Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

Appunti universitari
Tesi di laurea
Cartoleria e cancelleria
Stampa file e fotocopie
Print on demand
Rilegature

NUMERO : 254

DATA : 05/03/2012

A P P U N T I

STUDENTE : Grand Blanc

MATERIA : Fondamenti di Macchine
Prof. Nuccio

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.

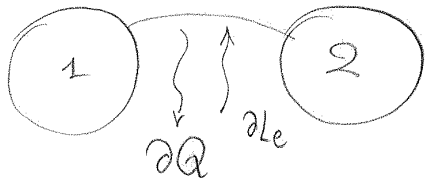
ATTENZIONE: QUESTI APPUNTI SONO FATTI DA STUDENTI E NON SONO STATI VISIONATI DAL DOCENTE.
IL NOME DEL PROFESSORE, SERVE SOLO PER IDENTIFICARE IL CORSO.

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 3 di 158

Fondamenti di Macchine

1° Principio Termodinamica

SISTEMA CHIUSO (o sostanziale)
↳ formulazione lagrangiana



$$\partial Q + \partial L_e = dE =$$

$$= \underset{\text{interna}}{du} + \underset{\text{chimica}}{du_{ch}} + \underset{\text{cinetica, gravitazionale, centri fuga}}{dE_{c,g,cf}} \qquad [1]$$

con

$E_c = \frac{1}{2}w^2$

$E_g = gz$

$E_{cf} = -u^2/2 \quad (u = \omega r)$

Convenzione sui lavori

m. operatrici → l fornito pos
m. motrici → l. ottenuto pos

Che, se considero anche il lavoro delle resistenze passive (forze dissipative) ottendo che

$$\partial L_e = \underbrace{-p\,dv}_{\text{forze di pressione / volume}} + \overbrace{dE_{c,g,cf}}^{\text{forze di massa}} + \partial L_w \quad [2] \quad \text{def. di lavoro}$$

E quindi sostituendo nella [1] ottengo

$$\boxed{\partial Q + \partial L_w = du + p\,dv} \qquad [A]$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 3 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 5 di 158

Mettendo e sistema [B] e [A] → svolgimento generale

ottengo

$$\boxed{\partial L_i = v\,dp + dE_{c,g} + \partial L_w} \qquad [3]$$

Ovvero posso dire che

$$\boxed{\partial L_e - \partial L_i = d(vp)}$$

→ lavoro di trasferimento L_{ti}

II° Principio Termodinamico

↳ def. di ENTROPIA

$$ds = \frac{\partial Q + \partial L_w}{T}$$

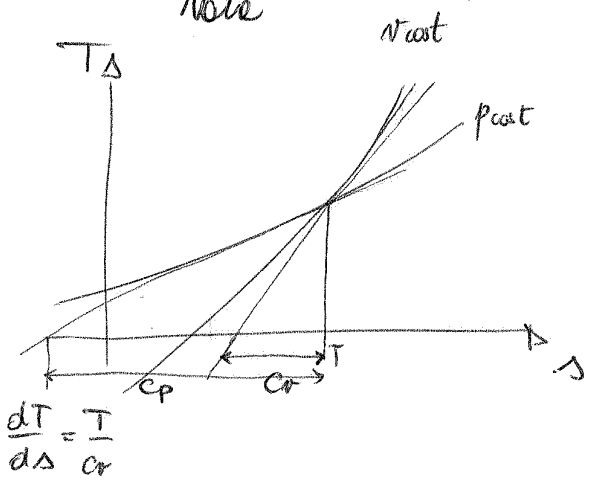
ma poiché

$$\partial Q + \partial L_w = du + p\,dv = dh - v\,dp$$

ottengo rispettivamente

$$\boxed{\begin{aligned} ds &= c_v \frac{dT}{T} + R^* \frac{dv}{v} \\ ds &= c_p \frac{dT}{T} - R^* \frac{dp}{p} \end{aligned}}$$

Nota

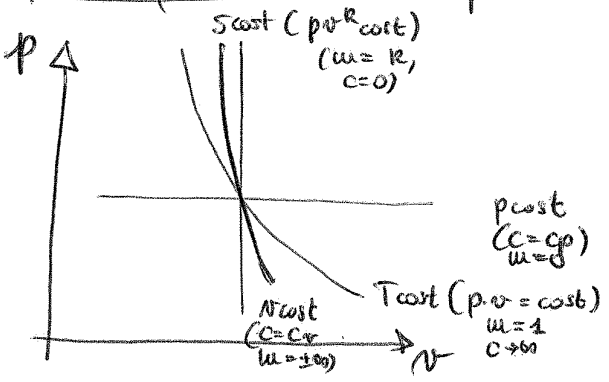


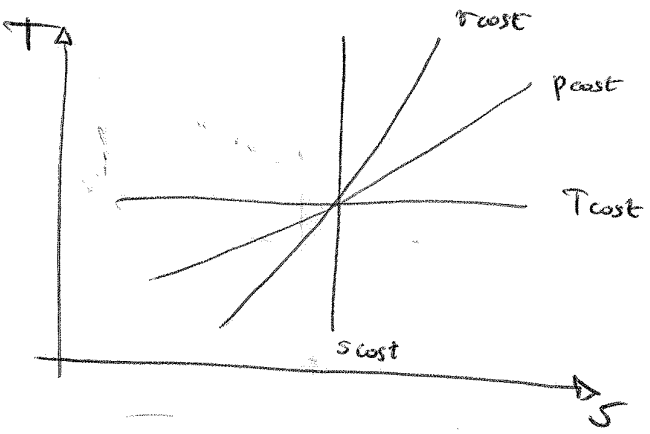
$c_p > c_v$ → isocora + ripida

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 5 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 7 di 158

Corrispondenza p-v e T-s





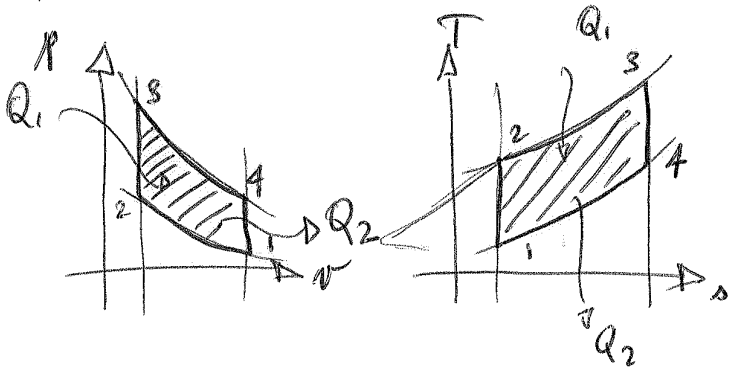
Inoltre

Ipt. $\quad Q + Lw = \Delta U + \int p\,dv$

IIpt $\quad \int T\,ds = Q + Lw$

Per cui per un ciclo termodinamico chiuso posso dire che

$$\oint T\,ds = \oint p\,dv$$



~~Ino~~ Non solo.

Poiché per un ciclo chiuso

$$L_e = L_i + \cancel{L_{tr}}^{=0} \Rightarrow L_e = L_i \quad \text{ovvero}$$

$$\begin{cases} L_e = -\int p\,dv + \Delta E_{c,g} + L_w \\ L_i = \int v\,dp + \Delta E_{c,g} + L_w \end{cases} \Rightarrow \int v\,dp = -\int p\,dv$$

Per cui

$$\boxed{\oint T\,ds = \oint p\,dv = -\oint v\,dp}$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 7 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 9 di 158

rendimenti

- r. termodinam. interno (isoentropico)

(~~Tur~~) (m. mot) $\eta_v = \dfrac{L_t}{t_{t,is}}$ $\left(\eta_v = \dfrac{L_{t\,id}}{\Delta h_{is}} \right.$ se privo di perdite fluidodinam.$\left.\right)$

(~~Comp~~) (m. op) $\eta_c = \dfrac{L_{i,is}}{L_i}$

- r. idraulico

(m. motr) $\eta_{yt} = \dfrac{L_t}{L_t + L_w}$ nota che $\underbrace{L_t + L_w}_{\text{macchina termica}} \neq L_{t\,is}$

e $L_t + L_w = L_{t\,id}$ solo x m. idraulica motrice

(m. oper) $\eta_{yc} = \dfrac{L_i - L_w}{L_i}$ $L_i - L_w \neq L_{is}$

$L_i - L_w = L_{id}$ x. m. idraulica (pompa)

- r. meccanico

$\eta_m = \dfrac{P_i}{P_{ass}}$ (m. op.) — P_{ass}: eff. assorbita tenendo conto delle perdite meccaniche

$\eta_m = \dfrac{P_u}{P_i}$ (m. motr) — P_u: pot. utile

- r. organico

$P_u = P_i - P_{mecc} - P_{aux}$ — P_{aux}: ausiliari

$\eta_o = \dfrac{P_u}{P_i}$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 9 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 11 di 158

Condiz. totali di un fluido (di arresto o di stagna)

Sia un fluido con

c, T, p e ρ assegnati.

