrow$ $\boxed{T + \frac{c^2}{2c_p} = T^0 = cost}$

quindi $\rightarrow$ $\cancel{...}\ i^0 = i + \frac{c^2}{2}$ ①

in adiab e no scamb lavoro $\Delta i^0 = 0 \Rightarrow i + \frac{c^2}{2} = cost$

② per un gas perfetto $\Delta i = c_p \Delta T$

$$\boxed{T + \frac{c^2}{2c_p} = T^0}$$

x queste due non abbiamo fatto alcun riferimento su isentropicità

ora + isentropicità $\rightarrow$ $\frac{T^0}{T} = \left(\frac{p^0}{p}\right)^{\frac{k-1}{k}}$

$$\boxed{p^0 = p\left(\frac{T^0}{T}\right)^{k/k-1}}$$

$$\boxed{\rho^0 = \rho\left(\frac{T_0}{T}\right)^{\frac{1}{k-1}}} \Rightarrow \text{derivano da } \rho^0 = \frac{p^0}{RT^0}$$

- Si usano le grandezze tot. per riportarsi nell'ambito isentropico per poi fare l'analisi del sistema

$$c_2 = \sqrt{2 c_p (T_0^\circ - T_2)} \Rightarrow \frac{T_2}{T_0^\circ} = \left(\frac{p_2}{p^\circ}\right)^{\frac{K-1}{K}}$$

$$c_2 = \sqrt{2 c_p T_1^\circ \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1^\circ}\right)^{\frac{K-1}{K}}\right]}$$

sost ALLORA c_p $\Rightarrow$ $c_2 = \sqrt{2 \frac{K}{K-1} p_1^\circ v_1^\circ \left[1 - \left(\frac{p_2}{p^\circ}\right)^{\frac{K-1}{K}}\right]}$

- sia φ = coeff. riduz. velocità $= \frac{c_2}{c_{2,is}}$

Forma dell'effusore

$\dot{m} = \underbrace{\rho A c}_{\text{cost } x \text{ Hp}}$ $\quad A = \frac{\dot{m}}{\rho c}$

Se ho espansione $\rho \downarrow$ $c \uparrow$

$\dot{m}$ = cost $\Rightarrow$ $d\dot{m} = 0$

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

$Ma < 1$ $\rho \downarrow$ HO + di C

$\rho C \uparrow$ $A \downarrow$

$Ma > 1$ $\rho \downarrow\downarrow$ $C \uparrow$

Vince ρ $\rho C \downarrow$ $A \uparrow$

$$d\dot{m} = \rho c\, dA + \rho A\, dc + A c\, d\rho =$$

$$= \underbrace{\rho c A}_{\dot{m}\text{ cost.}} \left[\frac{dA}{A} + \frac{dc}{c} + \frac{d\rho}{\rho}\right] = 0$$

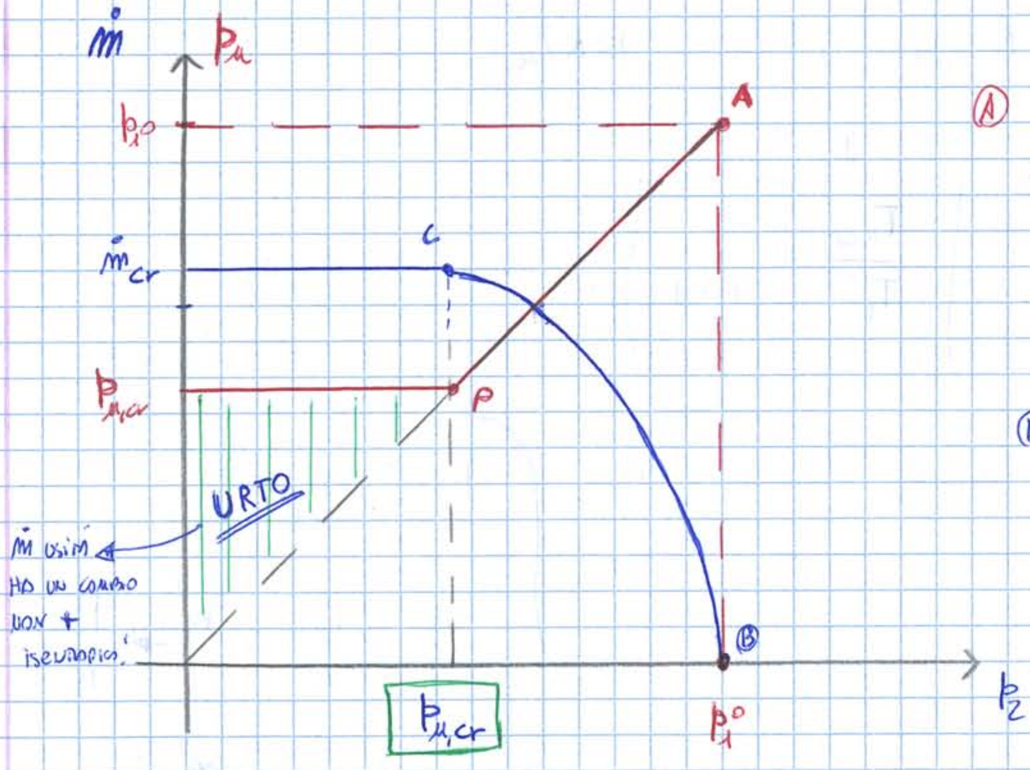
$[\;] = 0$ — Condiz. di moto stazionario in un condotto

Nb

$c_s = \sqrt{KRT}$ → mi impone un limite: il segnale di cambio pressione viaggia corrispondente a velocità c_s ⇒ se $c_u = c_s$ il segnale non riesce a risolversi ⇒ situazione critica o di blocco sonico

• **Criticità dell'ugello**

$\downarrow p_2 \nearrow \dot{m}$ e $c_u \nearrow$ ⇒ $c_u = c_s$ L'ugello non riesce ad adattarsi.



Ⓐ $p_1^0 = p_u = p_2$

situaz. iniz. Traccio la bisettrice x/c hp andamento lineare di p_2 e p_u

Ⓑ $\dot{m} = 0$

← Abbasso p_2 e comincio a fluire massa

Io corrispondenza a $\dot{m}_{cr}$ per $p_{u,cr}$ la $\dot{m}$ non varia + poiché $\boxed{c_{u,cr} = c_s}$ → l'ugello non riesce + ad adattarsi

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 27 di 346

e poi $\frac{p_{u,cr}}{\rho_{u,cr}} = R T_{u,cr}$ $\boxed{\rho_{u,cr} = \frac{p_{u,cr}}{R T_{u,cr}}}$

Nb essendo $c_x = c_s \Rightarrow c_u = c_c = \sqrt{K R T_{u,cr}}$

$$\underbrace{\frac{p_{u,cr}}{p_1^{\,o}}}_{\dot{m}} = \left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K}{K-1}} \Rightarrow \text{dipende solo da } K!$$

$\dot{m}$ dipende da questo

per $K = 1{,}4$ $\frac{p_{u,cr}}{p_1^{\,o}} = 0{,}528$

$K = 1{,}667$ $\frac{p_{u,cr}}{p_1^{\,o}} = 0{,}488$

$K = 1{,}13$ $\quad$ " $= 0{,}578$

$\approx 0{,}5$ → la p_{crit} è circa la metà!

$$\dot{m}_{cr} = A_u \rho_{cr} c_{u,cr} = A_u \rho_{cr} c_s (T_{u,cr}) =$$

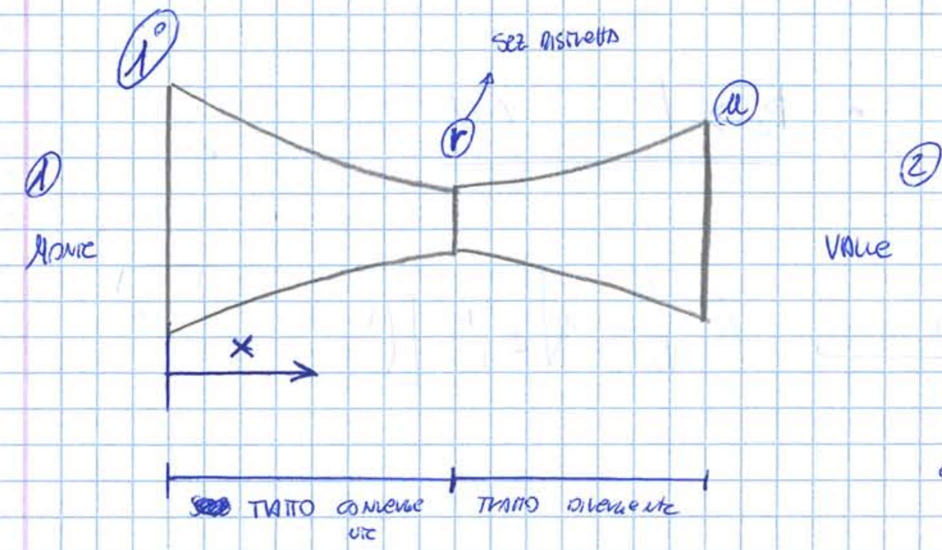
$$= A_u \rho_{cr} \sqrt{K R T_{u,cr}} = A_u \rho_{cr} \sqrt{K \underbrace{R T_1^{\,o}}_{} \frac{2}{K+1}}$$

x perfetto $R T_1^{\,o} = p_1^{\,o} v_1^{\,o}$

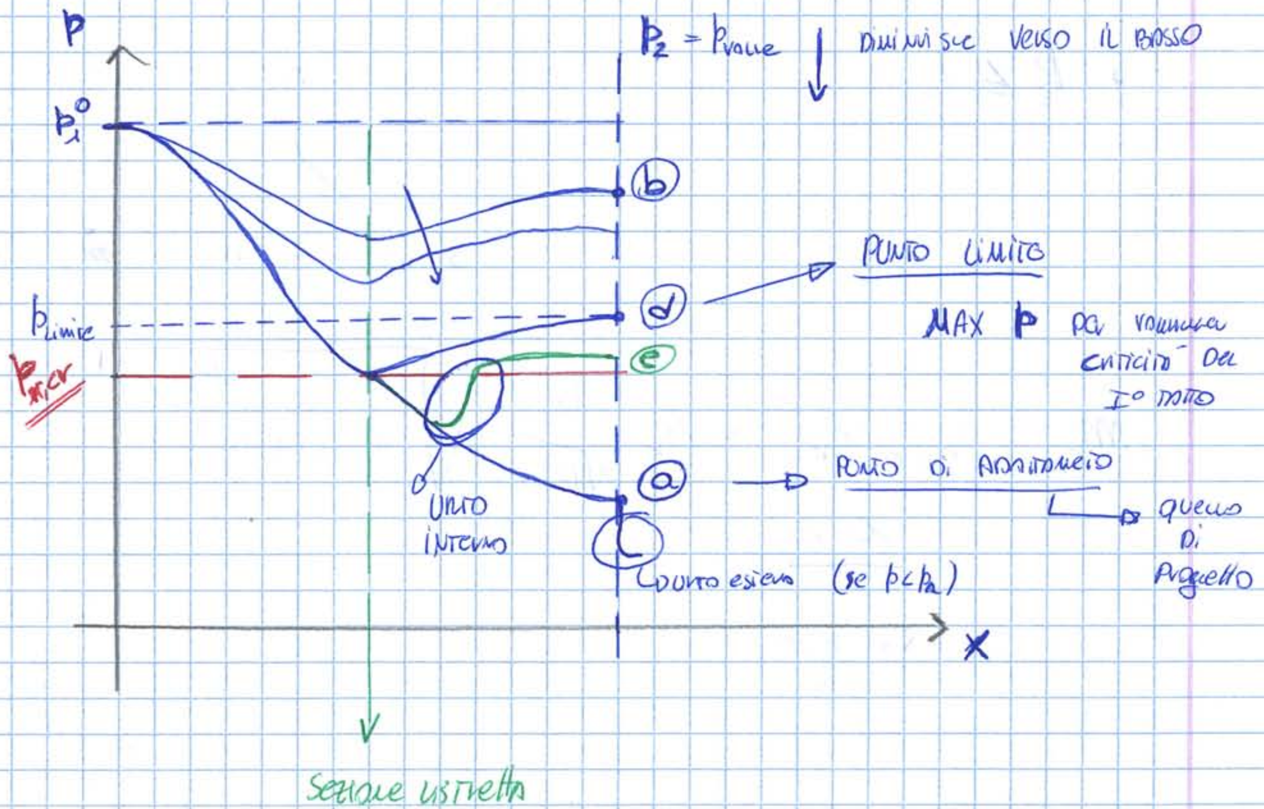
Nb $\boxed{p_2 \neq p_u}$!!!!

13/10

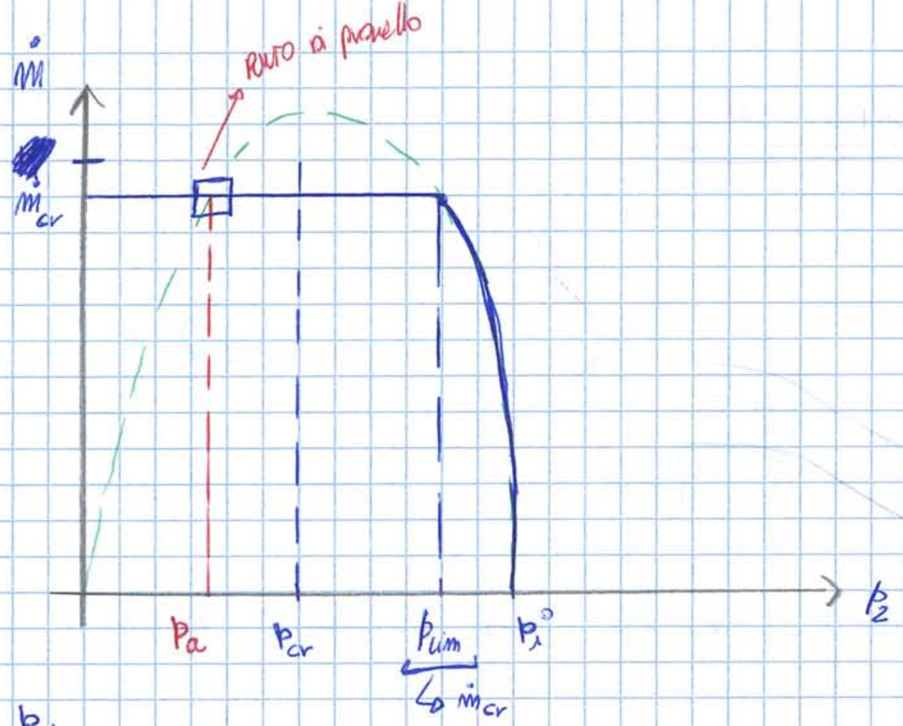
• Ugello convergente - divergente

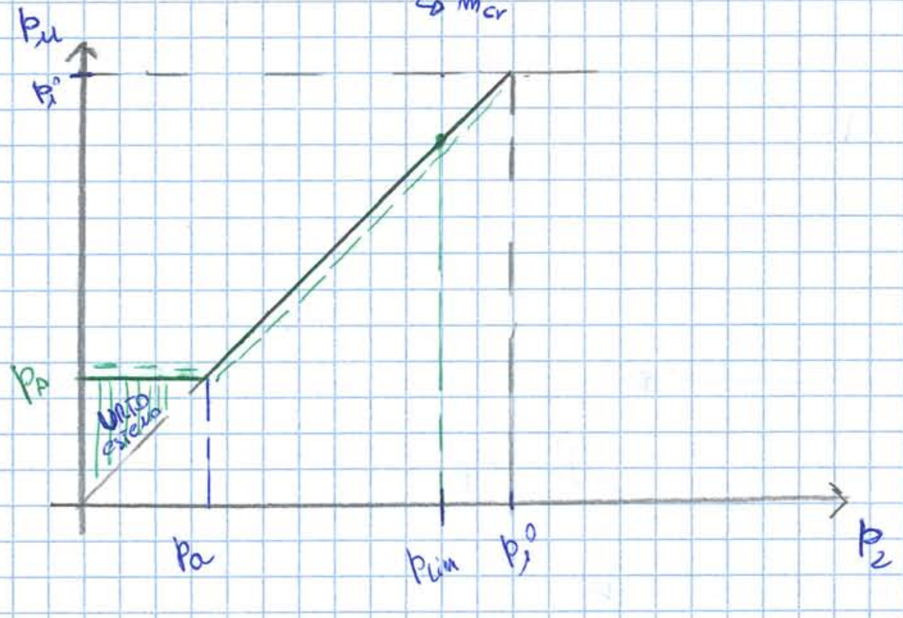


Si usa quando ho necessità di espandere oltre speed of sound.



Dal grafico → se non arrivo a c_s in r ⇒ comprimo, non espando!





QUANDO NON SONO IN CRITICITÀ

- APPROSSIMAZ ELLITTICA DELLA PORTATA

$$\left[\frac{\dot{m}\,A_r}{\dot{m}_{cr}\,A_u}\right]^2 + \left[\frac{p_2 - p_{cr}}{p_1^0 - p_{cr}}\right]^2 = 1$$

- CONSERVAZIONE DEL MOMENTO DELLA qtà DI MOTO

$$\vec{M}_o = \frac{d\vec{K}_o}{dt}$$

APPLICO $\rightarrow$ $M_o = \dot{m}\,(r_2 c_2 - r_1 c_1)$ DOVE c_1 e c_2 SONO $\perp$ AL PIANO!

NB $\rightarrow$ O USCENTI O ENTRANTI NEL FOGLIO!

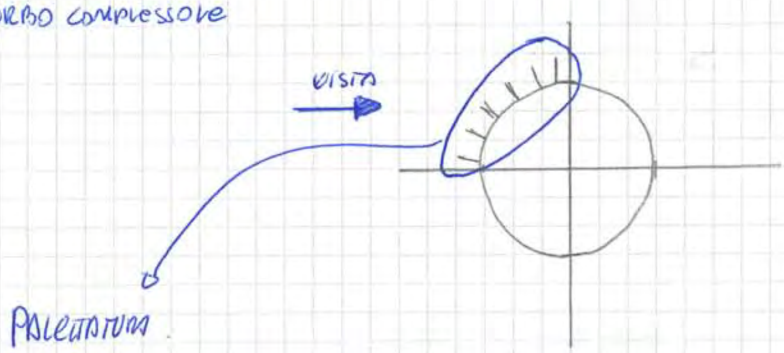
- STRUTTURA DI UNA TURBOMACCHINA

IN GENERALE PALETTATURA ROTANTE

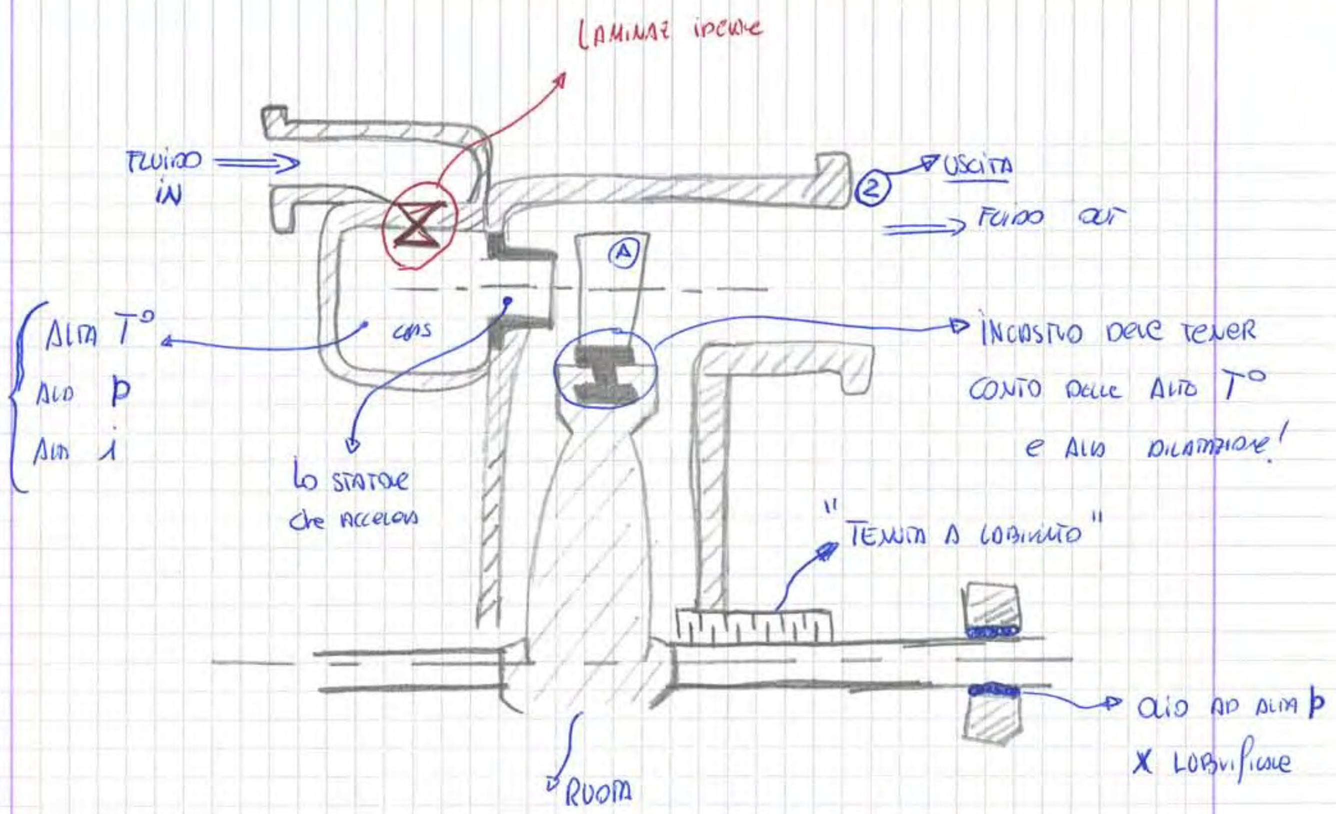
PALETTATURA FISSA $\rightarrow$ DIFFUSORI O EFFUSORI

- (1) TURBOMACCHINE OPERATRICI (FANNO LAVORO SUL FLUIDO)

ES TURBO COMPRESSORE



IMMAGINO DI APRIRE E DI GUARDARE DALL'ALTO



Si crea ⊖ massa agli estremi
per creare meno sollecitaz agli alberi

Paletta (A) usata dall'alto → I

La turbina deve essere chiusa per ⇒ 1) sicurezza
2) H_2O che si usa è molto purificata → \$ molto
⇒ non voglio sprecarla

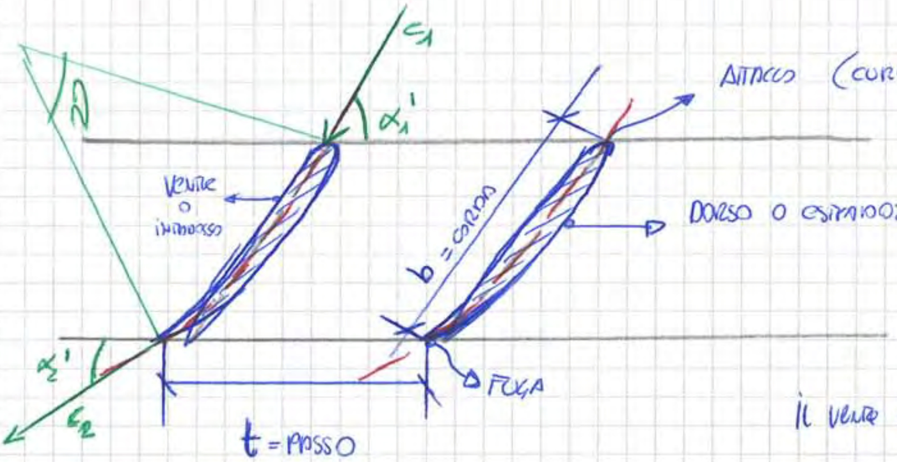
• Tenuta a labirinto → in corrisp. del'albero devo lasciare libero di girare

x perdere ⊖ fluido/vapori rendo difficile il percorso e pongo sist. di recupero

⇒ accetto di perdere poco!

- **Nomenclatura dei profili**

Sezione su linea rosse e svolgo



il ventre è + bombato

$\sigma = \frac{b}{t}$ = solidità della schiera di palette

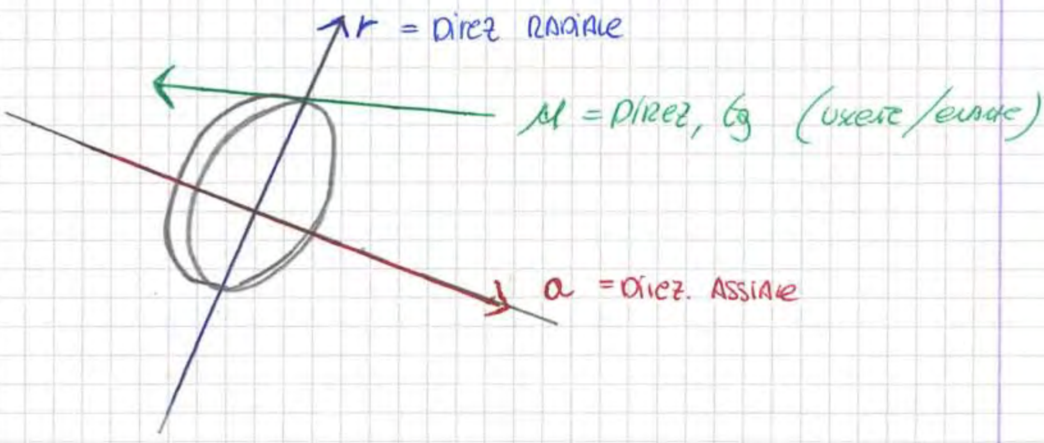
c_2 e c_1 sono velocità in e out

α_1' = angolo d'attacco
α_2' = angolo di fuga

→ non è detto che il fluido arrivi con quell'angolo

→ angoli geometrici

$\vartheta = (\alpha_1' + \alpha_2')$ = angolo d'inarcamento



Lungo

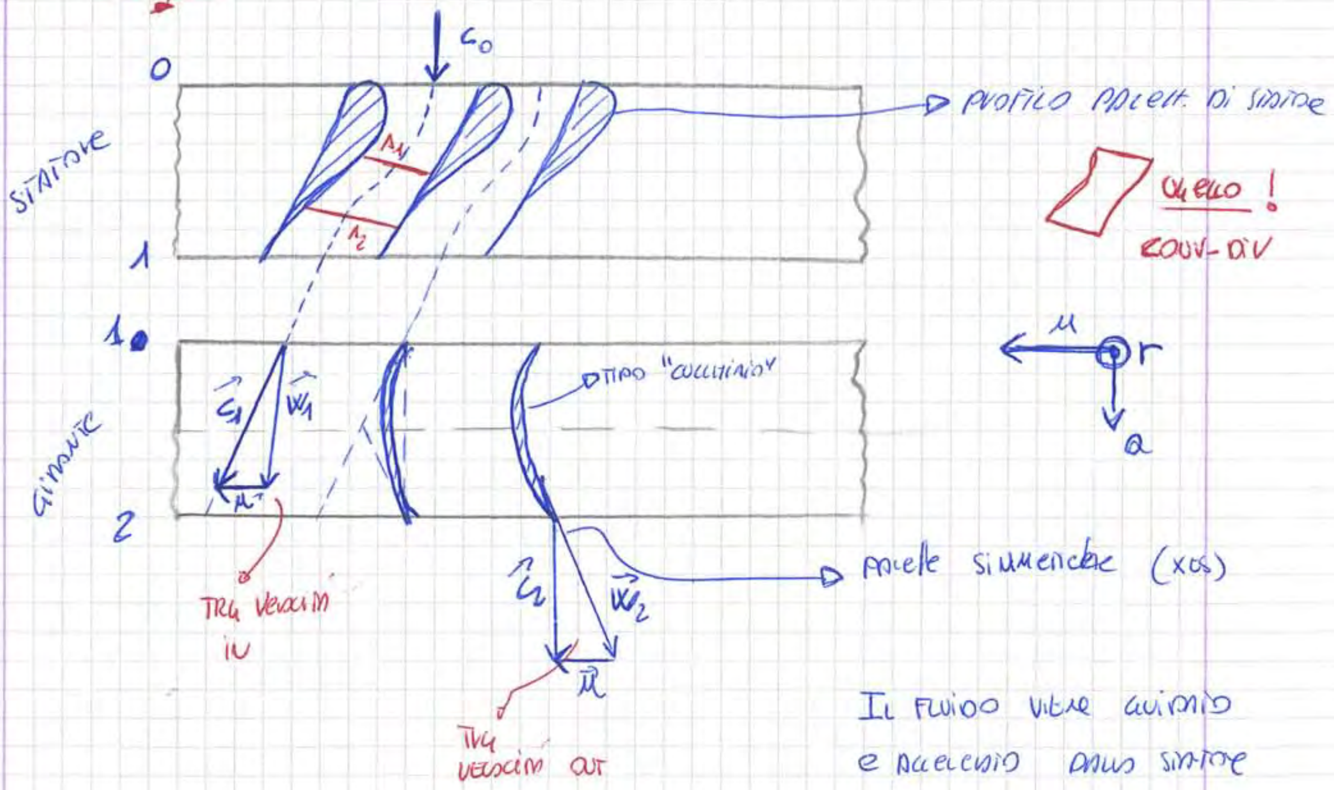
a) $\vec{c}_a = \vec{w}_a$

r) $\vec{c}_r = \vec{w}_r$

→ Componenti di trasporto = permettono al fluido di spostarsi

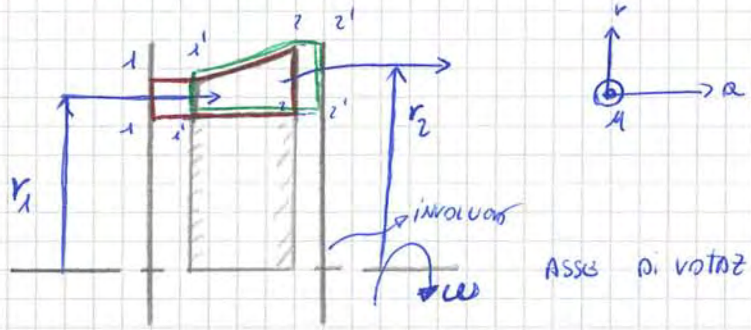
u) $\vec{c}_u = \vec{u} + \vec{w}_u$ → componente che fa lavoro.

"Composiz. di uno stadio"



Il fluido viene guidato e accelerato dallo statore

Lavoro interno



Cons. del momento della q.tà di moto del fluido!

$$M_o = \frac{d\vec{K}_o}{dt}$$

Considero i due volumi di controllo

$$\underbrace{V_c \text{ iniz.} \qquad V_c \text{ finale}}_{\text{la parte del canale } \pm dx}$$

La massa si conserva

$$M_{TOT} \longrightarrow \begin{cases} dM_1 = dx_1 \\ dM_2 = dx_2 \\ M_g = \text{del condotto} \end{cases}$$

$$M_i = M_g \Rightarrow dM_1 + M_g = dM_2 + M_g$$

$$dM_1 = dM_2 = dM$$

- Potenza

$$P_i = C \cdot \omega$$

$$P_i = \dot{m}\, \omega \left(c_{u_1} r_1 - c_{u_2} r_2 \right) \quad \text{ma} \quad \omega r_1 = u_1, \quad \omega r_2 = u_2$$

$$\boxed{P_i = \dot{m} \left(c_{u_1} u_1 - c_{u_2} u_2 \right)}$$

- $P_i = L_i \cdot \dot{m}$

$$\boxed{L_i = \frac{P_i}{\dot{m}} = c_{u_1} u_1 - c_{u_2} u_2} \quad (Nb)$$

Lavoro del fluido sulla paletta.

Modifichiamo la formula con alcune consid. geometriche.

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2 c_1 u_1 \cos\alpha_1$$

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2 c_2 u_2 \cos\alpha_2$$

$$\begin{cases} c_{u_1} = c_1 \cos\alpha_1 \\ c_{u_2} = c_2 \cos\alpha_2 \end{cases} \rightarrow \quad c_{u_1} u_1 = \frac{1}{2}\left(c_1^2 + u_1^2 - w_1^2\right)$$

$$c_{u_2} u_2 = \frac{1}{2}\left(c_2^2 + u_2^2 - w_2^2\right)$$

→ Sistema Relativo, sul Rotore

Sono sulle pareti che × me sono ferme, non faccio L_i!

$$0 = \Delta i + \Delta E_c + \Delta_{CF} \qquad \Delta E_{CF} \Rightarrow E_{CF} = -\frac{u^2}{2}$$

$$0 = \underbrace{(i_2 - i_1)} + \left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}\right) - \left(\frac{u_2^2}{2} + \frac{u_1^2}{2}\right)$$

SOST DAL SISTEMA fisso $(i_2 - i_1) = -L_i + \dfrac{c_1^2 - c_2^2}{2}$

$$\boxed{L_i = \frac{1}{2}\left(\frac{c_1^2 - c_2^2}{\cancel{2}} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{\cancel{2}} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{\cancel{2}}\right)}$$

Ⓥ Anche con 1° principio.

APPLICO A TUTTO $\left.\right|_0^2 \quad -L_i = \Delta i + \Delta E_c$

$$L_i = \underbrace{i_0 + \frac{c_0^2}{2}}_{i_0^\circ} - i_2 - \frac{c_2^2}{2} = i_0^\circ - i_2 - \frac{c^2}{2}$$

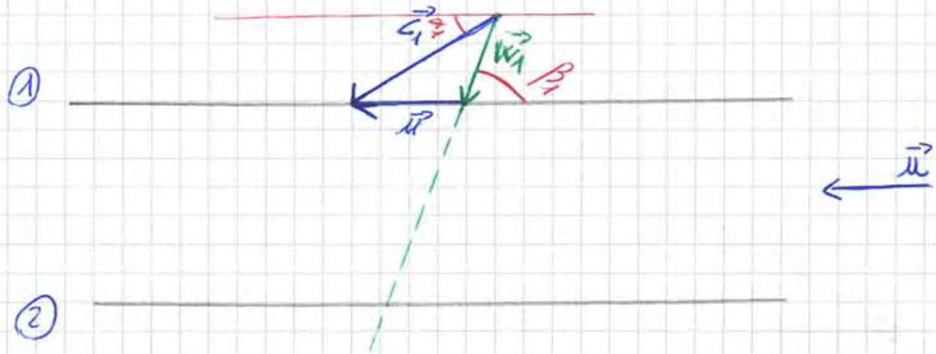
24/10

1 Turbina assiale, monostadio, ad azione

→ La girante non espande

Hp → Funzionamento ideale

Vediamo la girante



$\vec{c}_1$ arriva dal distributore

Applico il I°) principio alla girante, da sistema relativo rotante

$$0 = \Delta i \Big|_2^1 + \Delta E_c \Big|_2^1 \quad \rightarrow =0 \text{ qui } g \text{ e } cF$$

$Q_e = 0 = L_i$

Il girante non espande

$\Delta i = 0$

$$\Rightarrow \boxed{\Delta E_c = 0} \qquad \left|\frac{w_1^2}{2}\right| = \left|\frac{w_2^2}{2}\right|$$

→ siamo nel relativo!

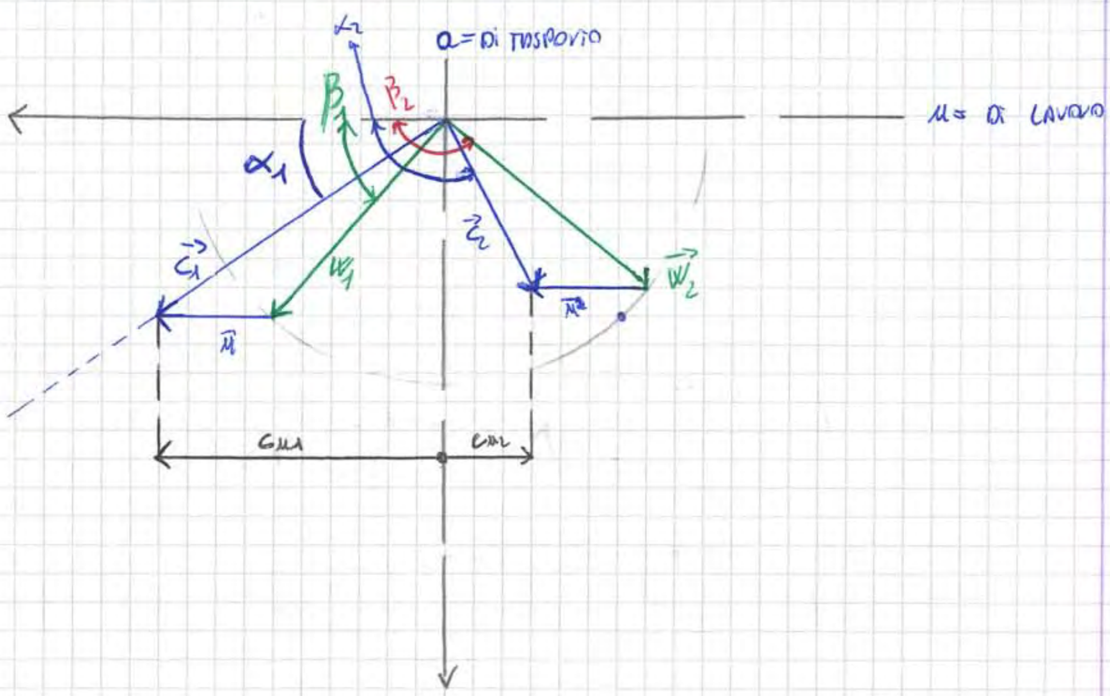
Modulo!

I°) $0 = \Delta i + \Delta E_c$

$$0 = i_1 - i_0 + \frac{c_1^2}{2} - \frac{c_0^2}{2}$$

$$\Rightarrow \boxed{c_1 = \sqrt{2\left(i_0^0 - i_1\right)}}$$ → ideale a calcolo.

Ora troviamo i triangoli delle velocità:



1) Traccio la direzione di uscita α_1 → modulo di c_1 da formula

2) Aggiungendo $\underbrace{\vec{u}}_{\text{dato costruttivo}}$ e sottraendo a $\vec{c_1}$ ottengo $\vec{w_1}$

$\boxed{\omega \cdot r}$

3) Costruisco $\vec{w_2}$ ⇒ $|w_1| = |w_2|$

$$\beta_2 = \pi - \beta_1$$

$$\vec{C}_{u_2} = \underbrace{\vec{W}_{u_2}}_{W_2 \cos\alpha_2} + \vec{u} \Rightarrow \text{PASSO AI MODULI}$$

(A)

$$C_{u_2} = W_{u_2} + u$$

$$C_{u_2} = \underbrace{-W_{u_1}}_{\text{xké pal. è simmetrica}} + u$$

$$W_{u_1} = C_{u_1} - u$$ APPLICANDO (A) AD (1)

$$\Rightarrow C_{u_2} = -(C_{u_1} - u) + u = 2u - C_{u_1}$$

$$\Rightarrow L_i = u\,(C_{u_1} - C_{u_2}) = u\,(C_{u_1} - 2u + C_{u_1}) =$$

$$= u\,(2C_{u_1} - 2u) = 2u\,(C_{u_1} - u) =$$

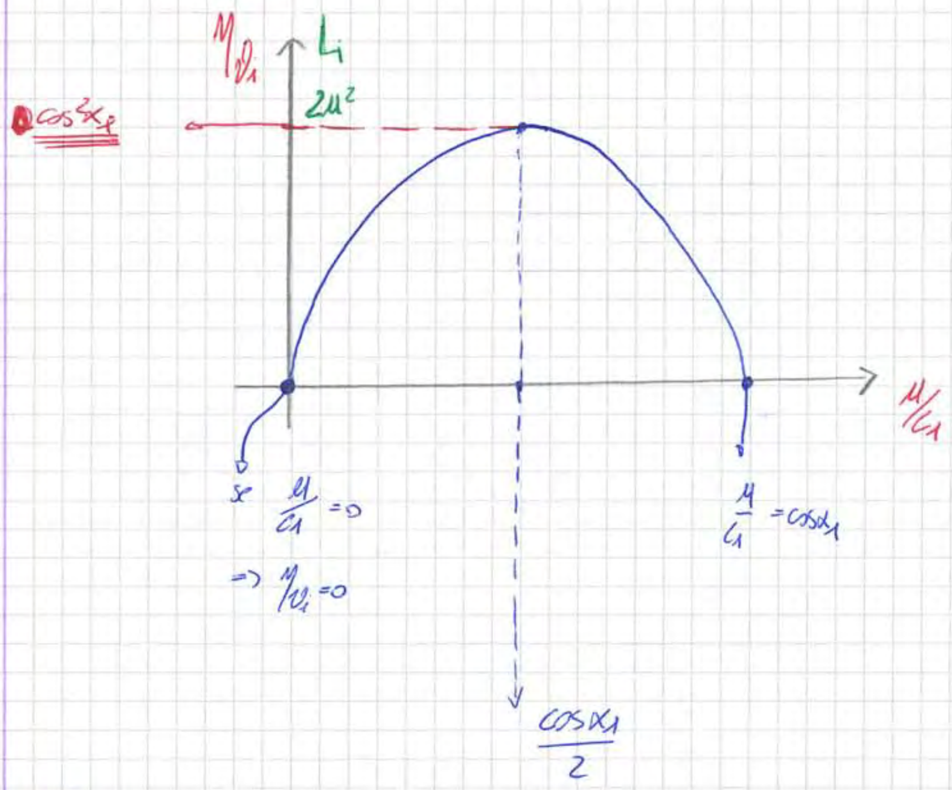
$$\boxed{L_i = 2u\,(C_{u_1} - u)}$$

$$= 2u\,(C_1\cos\alpha_1 - u) = \boxed{2u^2\left(\frac{\cos\alpha_1}{\left(\frac{u}{C_1}\right)} - 1\right)}$$

(1b)

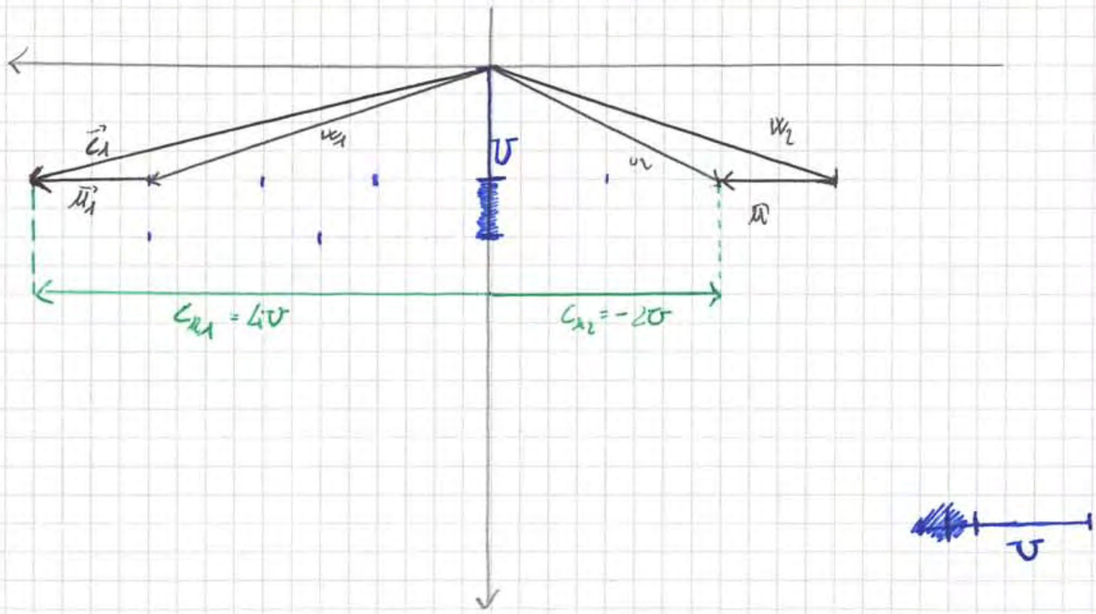
$$\begin{cases} \alpha_1 = \text{costante} \\ u = \omega r \quad \text{costante} \\ \dfrac{u}{C_1} = \text{RAPPORTO CARATTERISTICO} \end{cases}$$

Traccio la $f(\eta_{D_i})$



27/10

Andiamo a vedere con i tre delle velocità come varia L_i $f(u)$.



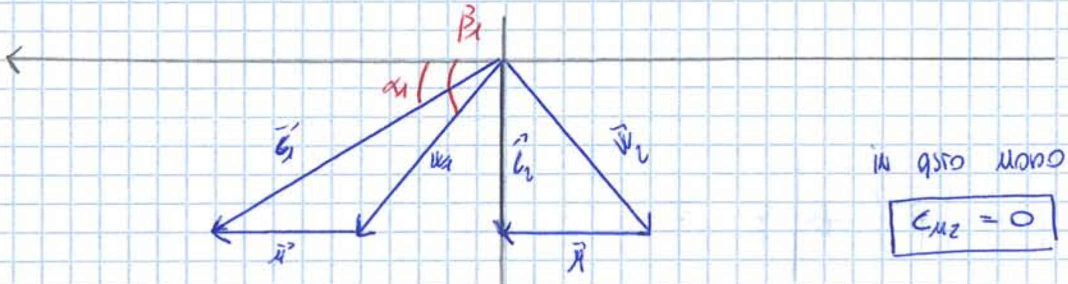
Hp = Palettatura simmetrica

devo annullare questo

TRG. MAX RENDIMENTO

(Hp palett. simm.)

$$\eta_{\ell i} = \frac{L_i}{\frac{c_1^2}{2}} = \frac{u\,(c_{u1} - c_{u2})}{\frac{c_1^2}{2}}$$



in questo modo $\boxed{c_{u2} = 0}$

$\boxed{c_{u1} = 2u}$

$\boxed{\frac{u}{c_{1u}} = \frac{1}{2}}$

$$\eta_{\ell i} = \frac{u\,c_1}{\frac{c_1^2}{2}} = \frac{2u\,c_1}{c_1^2} = \frac{2u}{c_1} = 1$$

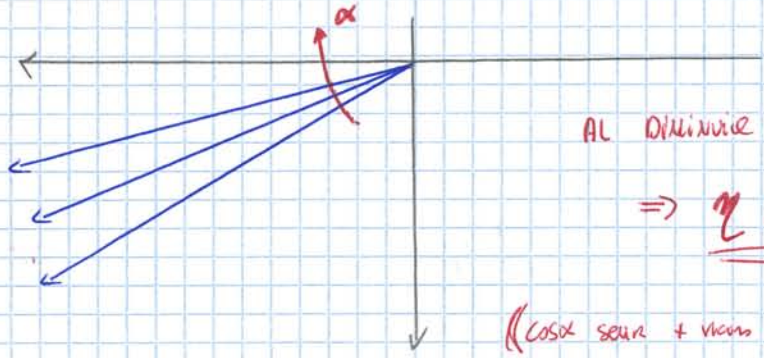
Nb

$$L_i = i_0^{\circ} + \left(-i_2 - \frac{c_2^2}{2}\right)$$

→ devo minimizzare ma non posso annullare! serve per far muovere il fluido

infatti nel MAX rendimento ha solo comp. assiale di trasporto

inoltre da $L_i = 4\frac{u}{c_1}\left[\cos\alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right]$



AL DIMINUIRE DI α

$\Rightarrow$ η AUMENTA

($\cos\alpha$ sempre + vicino a 1)

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 57 di 346

Quindi, per avere alti c_1 devo fare alti Δp ⇒ ma $\nearrow \Delta p$

$\nearrow \varphi$

devo limitare

idem $\underline{\psi}$ ⇒ $\nearrow \alpha_1$ + η_{ti}

ma ψ sale! → devo limitare

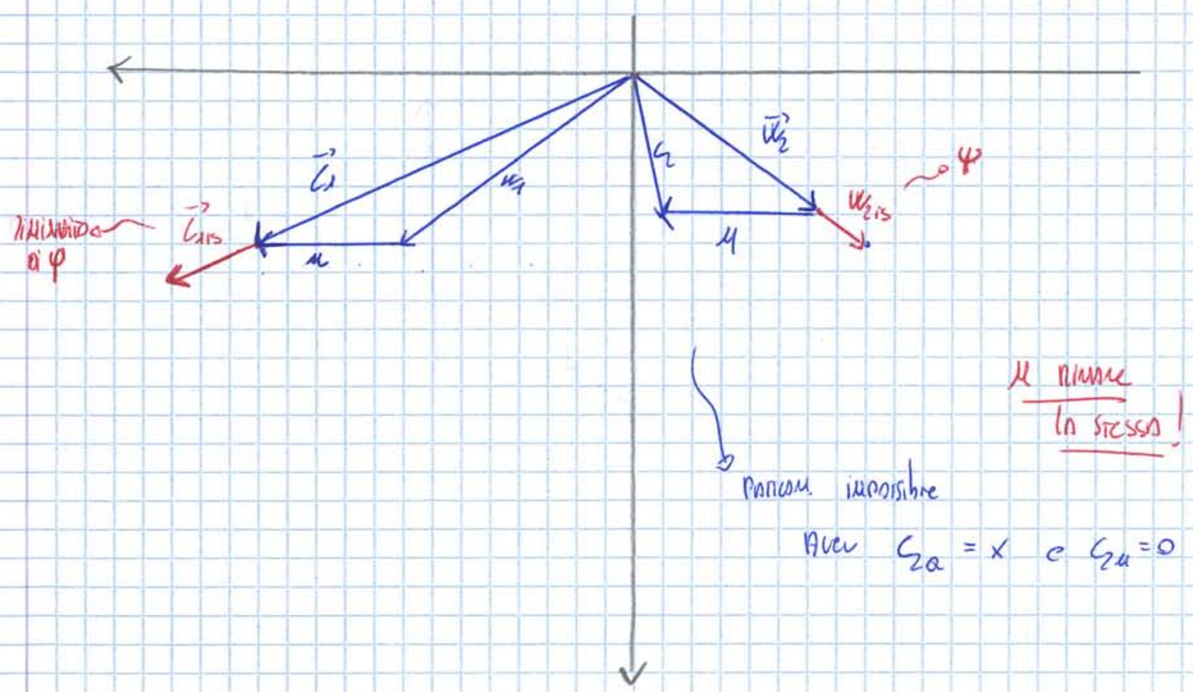
⇓

già i cicli termodinamici

$\eta = 40\%$ devo ridurre il + possibile!

Andiamo a vedere i $\underline{\text{triangoli reali}}$

(Hp symm)



$\underline{u \text{ rimane la stessa!}}$

ragione impossibile avere $c_{2a} = x$ e $c_{2u} = 0$

= reale   = isentropico

Lavoro e η reali

$$L_i = u\,(c_{u1} - c_{u2})$$

$$c_{u2} = W_{u2} + u = -\psi W_{u1is} + u$$

$\Rightarrow$ xk $|W_{1is}| = |W_{2is}|$

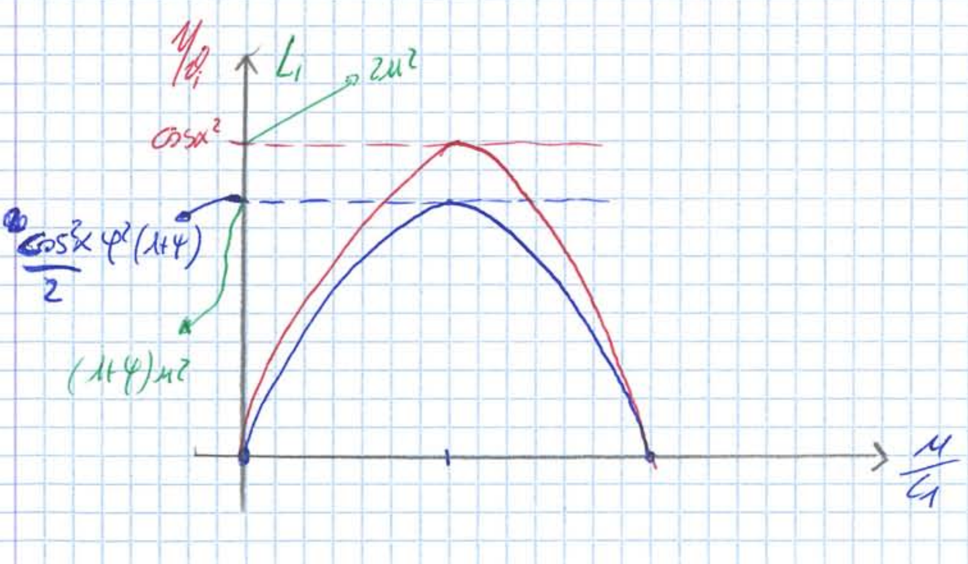
$$= -\psi\,(c_{u1} - u) + u$$

$$\Rightarrow L_i = u\left(c_1\cos\alpha_1 + \psi\,(c_1\cos\alpha_1 - u) - u\right)$$

$$\begin{cases} \boxed{L_i = (1+\psi)\,u\,[c_1\cos\alpha_1 - u]} \\ L_i = (1+\psi)\,u^2\left[\dfrac{\cos\alpha_1}{(u/c_1)} - 1\right] \end{cases}$$

ideale per $(1+\psi) = 2$

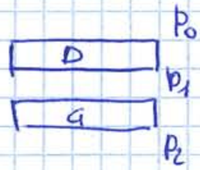
$$\eta_{\vartheta i} = \frac{L_i}{L_{i,id}} = \frac{(1+\psi)\,u^2\left[\dfrac{\cos\alpha_1}{(u/c_1)} - 1\right]}{\dfrac{c_1^2}{2\psi^2}} = 2\,\psi^2\,(1+\psi)\left(\frac{u}{c_1}\right)\left[\cos\alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right]$$



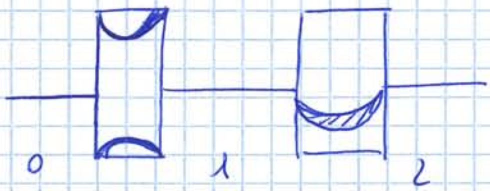
in reale
in ideale

Turbine a reazione, assiale

Caso ideale

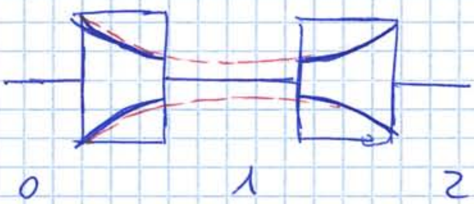


$p_0 > p_1 > p_2$



Ugello

Ad azione



A reazione

→ Ugello è tutto lo statore

Come è divisa l'espansione?

Grado di reazione ① Termodinamico

$$\chi = \frac{|\Delta i|_1^2 \text{ isent}}{\underset{G}{|\Delta_{i,is}|} + \underset{D}{|\Delta_{i\,is}|}}$$

② Cinematico

$$R = \frac{|\Delta i_a|}{|\Delta i_{TOT}|} = \frac{w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2}{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2}$$

$$\begin{cases} \beta_2 = \pi - \alpha_1 \\ \alpha_2 = \pi - \beta_1 \end{cases}$$

TRIGONOMETRIA

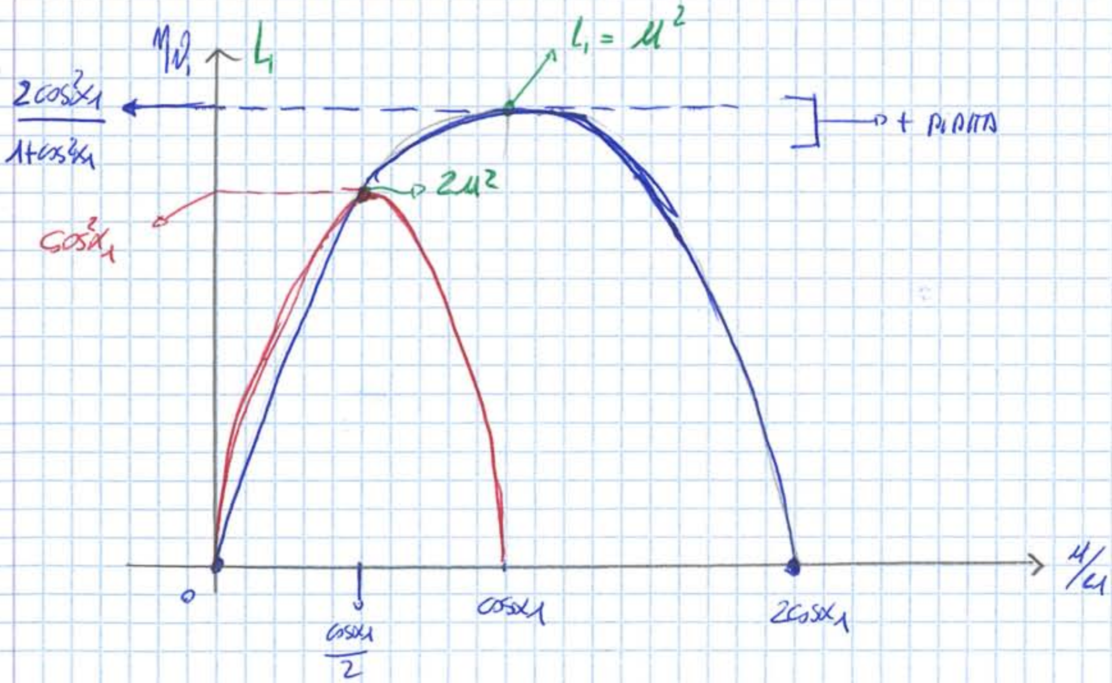
$$\begin{cases} -c_2 \cos\alpha_2 = c_1 \cos\alpha_1 - u \\ w_1^2 = \underbrace{c_1^2}_{= w_2^2 \ (\text{x HP})} + u^2 - 2u\, c_1 \cos\alpha_1 \end{cases}$$

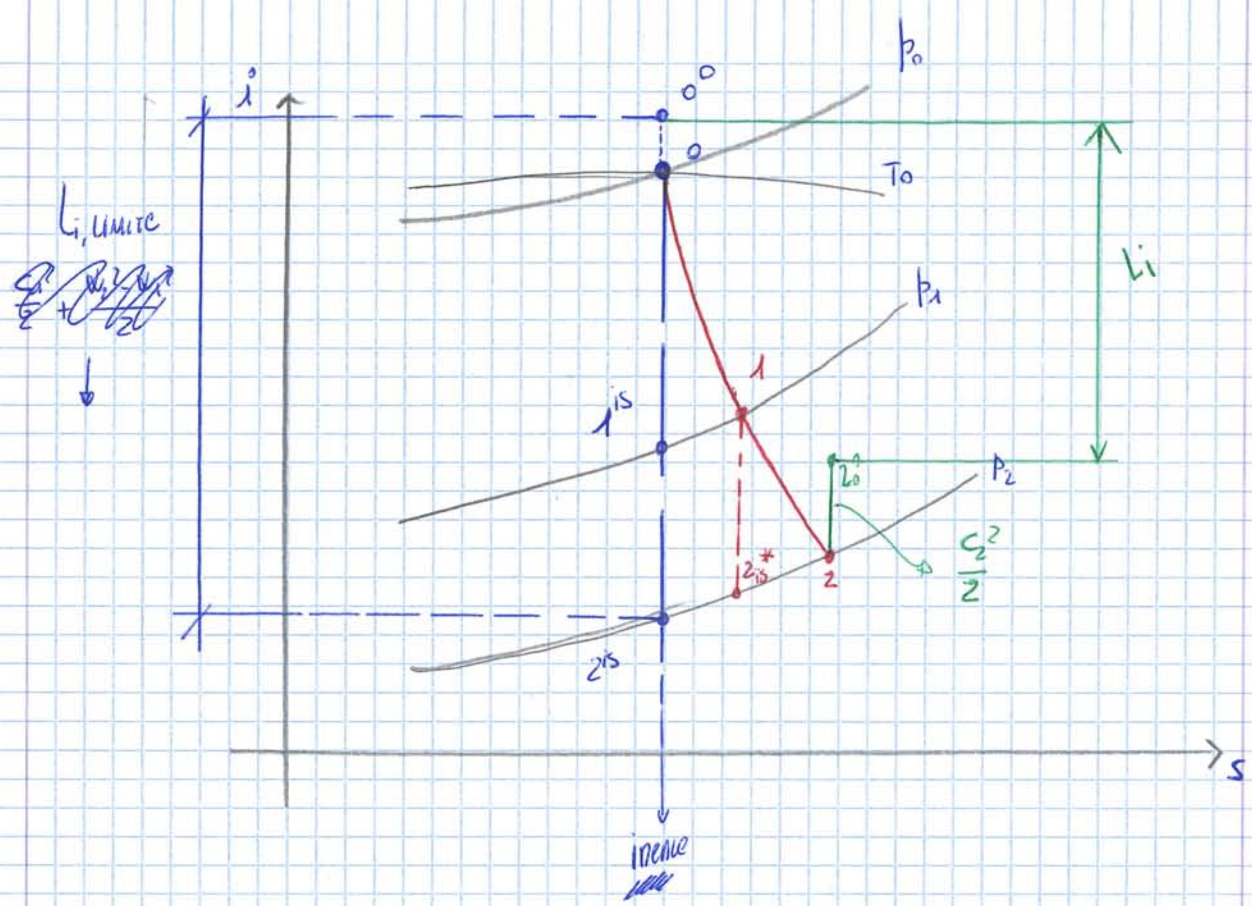
DALLO 2^a $w_2^2 - w_1^2 = -u^2 + 2u c_1 \cos\alpha_1$

$$\begin{cases} L_i = u\left(c_1\cos\alpha_1 + c_1\cos\alpha_1 - u\right) = u^2\left(2\dfrac{\cos\alpha_1}{u/c_1} - 1\right) \\ L_{i,lim} = \dfrac{c_1^2}{2} + \dfrac{2uc_1\cos\alpha_1 - u^2}{2} \end{cases}$$

$$\eta_{\vartheta_i} = 2\,\frac{\left[2\cos\alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right]\frac{u}{c_1}}{1 + \left[2\cos\alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right]\frac{u}{c_1}}$$