Si suppone di arrestare questo fluido senza scambio di calore né di lavoro in maniera reversibile (arresto → trasf. isoentropica).
adiab + reversibile

Per cui, note $c_1 = 0$, quali sono le caratteristiche del fluido:

$$\cancel{Q}^{\text{adiab}} + \cancel{L_1}_{\text{no lavoro}} = \Delta h + \Delta E_{c,g}$$

$$0 = c_p(T_1 - T) + \cancel{\frac{c_1^2 - c^2}{2}}^{=0} \Rightarrow \boxed{T_1 = T + \frac{c^2}{2c_p}}$$

Ovvero, in altri termini

$$\frac{T_1}{T} = 1 + \frac{c^2}{2Tc_p} = 1 + \frac{c^2}{2T\left(R\frac{k}{k-1}\right)} = 1 + \frac{c^2}{c_s^2} \cdot \frac{k-1}{2} =$$

RRT

$$\left(R\frac{k}{k-1}\right) \sim \begin{cases} c_p = k \cdot c_v \\ c_p = c_v + R \end{cases}$$

$$= 1 + M^2 \frac{k-1}{2}$$

$$\Rightarrow \boxed{\frac{T_1}{T} = 1 + M^2 \frac{k-1}{2}}$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 11 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 13 di 158

$$\dot{m} = A \rho c \quad \text{cost}$$

Ora

$$\ln \dot{m} = \ln (A \rho c)$$

$$\frac{d\dot{m}}{m} = \frac{dA}{A} + \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dc}{c} = 0$$

Ovvero

$$\boxed{\frac{dA}{A} = -\frac{d\rho}{\rho} - \frac{dc}{c}}$$

In altri termini, dati:

1° PRINCIPIO $\quad \cancel{\partial L_i} = v\,dp + \cancel{\partial L_w} + \cancel{dE_{c,g}}$ IMPO

$$\frac{dp}{\rho} + c\,dc = 0 \Rightarrow \frac{dc}{c} = -\frac{dp}{\rho c^2}$$

relazione tra velocità c e pressione p

DEF DI c_s $\quad \frac{d\rho}{dp} = \frac{1}{c_s^2} \rightarrow \frac{d\rho}{\rho} = \frac{dp}{\rho c_s^2}$

$$\boxed{dc = -\frac{dp}{\rho c}}$$

$$\Rightarrow \boxed{\frac{dA}{A} = -\frac{dp}{\rho c_s^2} + \frac{dp}{\rho c^2}}$$

O, ancora meglio

$$\boxed{\frac{dA}{A} = \frac{dp}{\rho}\left(\frac{c_s^2 - c^2}{c^2 \cdot c_s^2}\right)} \quad [1]$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 13 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 15 di 158

Progettazione di un effusore

Def

"Un effusore è un sistema termodinamico in cui l'effetto utile è costituito da un aumento della velocità di uscita rispetto a quella in ingresso a spese di una riduzione di pressione fra monte e valle del sistema stesso."

Siano dati

$\dot{m}$, k, R, p_1 a monte
p_2 a valle (contrente)

Il driver del fenomeno è il rapporto $\longrightarrow \dfrac{p_2}{p_1}$ che va confrontato con il rapporto critico

$$\frac{p_{cr}}{p_1} = \left[\frac{2}{k+1}\right]^{\frac{k}{k-1}}$$

IPOTESI

$\Rightarrow$ $c_1 = 0$ cond. arresto.
Se così non fosse, allora è necessario riportare i valori in questa particolare condizione.

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 15 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 17 di 158

$$\Rightarrow \quad c_2 = \sqrt{2 c_p (T_1 - T_2)} =$$

$$= \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right)}$$

$$\boxed{c_2 = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}}$$

- ρ_2

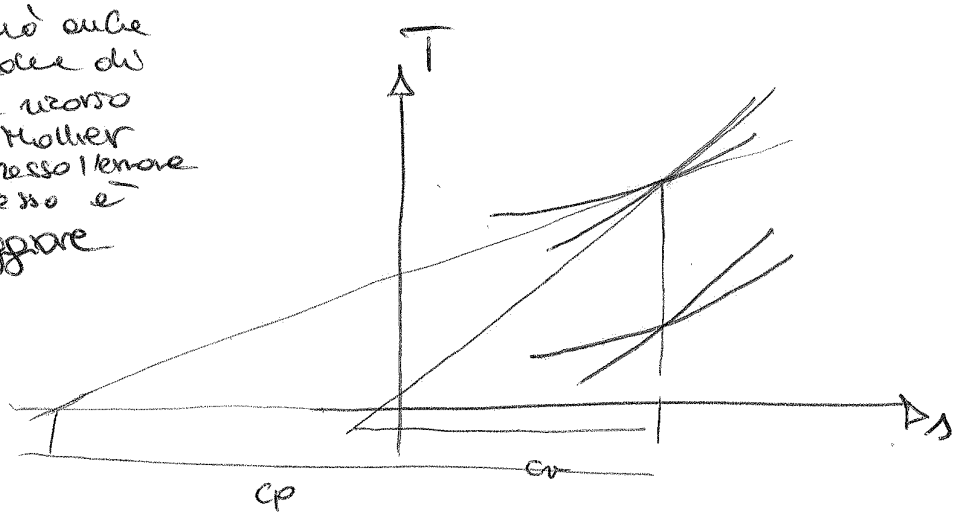
$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1/k}$$

Quindi sostituendo e mettendo in evidenza

$$\boxed{\dot{m} = A_{min} \sqrt{\rho_1 p_1} \sqrt{\frac{2k}{k-1}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}}$$

(relaz. valide anche per i vapori tabellati) | $k \simeq 1,3$ vapore surriscaldato
$k \simeq 1,13$ vapore saturo)

Si può anche dedurre di fare ricorso a Mollier ma spesso l'errore commesso è maggiore



© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 17 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 19 di 158

In particolare; ~~ca (o si sostit~~
mi ricordo che

$$\dot{m}_{cr} = A_{min}\, \rho_{cr_2}\, c_{s_2}$$

con

- $\rho_{cr_2} = \rho_1 \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}}$
- $c_{s_2} = \sqrt{k \frac{p_{cr_2}}{\rho_{cr_2}}}$ e $p_{cr_2} = p_1 \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$

$$\Rightarrow \boxed{A_{min} = \frac{\dot{m}_{cr}}{\sqrt{\rho_1 p_1}\sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}}}$$

~~EFF. SEMPLICEMENTE~~

EFF. CONVERGENTE - DIVERGENTE

Analoghe considerazioni sono fatte in questo caso

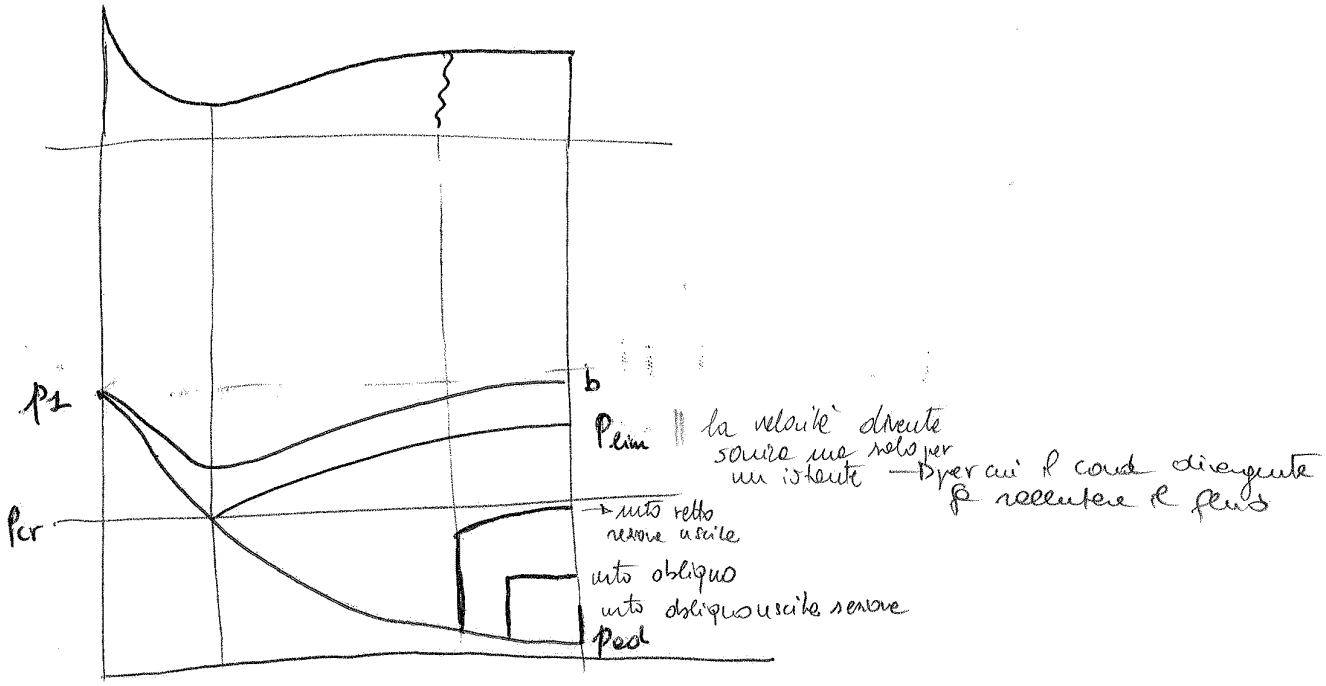
→ ma A_{min} non coincide più con A_2.

→ posso spingermi a $\frac{p_e}{p_1} < \frac{p_{cr}}{p_1}$ con effetti positivi di aumento velocità.