GLI ZERI $\begin{cases} 0 \\ 2\cos\alpha_1 \end{cases}$





$$L_{i,lim} = i_0^0 - i_{2,is} = \left(i_0^0 - i_{1,is}\right) + \left(i_{1,is} - i_{2,is}\right) -$$

$$-\Delta i$$

$$= \frac{c_{1,is}}{2} + \left(i_{1,is} - i_{2,is}\right) = \frac{c_1^2}{2\varphi^2} + \underbrace{\left(i_{1,is} - i_{2,is}\right)}$$

I°) G, su sist. rotante

$$\Delta_i \Big|_1^2 = \frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}$$

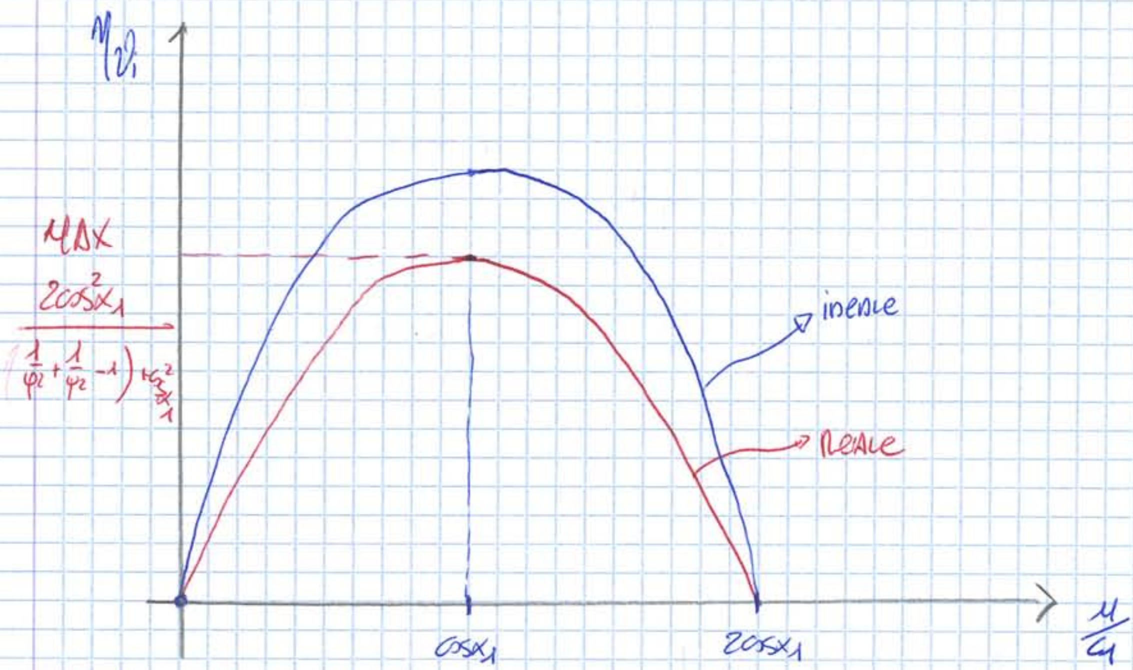
NON POSSO! ⟶ DEVO INIZIARE DALLO STESSO PUNTO

SOSTITUIRE

$\Rightarrow$ PRENDO ALLA $1 \rightarrow 2_{is}^*$

$$L_i = u^2 \left[2 \frac{\cos\alpha_1}{\frac{u}{c_1}} - 1 \right]$$

$$\Rightarrow \boxed{\eta_{\vartheta_i} = 2 \frac{\left[2\cos\alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right]\frac{u}{c_1}}{\underbrace{\left(\frac{1}{\varphi^2} + \frac{1}{\psi^2} - 1\right)}_{\geq 1} + \left[2\cos\alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right]\frac{u}{c_1}}}$$



$$\eta_{\vartheta_i, MAX, reale} = \frac{2\cos^2\alpha_1}{\left(\frac{1}{\varphi^2} + \frac{1}{\psi^2} - 1\right) + \cos^2\alpha_1}$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 69 di 346

Quindi → m FISSO

dm → POSSO VARIARLO x_0' HO CIOÈ UN ALTRO LIMITE

dm VS ℓ

$$\dot m\, v_1 = \rho\, \pi\, dm\, \ell_1\, c_a$$

se $+dm \Rightarrow \ell_1$ diminuisce

~~x_0 io voglio ℓ_1 ...~~

Voglio x_0' $P_i = \dot m\, \underbrace{y/v_1}_{\text{deve salire!}}\, \Delta_{i,is}$

Quanto scende ℓ_1? Dipende da v_1 ES:

$\boxed{\text{VAPORE}}$ $p\,(250\text{ bar})$ $T\,(540°C)$ IN

$v = 0{,}013\ \frac{kg}{m^3}$

↓ ESPANDO

$p_F\,(0{,}05\text{ bar})$; $T\,(\text{SAT}\,(p_F))$

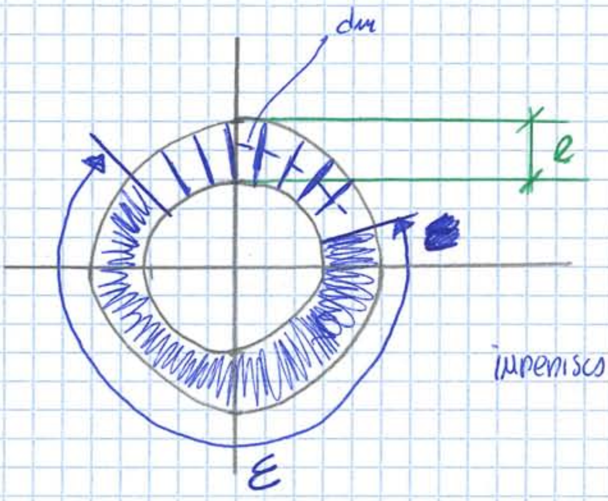
$v \simeq 22\ \frac{kg}{m^3}$

PROBLEMA:

Palette piccole o grandi?

Come Risolvo?

"PARZIALIZZAZIONE"



impedisco il passaggio in una porzione ε del totale

$$\dot{m}\,v = \rho\,(1-\varepsilon)\,\pi\, d_m\, l_1\, c_a$$

così posso alzare l_1

NB NB vale solo x turbine ad azione

[Esercitaz 31/10 - 3/11]

A parità di n, d_m, l → trasportabilità

definisco u

→ A parità di u → azione $2u^2$
→ reazione u^2

} Doppio L_i

⇓

elaboro il doppio salto entalpico! non per forza in un solo stadio.

→ Veniamo ora $\dot{m}$

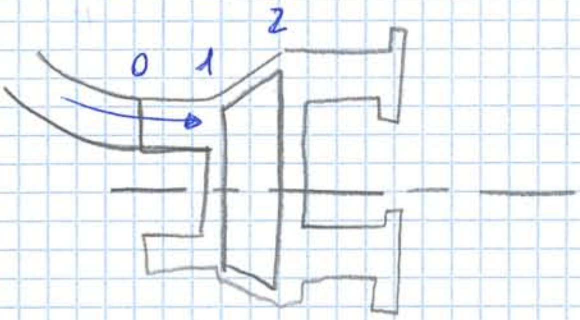
$$v_1 \dot{m} = \rho (1-\varepsilon) d_m l \pi c_{a1}$$

Avevamo visto i 2 problemi
- (Ap) palette corte
- (Bp) palette lunghe

Soluzioni

$\boxed{Ap}$ (1) "parzializzazione", vale solo per azione

perché?



A rotore ho doppia esp.

⇓

sotto si tenderebbe ad eq Ap, facendo ruotare il fluido

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 75 di 346

Quanto pot ottengo dalla turbina?

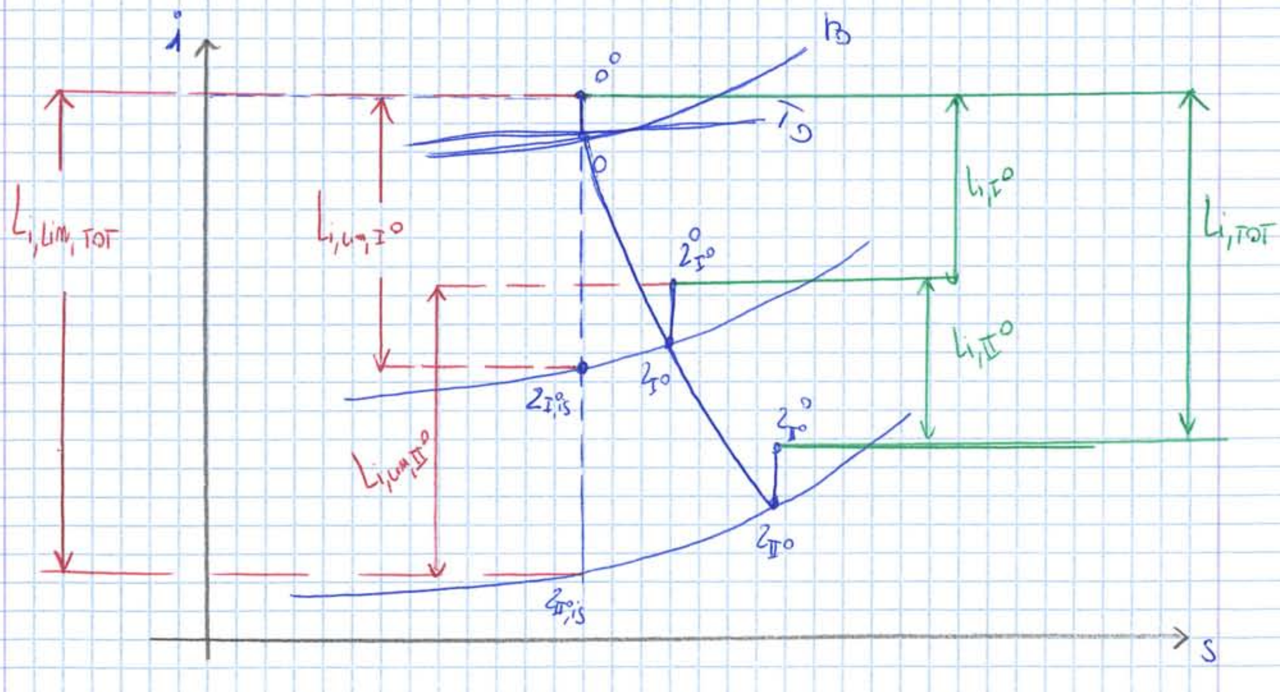
$$P_i = \dot{m} \cdot \underbrace{\eta_{Di}}_{} \cdot \Delta_{i,is}$$

Tiene conto di
1) perdite per E_c di scarico $\frac{c_2^2}{2}$
2) perdite fluido dinamiche con φ e ψ

$$\begin{cases} \eta_{Di} = \dfrac{L_i}{i_0^0 - i_{2,is}} & \text{"TOTAL TO STATIC"} \\ \eta_{Di} = \dfrac{L_i}{i_0^0 - i_{2,is}^0} & \text{"TOTALE TOTALE"} \end{cases}$$

"TOTALE TOTALE" → sollevando $\frac{c_2^2}{2}$ → xké HO + stadi

(HP) 2 stadi a cascata



© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 77 di 346

LA POTENZA ALL'ALBERO

P_u = POTENZA UTILE $\neq P_i$ → DAL FLUIDO SULLE PALETTE

$P_u < P_i$

PERCHÉ $P_u < P_i$ → ① PERDITE DI NATURA MECCANICA

② PERDITE DI PORTATA

① A_1 **ATTRITO SUI DISCHI**

$$P_{w,D} = K_d \, \rho_1 \, d_m^2 \, u^3$$

IL DISCO È IMMERSO NELLA CAMERA E FA ATTRITO CON IL FLUIDO

B_1 **EFFETTO VENTILANTE**

$$P_{w,v} = K_v \, \rho_1 \, \underbrace{e_1 \, d_m \, \varepsilon}_{} \, u^3$$

LA PARTE NON INVESTITA NELLA PARZIALIZZAZIONE

SOLO SU AZIONE

UNA PARTE DI PALETTATURA $(1-\varepsilon)$ VIENE INVESTITA E PARTE DEL FLUIDO RIMANE TRA LE PALE → PASSA IN ε E FA ATTRITO.

A_1 e B_1 MODIFICANO LE PROP. DEL FLUIDO, IN PARTICOLARE LO SCALDANO.

B2 LE TENUTE $\dot{m}_T$

ES DA QUELLE A LABIRINTO SULL'ALBERO

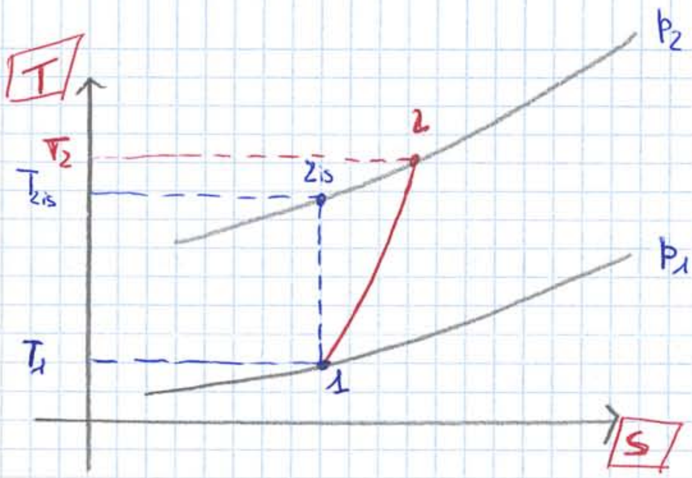
DEFINISCO ORA

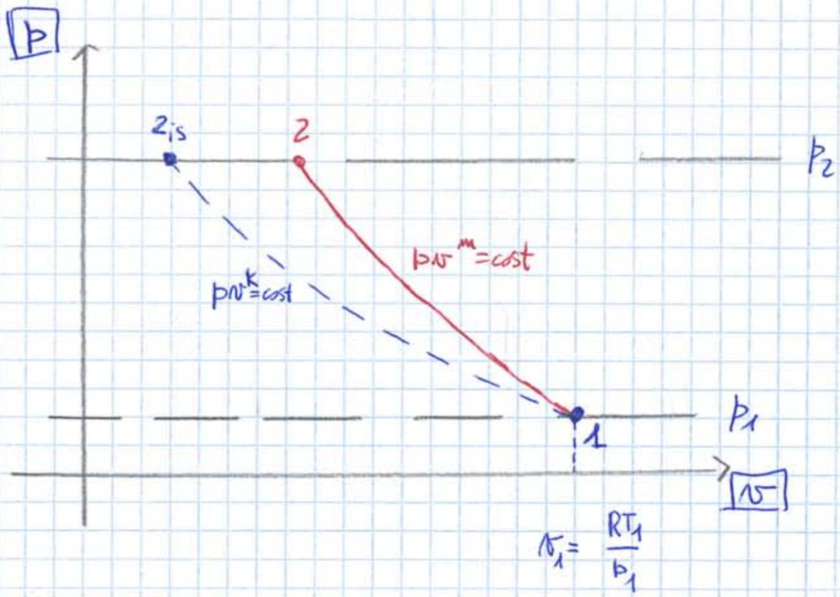
$$\begin{cases} \bullet\ \eta_m = \text{RENDIMENTO MECCANICO} \\ \eta_m = 1 - \dfrac{\Sigma P_w}{P_i} \end{cases}$$

$$\begin{cases} \bullet\ \eta_v = \text{RENDIMENTO VOLUMETRICO} \\ \eta_v = 1 - \dfrac{\Sigma \dot{m}}{\dot{m}_{TOT}} \end{cases}$$

$$\boxed{P_u = \eta_{\theta_i}\, \eta_m\, \eta_v \cdot \dot{m} \cdot \Delta i_{,is}}$$

$$\begin{cases} \eta_{\theta_i}\, \eta_m\, \eta_v = \eta_T = \text{RENDIMENTO DELLA TURBINA} \\ P_u = P_i \cdot \eta_m\, \eta_v \end{cases}$$





Sia $\begin{cases} \beta = \text{rapporto di compressione} \\ \beta = \frac{p_2}{p_1} \end{cases}$

- **Rendimento isentropico**

$$\boxed{\eta_{is} = \frac{L_{i,is}}{L_i}}$$

$$\eta_{is} = \frac{c_p\,(T_{2is} - T_1)}{c_p\,(T_2 - T_1)} = \frac{\cancel{c_p T_1}\left[\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]}{\cancel{c_p T_1}\left[\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right]}$$

⇒ Vario di χ sia molto alto così da effettuare il ⊕ della compressione nella girante

- χ non prerotazione $\sim 0{,}7$
  prerotazione $\sim 0{,}5$

PARAMETRI ADIMENSIONALI

↳ studio del compressore avviene attraverso parametri adimensionali

• NOME	• SIMBOLO
• Coeff. di pressione	→ $\psi = \dfrac{L_i}{\frac{u''^2}{2}}$
• Coeff. di portata (radiale)	→ $\varphi_r = \dfrac{w_r''}{u''}$
• Coeff. di portata (assiale)	→ $\varphi_a = \dfrac{w_a''}{u}$
• Coeff. di perdita	→ $\xi = \dfrac{L_w}{\frac{u''^2}{2}}$
• Coeff. Termometrico	→ $\tau_1 = \dfrac{c_p T_1}{\frac{u''^2}{2}}$

⇓

$$\boxed{\eta_y = \frac{\psi - \xi}{\psi}}$$

Nb

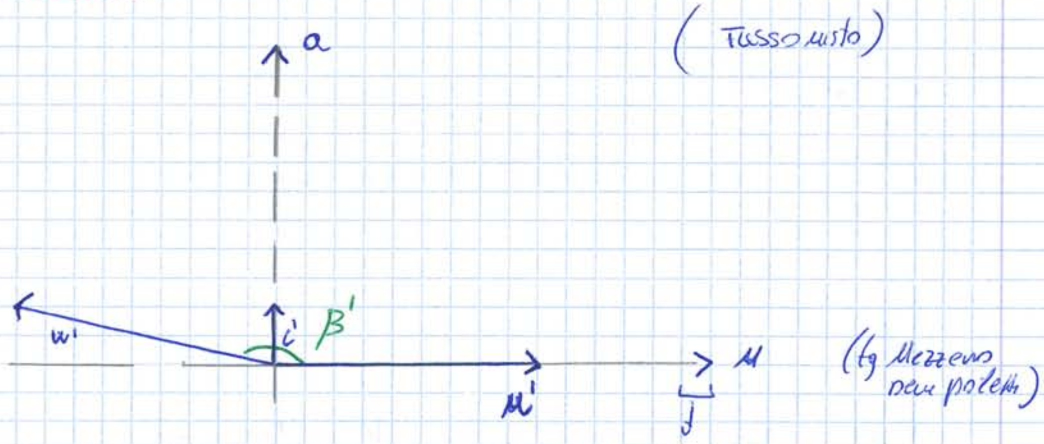
A FLUSSO MISTO lo è solo il Turbocomp. con diffusore palettato

⇒ TURBOCOMP. CON DIFF. PALETTATO NON È A FLUSSO MISTO

perché varia nella girante.

[Vedi disegni]

• TRG. INGRESSO ALLA GIRANTE



β' molto alto

↻ x le qsh è il verso di rotaz

$$L_i = u''c_u'' - u'c_u'$$

NA ⇒ $\boxed{c_u' = 0}$

⇒ $\boxed{L_i = u''c_u''}$ ⇒ devo solo vedere il TRG di uscita

NOTARE = $\varphi = \cos t$ nei due casi poiché stesso W_r'' e stesso u''

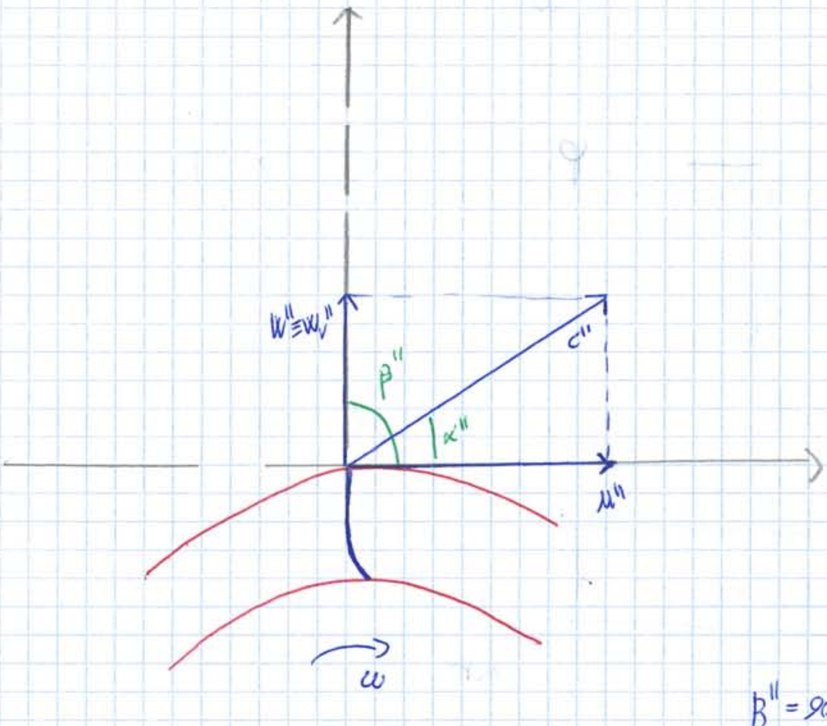
$\Rightarrow \chi \uparrow$ faccio avvenire molto nelle girante

si usa per diffusori non palettati

compressori privi di palettatura

MA

$\boxed{\text{PALETTE RADIALI}}$



$\beta'' = 90°$

Anche qst è funzione di φ

Sono perdite distribuite $+ \varphi + L_{w,a} \Rightarrow +$ vel. di trasporto

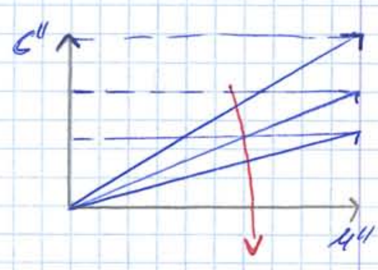
$$\zeta = \frac{L_w}{\frac{u''^2}{2}} = \underbrace{\zeta_A + \zeta_B}$$

→ Condiz. ottimale di prodotto

se $\varphi = 0 \rightarrow \zeta_{tot}$?   Hp pietto radiale

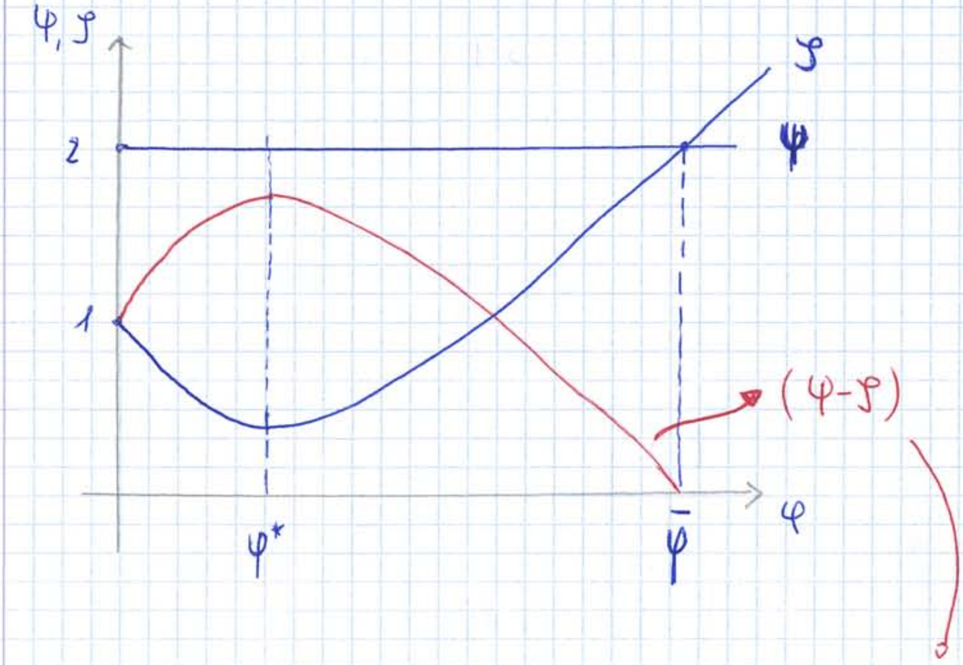
A parità di u'' $W_r'' \rightarrow 0$ se $\varphi \rightarrow 0$

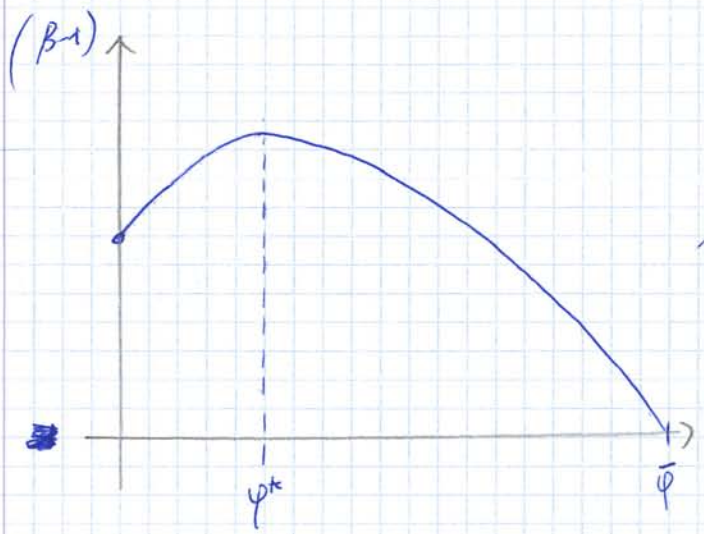
$\Rightarrow c''$ si schiaccia su u''



$\varphi \rightarrow 0 \Rightarrow W_r'' \rightarrow 0$ $L_{w,b}$ NON HO + TRASPORTO

è tutta persa $\frac{c''^2}{2}$

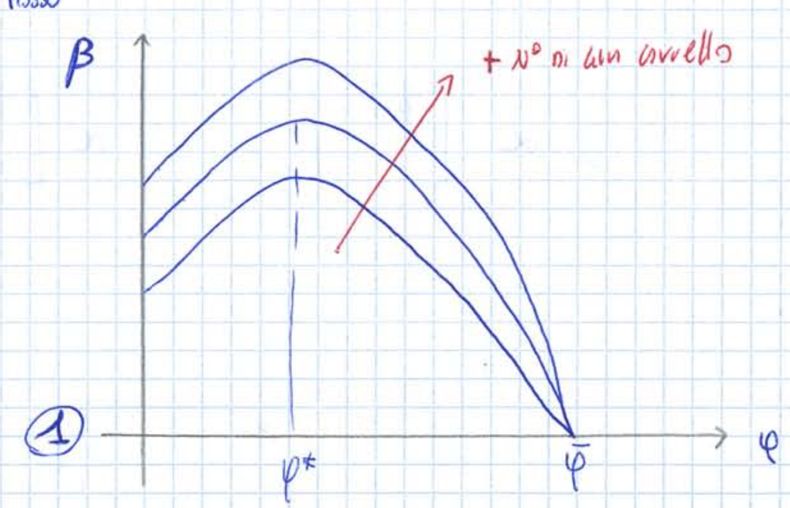




SONO ∝

con N° giri corrett

$$\left[\frac{n d''}{\sqrt{RT}}\right]^2$$



© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 93 di 346

Quindi ora ragiono su HP $\rho = cost$
macchine geom. simili

$$\Rightarrow \quad w''_r = \varphi u'' = \varphi \pi n d''$$

$$\dot{m} \underbrace{v''}_{\cong v_1} = \rho \, \pi \frac{e''}{d''} \cdot d''^2 \cdot \varphi \pi n d''$$

$$\varphi \propto \frac{\dot{m} v_1}{d''^2 \, n d''}$$

$$\varphi \propto \frac{\dot{m} \frac{R T_1}{p_1}}{d''^2 \, n d''}$$

$$\boxed{\varphi \propto \underbrace{\frac{\dot{m} \sqrt{R T_1}}{p_1 d''^2}}_{\text{Param. corretta}} \cdot \underbrace{\left[\frac{\sqrt{R T_1}}{n d''} \right]}_{\text{N° di giri corretto Acu}^{-1}}}$$

$$\Rightarrow \quad \underbrace{\frac{\dot{m} \sqrt{R T_1}}{p_1 d''^2} \propto \varphi \left[\frac{n d''}{\sqrt{R T_1}} \right]}_{\text{graficheremo}}$$

N° giri corretto

$\Longrightarrow$ GRAFICO SLIDE $\Rightarrow$ [CURVE CARATTERISTICHE]

[SLIDE 70-113]

Ricordando di

$$L_i = \frac{c_p T_1}{\eta_y}\left[\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] = c_p T_1 \left[\beta^{\frac{1}{\eta_y}\frac{k-1}{k}} - 1\right]$$

$\Downarrow$

$$L_i \; f(\beta \text{ e } \eta_y)$$

(16)

Similitudine Geometrica e Fluidodinamica

S. Geom $\Rightarrow$ $\begin{cases} \text{dimensioni in scala} \\ \text{angoli uguali} \end{cases}$

- Due macchine in similitudine geometrica si dicono in Sim. Fluidodinamica

$\Longleftrightarrow$ Tri di Velocità, in punti corrispondenti delle macchine, sono simili

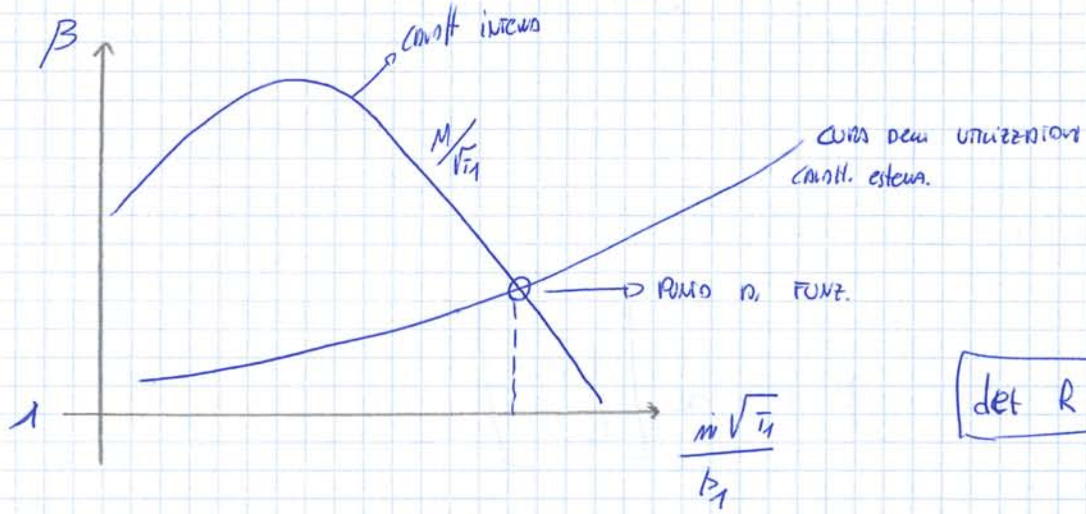
quindi $\varphi = \frac{w_v''}{u''}$ φ sarà uguale per le due macchine.

$$\Longrightarrow \underbrace{\varphi,\ \psi,\ \eta_y,\ \chi \text{ uguali}}_{\text{se } \begin{cases} S_{Geom} \\ S_{Fluido} \end{cases}}$$

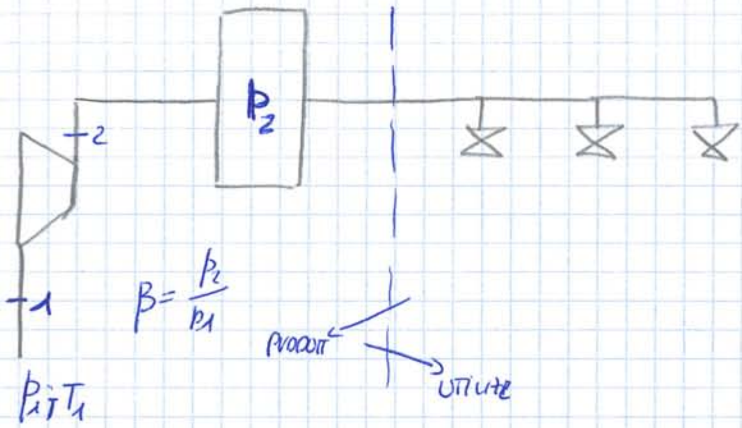
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 97 di 346

• Problema della Stabilità

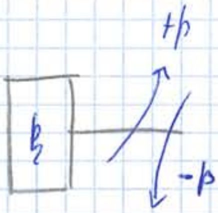
• Punto di funzionamento



$\boxed{\text{det Red''}}$



se avviene una fluttuazione?