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 19 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 21 di 158

→ Intervengono fenomeni di urto:



→ Per flussi non isoentropici occorre considerare un coefficiente di riduzione della velocità

$$\varphi = \frac{C_2}{C_{2is}}$$

Ora

$$C_{2is} = \sqrt{2c_pT_1\left(1-\left[\frac{p_2}{p_1}\right]^{\frac{k-1}{k}}\right)} \Rightarrow \varphi = \frac{\sqrt{1-(p_2/p_1)^{\frac{m-1}{m}}}}{\sqrt{1-(p_2/p_1)^{\frac{k-1}{k}}}}$$

$$C_e = \sqrt{2c_pT_1\left(1-[p_2/p_1]^{\frac{m-1}{m}}\right)}$$

$$\varphi < 1$$

Rendimenti

→ isoentropico $\eta_e = \frac{\Delta E_c}{\Delta E_{c\,is}}$ effusore;

$\eta_d = \frac{\Delta h_{is}}{\Delta h}$ diffusore

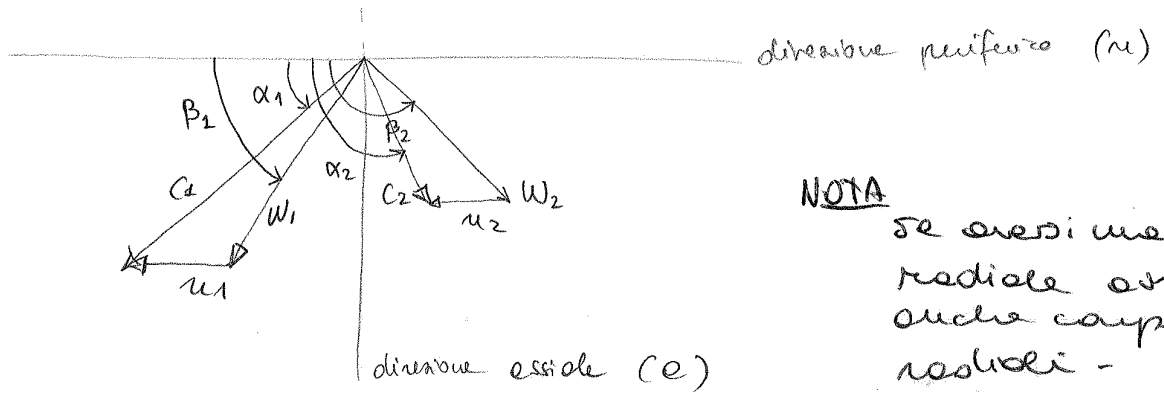
→ idraulico $\eta_{ye} = \frac{\Delta E_c}{\Delta E_c + L_w}$

$\eta_{yd} = \frac{\Delta E_c + L_w}{-1\,\Delta E_c}$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 21 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 23 di 158

Per cui procedo come segue



NOTA
se avessi una turbina radiale avrei anche componenti radiali -

- C_1 e α_1 sono determinati e dipendono dall'effusore, paratoia di progetto
  → note u_1 (da progetto), determino W_1 (e β_1)
- Il profilo delle velocità in uscita dipende dalla geometria delle palettature (β_2 da progetto)
  → noto il rapporto $\frac{W_2}{W_1}$ e noto u_2 determino C_2 (e α_2)

Notare che

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

$C_{u1} = W_{u1} + u_1$ $\quad$ $C_{u2} = W_{u2} - u_2$

Calcolo lavoro interno

Teorema della variazione del momento della quantità di moto applicato alla massa M di fluido compresa nell'istante t tra la parete ideale 1-1 e la p. id. 2-2 e le pareti di confine palettature

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 23 di 158

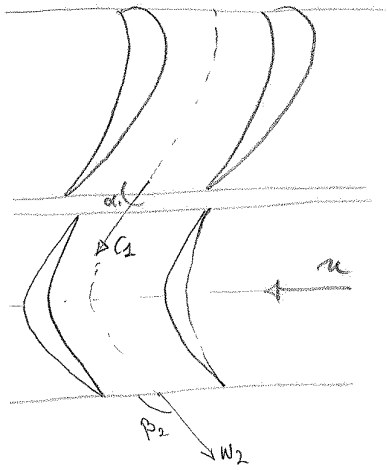
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 25 di 158

Turbine semplice assiale ad azione

↳ girante + statore

↳ salto entalpico avviene nel distributore non nella girante

→ PALETTATURE SIMMETRICHE (per cui $\beta_1 = \pi - \beta_2$)



Caso reale

Perdite al distributore

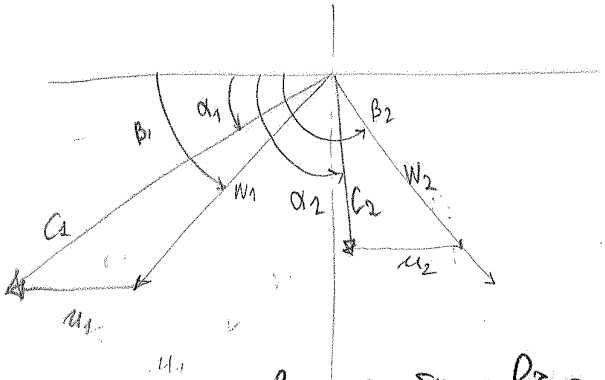
$$\varphi = \frac{C_1}{C_{1is}}$$

Perdite nella girante

$$\psi = \frac{W_2}{W_1}$$

Le palettature deviano la corrente

Es



NOTA
α_1 da progetto $\sim 20°$

Determino il lavoro specifico

$$C_{u_1} = C_1 \cos\alpha_1$$

$$C_{u_2} = -(W_{u_2} - u_2) = -(W_{u_2} - u) =$$

|| segno negativo se considero positivo C_{u_1}

$$= -(\psi W_{u_1} - u) =$$

$$= -[\psi(C_1 \cos\alpha_1 - u) - u]$$

Per cui

$$l_t = u(C_{u_2} - C_{u_1}) = \cancel{u[-\psi C_1 \cos\alpha_1 + u - C_1 \cos\alpha_1]} =$$

$$= u(1+\psi)(C_1 \cos\alpha_1 - u)$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 25 di 158

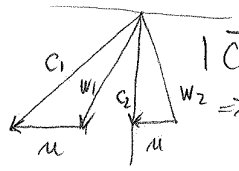
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 27 di 158

per cui

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

$$= \varphi^2 (1+\psi) \frac{\cos\alpha_1^2}{2}$$

NOTA

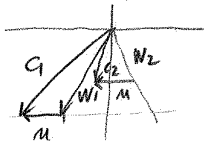


$|\bar{c}_2|$ è min ⇒ in realtà parte $\varphi \neq 1$ e $\psi \neq 1$

Ovvero nel caso ideale $\varphi = \psi = 1$

$$\eta_{v_{i_{MAX}}} = \cos\alpha_1^2$$

↳



↳ questo significa che α_1 deve essere il più piccolo possibile. Chiaramente occorre considerare che per α_1 piccoli le componente assiale c_{a1} diverrebbe insufficiente a sostenere la portata (stagnate)

$$\Rightarrow \alpha_1 \simeq 20 \div 25°$$

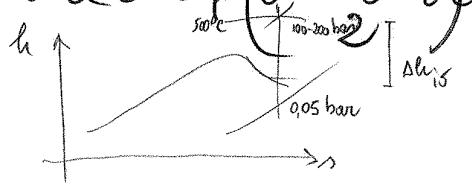
Il lavoro massimo ottenibile pertanto è dato da

$$L_{t_{MAX}} = u(1+\psi)\left[c_1\cos\alpha_1 - u\right] = (1+\psi)\,u^2$$

$$\cancel{= u\frac{u}{c_1}c_1(1+\psi)\left(c_1\cos\alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right) =}$$

$$\cancel{= u(1+\psi)\left(c_1\cos\alpha_1 - u\right)^2}$$

Per cui nel caso ideale, con $u = 300\ \frac{m}{s}$



$$L_t = 2u^2 = 2\cdot 300^2 = 180\ \frac{kJ}{kg}$$

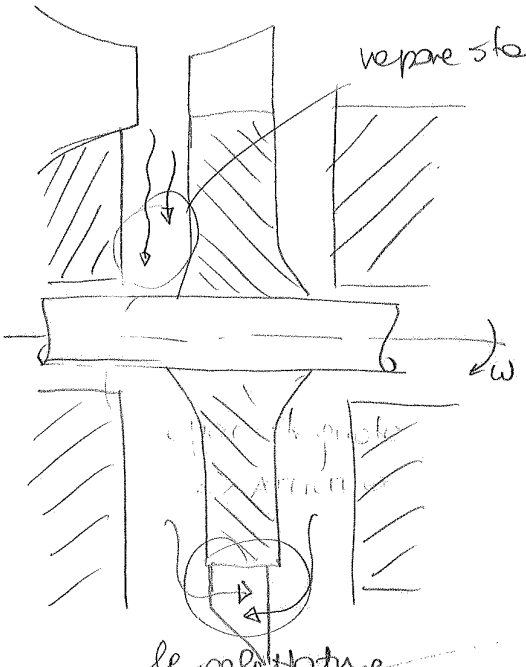
ma il salto entalpico disponibile $\Delta h_{is} \cong 1200\ \frac{kJ}{kg}$ alle T e p

⇒ devo pensare di poter utilizzare più stadi.