$-p \Rightarrow$ $\dot{m}_{uscita}$ è elevata

$\dot{m}_{prevalente}$ è minore (+ minore) $\Rightarrow$ $\boxed{\text{ci allontaniamo da } p}$

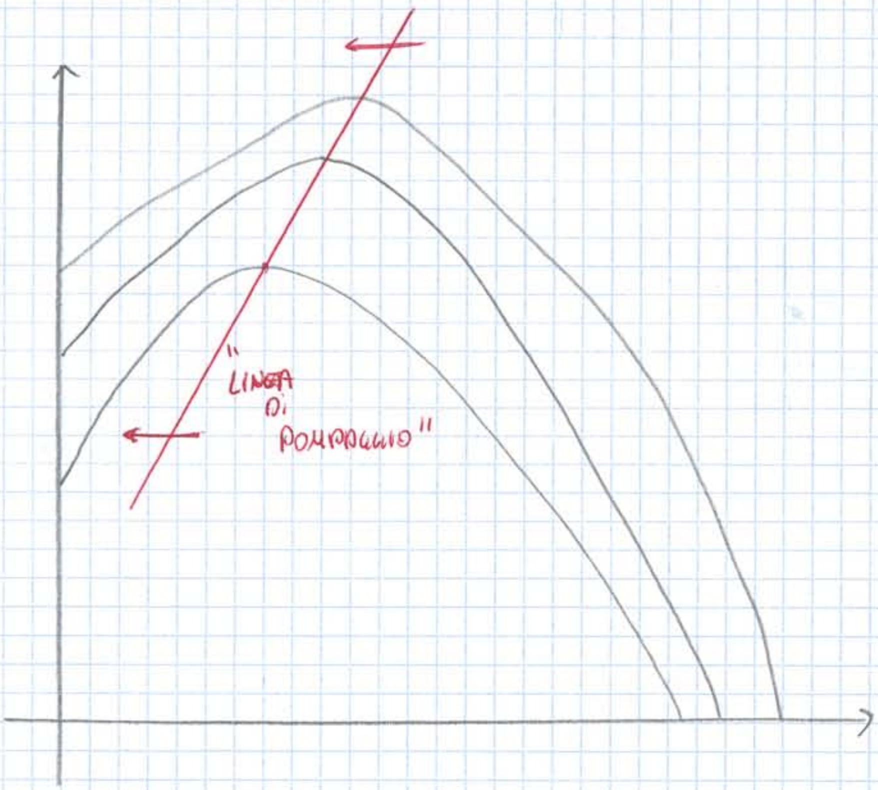
$+p \Rightarrow$ $\dot{m}_{uscita}$ sale poco

$\dot{m}_{prevalente}$ sale molto $\Rightarrow$ ci allontaniamo!

$\boxed{P' \text{ è punto instabile}}$!

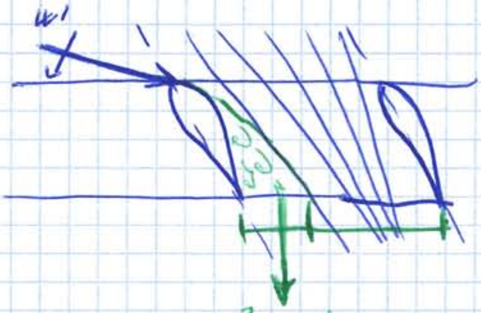
$\Downarrow$

innesco il ciclo di pompaggio $\Rightarrow$ spacco tutto



[esercizi 11/11]

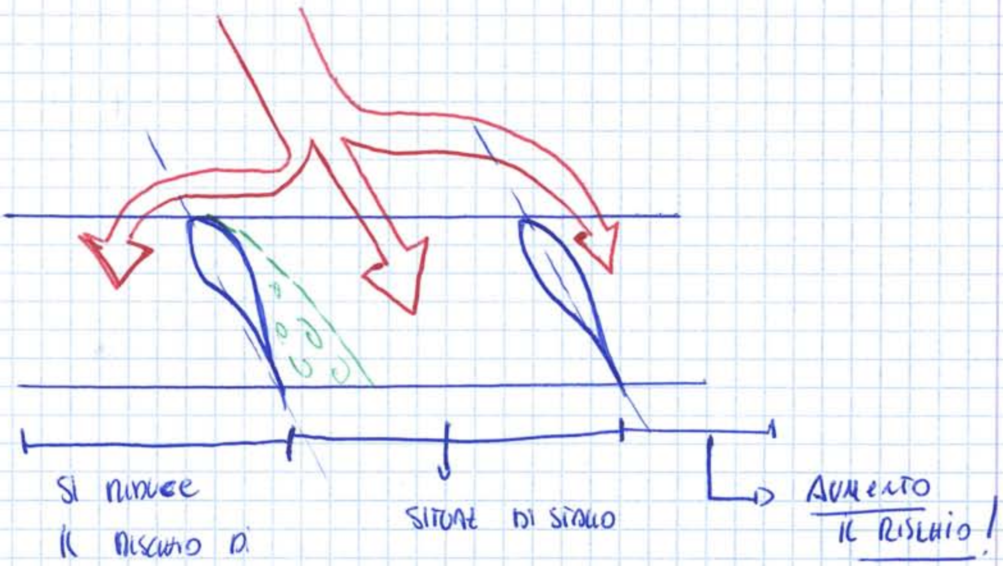
Ho il distacco della vena fluida.



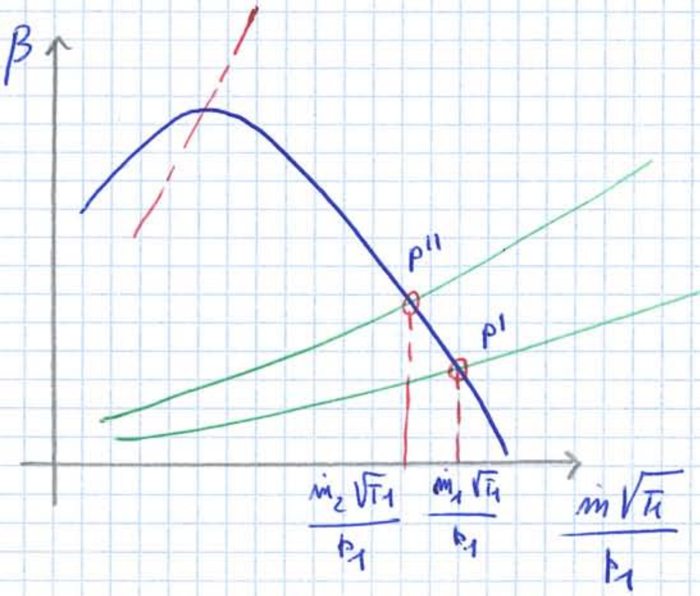
⟹ il flusso tende a riversarsi nei canaletti limitrofi (xke in-cost.)

Succede su tutte le arelle

Andiamo a vedere nel caso incipiente



⟶ xke la parte di flusso deviata va in parte a compensare la direz troppo tg di w'



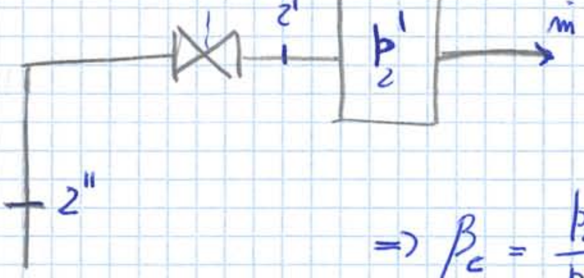
$$\begin{cases} p' \Rightarrow \beta' = \dfrac{p_2'}{p_1} \\ p'' \Rightarrow \beta'' = \dfrac{p_2''}{p_1} \end{cases}$$

Ma sposto $\Rightarrow p_2'' > p_2'$

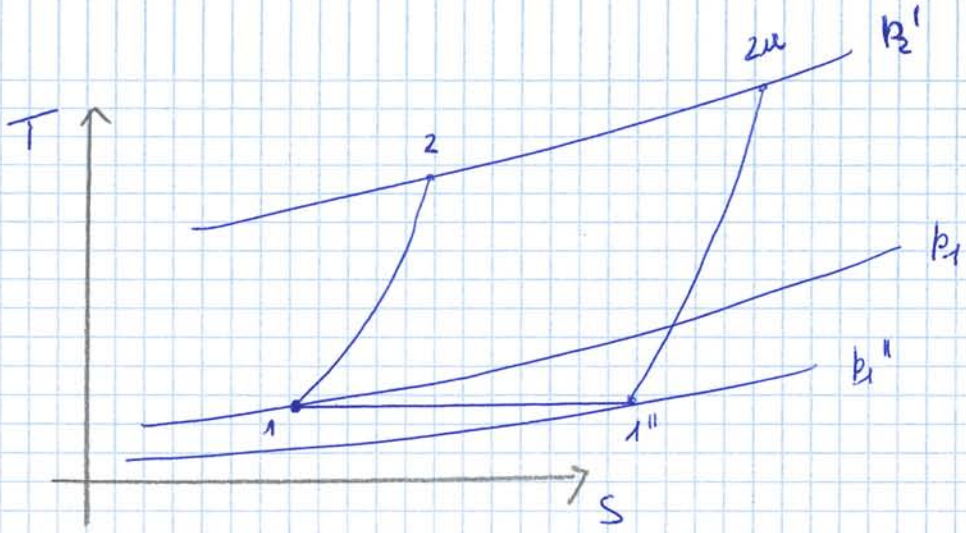
$$\boxed{\text{Ma io devo garantire } p_2' \text{ !}}$$

Regolazione

1°) **Regolaz. alla mandata**

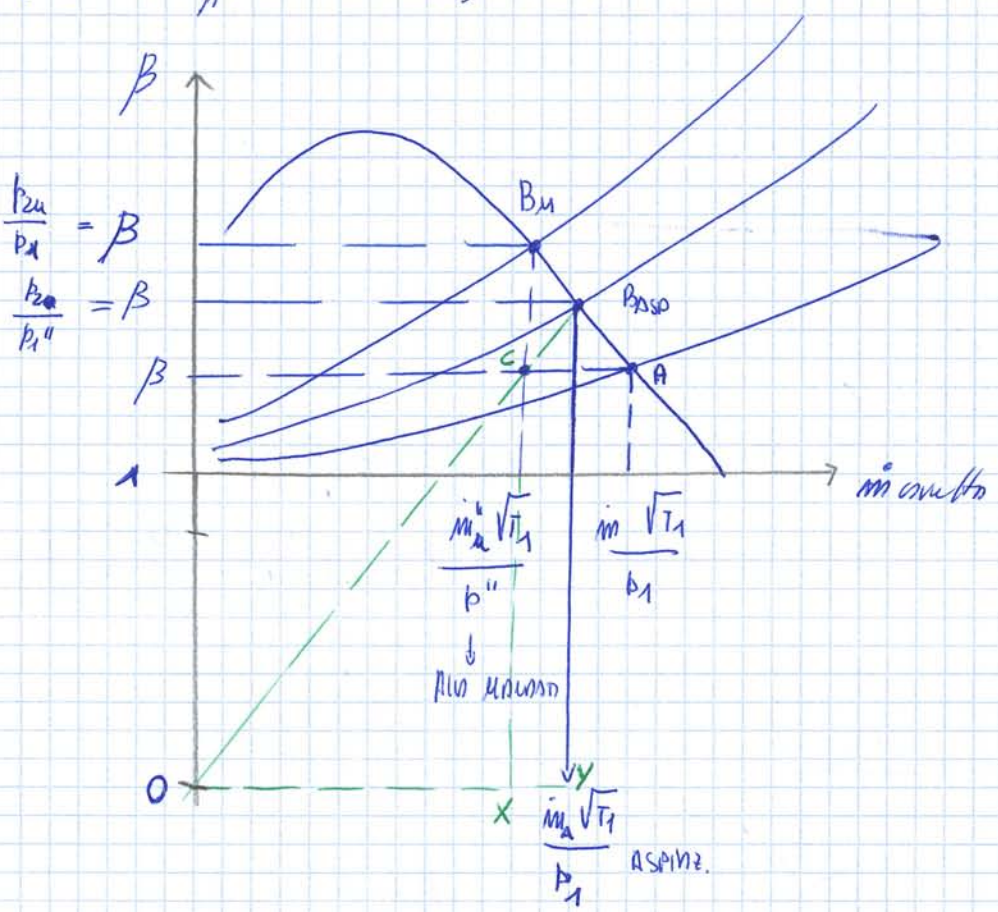


$$\Rightarrow \beta_c = \frac{p_2''}{p_1}$$



Ho comp + lavoro

Qual è + efficiente tra 1 e 2?



I tre CXO e CBY sono simili

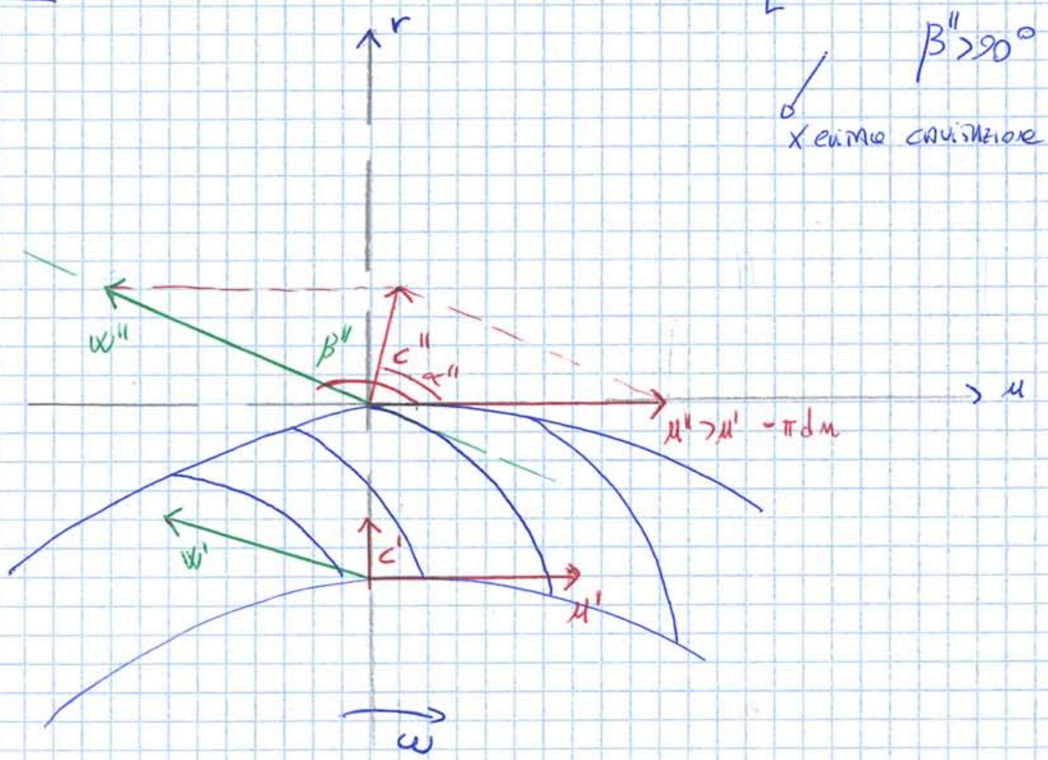
Basso

Schema palettatura

[Palette all'indietro]

$\beta'' > 90°$

x evitare cavitazione



$$L_i = u'' c_u'' - u' \underbrace{\cancel{c_u'}}_{=0}$$

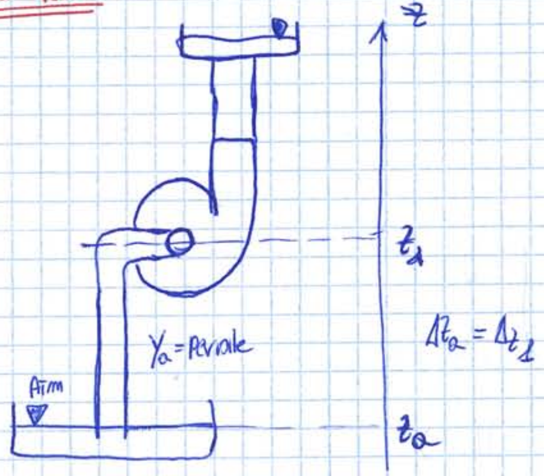
se non ho pre rotazione!

$$\begin{cases} L_i = u'' c_u'' = u''\left(u'' + w_r'' \operatorname{cotg}\beta''\right) \\ \psi = \dfrac{L_i}{\frac{u''^2}{2}} = 2\left(1 + \varphi \operatorname{cotg}\beta''\right) \end{cases}$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 109 di 346

21/11

- Sistemi aperti

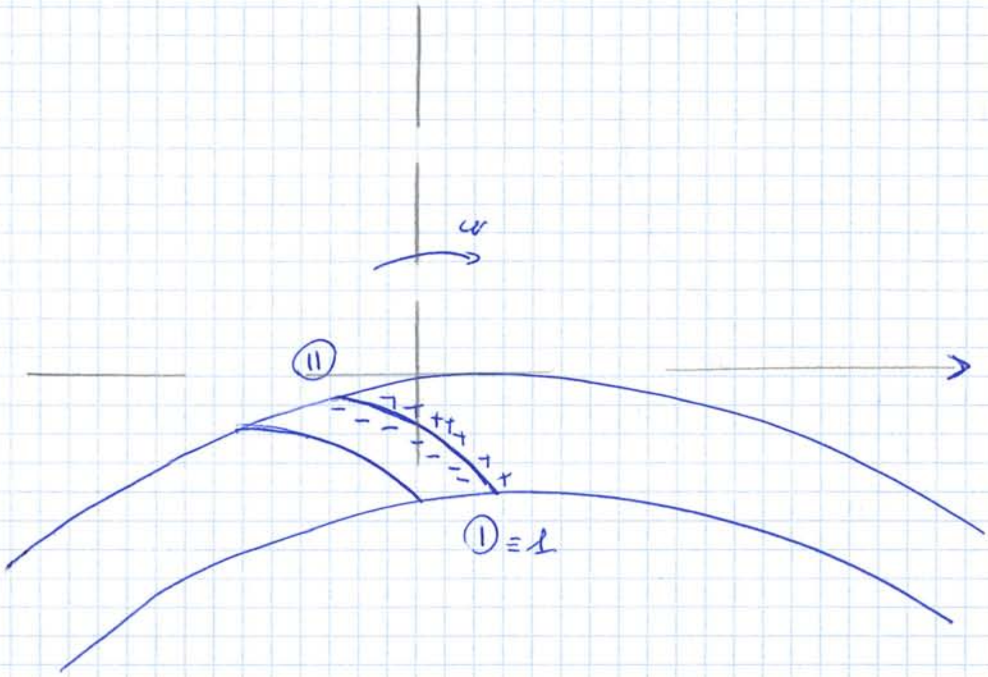


I°) $\underbrace{\cancel{L_i}}_{\approx 0} \cancel{/}_a = \frac{p_1 - p_a}{\rho} + \frac{c_1^2 - \cancel{c_a^2}}{2} + g(z_1 - \underbrace{\cancel{z_a}}_{=0 \text{ a riferimento}}) + \underbrace{g Y_a}_{\text{Lo } L_{wa}}$

$c_a^2 \approx 0$, pelo libero

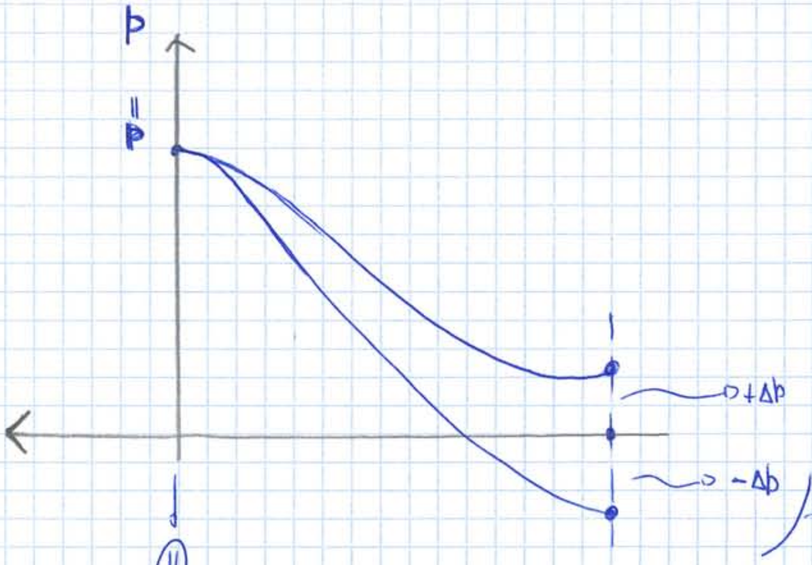
(1) $$\frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_a}{\rho g} - \frac{c_1^2}{2g} - z_1 - Y_a$$

p_1 è la minima pressione $\Rightarrow$ $\underbrace{p_a - [\text{cose}]}_{p_1 \text{ è la minore}}$



Ho nei canali interpalette che si genera una Δp durante lo spostamento

Le masse all'estradosso avranno un $+\Delta p$
intradosso " un $-\Delta p$



qui HO p più bassa

questo devo annullare!

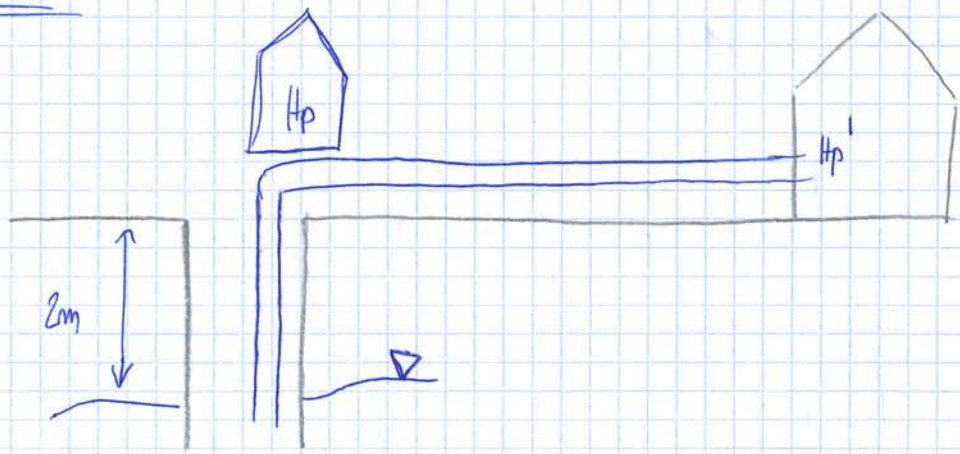
$NPSH_{disponibile} \geq NPSH_{minimo}$ ⟶ dal costruttore

↙

carico netto di aspirazione disponibile ⟹ lo calcolo io

quando acquisto turbopompa
$$\begin{cases} H(Q) \\ \eta_y \\ NPSH_{min} \end{cases}$$

HP di impianti



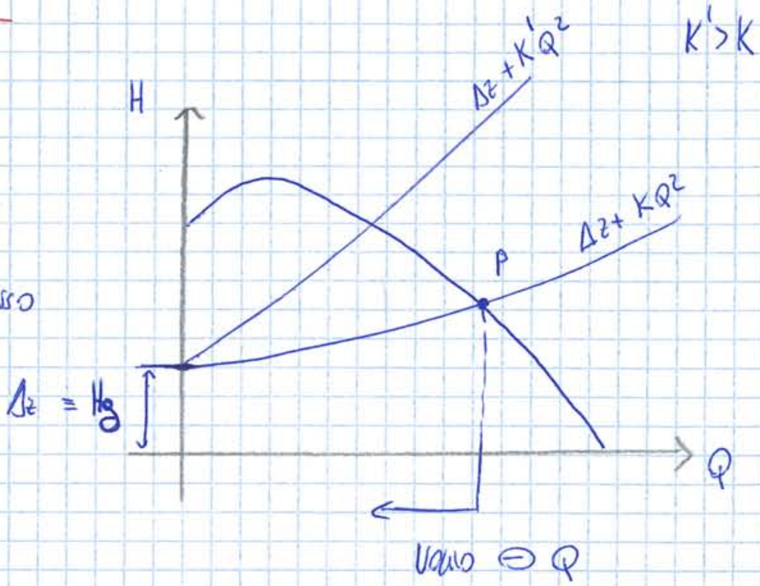
Hp e Hp' sono alla stessa $\Delta z = 2m$

sono ideali per cadute? NO!!

$$Y_Q = KQ^2 \qquad K(\ell, h, \text{tipo di tubo})!$$

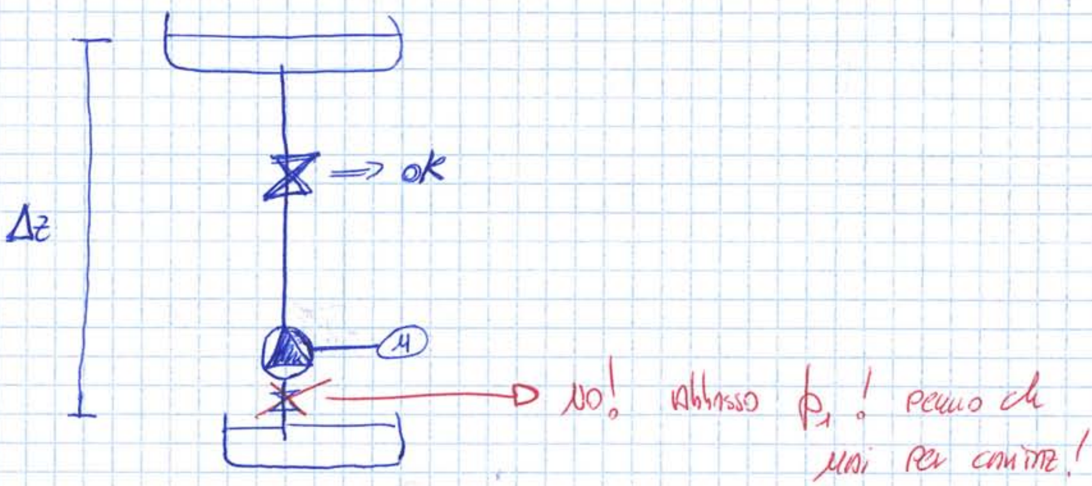
• Regolazione delle Pompe

1. Laminaz alla mandata
2. N° di giri
3. Riflusso



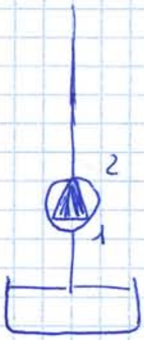
Per avere ⊖ Q ⇒ aumento perdite di carico

Metto una valvola



© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 117 di 346

24/11



$$gH = \frac{\Delta p}{\rho} \quad \text{poich} \quad \begin{cases} c_1 \approx c_2 \\ z_1 \approx z_2 \end{cases}$$

$$\Delta p = \rho g H$$

$\Longrightarrow$ sbaglio H, è ρ che influisce!

- AVVIAMENTO

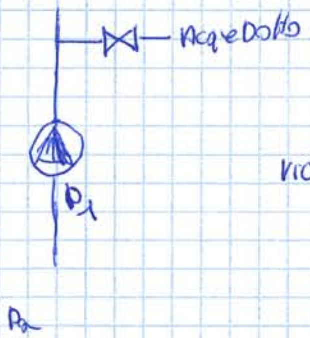
$\rho_{AIR} = 1{,}2 \ \frac{kg}{m^3}$

$\rho_{H_2O} = 1000 \ \frac{kg}{m^3}$

$\longrightarrow$ Δp non è suff!

Devo quindi prima con H_2O

$\boxed{1}$



riempio di H_2O prima di avviare

"($p_1 < p_2$ ecc xké uno)"

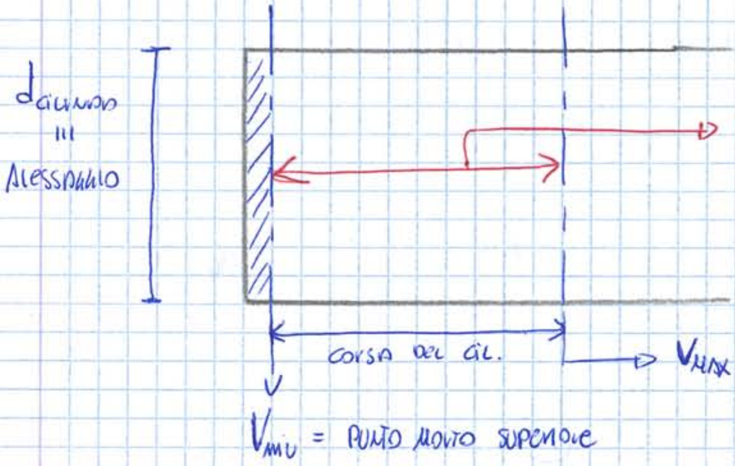
$\boxed{2}$ Metto una valvola di "Ritegno"

così da spento non si svuota

$\boxed{3}$ pompa autoadescante.

Aspirazione → l'orifizio non può rimanere aperto durante la compressione

⇒ valvola di non ritorno o "otturatore"

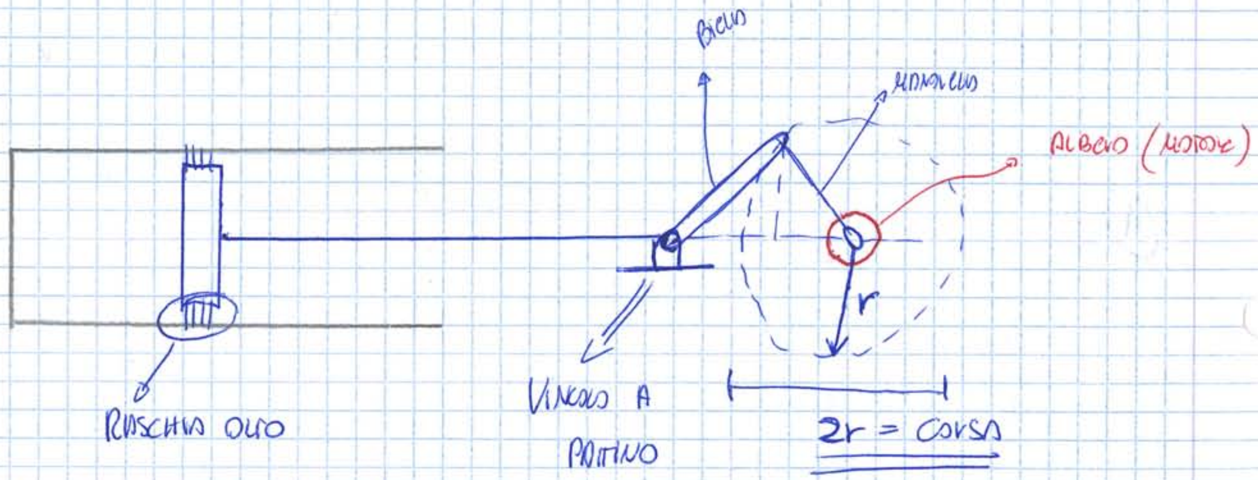


$V_{MAX} - V_{MIN}$ = "CILINDRATA"

$$C = \pi \frac{d^2}{4} \cdot \underset{\text{corsa}}{c}$$

→ V_{MAX} = punto morto inferiore

V_{MIN} = punto morto superiore



NB devo garantire la tenuta stantuffo-cilindro

⇒ devo lubrificare con olio x evitare rotture

iniettò olio ovunque.

28/11

DEFINISCO

- $\begin{cases} \mu = \text{GRADO DI SPAZIO MORTO} \\ \mu = \dfrac{V_{min}}{V} \end{cases}$

- RAPPORTO DI COMPRESSIONE VOLUMETRICO → $\rho = \dfrac{V_{MAX}}{V_{MIN}}$

MANOMETRICO → $\beta = \dfrac{p_2}{p_1}$

SOLITAMENTE $\rho < 6$

$\beta < 6 \div 10$ ⟶ è abbastanza elevato

NON POSSO ANDARE OLTRE X ALTA $T°$!

↓ le valvole sono delicate

X ANDARE DI PIÙ NELLO PIÙ STADI E TRA UNO E L'ALTRO DEVO INTERREFRIGERARE → xké senò olio non lubrifica +

EVOLUZIONE DEL CICLO DI LAVORO

$$\dot{m}_m = \dot{m}_a \quad [Kg/s] \quad \rightarrow \quad m_m = m_a \quad \left[\frac{Kg}{ciclo}\right]$$

in realtà è solo Kg

CON HP DI FUGHE ≈ 0

Posso scrivere che m_a (aspirata) $= m_B - m_A = \rho_B V_B - \rho_A V_A$

essendo che B e A ⇒ stessa p_1 e T^o e così

$$\Rightarrow m_a = \rho_1 (V_B - V_A)$$

- Definisco COEFFICIENTE DI RIEMPIMENTO

$$\lambda_v = \frac{m_m}{\rho_1 V}$$

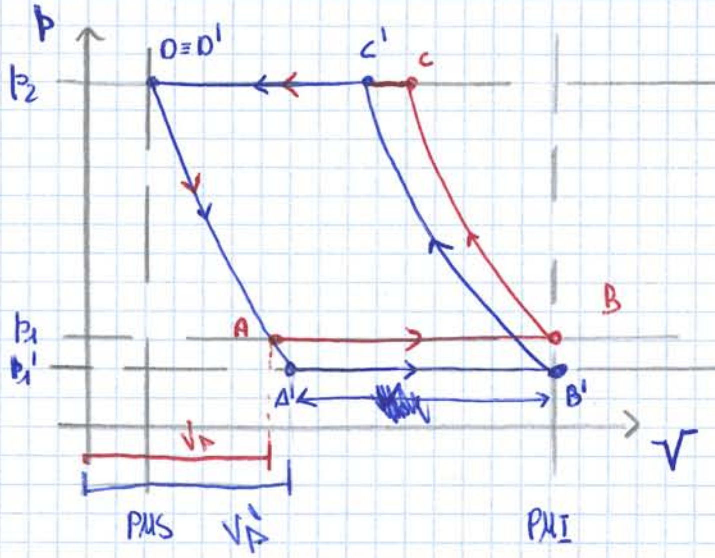
$$\lambda_v = \frac{\rho_2 (V_0 - V_c)}{\rho_1 V}$$

nel mio che HP FUGHE ≈ 0

$m_m = m_a$

$$\lambda_v = \frac{\cancel{\rho_1} (V_B - V_A)}{\cancel{\rho_1} V}$$

$$\Rightarrow \boxed{L_{i,id} = c_p T_1 \left[\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}$$

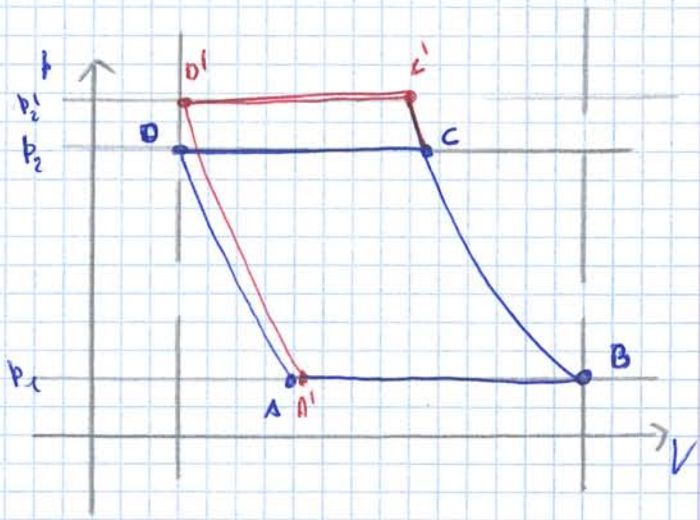


$V_A \neq V_A'$

$$\begin{cases} V_A = \cancel{\ldots} = (1-\lambda_{v,id})\, V \\ V_A' = V\, \cancel{\ldots} (1-\lambda_{v,id}') \end{cases} \qquad V_A < V_A' \qquad \lambda_{v,id} > \lambda_{v,id}'$$

- $\beta = \dfrac{p_2}{p_1} < \beta' = \dfrac{p_2}{p_1'}$

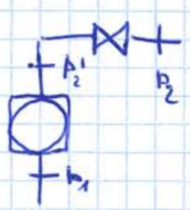
① Laminaz. adiabat.



$\dot{m} = \lambda_{v,id}\, \rho_1\, i\, V_m$

↓

cambia solo λ_v!



$p_2' > p_2$

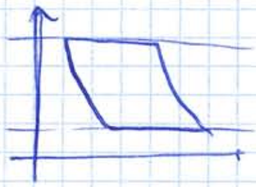
β' cresce di + ⇒ + lavoro!

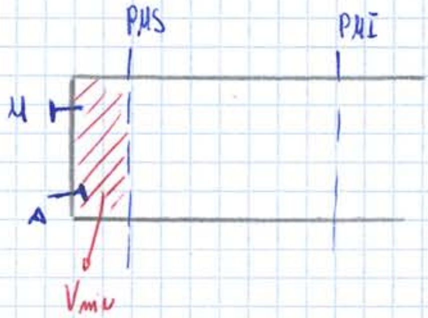
4) Regolaz. con capacità addizionale allo spazio morto

$$\dot{m} = \lambda_{v,id}\ \rho_1\ i\ V n$$

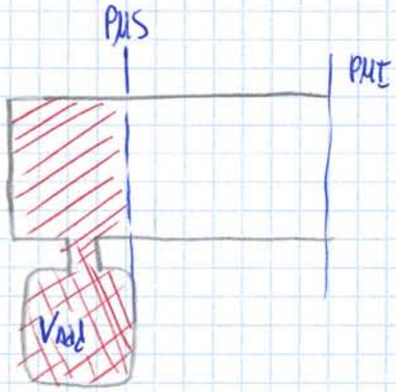
$$V_A = \lambda_{v,id} \cdot V \qquad \lambda_{v,id} = 1 - \mu\left[\beta^{1/k} - 1\right]$$

$$\mu = \frac{V_{min}}{V}$$





Introduco un $\mu' > \mu$ aumento con V_{add}



$$V'_{max} = V_{max} + V_{add}$$

$$V'_{min} = V_{min} + V_{add}$$

$$V = V'_{max} - V'_{min}$$

$$\frac{\dot{m}'}{\dot{m}} = \frac{1 - \mu\left[\beta^{1/k} - 1\right]}{1 - \mu\left[\beta^{\frac{1}{k}} - 1\right]} \propto \frac{\lambda'_{v,id}}{\lambda_{v,id}}$$

2/12

FUNZIONAMENTO REALE

- Perdite per attriti meccanici $\Rightarrow$ η_m = rendimento meccanico

- " ~~[illegible]~~ trafilamento attraverso le valvole $\Rightarrow$

$$\begin{cases} \sigma_1 = \dfrac{p_1 - p_1'}{p_1} & \text{ASP.} \\ \\ \sigma_2 = \dfrac{p_2' - p_2}{p_2} & \text{MANDATA} \end{cases}$$

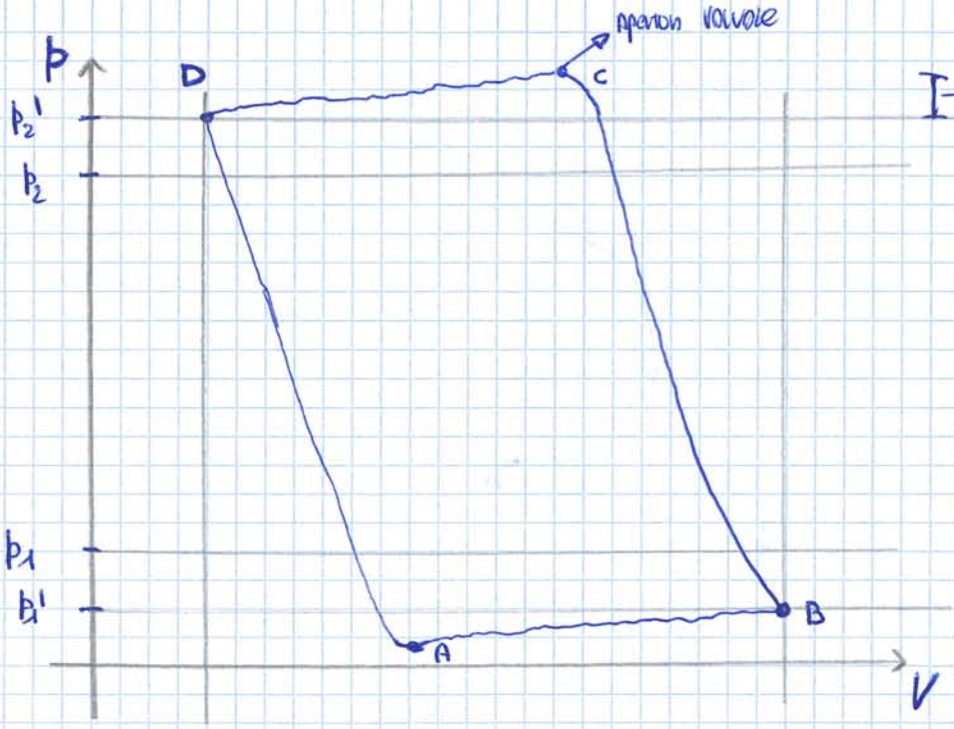
$p_2' > p_2$ ⟶ x comp. in mandata

- RAPPORTO DI COMPRESSIONE effettivo

$$\beta_i = \frac{p_2'}{p_1'} = \frac{p_2}{p_1}\frac{(1+\sigma_2)}{(1-\sigma_1)}$$

- Perdite per fughe di fluido

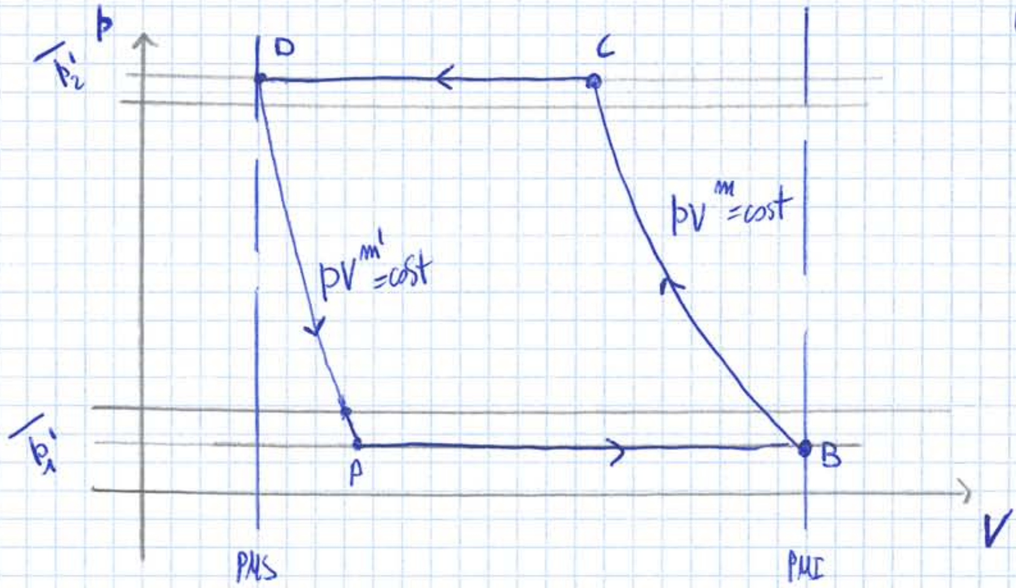
$m_m < m_a$ $\qquad \dfrac{m_m}{m_a} = \eta_\varphi$ – rendimento volumetrico



I → + su per urto istant.

NO isentropica

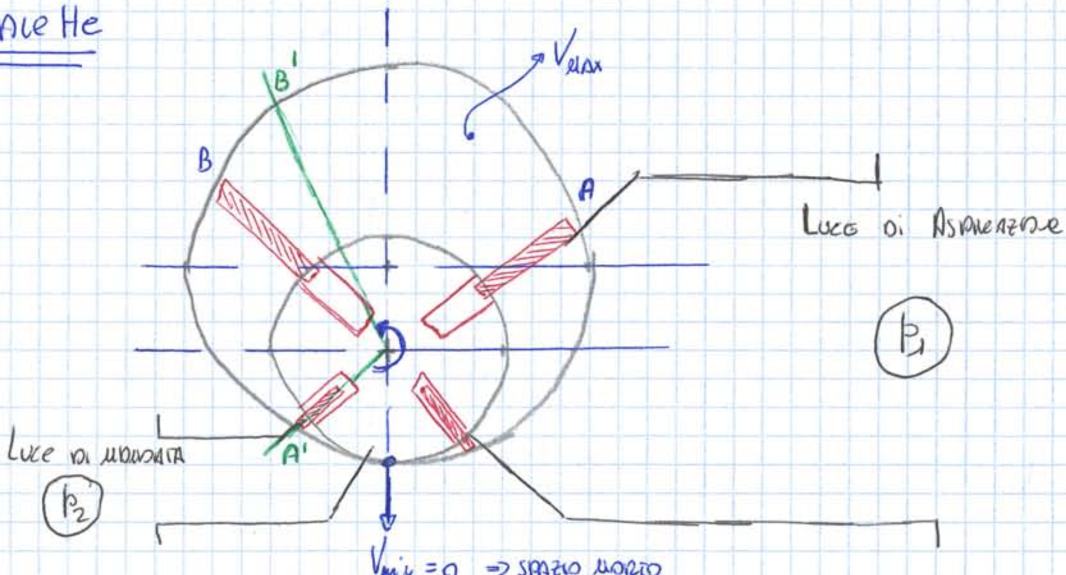
Si utilizza ⇒ Ciclo Convenzionale



Utilizzo la media dell'osservazione

• Compressori Volumetrici Rotativi

1 A palette



$V_{min} = 0$ ⇒ spazio morto

$\lambda_v = 1$ ⇒ non si andrebbe a p_∞

$$\begin{cases} AB = V_{MAX} \rightsquigarrow \text{dove vado tra elem fluido} \\ A'B' = V_I = \text{Volume intermedio} \end{cases}$$

↺ il V diminuisce e ↑ p grazie all'eccentricità rotore statore

• Rapporto volumetrico di compressione

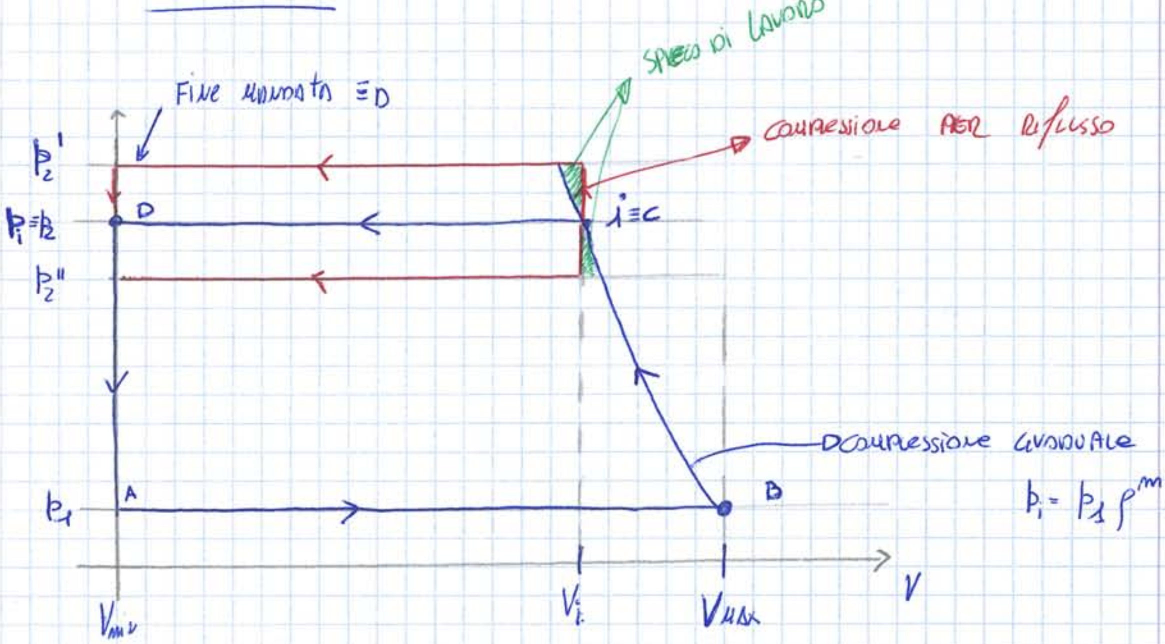
$$\begin{cases} \rho = \dfrac{V_{MAX}}{V_{INT}} \\ \rho = \dfrac{V}{V_{INT}} \end{cases}$$

$$V_{MAX} = V - \cancel{V_{MIN}}^{=0}$$

• $p_i = p_1 \rho^m$

5/12

CICLO DI LAVORO



Poi osservi che durante il suo esercizio il sup. opera a $p_i \neq p_2$

ABBIAMO I DUE CASI IN ROSSO SOPRA DOVE IL GAS SI ADATTA ALLA p_2 che si trova.

$$\dot{m} = \rho_1 \, i \, V_m \qquad \begin{cases} \lambda_v = 1 \; ; \; V_{min} = 0 \; ; \; \mu = 0 \\ \eta_\varphi \approx 1 \quad \text{Fuite} \approx 0 \end{cases}$$

$$L_c = \oint V dp$$

xkè ci interessiamo a ciò?

Noi arrivellamo a $p_i = p_2$ e siamo a posto NO!

x via del duty-cicle

$$\underbrace{L_c = p_1 V \left[\frac{m}{m-1} \left(\rho^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) + \frac{\beta - \rho^m}{\rho} \right]}$$

Fissato il gas è β che fa variare!

$$P_{ass} = \frac{P_i}{\eta_m} \qquad P_i = i\, L_c\, n = \dot{m}\, L_i$$

sia $\dot{m} = n\, i\, \rho_1 V$

$$P_i = \underbrace{i L_c n = \dot{m} L_i}$$

$$\cancel{i n} \cdot \underbrace{\cancel{p_1} \cancel{V}}_{\text{semplifica con } \rho_1} \left[\frac{m}{m-1} \left(\rho^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) + \frac{\beta - \rho^m}{\rho} \right] = \cancel{n i}\, \underbrace{\rho_1}_{\frac{\cancel{p_1}}{RT_1}} \cancel{V}\, L_i$$

- $$L_i = RT_1 \cdot \left[\frac{m}{m-1} \left(\rho^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) + \frac{\beta - \rho^m}{\rho} \right]$$

- **NUM. DI GIRI**

$\dot{m}_1 = \rho_1 V i\, n$ → VARIA QUESTO → LA CURVA DI LAVORO NON CAMBIA.

$$P_{pss} = \frac{i\, \overset{cost}{L_c}\, n}{\eta_m}$$

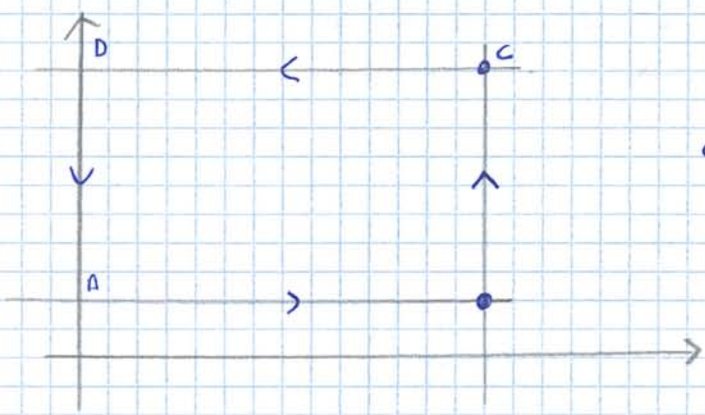
n → VARIA

η_m → NON È DETTO RIMANGA COST!

- **RIFLUSSO**

IL SOLITO.

Compressori Roots [Scribe]



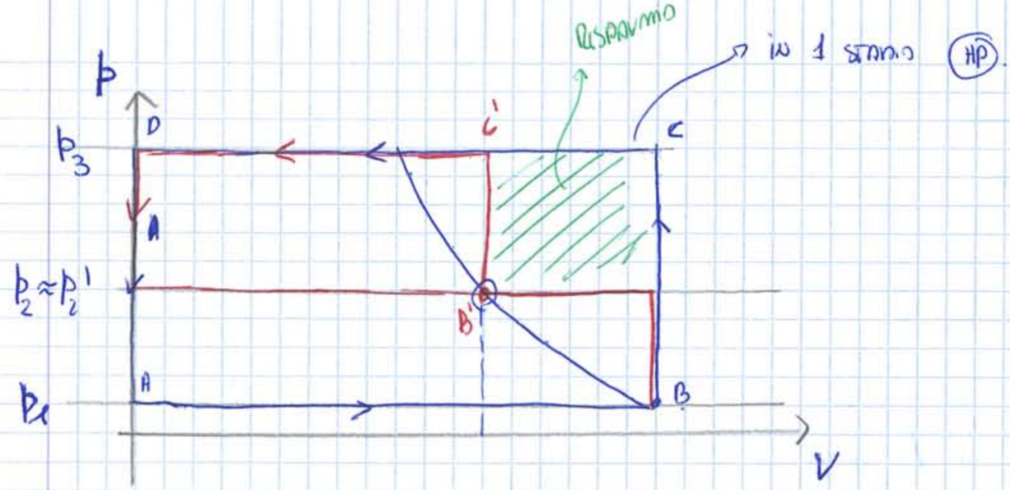
COMP. PER RIFLUSSO → SPOSTO SOLO

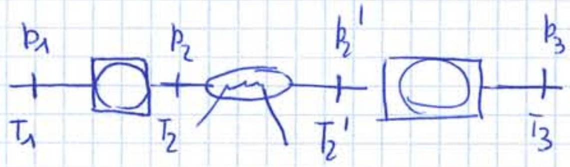
$$\oint V\,dp = L_c = V i\,(p_2 - p_1)$$

$$\dot{m} = \rho_1\, i\, n\, V\, \eta_v$$

η_v → DOVUTO ALLE FUGHE X SCARSA TENUTA LOBI

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 143 di 346





dove meglio B? solo best comp. teorica

isoterma

12/12

- Macchine operatrici Volumetriche

- Pompe Volumetriche

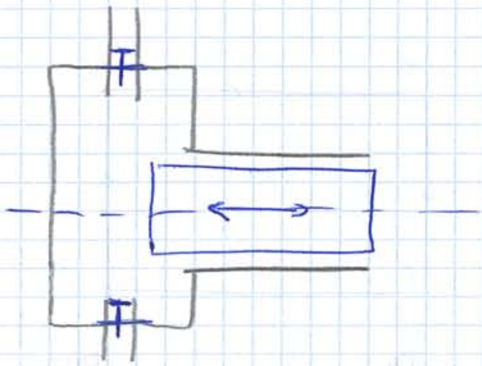
$\rho = cost$

(1) Alternative

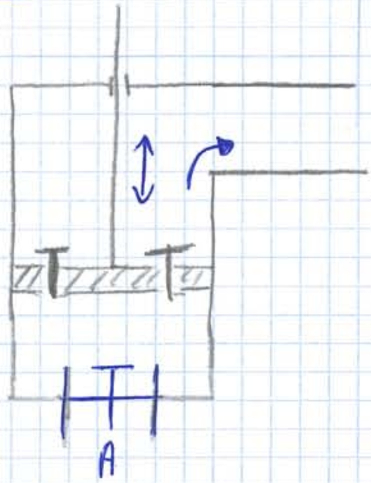
(2) Rotative.

DIVERSE TIPOLOGIE

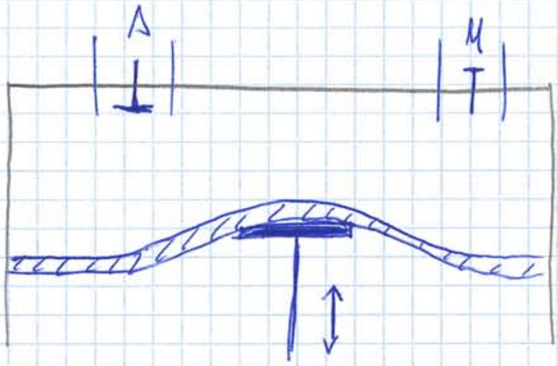
A) A STANTUFFO TUFFANTE



B) A STANTUFFO ADERENTE



C) A MEMBRANA

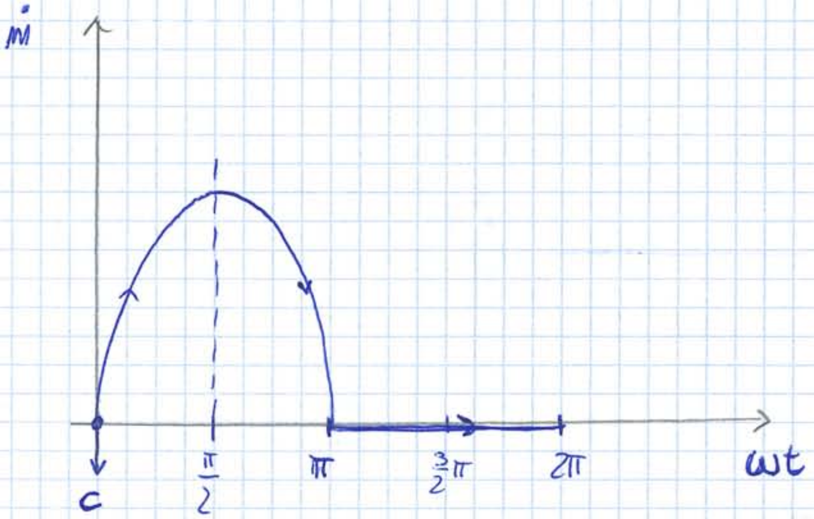


IDEALE SE HO
LIQ. SPORCO

HO – OLIO A
RISCHIO

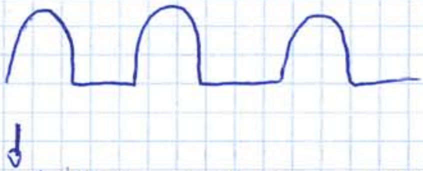
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 147 di 346

Portata alla mandata



di manovella - biella

Nel tempo

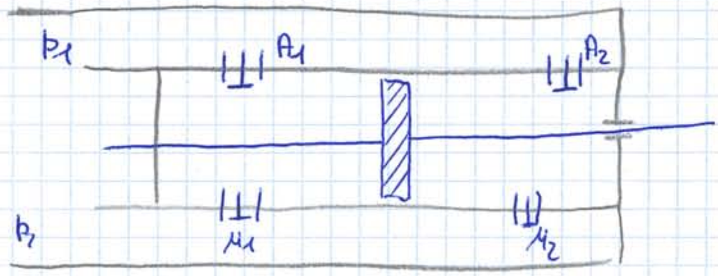


A impulsi ⇒ mi creo grosse sollecitaz ⇒ no bene

Spendo + L per inerzie ! (con uno vo ρ_g e ρ_L)

Xevitare ⇒ 1) Metto 2 sistemi sfasati di π

2) A stantuffo a doppio effetto



Incremento $\bar{\dot m}$

$\Downarrow$

− oscillazioni

15/12

POMPE VOLUMETRICHE

ALTERNATIVE → A STANTUFFO
→ MONO - PLURI CILINDRICHE

ROTATIVE → Palette ①
→ Lobi ② (ROOTS)
→ AD INGRANAGGI ③

~~① Palette~~ ② LOBI

[Slide immagine]

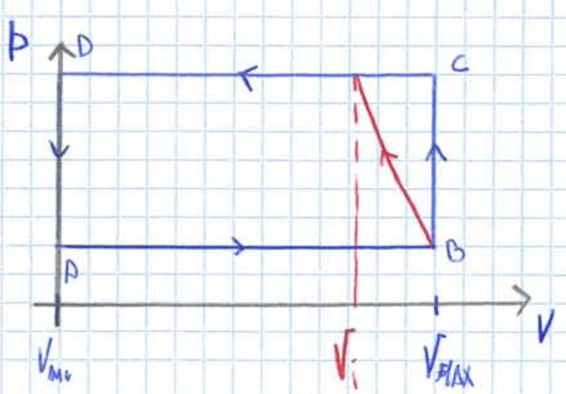
SONO CARATT. DA

$$\begin{cases} \eta_v = \text{rendim. volumetrico} \\ \dot m_m = \dot m_a - \dot m_g \\ \eta_v = \dfrac{\dot m_m}{\dot m_a} = 1 - \dfrac{\dot m_g}{\dot m_a} \end{cases}$$

$\dot m_g \uparrow$ se $\Delta p \uparrow$

① Palette

$\eta_v \uparrow\uparrow$ rispetto a Roots, ma $\eta_m \downarrow\downarrow$



BLU POMPA
ROSSO COMP.