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 27 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 29 di 158

Condizioni reali del vapore – Analisi perdite



vapore stagnante ⇒ ATTRITO NEL DISCO

$$P_{W_2} = k_2 d_m^2 \rho_1 u^3$$

con

$$k_2 = (1{,}06 \div 1{,}42) \cdot 10^{-3}$$

~~Legenda~~

- ρ_1 densità
- d_m diametro medio
- l_1 lunghezza palette
- u velocità periferica
- ε grado parzializzazione

le palettature attraversano il vapore stagnante ⇒ EFFETTO VENTILANTE

$$P_{W_1} = k_1 d_m l_1 \rho_1 \varepsilon u^3$$

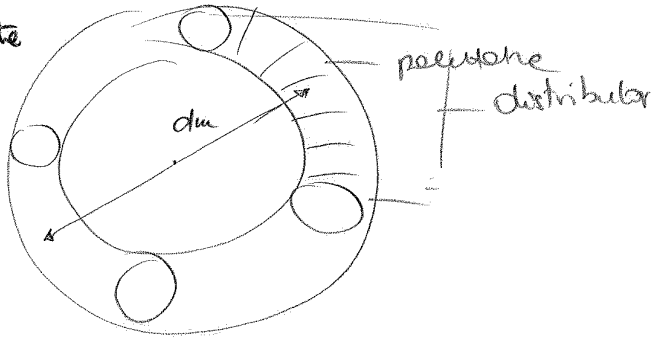
con

$$k_1 = (0{,}6 \div 0{,}8)\sqrt{l_1}$$

Definisco

▷ ε GRADO DI PARZIALIZZAZIONE

= parte sull'unità non occupata dai distributori



Per cui in definitiva l'area disponibile è data da

$$A = \xi (\pi d_m l_1)(1-\varepsilon)$$

coeff di ingombro della palettatura → tiene conto dello spessore delle palette

ε influisce in quanto definita $\dot{m}$ e fissi i parametri

→ l_1 deve essere > l_1 ideale ($\varepsilon = 0$)

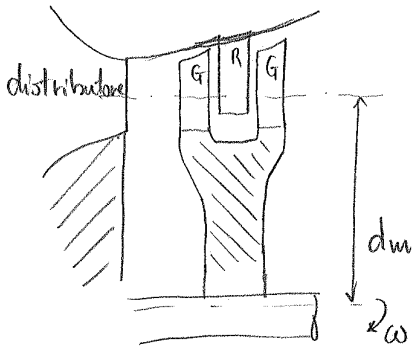
$$\Rightarrow \dot{m} = \xi (\pi d_m l_1)(1-\varepsilon) \rho_1 c_{a_1}$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 29 di 158

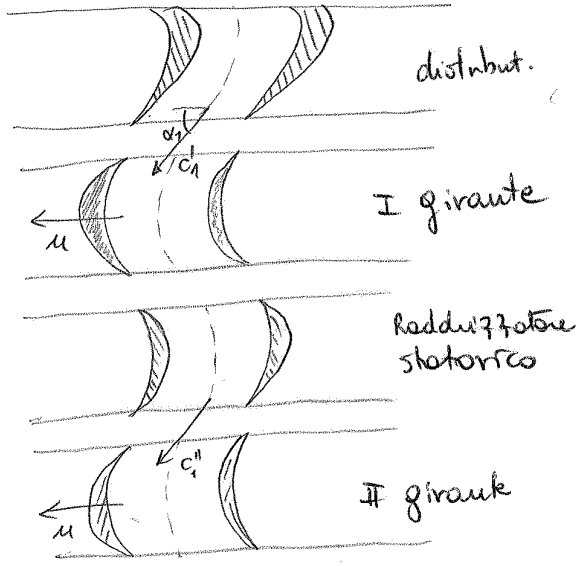
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 31 di 158

Turbine multiple ad azione

→ Turbina a salti di velocità [Ruota Curtis (2 salti)]

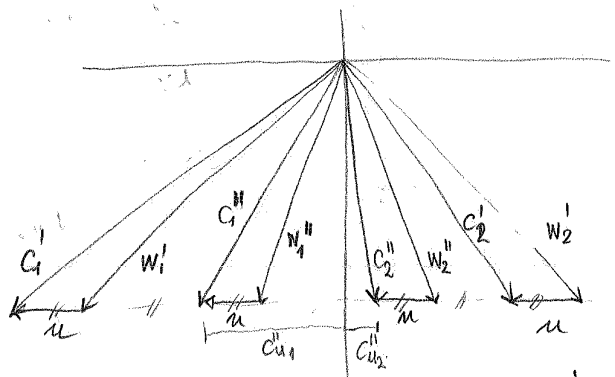


- unico distributore a monte
- palettature di girante ad asse alternate (palettature simmetriche



Legende
1 → entrata
2 → uscita
I → I gir.
II → II gir.

Caso ideale



Determino i lavori ussici

$$L_t' = 2u\,(c_1' \cos\alpha_1' - u) \quad \text{(I)}$$

$$L_t'' = u\,(c_1' \cos\alpha_1' - 2u + c_1' \cos\alpha_1' - 4u) =$$

$$= u\,(2 c_1' \cos\alpha_1' - 6u)$$

Ovvero

$$L_t = L_t' + L_t'' = 4u\,(c_1' \cos\alpha_1' - 2u)$$

Si può dimostrare che in generale per 2 salti di velocità

$$L_t = 22u\,(c_1' \cos\alpha_1' - 2u)$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 31 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 33 di 158

Turbine a reazione

↳ T. assiale semplice a reazione (ideale)

Una caratteristica fondamentale di queste turbine è che il salto entalpico ~~si di~~ avviene sia nel distributore che nella girante

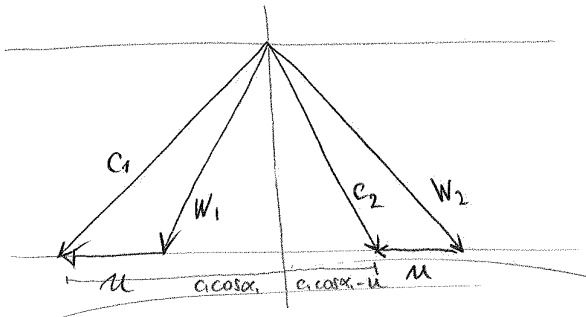
Δh_{tot} → Δh distr
→ Δh gir

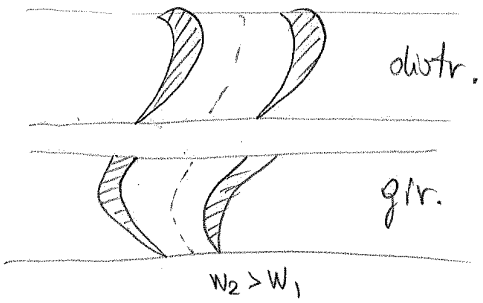
⇒ Def

$$\chi = \frac{\Delta h_{gir}}{\Delta h_{tot}}$$ GRADO DI REAZIONE

$\chi = 0$ turb. ad AZIONE

Consideriamo il caso ideale, in cui i triangoli di velocità presentano una SIMMETRIA CINEMATICA





$$|\bar{w}_2| = |\bar{c}_1| \quad \& \quad |\bar{w}_1| = |\bar{c}_2|$$

Analisi del lavoro massico

$$L_{t_{id}} = u\,(2 c_1 \cos\alpha_1 - u)$$

| manca perdita → en. cin. di scarico

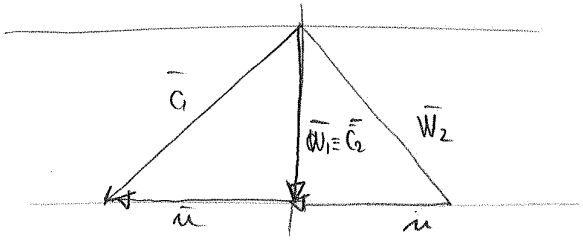
$$\eta_{v_i} = \frac{L_{t_{id}}}{\Delta h_{tot_{is}}}$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 33 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 35 di 158

Significato fisico

$$\frac{u}{c_1} = \cos\alpha_1$$



Macchine Operatrici

Costituite da una girante seguita da un condotto fisso (diffusore) nel quale si converte in pressione l'energia cinetica del gas in uscita dalla girante

$\Longrightarrow$ aumento di pressione

In particolare ci occuperemo di <u>TURBOCOMPRESSORI</u>

Turbocompressori centrifughi

<u>Prestazioni</u>

$\dot{V}_{MAX} = 50 \ \frac{Nm^3}{s}$ portata volum.

$\beta_{c\,MAX} = 4 \div 4{,}5$ rapp. compressione

$\eta_{yc} \sim 0{,}85$ rend. isoentropico

$u_{MAX} = 400 \div 450 \ m/s$ vel periferica

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 35 di 158

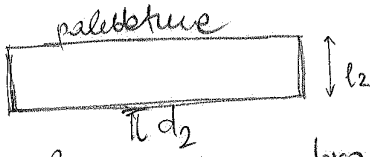
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 37 di 158

mentre

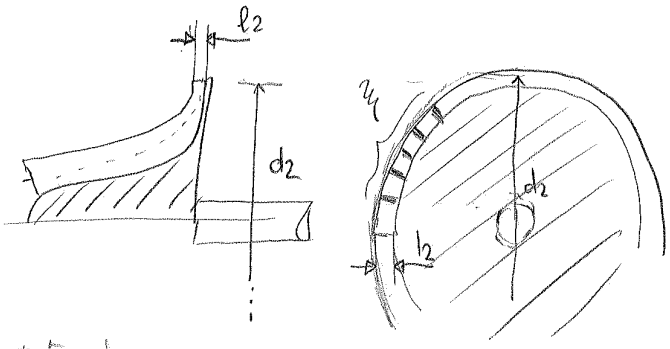
$P_i = \dot{m} L_i$ è la potenza assorbita

con $\dot{m} = A \rho c$

Ove



ξ coeff. d'ingombro



$$\Rightarrow \dot{m} = \xi \pi d_2 l_2 \rho_2 w_{r_2}$$ portata che esce

Posso definire quindi un rendimento meccanico

$$\eta_{m_c} = \frac{P_i}{P_{oss}}$$

che non va confuso con

$$\eta_{yc} = \frac{L_i - L_w}{L_i}$$ rendimento idraulico

$$\eta_c = \frac{L_{is}}{L_i}$$ " isentropico

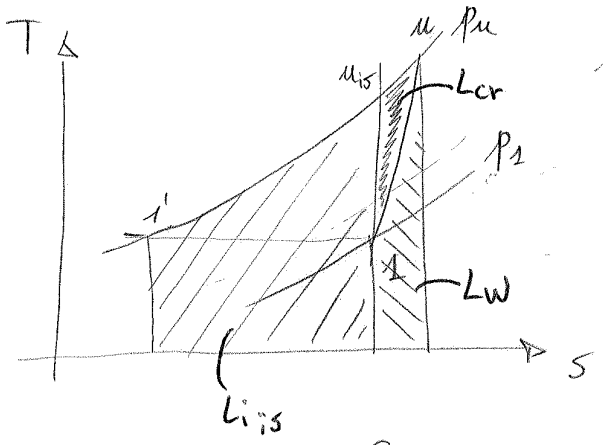
NOTA che

$$\eta_{yc} > \eta_c$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 37 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 39 di 158