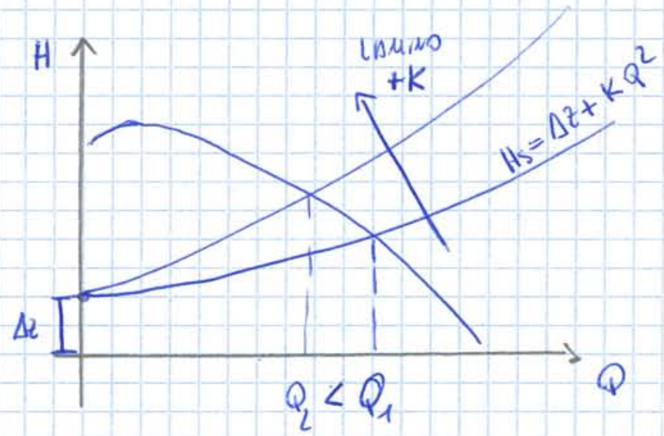
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 151 di 346

$\boxed{2}$ $\dot{m} = \eta_v \, \rho \, i \, \sqrt{M}$

M → CAMBIO IL N° DI L_c NEL TEMPO
X IL RESTO TUTTO OK

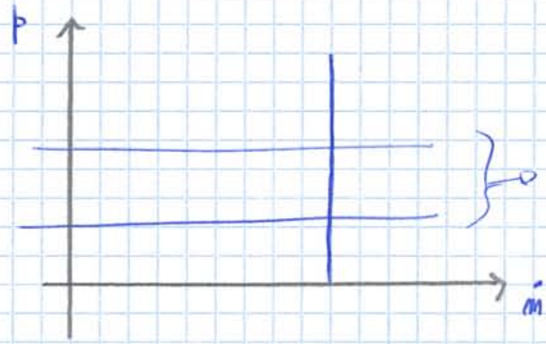
$\boxed{1}$ ALLA MANDATA, LA POMPA SE NE ACCORGE?

TURBOPOMPE



K è LEGATO A CADUTE DI p

Volumetriche



SE LAMINO NON CAMBIA NULLA!

$\dot{m} = \eta_v \, i \, \sqrt{M} \, \rho$

$Q = \eta_v \, i \, \sqrt{M}$

(NO FUGHE X HP) = η_v cost)

NON CAMBIA NULLA LAMINANDO

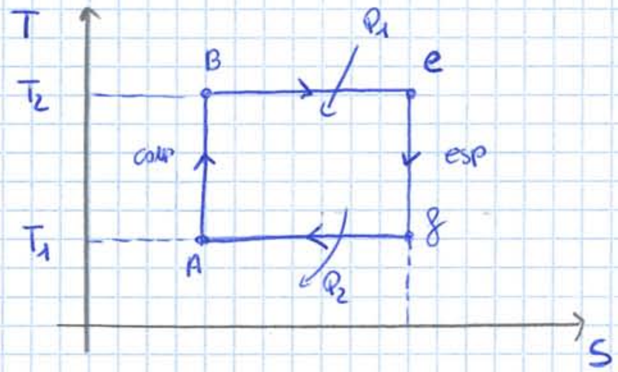
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 153 di 346

16/12

Impianti Termoelettrici

- Ciclo termodinamico

Ciclo di Carnot



~~il ciclo ci dice come torna il fluido alle condiz e~~

$$Q_1 = \int_B^c T\,ds = T_1 \Delta S$$

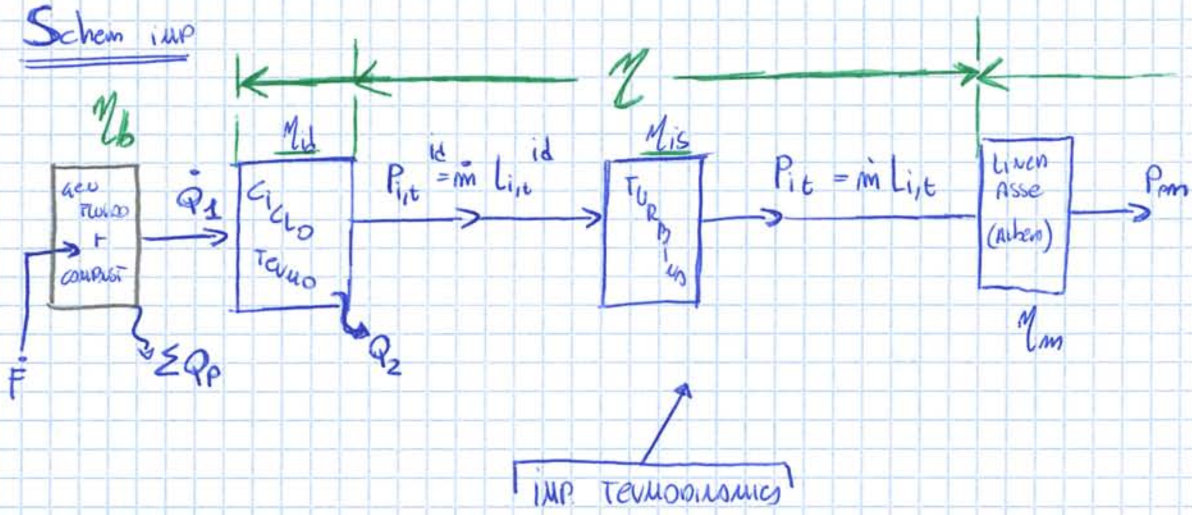
$$Q_2 = -\int_f^A T\,ds = T_2 \Delta S$$

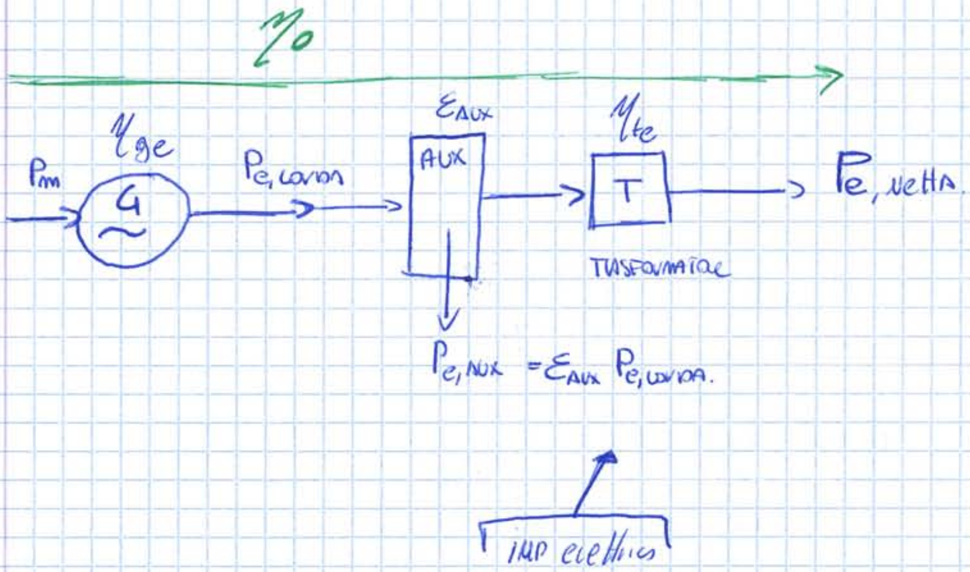
$$\mathrm{I}^\circ) \quad Q_e + L_i = \cancel{\Delta U} + \underbrace{\cancel{\Delta E_{c,g,cf}}}_{}$$

$= 0$ x le ciclo

$$L_i = Q_e \ (\text{x conv. segni}) = Q_1 - Q_2 = \Delta S\,(T_1 - T_2)$$

Schema imp





19/12

1 η ciclo

$$\eta = \frac{L_i}{Q_1} \qquad \eta_{id} = \frac{L_{i,id}}{Q_1}$$

Dove lo misuro? $\eta = \frac{\dot{m}\, L_i}{\dot{m}\, Q_1} = \frac{P_i}{Q_1}$ sono tra ciclo e fine turbina

η_g = Rendimento globale

$$\eta_g = \frac{P_u}{\dot{F}} = \eta_b \cdot \eta \cdot \eta_o$$

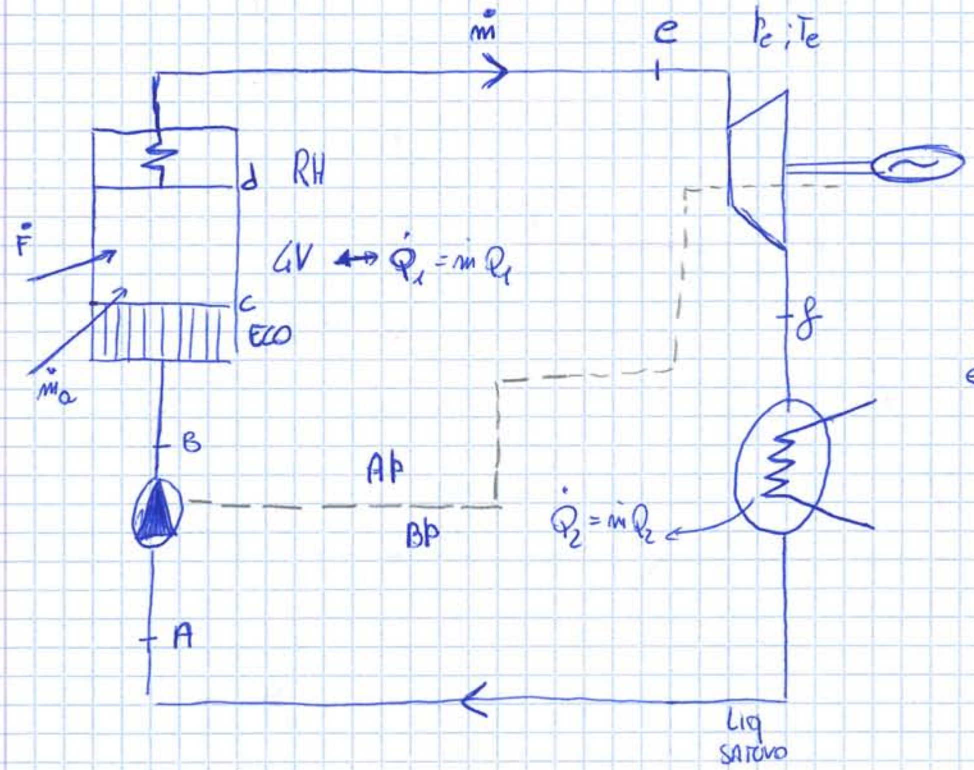
η: η_{is}, η_{id}

η_o: η_{ge}, ε_{AUX}, η_m, η_{te}

$\varepsilon_{AUX} \Rightarrow (1-\varepsilon_{AUX})$

Impianti a vapore

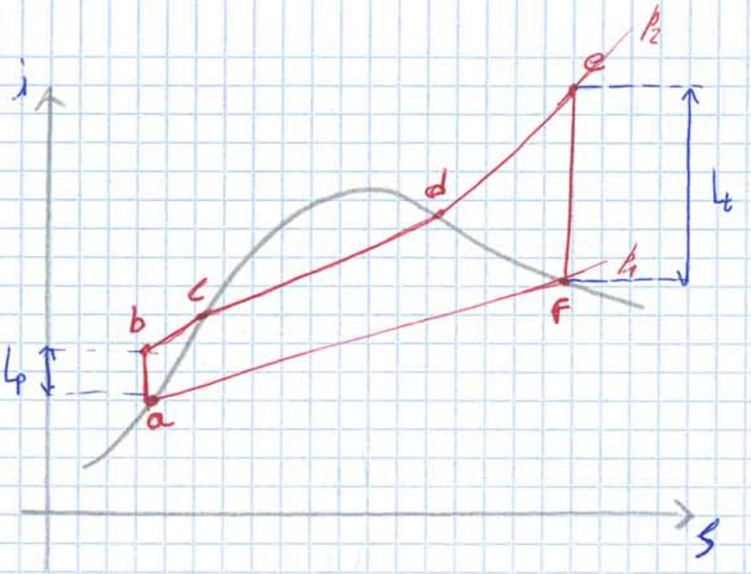
Fluido, vapore



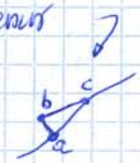
Il vap che esce è prezioso, è H_2O trattata demineralizzata e anche deossigenata

Q_2 è molto costoso

$$\dot{m}_g + \dot{m}_a = \dot{m}_{fumi}$$



a-b-c sono molto vicini in realtà ?



9/01

$L_t = i_e - i_f$ TURBINA

$L_p = i_b - i_a$ POMPA

$L_t >> L_p$

$Q_1 = i_e - i_b$ GEN. VAP

$Q_2 = i_f - i_a$ Condensatore

$L_i = L_t - L_p$

$L_p = v\,(p_2 - p_1)$

$\downarrow$

v_{H_2O} xes = 0,001 !

Anche se ho $\Delta p = 50$ bar

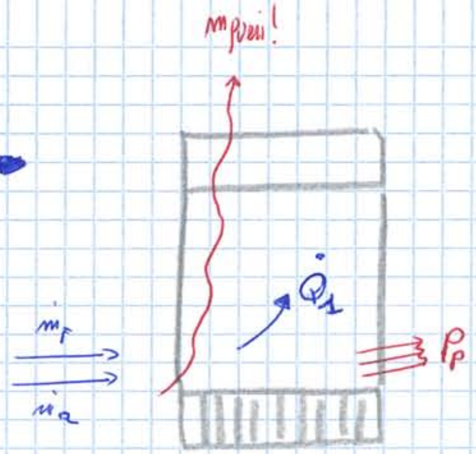
$L_p = 5$ kW !

$\Rightarrow L_i \approx L_t$

• Dove va L_p? in η_{AUX} come recupero di pot. successivo!

Non diretto !

η_b →



$m_g = m_f + m_a$

HO $\quad P_{cam} \Rightarrow \dot{Q}_s = \dot{Q}_{cam}$

Perdite alla parete

Perdite per incombusti (x combust solidi e liquidi , - x gas)

Nei solidi anche "ceneri" → si rubano parte del mio calore.

$\eta_b = 0{,}8 - 0{,}93$ (no conto!)

0,8 → biomasse, rifiuti...

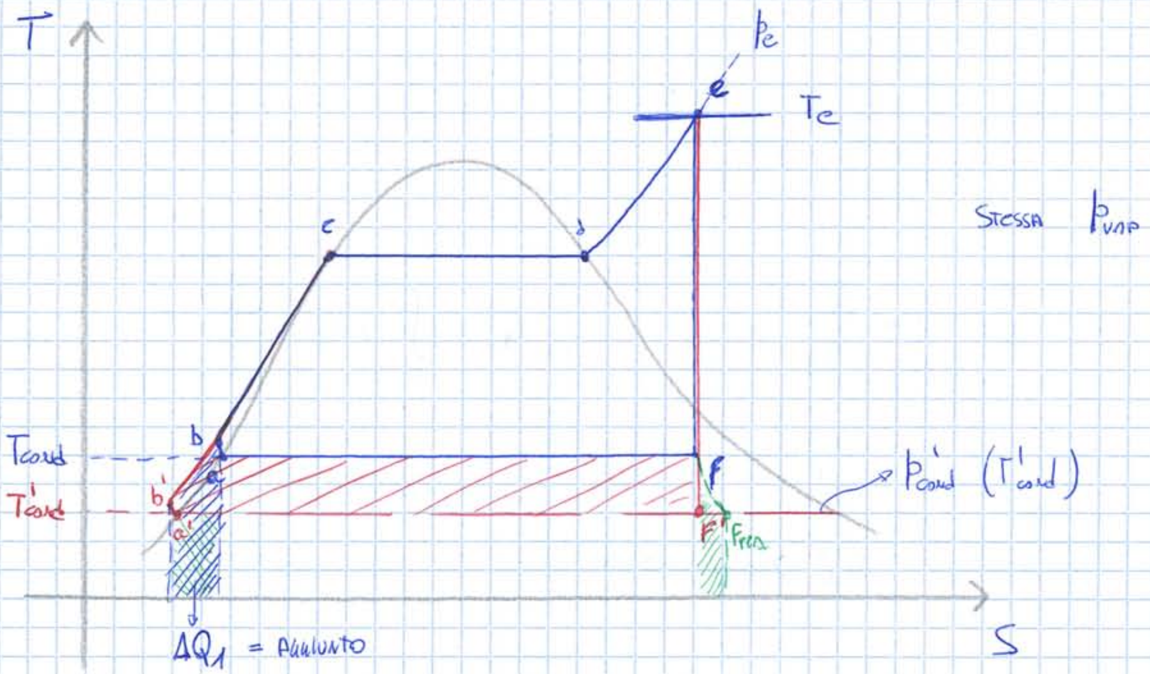
0,93 → gas

(Hp) → Ragioniamo sul ciclo.

12/01

- Modi per incrementare il rendimento

- (1) Intervento su T_{cond}, abbasso T_{cond} $\qquad T^{\circ}_{cond} \downarrow$



//// = abbasso T_{cond}

Nel grafico TS $\Rightarrow \int T\,ds = Q$

ciclo $\rightarrow L_i = Q_2 - Q_1$ (Q_1, Q_2)

$\underbrace{L_i = Q_1 - Q_2}_{\text{lavoro ottenuto}}$

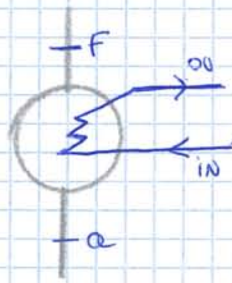
$(-L_i = Q_2 - Q_1)$

$\oint T\,ds = L_i \Rightarrow$ abbassando T_{cond} ho aumentato l'area del ciclo

$\Rightarrow +L_i$ e $+P_i$ poiché ho medesima $\dot{m}$

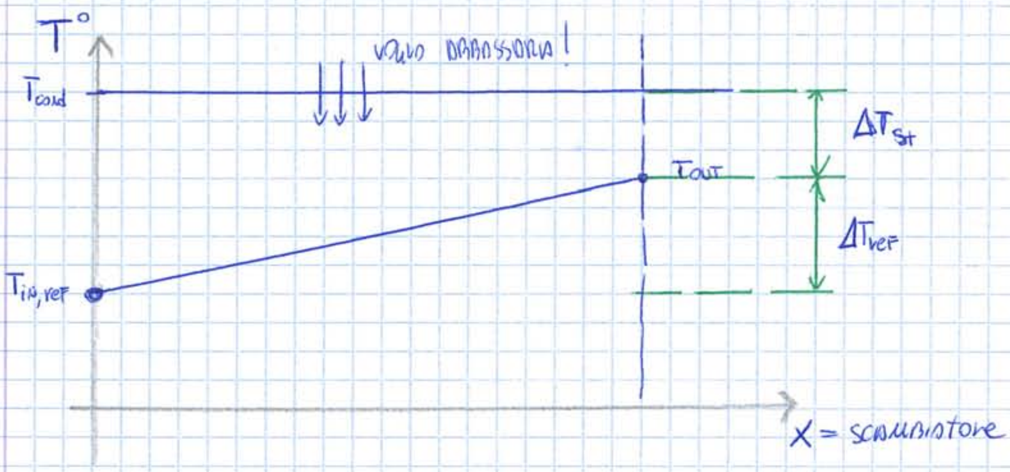
• LIMIT → CONDENSATORE

é UNO SCAMBIATORE che LAVORA CON FLUIDO BIFASE



→ FASCIO TUBIERO CON REFRIGERANTE

NEL TUBO ENTRA VAPORE (v >>>)
esce LIQUIDO (v <<<)



Dovrei Avere una T^{o}_{ref} Molto bassa
così da poter abbassare T_{cond}

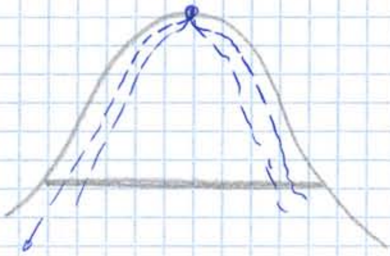
=> liq ref cos é ? NON POSSO PRODURLO DA FRIGORIFERO
PER BIG MW => CONSUMO TUTTO NEL FRIGO, "0 SENSO"

=> ARRIVO DA AMBIENTE / H_2O DA BACINI
ARIA ESTERNO } HANNO T° VARIABILI

Bilancio sullo scambiatore

$$\dot{m}_v (i_g - i_a) = \dot{m}_{H_2O} \, c_{p_{H_2O}} \, \Delta T^o_{H_2O}$$

Inoltre $\quad X = \dfrac{m_v}{m_v + m_{liq}}$



$$\dot{m}_v \cdot X \cdot \Delta i_{vap} = \dot{m}_{H_2O} \, c_{p,H_2O} \, \Delta T^o_{H_2O}$$

$$\begin{cases} c_{p_{H_2O}} = 4{,}186 \ \dfrac{KJ}{Kg} \cong 4 \\ \Delta i_{vap} \cong 2400 \ \dfrac{KJ}{Kg} \quad (\text{dipende da } p_{cond}) \end{cases}$$

$$\boxed{Nb} \Rightarrow \boxed{\dot{m}_{H_2O}} = \frac{\dot{m}_v \cdot X \cdot \Delta i_{vap}}{c_{p,H_2O} \, \Delta T_{H_2O}} = \boxed{\frac{600}{\Delta T_{H_2O}} \cdot \dot{m}_v}$$

Nb

$\approx 600 \ (x=1) \div 500$

in un big impianto

$\dot{m}_v \approx 1000 \ T/h$

$\dot{m}_{H_2O} \approx 600.000 \ T/h$!!!...

Mi serve tantissima H_2O!

MA...

INOLTRE $\Rightarrow$ essendo $T_{H_2O,in}$ variabile sorge un altro problema

$T^\circ = 25°$ (inverno) $p = 0{,}032$

$T^\circ_{cond} = 35°$ $p_{cond} = 0{,}056$ bar

$T = 45$ (estate) $p = 0{,}095$ bar

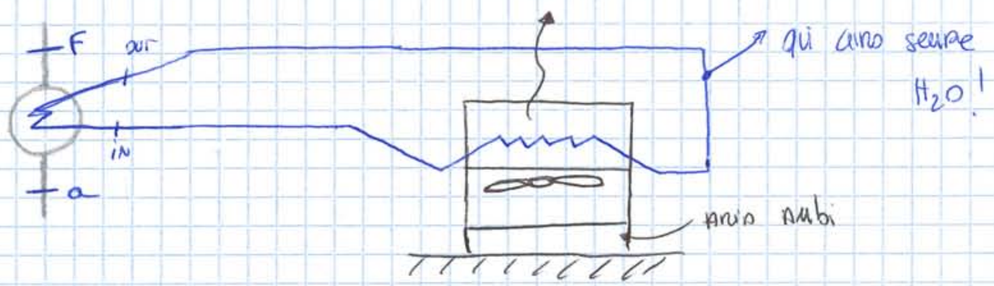
varia molto, e il cond devo portarlo a quella p!

$\Rightarrow$ $\eta \neq$ durante l'anno

Se non posso rispettare, spenso o cambi diversi!

- Se non ho H_2O?

raffreddo ad aria



Raffreddo H_2O con aria

$\Delta T_{st} \cong 30° \gg \Delta T_{st\ H_2O}$!

$\Delta T_{Fr} = 20°$ se $T_{amb} = 40°$ (estivo) $T^\circ_{cond} \cong 80\text{-}90°$

$p = 1$ bar quasi!

T_{cond} sono molto + alte con aria

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 171 di 346

$L_i = Q_1 - Q_2$

$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$

$\begin{cases} \Delta Q_1 \Rightarrow \text{molto piccolo} \\ Q_1 = i_e - i_b \quad i_a \\ Q_2 = i_f - i_a \\ \Delta Q_2 \end{cases}$

$\underline{\underline{i_a = i_a'}}$

$\eta' = 1 - \frac{Q_2' < Q_2}{\underbrace{Q_1' < Q_1}_{\text{di molto poco}}}$

$\Rightarrow \boxed{\begin{matrix} \eta' > \eta \\ L_i' > L_i \\ P_i > P_i \end{matrix}}$

ok anche

$\uparrow p_{vap.}$

$$\boxed{\uparrow p_{vap} \Rightarrow +\eta + L_i + P_i}$$

$\boxed{\text{Nb}}$ • Problema $x' < x$, fino a quando posso accettarlo?

Prima di trattarlo andiamo a vedere l'ultimo modo x alzare η, quale all'ultimo →

In più $\Rightarrow$ $\underline{x' > x}$!

• **Limiti** → analizziamo solo di ② che di ③ poichè legati

1° Materiali, $T_{e,max}$ dip dai materiali e dai combustibili

punti + sollecitati sono ⇒ turbina
surriscaldatore

in particolare quest'ultimo ⇒ non solo è sollecitato da $T_{e,max}$ (come turbina)

in più, essendo uno scamb, vede dall'altro parte
i fumi caldi ad elevata $T°$
h schifo $\uparrow T°_{parete}$

Devo garantire la durata nel tempo

$$\begin{cases} \tau = \text{ore equivalenti} \\ \tau = \dfrac{E_e}{P_{nom}} \end{cases}$$

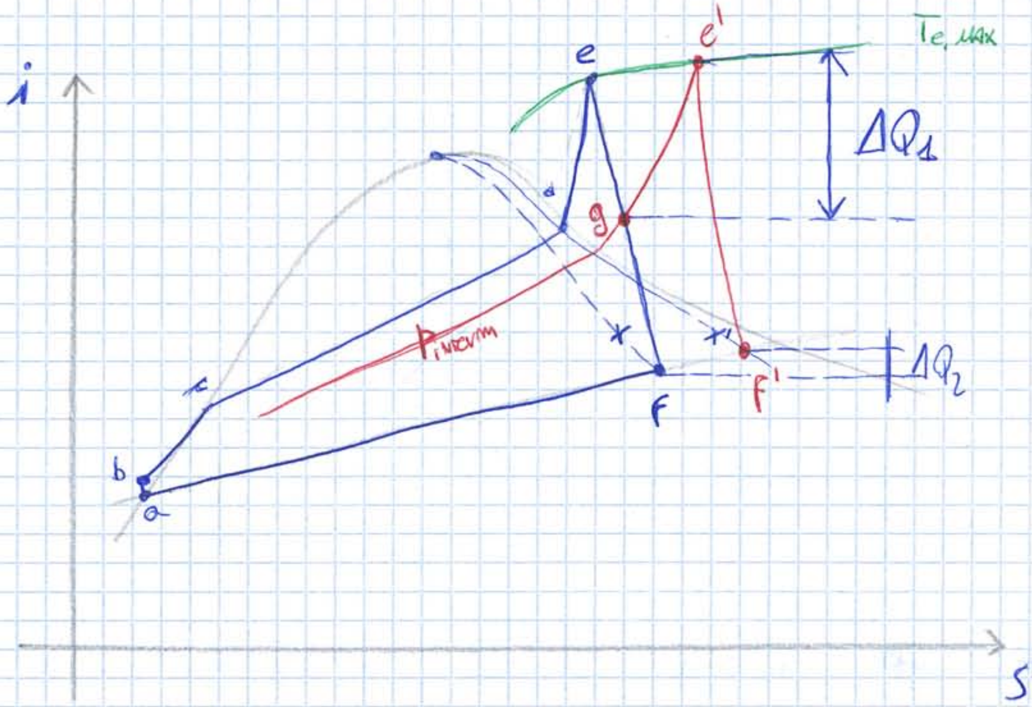
$\tau \approx 6400 - 7200$ quando
TT ok !

Devo garantire che non si rompa e corroda ! in τ !

Limite acciai e/o leghe $= 600°$ (se uso combust pulito)

$T_{e,max} = 460°$! $p = 60$ bar η si liquido molto.

Come bypassare problem di p e x,



= ho lim di $x \geq x_{min}$ ⇝ di conseg p

= interletto in punto g, surriscaldo e mando in un'altra turbina di $p_{intermedia}$.

Nb $x' > x$!

Nb $|\Delta Q_1| > |\Delta Q_2|$ per divergenza isobare

⇒ Mi conviene? $L_1' > L_1$ sicuro, xké ho + area
ma anche da $Q_1' - (Q_2 \approx Q_2')$

Alto $p \Rightarrow + \eta$

SVANTAGGIO $\Rightarrow$ HO DUE PUNTI A RISCHIO ! e, e'

Solo big impianti vale $

NO DI SICURO CON BIOMASSE O RIFIUTI VISTO ALTISSIMO RISCHIO

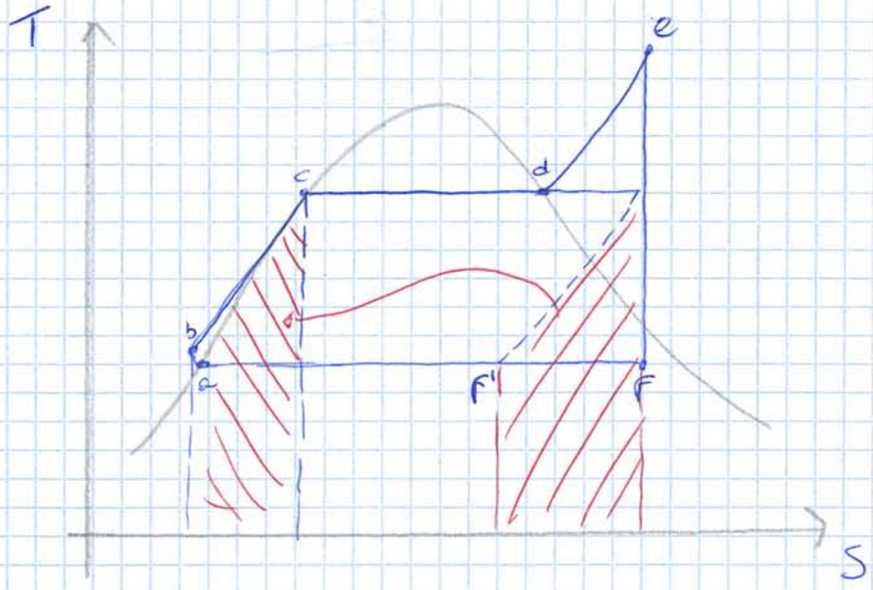
- **RIGENERAZIONE**

MI ABBATTE TUTTO, è il peso del ciclo

COME POSSO ELIMINARE?