trasformazione non isoentropica – lavoro controrecupero



$$L_{i_{is}} = c_p\,(T_{u_{is}} - T_1)$$

$$L_i = c_p\,(T_u - T_1) = L_{i_{is}} + L_w + L_{cr}$$

In altri termini

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

$$L_{i_{is}} = \frac{k}{k-1} R T_1 \left(\beta_c^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)$$

$$L_i = \frac{k}{k-1} R T_1 \left(\beta_c^{\frac{m-1}{m}} - 1\right)$$

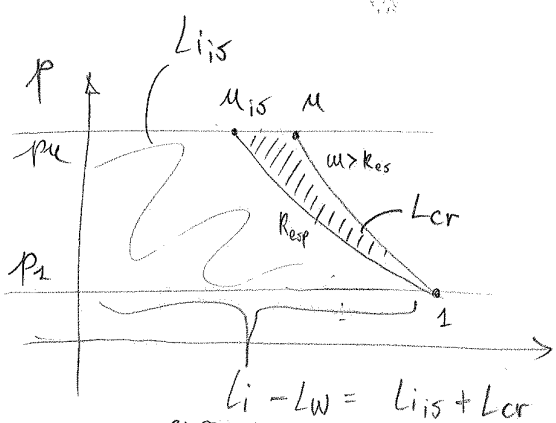
con m esponente politropico

Da cui

$$\eta_{y_c} = \frac{L_i - L_w}{L_i} = \frac{L_{i_{is}} + L_{cr}}{L_i} > \frac{L_{i_{is}}}{L_i} = \eta_c$$

Per cui, ~~inoltre~~ ~~definiamo~~ otteniamo

$$\eta_c = \frac{\left(\beta_c^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)}{\left(\beta_c^{\frac{m-1}{m}} - 1\right)}$$



$L_i - L_w = L_{i_{is}} + L_{cr}$

CLAPEYRON non sono evidenziate separat L_w e L_i

Mentre invece, poiché

$$L_i = \int_{p_1}^{p_u} v\,dp + \cancel{\Delta E_c}^{=0} + L_w =$$

$$= \frac{m}{m-1} R T_1 \left(\beta_c^{\frac{m-1}{m}} - 1\right) + L_w \quad \Big\| \rightarrow L_i - L_w = (\ )$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 39 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 41 di 158

Se voglio confrontarlo con il lavoro isentropico

$$\frac{L_{i\,is}}{L_{i\,isot}} = \frac{\frac{R}{R-1}\cancel{RT_1}\left(\beta_c^{\frac{R-1}{R}}-1\right)}{\cancel{RT_1}\cdot \ln \beta_c} = \frac{\frac{R}{R-1}\left(\beta_c^{\frac{R-1}{R}}-1\right)}{\ln \beta_c} \quad (>1)$$

per fare un confronto con dei numeri attendibili poniamo

$\beta_c = 3 \qquad R = 1{,}4$

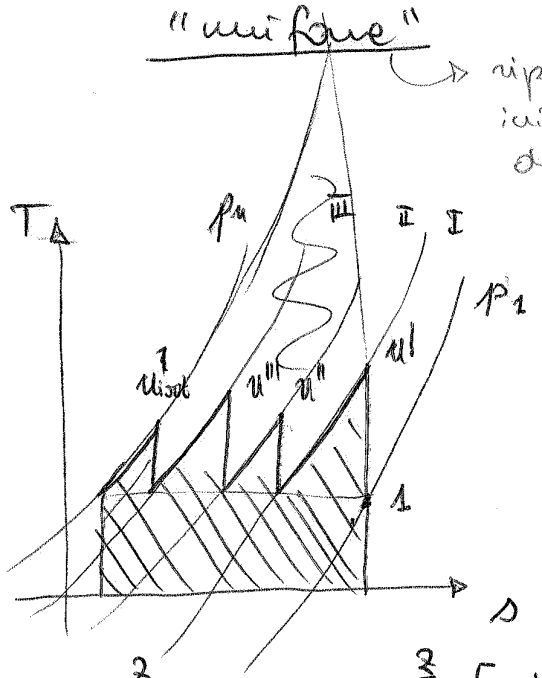
$$\Rightarrow \frac{L_{i\,is}}{L_{i\,isot}} = 1{,}17 > 1$$

Per cui $L_{i\,isot} < L_{i\,is}$ e <u>conviene</u>.

Purtroppo una compressione di questo tipo è irrealizzabile, tuttavia possiamo pensare ad una soluzione che comporti più stadi di compressione:

<u>compressione a più stadi con interfrigerazione</u>

"uniforme" → riporto il gas alla temperatura iniziale T_1 dopo ogni stadio di compressione



Ora io ho

$$\beta_{tot} = \frac{p_{4\,tot}}{p_1} = \beta_I \cdot \beta_{II} \cdot \beta_{III} \cdot \beta_{IV}$$

Per cui voglio L_i minimo

$$\Rightarrow \sum_{j=1}^{z} L_{i\,is\,j} = \sum_{j=1}^{z}\left[\frac{R}{R-1}RT_1\left(\beta_j^{\frac{R-1}{R}}-1\right)\right] = \frac{R}{R-1}RT_1\left[\sum_{j=1}^{z}\beta_j^{\frac{R-1}{R}}-z\right]$$

MIN

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 41 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 43 di 158

In particolare notiamo che

$$\eta_{yc} = \frac{L_i - L_w}{L_i} = \frac{\psi - \xi}{\psi}$$

Ora

$$L_i = \int_{p_1}^{p_u} v\,dp + \cancel{\Delta E_c}^{\,0} + L_w$$

$$L_i - L_w = \int_{p_1}^{p_u} v\,dp \quad \text{con} \quad pv^m \text{ cost (evoluz politropica)}$$

$$\Rightarrow \psi - \xi = \frac{R\eta_{yc}}{R-1}\,\frac{RT_1}{u_2^2/2}\left(\beta_c^{\frac{R-1}{R\eta_{yc}}} - 1\right)$$

NOTA $\frac{m-1}{m} = \frac{R-1}{R\eta_{yc}}$

ora poiché

$$\frac{R}{R-1}R = c_p \quad e \quad \frac{c_p T_1}{u_2^2/2} = \tau_1$$

ottengo

$$\beta_c = \left(1 + \frac{\psi - \xi}{\tau_1 \eta_{yc}}\right)^{\frac{R\eta_{yc}}{R-1}}$$

In particolare, sotto l'ipotesi di ρ costante ottengo

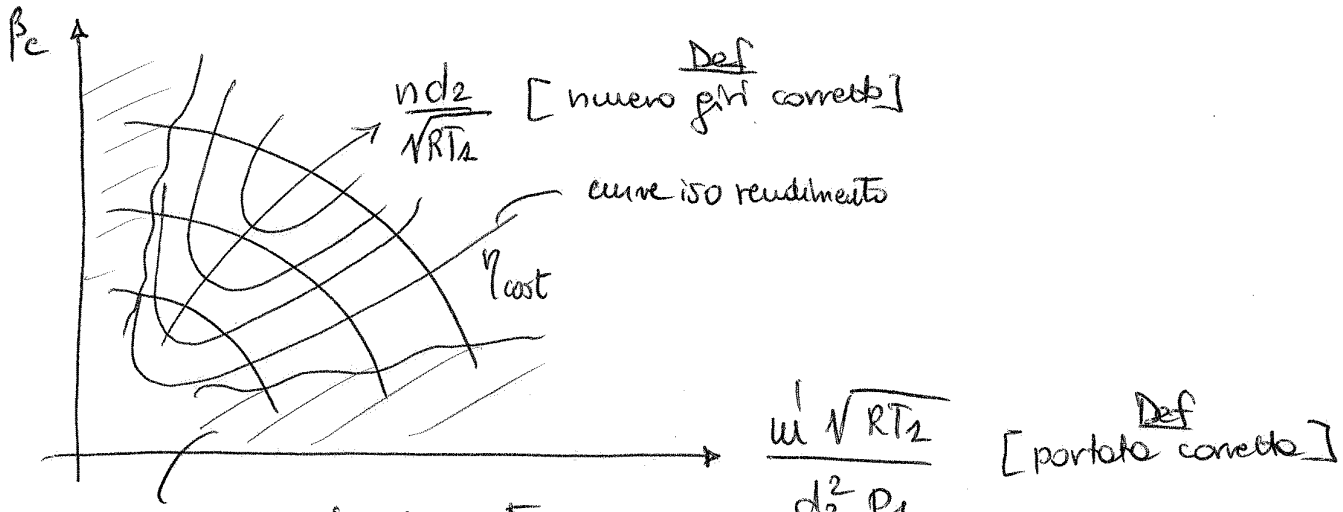
$$L_i - L_w = \frac{1}{\rho}\int_{p_1}^{p_u} dp = p_u - p_1$$

$$\Rightarrow \psi - \xi = \frac{p_u - p_1}{\rho\, u_2^2/2} = \frac{p_1}{\rho u_2^2/2}(\beta_c - 1) = \frac{RT_1}{u_2^2/2}(\beta_c - 1)$$

$c_p \cdot \frac{R-1}{R}$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 43 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 45 di 158



nelle zone tratteggiate non viene indicata la caratteristica nonostante del compressore in quanto sono presenti fenomeni di instabilità.