Rig $\Rightarrow$ Prevede di prendere calore da esp.

TEORICO



Faccio passare il fluido nella parete della turbina così da scaldare ed evitare di dover somministrare Q_1!

Sparisce praticamente η_I, la zavorra.

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 179 di 346

Bilancio scamb.

$$\cancel{\dot m}\, \underset{i_a}{i_b'} + y \cancel{\dot m}\, i_g = (1+y) \cancel{\dot m}\, i_a'$$

$$(i_a' - i_a) = y\,(i_g - i_a')$$

$$y = \frac{i_a' - i_a}{i_g - i_a'}$$ devo arrivare al 100% del potenziale (metodo di pda)

- Introduco →

$$\begin{cases} R = \text{grado di rigenerazione} \\ R = \dfrac{i_a' - i_a}{i_c - i_a} \end{cases}$$

$$y = R\,\frac{(i_c - i_a)}{(i_g - i_a')}$$ i_a' = valore che sia liq sat a p_g

é utile?

$$\dot Q_1' = m\,(1+y)\,(i_c - \cancel{i_b}^{\,i_a'}) \Rightarrow \text{cresce}, \; x_k + \text{poimm}$$

$$\dot Q_2 = m\,(i_f - i_a) = Q_2 \Rightarrow \text{stabile}$$

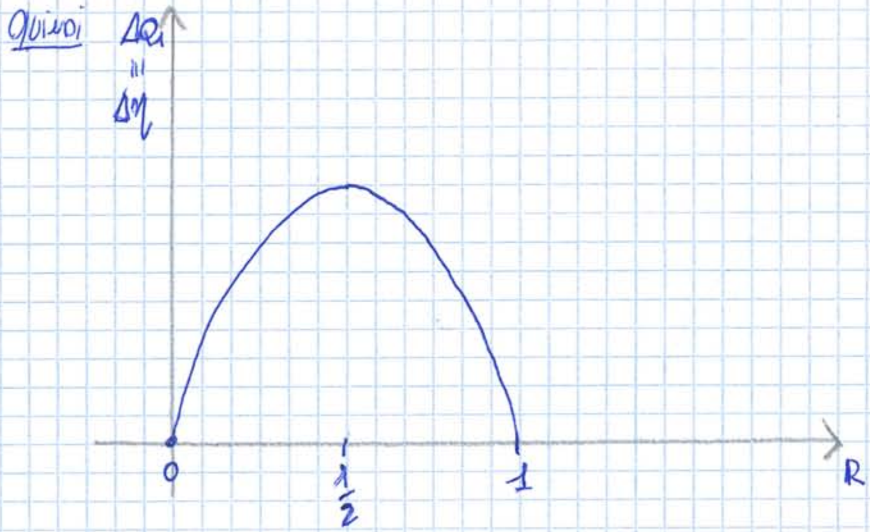
$$\dot P_i = \dot m\,(i_e - i_f) + y \dot m\,(i_c - i_g)$$

$$= 1 - \frac{h}{h + \lambda + \frac{\lambda^2}{h} R(1-R)}$$

$$\begin{cases} R = 0 \ \text{NO DIG} & \eta = \eta' = \underbrace{1 - \frac{h}{h+\lambda}} \\ R = 1 \ \text{DIG COMPL} & \eta' = 1 - \frac{h}{h+\lambda} \end{cases}$$

↳ PEGGIO DI η', xké denom + piccolo!

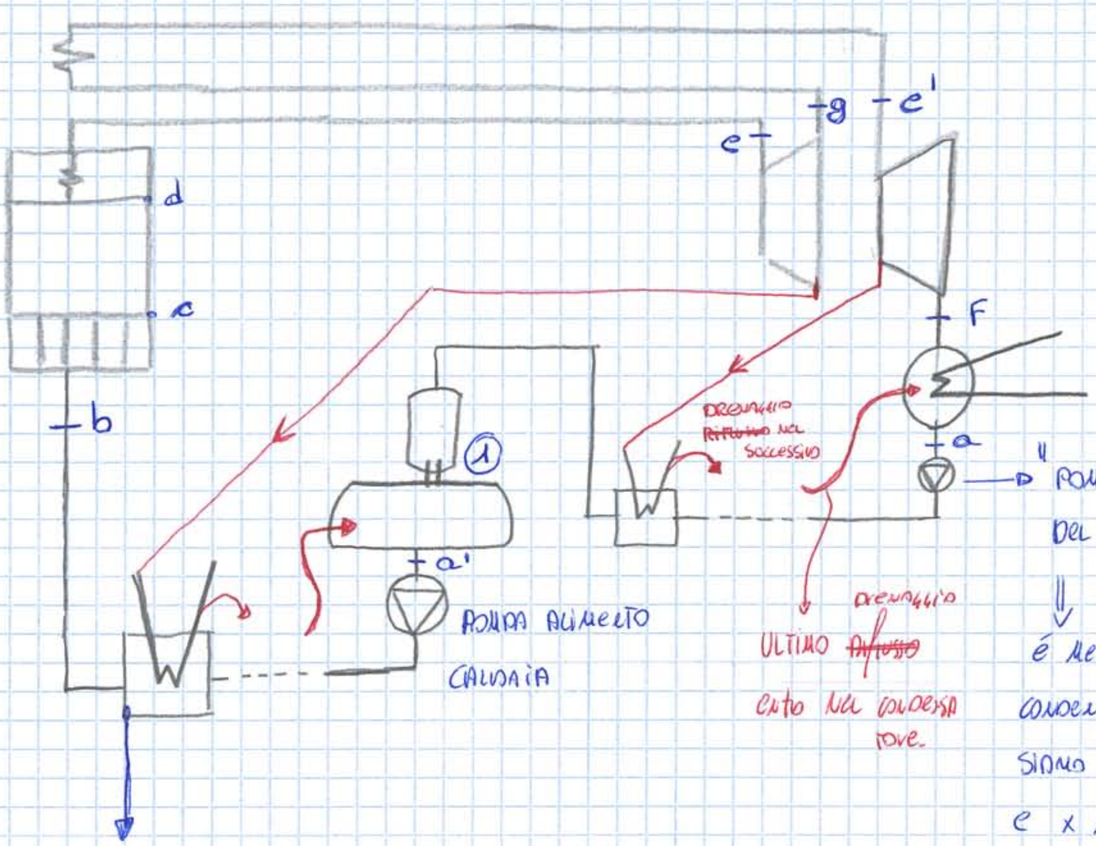
QUINDI



se η si annulla per R=0 R=1
avrà un MAX!

dR di η'!

Spillamento

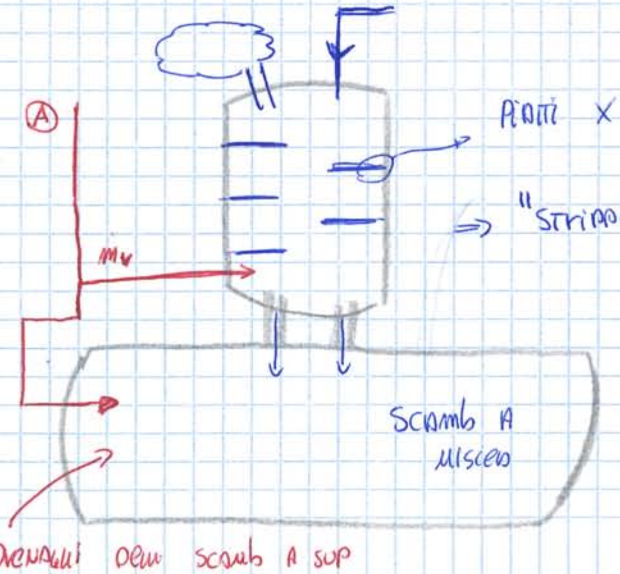


→ "POMPA DI ESTRAZ DEL CONDENSATO"
⇓
è messo sotto il condensatore x/è siamo a liq saturo e x NPSH non voglio cavitazione (ponendo sottoterra xké sono quote da alzare)

Scambiatore rigenerativo a superficie

1 ∀ spillamento

① Degasatore o scamb. rigenerativo a miscela

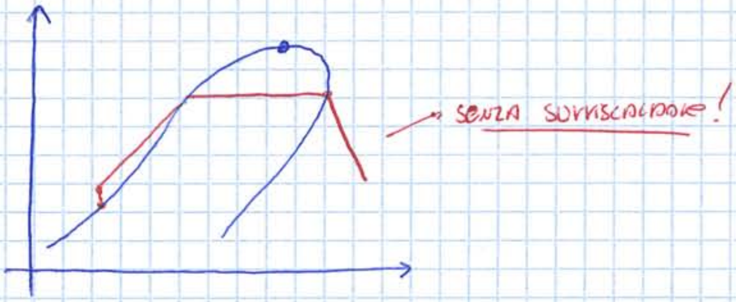


Piatti x aument la sup.

⇒ "Strippaggio"

Ⓐ Prelevo una quota piccola di m_v ⇒ la faccio passare nel cilindro superiore così che mi porti via O_2 e altri gas disciolti che ad alte T° sono corrosivi.

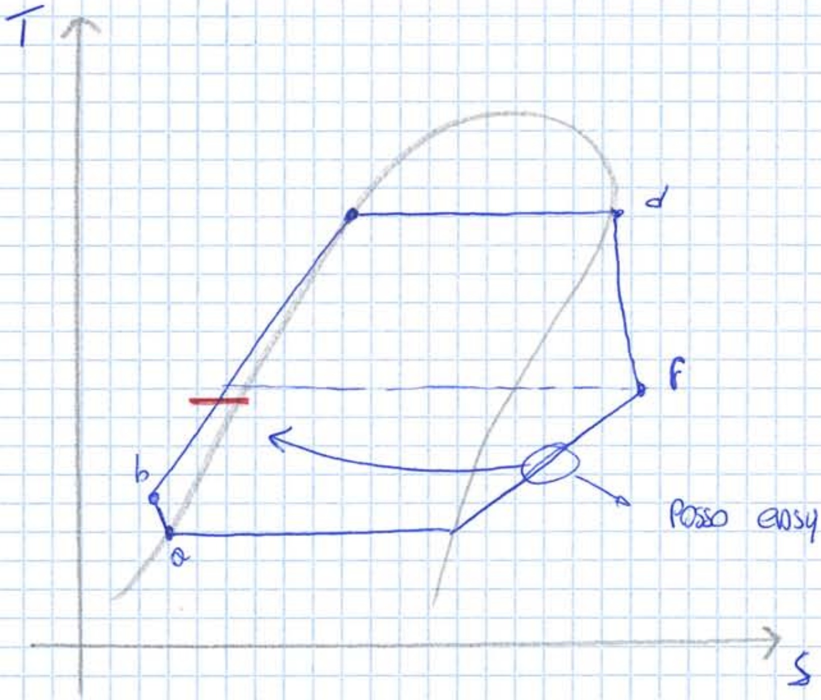
Drenaggi dello scamb a sup



POSSO USARE T° + BASSE!

⇓

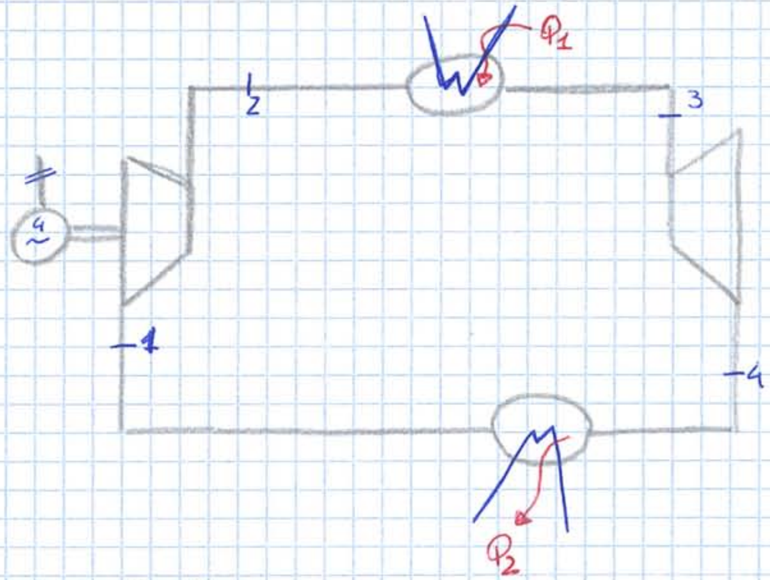
IDEALE X IMPIANTI A BIOMASSE, RIFIUTI ecc... geotermico...

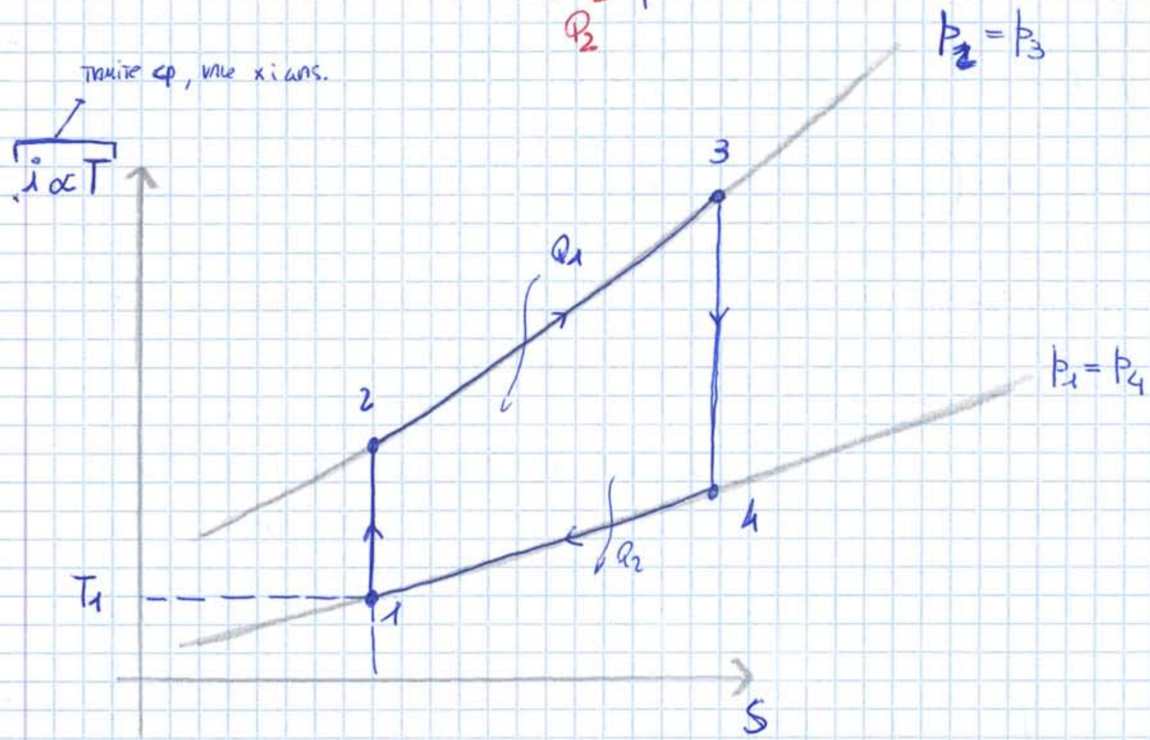


TAGLIE 1-2 MW
10 MW → RARE

100 KW! T° = 150°

- Ciclo ideale - chiuso "Ciclo Joule"





① il punto 1 è del pari ambiente visto che aspiro ~~...~~ da lì

compressore →
$$\begin{cases} L_{i,c} = c_p (T_2 - T_1) = c_p T_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \\ \beta = \dfrac{p_2}{p_1} \end{cases}$$

$\Rightarrow$ quindi avrò ∞ [ ] cicli di Carnot

$$\eta_c = 1 - \frac{T_{inf}}{T_{sup}}$$

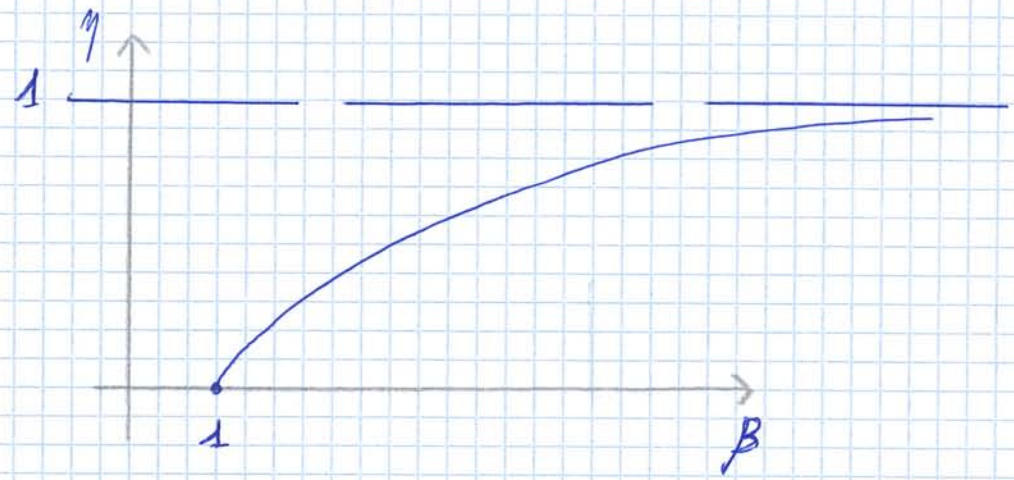
il ciclo di Carnot è anche una compressione isentropica

$$\eta = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}$$ $\Rightarrow$ lo posso scrivere $\forall$ ds ciclo!

ma visto che η dipende solo da β e k $\Rightarrow$ η_{cost}!

$\Rightarrow$ nell'ideale! $\eta = \frac{L_i}{Q_1} = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}$

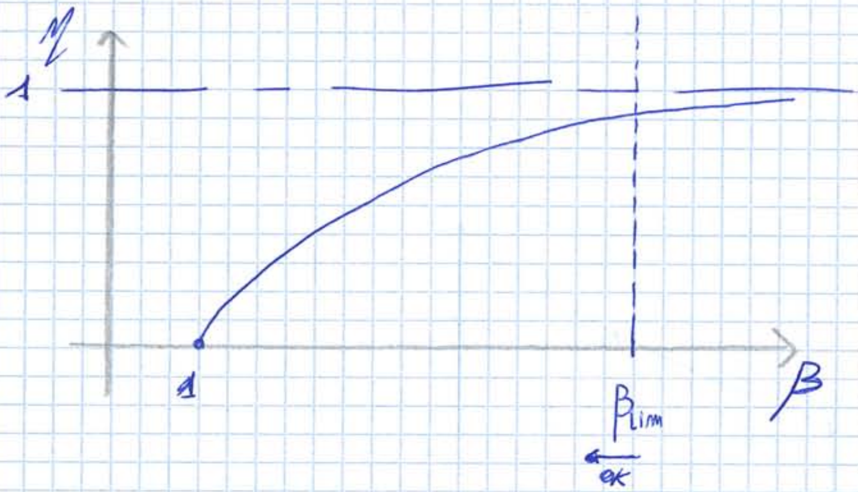
vediamo che $+\beta$ $+\eta$



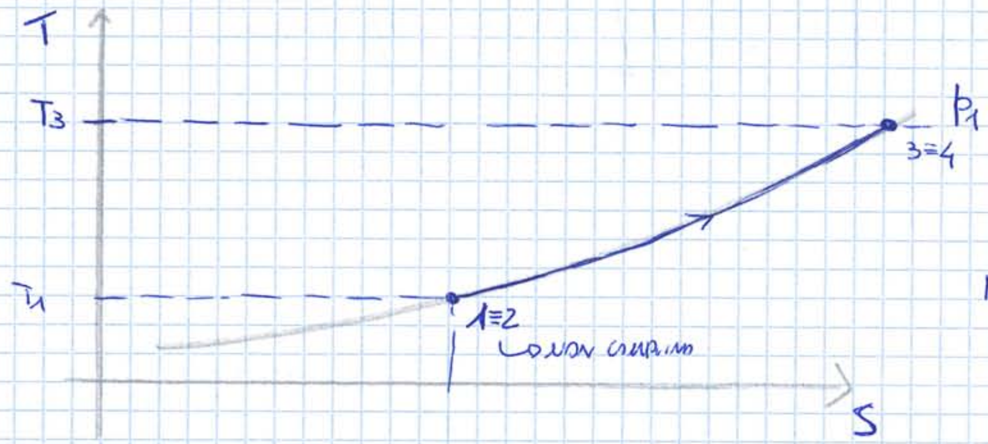
quindi, alzo β a manetta $\rightarrow$ conviene davvero?

AREA DEL CICLO È 0! $\underline{L_i = 0}$! ⇒ INUTILE.

ABBIAMO XÒ TROVATO UN LIMITE A η DATO CHE $\exists\ \beta_{lim}$



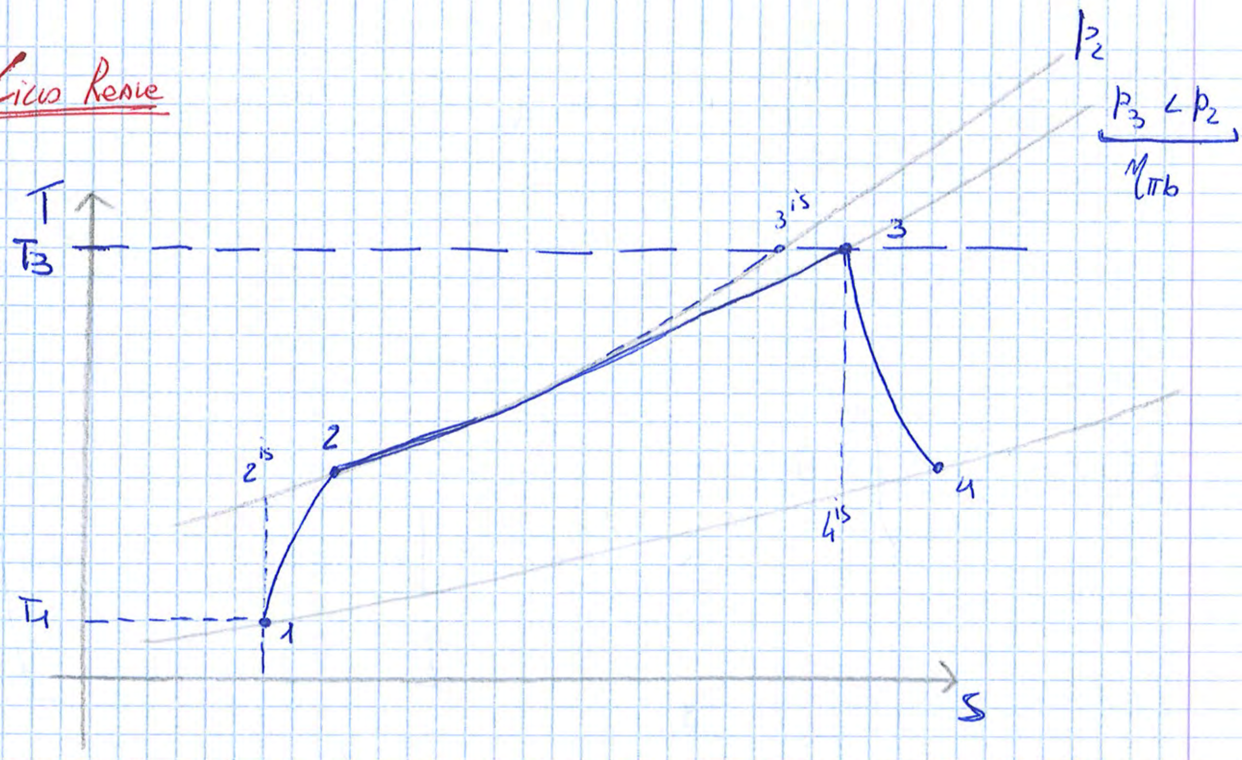
PROVIAMO A FARE OPPOSTO ⟶ $\beta = 1 = \beta_{min}$



DIVIENE AREA NULLA

$\underline{L_i = 0}$!

Ciclo Reale

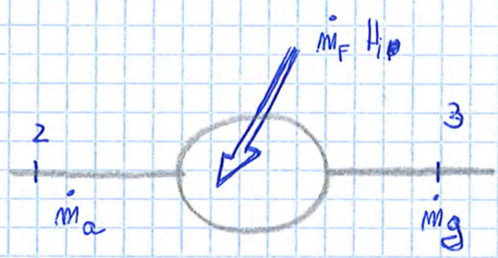


$$L_{i,c} = c_{p_a} T_1 \left(\beta_c^{\frac{1}{\eta_y} \frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

$k \approx 1{,}4$

$c_{p_a} \Rightarrow$ devo specificarlo x/c nel reale no aria sono 1 fluido!

- $\underbrace{2 \rightarrow 3 \quad \text{c'è la combustione}}$



$$\dot{m}_a + \dot{m}_f = \dot{m}_g$$

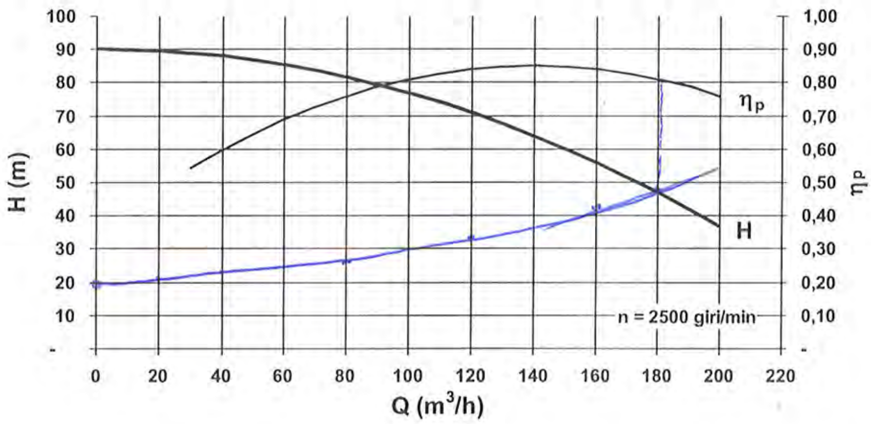
- il combustore ha 2 rendimenti

$$\begin{cases} \eta_b = \text{perdite calore, mixing} \ldots \\ \quad (0{,}992 - 0{,}998) \\ \eta_{\pi b} = \dfrac{p_3}{p_2} \quad \text{cadute di } p \end{cases}$$

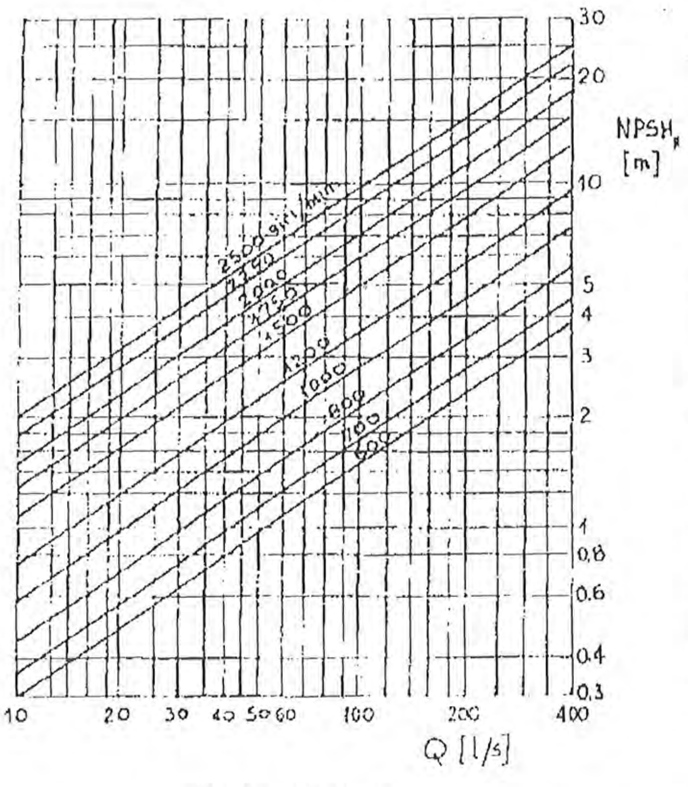
POLITECNICO
DI TORINO

Dipartimento Energia

CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA ENERGETICA
CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA DEI MATERIALI



5. Una pompa idraulica solleva 90 l/s di acqua fra due bacini, ruotando alla velocità di 800 g/min. La bocca di aspirazione è posta 3 m sopra il bacino di prelievo. La condotta presenta perdite di carico che variano con il quadrato della velocità della corrente e che, in corrispondenza della portata di 100 l/s, valgono (rispetto alla lunghezza della condotta stessa) Y / l = 0,6 m/m (metri di colonna di acqua per ogni metro lineare). Si assumano condizioni ambiente di 1 bar e 20°C. Con l'aiuto del diagramma e della tabella allegati si determini il valore di NPSH disponibile, per verificare che la pompa risulti in condizioni di cavitazione nelle descritte condizioni di funzionamento. Si valuti inoltre, a parità di portata, la massima velocità di rotazione compatibile con l'assenza della cavitazione.



p 10^{-3} bar	t °C	p 10^{-3} bar	t °C	p 10^{-3} bar	t °C	p 10^{-3} bar	t °C
0,00133	−74,33	1,33	−17,33	33,3	25,87	200,0	60,09
0,00267	−60,83	2,00	−12,84	34,7	26,63	213,3	61,49
0,00400	−67,08	2,67	−9,73	36,0	27,17	226,6	62,81
0,00633	−65,08	3,33	−7,18	37,3	27,79	240,0	64,09
0,00867	−63,50	4,00	−5,06	38,7	28,39	263,3	65,28
0,00800	−62,20	4,67	−3,24	40,0	28,98	266,6	66,44
0,00033	−61,08	5,33	−1,65	42,7	30,10	280,0	67,54
0,0107	−60,10	6,00	−0,72	45,3	31,16	293,3	68,60
0,0120	−59,23	6,67	1,21	48,0	32,17	306,6	69,63
				50,7	33,13	320,0	70,61
0,0133	−58,45	8,00	3,77				
0,0267	−53,14	9,33	5,98	53,3	34,05	333,3	71,66
0,0400	−49,90	10,7	7,93	56,0	34,93	346,6	72,48
0,0533	−47,55	12,0	9,66	58,7	35,77	360,0	73,37
0,0667	−45,69	13,3	11,24	61,3	36,58	373,3	74,24
0,0800	−44,15	14,7	12,60	64,0	37,36	386,6	75,07
0,0933	−42,83	16,0	14,03	66,7	38,12	400,0	75,89
0,107	−41,67	17,3	15,26	73,3	39,89	426,6	77,44
0,120	−40,64	18,7	16,42	80,0	41,53	453,3	78,03
				86,7	43,06	480,0	80,88
0,133	−39,71	20,0	17,61	93,3	44,49	506,6	81,67
0,267	−33,41	21,3	18,54				
0,400	−29,55	22,7	19,51	100,0	45,83	533,3	82,96
0,533	−26,74	24,0	20,43	106,7	47,10	560,0	84,19
0,667	−24,52	25,3	21,31	113,3	48,30	586,6	85,38
0,800	−22,87	26,7	22,16	120,0	49,44	613,3	86,52
0,933	−21,09	28,0	22,96	126,7	50,53	630,9	87,02
1,07	−19,70	29,3	23,72	133,3	51,57	666,6	88,68
1,20	−18,46	30,7	24,46	146,7	53,63	733,3	91,10
		32,0	25,18	160,0	55,34	799,9	93,51
				173,3	57,03	866,6	95,68
				186,7	58,60	933,3	97,71
						999,9	99,63

Dipartimento Energia
Politecnico di Torino Corso Duca degli Abruzzi, 24 – 10129 Torino – Italia
tel: +39 011.090.4485 fax: +39 011.090.4499

ESERCITAZIONE | Moto dei fluidi nei condotti

1. Un ugello semplicemente convergente, del quale sono note le condizioni di monte (5 bar, 150 °C e velocità trascurabile) e la pressione di valle (2 bar), lascia passare una portata di 3 kg/s di aria (R = 287 J/kgK, k = 1,4). Considerando che nell'ugello si svolga un'espansione isentropica, calcolare la velocità e la temperatura nella sezione di sbocco; calcolare inoltre la nuova portata dell'ugello si trovi ad operare con differenti condizioni di monte pari a 10 bar e 300°C, e con una pressione di valle di 4 bar.