Capita talvolta di individuare profili in cui

$$\frac{n}{\sqrt{T_1/T_0}} \quad e \quad \frac{\dot{m}\sqrt{T_1/T_0}}{p_1/p_0} \quad \text{con } p_0, T_0 \text{ condiz. standard}$$

essi derivano da queste considerazioni

$$\beta_c - 1 = \frac{\psi - \xi}{\tau_1}\left(\frac{k}{k-1}\right) = \frac{\psi - \xi}{c_p T_1} \cdot u_2^2/2 \left(\frac{k}{k-1}\right)$$

$$\Rightarrow \beta_c - 1 \propto (\psi - \xi)\left(\frac{n d_2}{\sqrt{RT_1}}\right)^2$$

se d_2 cost

$\psi - \xi$ cost $\Leftrightarrow \eta_{yc}$ cost

$$\Rightarrow \beta_c - 1 \propto \left(\frac{n}{\sqrt{T_1}}\right)^2$$

$$\Rightarrow \frac{\dot{m}\sqrt{T_1}}{p_1} \propto \frac{n}{\sqrt{T_1}}$$

ψ cost → per $\psi - \xi$ cost (2 colori)

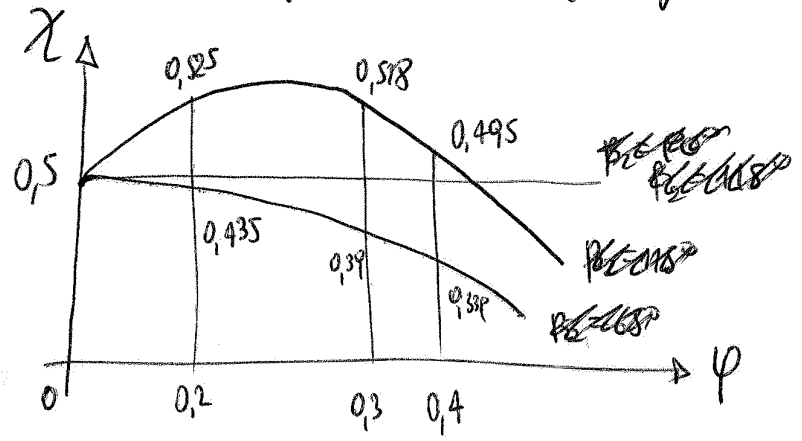
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 45 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 47 di 158

$$\chi = 1 - \frac{\psi}{4} - \frac{\varphi^2}{\psi}$$

NOTA CHE

$$\psi = 2(1 + \varphi \cot g\, \beta_2)$$



Turbopompe Centrifughe

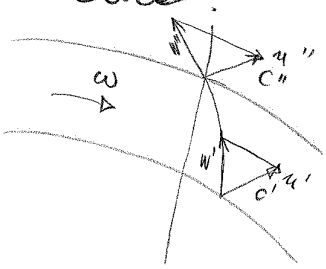
(macc. idrauliche o operatrici)

↳ ρ circa costante (fluidi incomprn.)

→ Vale la relazione di Eulero

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

si suddividono in
- centrifughe o radiali
- a flusso misto
- assiali o ad elica



Innanzitutto definisco la

PREVALENZA
$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + z_2 - z_1$$

diff. tirano Bernoulli

$$H_2^0 - H_1^0 = H$$

note sono termini di altezze → $[H] = [m]$

$\frac{p}{\rho g}$ ALTEZZA PIEZOMETRICA } QUOTA PIEZOMETRICA

z QUOTA GEOMETRICA

$\frac{c^2}{2g}$ ALT. CINETICA

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 47 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 49 di 158

dove

$$\dot{m} = \rho Q$$ considerando ρ costante, Q portata volumetrica $[m^3/s]$

Infine

$$P_{ass} = \frac{P_i}{\eta_m} = \frac{gH\rho Q}{\eta_{yp}\eta_v\eta_m}$$ con η_m REND. MECCANICO

Definisco un

RENDIMENTO ~~[illegible]~~ DELLA POMPA

$$\eta_p = \eta_{yp} \cdot \eta_v \cdot \eta_m$$

- Inoltre devo considerare che non ho solo perdite nella pompa (L_{w_p}) ma anche lungo i condotti che collegano i serbatoi 1 e 2 (stati termodinam.) alla pompa.

In termini di perdite di carico definisco

$$Y_c = \frac{L_{w_c}}{g} \quad [m]$$

Rivediamo quindi il lavoro intero tenendo conto delle perdite nelle condotte:

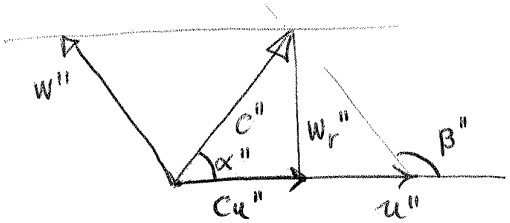
$$L_i = \int_{p_v}^{p_m} v\,dp + \Delta E_c + \Delta E_p + L_{w_p} + L_{w_c} \quad \Big| \begin{array}{l} m \text{ monte} \\ v \text{ valle} \end{array}$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 49 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 51 di 158

Caratteristica delle Turbopompe

Analogamente al turbocompressore



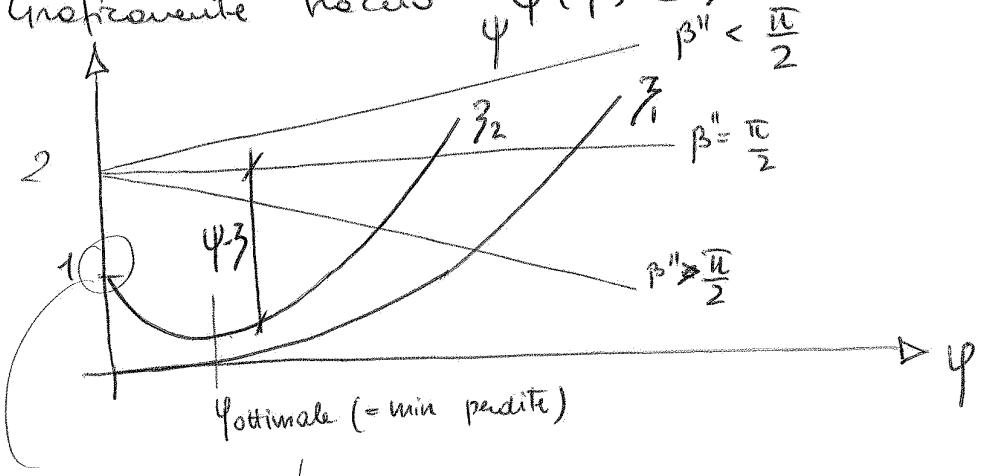
$$L_i = u'' c_u'' - \cancel{u' c_u'}^{=0} = u''\left(u'' + w_r'' \operatorname{cotg}\beta''\right)$$

$$\psi = \frac{L_i}{\frac{u''^2}{2}}$$ coeff pressione $\rightarrow \psi = 2\left(1 + \varphi \operatorname{cotg}\beta''\right)$

$$\zeta = \frac{L_{w_0}}{\frac{u''^2}{2}}$$ coeff. perdite

$$\varphi = \frac{w_r''}{u''}$$ coeff. portata

Graficamente ho $\psi(\varphi)$ e $\zeta(\varphi)$



con

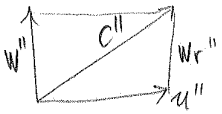
$$\zeta_1 = \frac{L_{wp1}}{\frac{u''^2}{2}}$$ PERDITE CONTINUE

$$\zeta_2 = \frac{L_{wp2}}{\frac{u''^2}{2}}$$ PERDITE X IMBOCCO

($\zeta \propto w^2 \propto \varphi^2 \rightarrow$ PARABOLE)

DA CHIARIRE!

per $\beta = \frac{\pi}{2} \rightarrow$



per $\varphi \rightarrow 0$ (ovvero $w_r' \rightarrow 0$)

$c'' \rightarrow u''$

Per cui $\zeta_2 \rightarrow 1$ (MA XK'?)

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 51 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 53 di 158

Mentre invece la portata

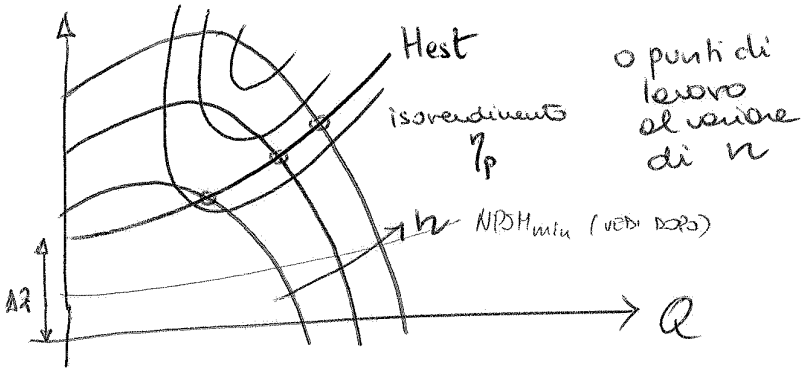
$$Q = A \cdot w_r'' = A \varphi u'' \quad \text{con } A = \xi l'' \pi d''$$

(corona circolare · fattore d'ingombro)

$$\Rightarrow Q \propto \varphi n$$

Per cui graficamente:

NOTA
Q dipende linear. da φ
H lin da $\psi - \xi$ che dip da φ ...



- <u>curve isoη_p</u>

$\eta_p = \eta_v \cdot \eta_m \cdot \eta_{yp}$

Fisso $\eta_p \rightarrow$ ~~[illegible]~~ $\rightarrow \psi - \xi$ fissato

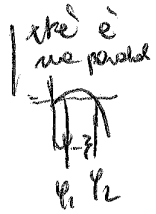
A questo punto, poiché

$$H \propto n^2 \quad e \quad Q \propto n$$

posso dire che

$$\underline{H \propto Q^2}$$ le curve isoη sono paraboliche.

In realtà, poiché un rendimento può riferirsi a due diversi valori di portata (φ_1, φ_2), le curve sono collinari e non semplicemente paraboliche (si richiudono)



© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 53 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 55 di 158

$$\frac{p_1 - p_e}{\rho} + \frac{c_1^2 - \cancel{c_0^2}^{\,=0}}{2} + g z_1 + L_{wc} = 0$$

ovvero

$$\frac{p_1 - p_e}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} + z_1 + \frac{L_{wc}}{g} = 0$$

e quindi

CONCETTO FONDAMENTALE

$p_1 < p_e$

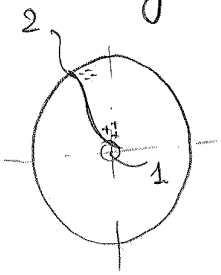
eff. eccelenza

$$\frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_e}{\rho g} - \frac{c_1^2}{2g} - z_1 - \frac{L_{wc}}{g}$$

effetto perdite

eff. altezza

A questi effetti devo sommare inoltre un contributo della girante



$$\Delta p_{gir} = \lambda \frac{1}{2} \rho w^2$$

con λ COEFF DI PRESSIONE (dipende dalla geometria del profilo)

e impongo la condizione:

$$\frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_e}{\rho g} - \frac{c_1^2}{2g} - z_1 - \frac{L_{wc}}{g} - \lambda \frac{1}{2} \rho w^2 \geq \frac{p_{vap}}{\rho g}$$

posso riscriverla come

NPSH circuito — NPSH min (pompa) — fornito da costruttore

$$\boxed{\frac{p_e - p_{vap}}{\rho g} - z_1 - \frac{L_{wc}}{g} \geq \frac{c_1^2}{2g} + \lambda \frac{1}{2g} w^2}$$

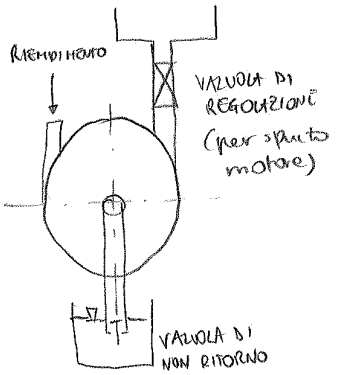
NOTA

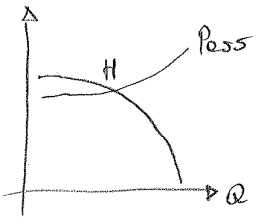
$z_1 < 0$ per pompe immerse!

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 55 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 57 di 158

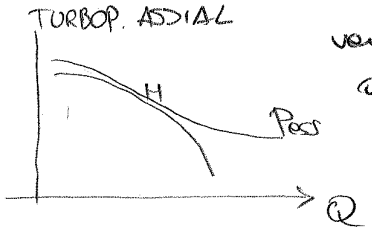
NOTA - avviamento della turbopompa





è chiaro che mi conviene allo spunto una Q piccola x limitare le correnti di avviamento intense

(x turbopompe centrifughe; quelle assiali ad esempio no. Occorre vedere come varia Pass in funzione di Q)



Regolazione Turbopompe

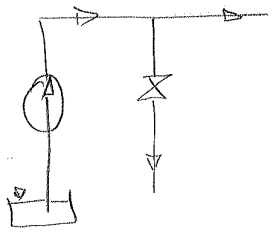
I meccanismi di regolazione sono principalmente tre:

1- variazione num. giri n

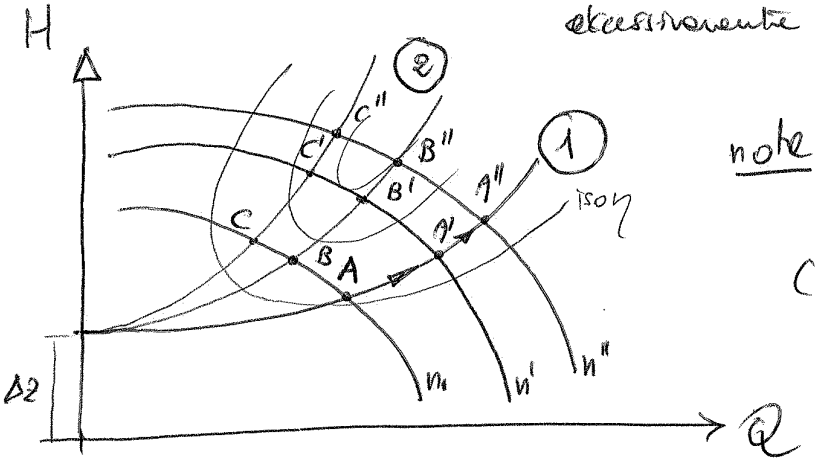
2- laminazione flusso <u>alla mandata</u> || aumento Δp → H est ha una pendenza maggiore (aumento R)

(non all'aspirazione)

3- valvola di by-pass



Pass rimane costante, ma si riduce chiaramente l'efficienza. Procedimento meno costoso, e che tuttavia può risultare più conveniente che scostarsi eccessivamente da zone ad alto η_p.



<u>note</u> spostandomi da A' a B' varia η_p

(in ~~base~~ meglio in questo caso ne guadagnerò η_p <u>minori</u>)

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 57 di 158

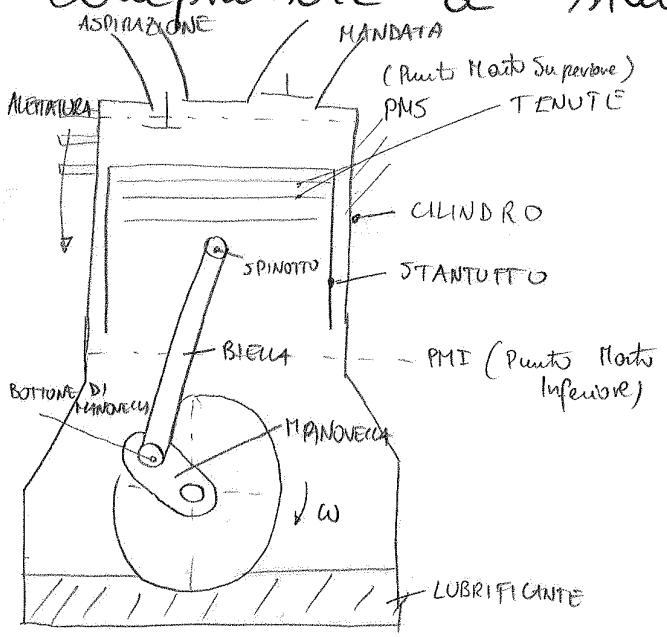
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 59 di 158

Macchine a fluido volumetriche

- operatrici
  - alternative
  - rotative
- motrici

- compressori a gas (termiche).
- pompe (idrauliche).

Compressore a "stantuffo" (alternativo)



Terminologia:

- Il volume utile tra PMS e PMI è detto

  CILINDRATA V

- Il volume tra l'altezza della bocca di espirazione e PMS è detto

  VOLUME DI SPAZIO MORTO V_{sm}

- Il volume determinato dalla bocca di espiraz. e PMI è detto

  VOLUME MASSIMO $V_{max} = V_{sm} + V$

In particolare, siano

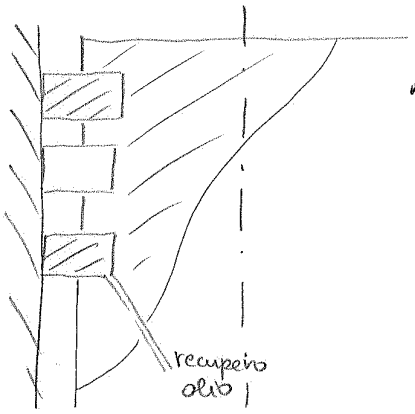
- D diametro stantuffo (alesaggio)
- r raggio manovella
- c corsa dello stantuffo ($2r$)

$$\Rightarrow \quad V = c\pi \frac{D^2}{4} \quad \text{(cilindrata)}$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 59 di 158

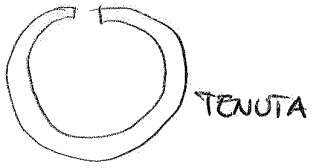
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 61 di 158

→ tenute tra stantuffo e cilindro



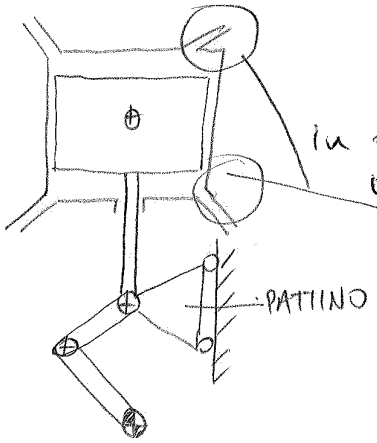
Le tenute impediscono il flusso di fluidi ~~eventu~~ presenti nella parte inferiore del compressore (lubrificanti) di andare in mandata e ai fluidi in impresso di non portarsi nella parte inferiore dello stantuffo mandandolo in stand-by.