2. In un ugello semplicemente convergente, si espande elio (massa atomica μ = 4 kg/kmol, k = 1.667) che si trova a 8 bar e 25°C con una velocità di ingresso di 120 m/s. Sono noti la pressione nell'ambiente di valle, pari a 2 bar, e il diametro dell'ugello nella sezione circolare di sbocco, pari a 4 cm. Calcolare la velocità e la portata in uscita nell'ipotesi di espansione isentropica all'interno dell'ugello. Calcolare inoltre la pressione di laminazione necessaria per ridurre la portata del 30% rispetto alle condizioni iniziali, a parità di condizioni a monte e a valle dell'ugello.

3. Un ugello convergente-divergente opera in condizioni di progetto espandendo isentropicamente aria (R = 287 J/kgK, k = 1,4). Nella sezione ristretta, di area A_r = 100 cm^2, si ha una velocità pari a 400 m/s e una pressione di 1 bar. La pressione allo sbocco è pari a 0.1 bar. Calcolare la portata, la velocità dell'aria e l'area della sezione di sbocco; determinare inoltre la pressione e la velocità nella sezione di sbocco qualora l'ugello lavori in condizioni limite.

4. In un ugello convergente-divergente del distributore di una turbina a vapore si fanno espandere 3.5 kg/s di vapore d'acqua da 30 bar e 500°C (con velocità in ingresso trascurabile) fino a 10 bar. Ammettendo isentropica l'espansione, calcolare la sezione finale del condotto e valutare l'area della sezione ristretta.

5. Un ugello isentropico smaltisce una portata di 10 kg/s di ossigeno ($\Re$ = 8314 J/kmolK), a partire dalle condizioni di ingresso 10 bar e 300°C (con velocità trascurabile) fino alla pressione di uscita di 1 bar. Sapendo che in tali condizioni l'ugello è adattato, determinarne la geometria e calcolare la temperatura e la velocità di efflusso.

6. Ad un ugello adiabatico con resistenze passive perviene azoto a 7 bar e 500°C con velocità di ingresso pari a 100 m/s. Sapendo che la sezione di sbocco é pari a 2 cm^2 e che le condizioni di adattamento si verificano per una pressione di sbocco di 2 bar e 300°C, trovare la portata, la velocità di sbocco e il valore di L_w.

Dipartimento Energia
Politecnico di Torino Corso Duca degli Abruzzi, 24 10129 Torino Italia
tel +39 011.090.4484 fax +39 011.090.4499

6. Considerando il ciclo analizzato all'esercizio 5, calcolare la portata di aria ($\dot{m}_a$), la portata di combustibile ($\dot{m}_f$) e la portata dei gas ($\dot{m}_g$) necessari a realizzare un impianto di potenza utile pari a 100 MW.
   Si consideri un potere calorifico H_i=8250 kcal/Sm³ e una densità del combustibile ρ_g=0.94 kg/Sm³.
   Si calcoli inoltre il valore di potenza entrante ($\dot{F}$) e la portata volumetrica di combustibile ($\dot{v}$).

Dipartimento Energia
Politecnico di Torino Corso Duca degli Abruzzi, 24 – 10129 Torino – Italia
tel: +39 011.090.4485 fax: +39 011.090.4499

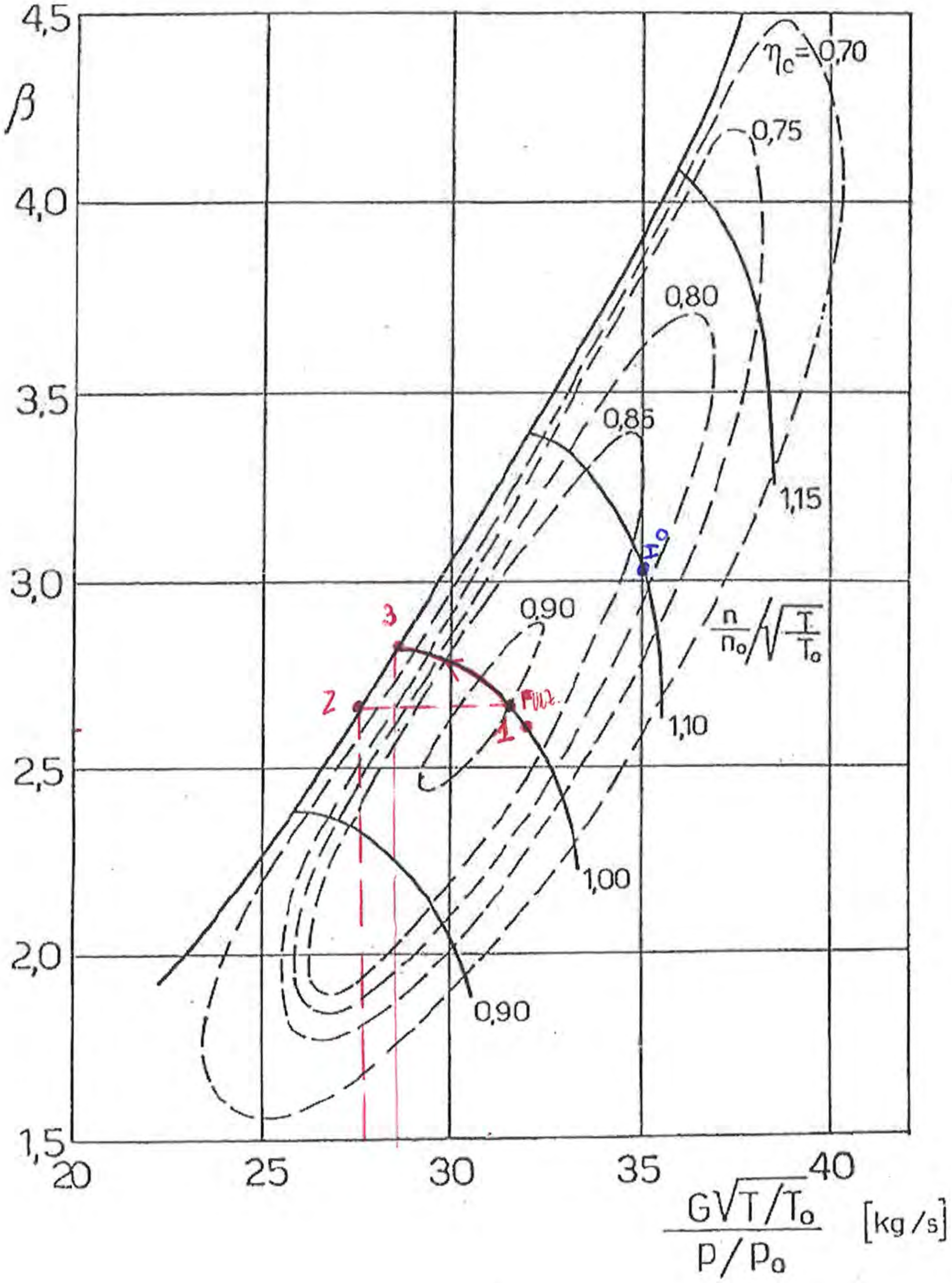
POLITECNICO DI TORINO

Dipartimento Energia

5 6

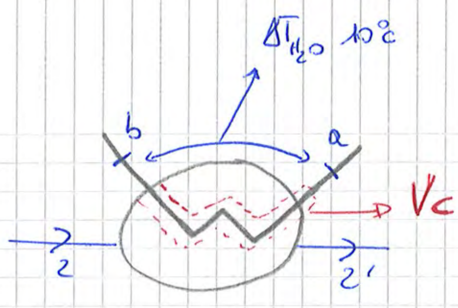
CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA ENERGETICA
CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA DEI MATERIALI
Fondamenti di Macchine | ing. A. Poggio

(esercizi 5 e 6)



Dipartimento Energia
Politecnico di Torino Corso Duca degli Abruzzi, 24 – 10129 Torino – Italia
tel: +39 011.090.4485 fax: +39 011.090.4499
alberto.poggio@polito.it www.denerg.polito.it www.polito.it

Per la portata di H_2O →



$$\dot{Q} = \dot{m}_{ARIA} \cdot \dot{Q}e_{ARIA} = \dot{m}_{H_2O} \cdot Q_{e,H_2O}$$

$$\Big|_a^b \; Q_{e_{H_2O}} + L_i = \Delta i + \underbrace{\cancel{\Delta e}}_{=0} \cdot c_{p_{H_2O}} (T_b - T_a) = 41860 \text{ J}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{\dot{m}_{ARIA} \, |\dot{Q}_{e,ARIA}|}{c_{p_{H_2O}} \, \Delta T_{H_2O}} = 2{,}53 \; Kg/s$$

$$\frac{Kg}{s} = \frac{\frac{\cancel{Kg}}{s} \cdot \frac{J}{\cancel{Kg}}}{\frac{J}{Kg\cancel{K}} \cdot \cancel{K}} = \frac{\cancel{J}}{s} \cdot \frac{Kg}{\cancel{J}}$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 205 di 346

CASO (A) $L_i = \frac{v_B^2}{2} + gh = 198,2 \ \frac{J}{Kg}$

$L_W \approx 0$ SIA NEI TUBI CHE NELLA POMPA

(B) $L_i = 0,15 \, L_i + \underbrace{g\Delta z + \frac{v_B^2}{2}}_{198,2}$

$L_i = 233,2 \ \frac{J}{Kg}$

$\dot{m}$? $\dot{m} = \rho A v$ GUARDO IN B e POI SO CHE È STAZIONARIO

$\dot{m} = 1000 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot v_B = 15,7 \ \frac{Kg}{s}$

(A) $P_a = 3208 \, W = 3,3 \, KW$

(B) $P_a = 3,77 \, KW$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 207 di 346

$Q_e = \Delta i - L_i = 28,2 \ \frac{kJ}{kg}$ $\qquad \dot{Q}_e = \dot{m}\, Q_e = 52,875\ kW$

$\frac{kg}{s} \cdot \frac{kJ}{kg}$

$\boxed{ES\,4}$

$T_1 = 17°C$

$p_1 = 10^5\,Pa$

$\Delta E_{c,g,cr} \approx 0$ Hp

$c_p = 1004,5 \ \frac{J}{kg K}$

$K = 1,4$

$L_i?\ Q_e?\ L_u?$

I°) $Q_e + L_i = \Delta i = c_p (T_2 - T_1)$

Ⓐ ISENTROPICA

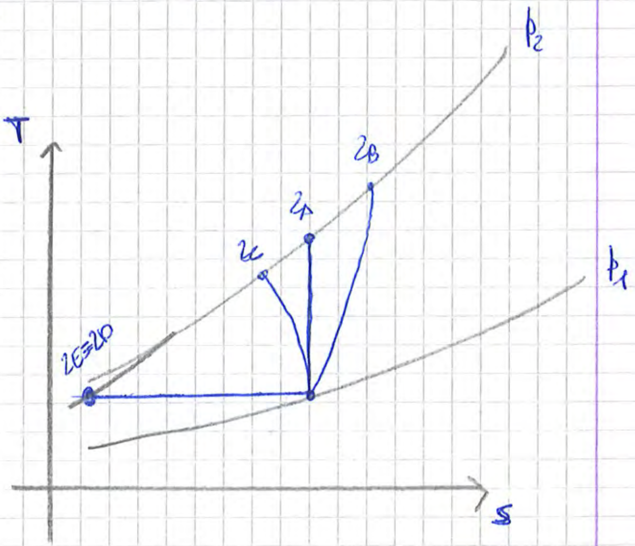
I°) $\underbrace{\cancel{Q_e}}_{=0} + L_i = c_p (T_{2A} - T_1)$

T_{2A}? POLITROPICA $m = K = 1,4$

$$\frac{T_{2A}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{K-1}{K}}$$

$T_{2A} = 80,3\ °C$

$L_{i_A} = 63,2 \ \frac{kJ}{kg}$



© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 209 di 346

D $T_{2D} = T_1$ $\quad L_w = 0$

$$L_i = \int_1^{2D} v\,dp = \int \frac{RT}{p}\,dp = \frac{RT}{1000} \cdot \ln\left(\frac{p_{2D}}{p_1}\right) = 57{,}7 \ \frac{KJ}{Kg}$$

$Q_e + L_i = \cancel{\Delta h} = 0$ xk stessa T !

E $L_{iE} = \int_1^2 v\,dp + L_w = 73{,}9 \ \frac{KJ}{Kg}$

Seconda parte $\rightarrow$ sono in critiche?

$p_{cr} = 0{,}528 \cdot p_1^{0'} = 5{,}28$ bar ✓ siamo in critiche

$$\frac{m_0}{m_0'} = \frac{\cancel{A_u} \frac{p_1^0}{\sqrt{RT_1^0}} \cancel{\sqrt{K\left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K+1}{K-1}}}}}{\cancel{A_u} \frac{p_1^{0'}}{\sqrt{RT_1^{0'}}} \cancel{\sqrt{K\left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K+1}{K-1}}}}} =$$

$$= \frac{\frac{p_1^0}{\sqrt{T_1^0}}}{\frac{p_1^{0'}}{\sqrt{T_1^{0'}}}}$$

$$m_0' = m_0 \frac{p_1^{0'} / \sqrt{T_1^{0'}}}{p_1^0 / \sqrt{T_1^0}} = 5{,}15 \text{ Kg/s}$$

$\dot{m} = 0,936 \ Kg/s$

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}'} = \frac{p_1^0}{p_1^{0'}}$$

$$\frac{\cancel{\dot{m}}}{0,7\cancel{\dot{m}}} = \frac{p_1^0}{p_1^{0'}}$$

$p_1^{0'} = p_1^0 \cdot 0,7 = 5,6 \ bar$

é ANCORA CRITICO → ✓ SI

$$\frac{T_r}{T_1^\circ} = \frac{2}{k+1} \qquad T_1^\circ = 204{,}7\,°C$$

$$p_1^\circ = \frac{p_r}{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}} = 1{,}89 \text{ bar}$$

$$p_1^\circ v_1^\circ = R T_1^\circ$$

$$\dot{m} = A_u \frac{p_1^\circ}{\sqrt{p_1^\circ v_1^\circ}} \sqrt{2 \frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{p_u}{p_1^\circ}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_u}{p_1^\circ}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \qquad v_1^\circ = \frac{R T_1^\circ}{p_1^\circ} = 0{,}725 \ \frac{m^3}{kg}$$

$$A_u = 0{,}028 \ m^2$$

$$\dot{m} = A_u \rho_u c_u \qquad \frac{\rho_u}{\rho_1^\circ} = \left(\frac{p_u}{p_1^\circ}\right)^{1/k} \qquad \rho_u = 0{,}169 \ kg/m^3$$

$$c_u = 739 \ m/s$$

Se lavoro in condiz. limite?

↓

approssimaz. ellittica
$$\left[\frac{\dot{m}_r A_r}{\dot{m}_u A_u}\right]^2 + \left[\frac{p_u - p_{cr}}{p_1^\circ - p_{cr}}\right]^2 = 1$$

↓ risolvo per p_u

Trovo 2 soluz
$$\begin{cases} p_u = 1{,}834 \text{ bar} & \text{limite} \\ p_u = 0{,}166 \ \text{"} & \text{assottigliamento} \end{cases}$$

Ricavo la nuova $c_{u,lim} = \dfrac{\dot{m}_{cr}}{A_u \cdot \rho_{u,lim}}$ $\qquad \rho_{u,lim} = \rho_1^\circ \left(\dfrac{p_1^\circ}{p_{lim}}\right)^{1/k}$

Per la ristretta? → ricavo l'esponente della* politropica

$$p_1^{\circ} v_1^{\circ\,K} = p_u v_u^{K} \qquad K = \frac{\ln\left(p_u/p_1^{\circ}\right)}{\ln\left(v_1^{\circ}/v_u\right)} \cong 1{,}305$$

$$\frac{p_{cr}}{p_1^{\circ}} = \left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K}{K-1}} \cong 0{,}545$$

$p_{cr} = 16{,}34$ bar

+ isentropica

Leggo su mollier $i_r = 3280$ KJ/kg

$v_r = 0{,}178$ m³/kg · $\rho_r = 5{,}62$ Kg/m³

$$c_r = \text{Iº princ.} \Big|_{1^{\circ}}^{r} = \sqrt{2\left(i_1^{\circ} - i_r\right)} = 600 \text{ m/s}$$

Ricavo $A_r = 1{,}03 \cdot 10^{-3}$ m²

$A_1 = 5{,}62 \cdot 10^{-3} \ m^2$

$\rho_u = \dfrac{p_u}{R T_u} = 1{,}298 \ Kg/m^3$ $\qquad R = \dfrac{8314}{32}$

$A_u = 0{,}0108 \ m^2$

ES 6

ADIABATICO NON ISENTROPICO

N_2 $\quad p_1 = 7 \ bar$ $\qquad A_u = 0{,}0002 \ m^2$

$T_1 = 800 \ °C$ $\qquad$ amb. $\ p_u = 2 \ bar$

$c_1 = 100 \ m/s$ $\qquad T_u = 300 \ °C$

$\dot{m}$? c_u? L_w?

$\rho_u = \dfrac{p_u}{R T_u} =$ $\qquad R = \dfrac{8314}{28} = 296{,}93 \ \dfrac{J}{Kg K}$

$= 1{,}175 \ Kg/m^3$

I°) $\quad c_u = \sqrt{2(T_1 - T_u) c_p + c_1} = 644 \ m/s$

$c_p = R \dfrac{K}{K-1} = (K = 1{,}4) = 1039 \ J/KgK$

$\dot{m} = A_u \cdot \rho_u \cdot c_u = 0{,}153 \ Kg/s$

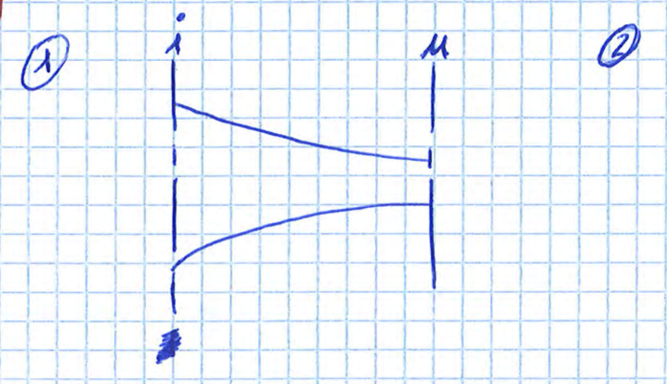
II°) $\quad \underbrace{\cancel{Q}}_{=0} + L_w = c \, (T_u - T_0)$

$c = \dfrac{c_p}{K} \cdot \dfrac{m-K}{m-1}$ $\qquad m \rightarrow \dfrac{T_u}{T_1} = \left(\dfrac{p_u}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}}$

Ugelli

Es 1

$1 \equiv 1'$



$p_1^0 = 5\ bar$ $\qquad p_2 = 2\ bar$

$T_1^0 = 150°$ $\qquad \dot{m} = 3\ kg/s$ $\qquad$ ARIA

$c_1^0 \approx 0$

esp. isentropica

T_u? c_u?

$$\frac{p_{u,cr}}{p_1} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \qquad p_{u,cr} = 2{,}64\ bar$$

$$\frac{T_u}{T_1} = \left(\frac{p_u}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \qquad T_u = 352{,}6\ K$$

$$c_u = \sqrt{2\frac{k}{k-1} R T_1 \left[1 - \left(\frac{p_u}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} = 376{,}5\ m/s$$

$\dot{m}'$?

$p_1' = 10\ bar$

$T_1' = 300\ °C$

$p_2 = 4\ bar$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 223 di 346

$$T_1^\circ = T_1 + \frac{c_1^2}{2c_p} = 299{,}5\ K$$

$$p_1^\circ = \left(\frac{T_1^\circ}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} p_1 = 8{,}09\ bar$$

$$\frac{p_{u,cr}}{p_1^\circ} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \qquad p_{u,cr} = 3{,}84\ bar$$

$$c_u = \sqrt{2\frac{k}{k-1} RT_1^\circ \left(1 - \left(\frac{p_{u,cr}}{p_1^\circ}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)} = 882\ m/s$$

$$\rho_1 = \frac{p_1^\circ}{RT_1^\circ} = 1{,}3\ Kg/m^3$$

$$\dot m_{cr} = A_r \cdot \rho_1 \cdot c_{cr} = 0{,}001256\ Kg/s$$

$$0{,}7 \cdot \dot m = A_r \cdot \frac{p_1^{\circ\prime}}{\sqrt{RT_1^\circ}} \sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$$

$$\frac{\cancel{\dot m}}{0{,}7\cancel{\dot m}} = \frac{p_1^\circ}{p_1^{\circ\prime}} \qquad p_1^{\circ\prime} = p_1^\circ \cdot 0{,}7 = 5{,}66\ bar$$

$$\dot{m}_{cr} = A_r \frac{p_1^0}{\sqrt{R T_1^0}} \sqrt{k \left(\frac{2}{2k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} = 3{,}49 \ \text{kg/s}$$

$$\dot{m} = A_u \frac{p_1^0}{\sqrt{R T_1^0}} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_u}{p_1^0}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_u}{p_1^0}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

RICAVO $A_u = 0{,}0280 \ m^2$

$$\text{①} \quad c_u = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} R T_1^0 \left[1 - \left(\frac{p_u}{p_1^0}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} = 739 \ \text{m/s}$$

ELLITTICA

$$\left[\frac{\cancel{\dot{m}} A_r}{\cancel{\dot{m}}_{cr} A_u}\right]^2 + \left[\frac{p_2' - p_{cr}}{p_1^0 - p_{cr}}\right]^2 = 1$$

$\Downarrow$

EQ 2° GRADO $\quad p_{EM} = 1{,}83 \ \text{bar}$

c_u come ① $= 93{,}9 \ \text{m/s}$

$$A_u = \frac{\dot{m}}{\rho_u \cdot c_u} = 0{,}00116 \ m^2$$

$$\frac{T_u}{T_1^0} = \left(\frac{p_u}{p_1^0}\right)^{\frac{m-1}{m}}$$

$$\ln \frac{T_u}{T_1^0} = \frac{m-1}{m} \ln\left(\frac{p_u}{p_1^0}\right)$$

$$\frac{m-1}{m} = \frac{\ln \frac{T_u}{T_1^0}}{\ln\left(\frac{p_u}{p_1^0}\right)} = 0{,}22492$$

$$m-1 = \sim m$$

$$m - m\sim = 1$$

$$m(1-\sim) = 1$$

$$m = \frac{1}{1-0{,}22492} = 1{,}29$$

$$\dot{m} = A_r \cdot \frac{p_1^0}{\sqrt{p_1^0 v_{10}}} \sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$$

$$\downarrow$$

$$0{,}116$$

$$A_r = \cancel{3{,}026 \cdot 10^{-3} \ m^2} = \cancel{0{,}003026 \ m^2}$$

$$= 1{,}034 \cdot 10^{-3} \ m^2$$

$$c_u = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} R T_1^0 \left[1 - \left(\frac{p_u}{p_1^0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} = 709 \ m/s$$

ES 6

Adiab $\Rightarrow$ NO isent! LAVORO DI ATTRITO

$p_1^0 = 7$ bar $A_u = 0{,}02$ m^2

$T_1 = 500°C$ $p_u = 2$ bar

$c_1 = 100$ m/s $T_u = 300°C$ $\dot{m}$? c_u? L_w?

$$c = \frac{c_p}{m}\left(\frac{m-k}{m-1}\right) \qquad R = 296{,}9 \ \frac{J}{kg\,K}$$

$$T_1^0 = T_1 + \frac{c_1^2}{2c_p} = 504{,}8°$$

$$p_1^0 = p_1 \left(\frac{T_0}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = 7{,}15 \text{ bar}$$

$$\frac{T_u}{T_1^0} = \left(\frac{p_u}{p_1^0}\right)^{\frac{m-1}{m}} \qquad \frac{\ln\left(\frac{T_u}{T_1^0}\right)}{\ln\left(\frac{p_u}{p_1^0}\right)} = \frac{m-1}{m}$$

$m - 1 = m \ 0{,}23981$

$m - m \ldots = 1$

$m(1-\ldots) = 1$ $m = \frac{1}{(1-\ldots)} = 1{,}315$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 231 di 346

31/10 ES TURBINE

ES 1

TURBINA, ASSIALE ISENTROPICA

VAPOR D'ACQUA

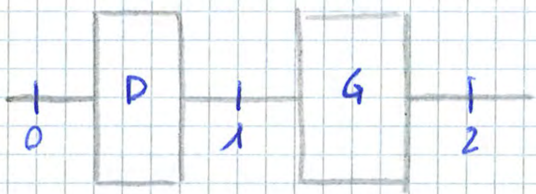
$p_0 = 30$ bar $\qquad p_1 = 15$ bar

$T_0 = 450°C \qquad \alpha_1 = 25°$ (c_1 e u)

$c_0 \approx 0 \qquad u = 280$ m/s

1) TRIANGOLI DI VELOCITÀ CON HP PALETTATURA SIMMETRICA

2) η ? HP DISSIPAZIONI ED USCITA DI SCARICO

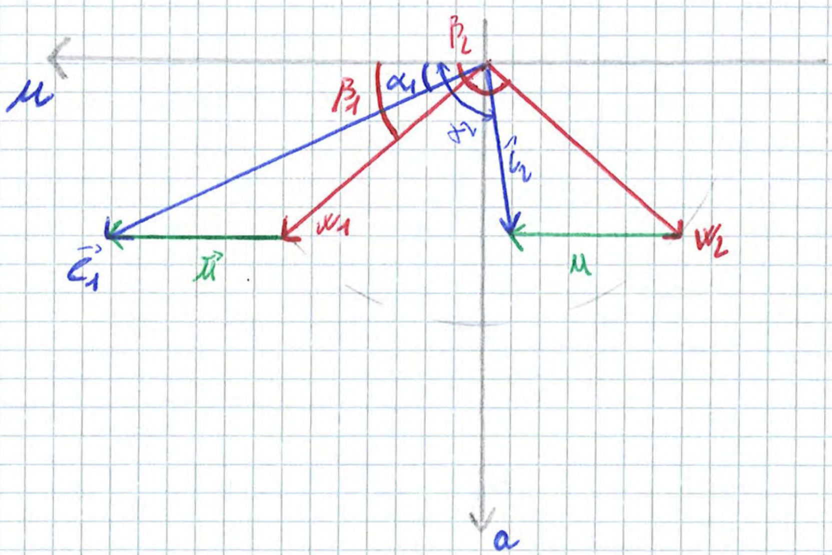


ISENTROPICA

$$\begin{cases} \psi \text{ e } \varphi = 1 \\ \psi = \dfrac{w_2}{w_{2is}} \\ \varphi = \dfrac{c_1}{c_{1is}} \end{cases}$$

NB $\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$

Palette simm $\Rightarrow |w_1| = |w_2|$



$\beta_2 = \pi - \beta_1$

$$c_2 = \sqrt{(W_2 \sin(\beta_2 - 90) - u)^2 + W_2 \cos(\beta_2 - 90)} = 275{,}2 \ m/s$$

$$\alpha_2 = 90^\circ + \cos^{-1}\left(\frac{W_2 \cos(48{,}3)}{c_2}\right) = 95{,}8^\circ$$

$$\frac{u}{c_1} = 0{,}43$$

$$\eta_{\vartheta_i} = \frac{L_i}{\frac{c_1^2}{2}} \qquad L_i = 2u\,(c_1 \cos\alpha_1 - u) = 172{,}1 \ \frac{kJ}{kg}$$

$$\eta_{\vartheta_i} = 0{,}82$$

$$\eta_{\vartheta_i} = 4\,\frac{u}{c_1}\left(\cos\alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right) = 0{,}82$$

$C_1 = 612{,}7\ m/s$

$u = C_1 \cdot 0{,}5 \cdot \cos\alpha_1 = 265{,}3\ m/s$

$$W_1 = \sqrt{(C_1\cos\alpha_1 - u)^2 + (C_1 \sin\alpha_1)^2} = 405{,}3\ m/s$$

$$\beta_1 = tg^{-1}\left(\frac{C_1 \sin\alpha_1}{C_1\cos\alpha_1 - u}\right) \quad 0 + \text{easy}$$

$$\beta_1 = \sin^{-1}\left(\frac{C_1 \sin\alpha_1}{W_1}\right) = 49{,}1°$$

$$\beta_2 = 180 - 49{,}1 = 130{,}9°$$

$$\cancel{\beta_2' = \beta_2 - 90 = 40{,}89}$$

$W_{2is} = W_1$

$$W_2 = \psi \cdot W_1 = 364{,}8\ m/s$$

$$\begin{cases} C_2 = \sqrt{(W_2\cos\beta_2 + u)^2 + (W_2 \sin\beta_2)^2} = 277\ m/s \\ C_2 = \sqrt{(W_2\cos\beta_1 - u)^2 + (W_2 \sin\beta_1)^2} = 277\ m/s \end{cases}$$

$$\cancel{\alpha_2 = \beta_2' + \cos^{-1}\left(\frac{W_2 \sin\beta_1}{C_2}\right)}$$