Esse sono fissate allo stantuffo grazie alle spinte radiali tra cilindro e tenute. Poiché esse presentano ~~decenemente~~ un taglio per inserimento e dilatazione, occorre disporre opportunamente i tagli in modo da non creare una via privilegiata ai fluidi



NOTA

Per ~~evitare sop~~ ovviare al problema delle spinte laterali dello stantuffo, è stato ideato il modello di <u>manovelle teste a croce</u>



in questo caso, si tratta di una macchina a doppio effetto

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 61 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 63 di 158

Caso ideale

A) portata $\dot{m}_e$

Problema di definire la portata, in quanto non c'è stazionarietà del flusso!

~~Cose~~ Intanto,

$$\dot{m}_{asp} = \dot{m}_{nand} \quad | \text{ assenza di fughe.}$$

Posso pensare di definire un coeff. detto

COEFFICIENTE DI RIEMPIMENTO (IDEALE) λ_{vid}

$$\lambda_{vid} = \frac{\dot{m}_e}{\rho_1 V n_c}$$

con

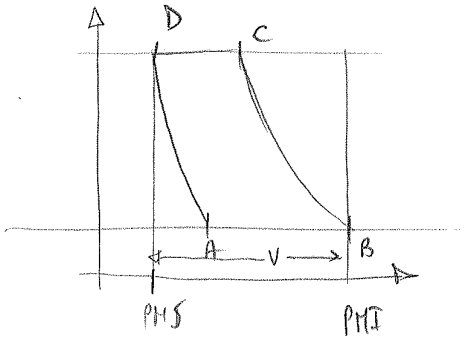
- $\dot{m}_e$ portata
- ρ_1 densità all'aspirazione (ufficiale)
- V cilindrata
- n_c numero di cicli nell'unità di tempo.

(in particolare a sempl. effetto $n_c = n$
a doppio effetto $n_c = 2n$)

E da questo ricavo

$$\dot{m}_e = \lambda_{vid} \rho_1 V n_c .$$

Devo quindi determinare λ_{vid}



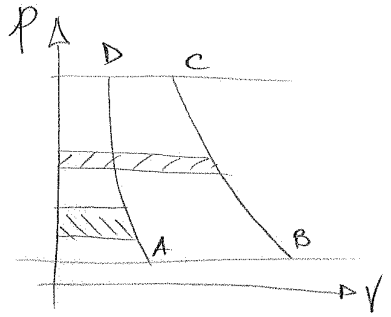
$$\lambda_{vid} = \frac{\cancel{\rho_1}(V_B - V_A)\cancel{n_c}}{\cancel{\rho_1}(V)\cancel{n_c}}$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 63 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 65 di 158

B) LAVORO AL CICLO $\mathcal{L}_{c_{id}}$

Il lavoro al ciclo corrisponde graficamente all'area del ciclo, ovvero



$$\mathcal{L}_{c_{id}} = \int_B^C V\,dp - \int_A^D V\,dp \qquad \text{con } pV^k \text{ cost}$$

$$= \frac{k}{k-1} p_1 V_B \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) - \frac{k}{k-1} p_1 V_A \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) =$$

$$= \frac{k}{k-1} p_1 (V_B - V_A) \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) =$$

$$= \frac{k}{k-1} p_1 \lambda_{vid} V \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \qquad \left[\frac{J}{ciclo}\right]$$

c) POTENZA ASSORBITA P_{ass}

$$P_{ass_{id}} = \mathcal{L}_{c_{id}} \cdot n_c$$

Posso definire anche un LAVORO MASSICO

$$\mathcal{L}_{id} \left[\frac{J}{kg}\right] \text{ come}$$

$$P_{ass} = \mathcal{L}_{c_{id}} \cdot n_c = \mathcal{L}_{id} \cdot \dot{m}_a$$

$$\Rightarrow \mathcal{L}_{id} = \frac{\mathcal{L}_{c_{id}} \cdot n_c}{\dot{m}_a} = \frac{\frac{k}{k-1} p_1 \lambda_{vid} V \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \cdot n_c}{\lambda_{vid} \rho_1 V n_c} =$$

$$= \frac{k}{k-1} R T_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 65 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 67 di 158

Devo ridefinire i parametri:

$$\beta' = \frac{p_2'}{p_1'} \quad \text{per cui definiti} \quad \delta_1 = \frac{p_1 - p_1'}{p_1} \quad e \quad \delta_2 = \frac{p_2' - p_2}{p_2}$$

$$\Rightarrow \quad p_1' = p_1(1-\delta_1)$$
$$p_2' = p_2(1+\delta_2)$$

ottengo

$$\beta' = \frac{p_2(1+\delta_2)}{p_1(1-\delta_1)} = \beta \frac{1+\delta_2}{1-\delta_1}$$

→ lavoro al ciclo $\mathcal{L}_c$

$$\mathcal{L}_c = \int_B^C V dp - \int_D^A V dp$$

$$= \frac{m}{m-1} p_1' V_B \left(\beta'^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) - \frac{m'}{m'-1} p_1' V_A \left(\beta'^{\frac{m'-1}{m'}} - 1 \right)$$

ora poiché

$$V_B = V + V_{sm}$$

e

$$V_A = V_{sm} \beta'^{\frac{1}{m'}}$$

$$= \frac{m}{m-1} p_1' V (1+\mu) \left(\beta'^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right) - \frac{m'}{m'-1} p_1' \mu V \beta'^{\frac{1}{m'}} \left(\beta'^{\frac{m'-1}{m'}} - 1 \right)$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 67 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 69 di 158

Ovvero

$$T_B \eta_c m_B = T_A m_A + T_1 \overset{m_{esp}}{\lambda_v \rho_1 V}$$

dall'eq di gas ideali

$$pV = m R^* T$$

$$\cancel{T_B} \eta_c \frac{p_B V_B}{R \cancel{T_B}} = \cancel{T_A} \frac{p_A V_A}{R \cancel{T_A}} + \cancel{T_1} \lambda_v \frac{p_1}{R \cancel{T_1}} V$$

noto

$$V_A = V_{sm} \beta^{\frac{1}{m'}} \qquad p_B = p_1'$$

$$V_B = V + V_{sm} \qquad p_A = p_1'$$

ottengo

$$\eta_c p_1' V (1+\mu) = p_1' \overset{\mu V}{V_{sm}} \beta^{\frac{1}{m'}} + \lambda_v p_1 V$$

e infine

$$\lambda_v = \eta_c (1-\delta_1) \left[1 - \mu \left(\frac{\beta^{\frac{1}{m'}}}{\eta_c} - 1 \right) \right]$$

compatibile con il caso reale

$\eta_c = 1$

$m' = R$

$\delta_1 = 0$

Tengo più conto degli scambi (η_c) e della coniazione (δ_1).

Mancano le fughe.

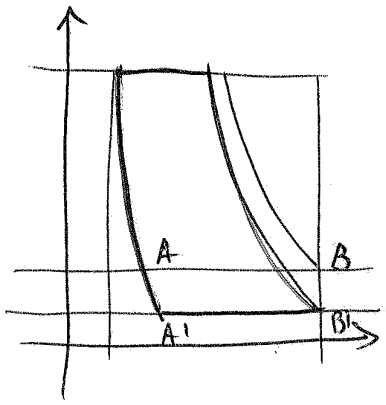
Definisco un

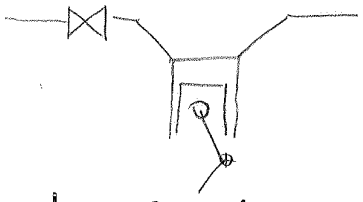
COEFF. DI PERDITA PER FUGA $\quad \eta_\varphi = \frac{m_{nom}}{m_{esp}} < 1$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 69 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 71 di 158

Il ciclo si modifica in questo modo





per cui

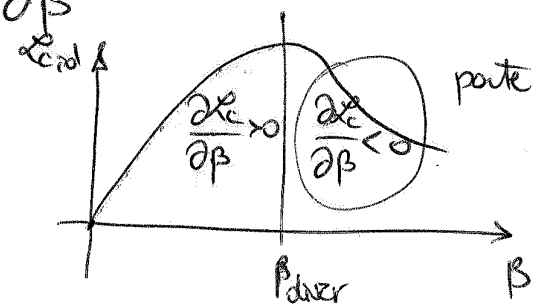
$\frac{P_{ass}'}{P_{ass}}$ = rapporto tra le due aree del ciclo.

In particolare se dico che $\lambda_v \simeq 1$, e considero il caso ideale

$$\mathcal{L}_{c\,id} = \frac{k}{k-1} p_1 \lambda_v \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \simeq \frac{k}{k-1} \frac{p_2}{\beta}\left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)$$

Per cui

$$\frac{\partial \mathcal{L}_{c\,id}}{\partial \beta} = 0 \Rightarrow \beta_{divar} = k^{\frac{k-1}{k}} \quad \left(\text{con } k=1 \rightarrow \beta_d \simeq 3{,}25\right)$$

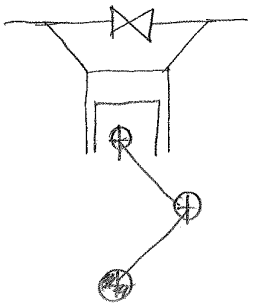


parte utile.

Se $P_{ass}' > P_{ass}$ con $m_e' < m_e$ non è conveniente.

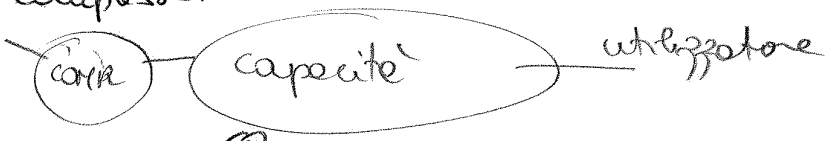
Per avere un'idea di come potrebbe variare $\frac{P_{ass}'}{P_{ass}}$ in funzione di β.

→ <u>valvola di bypass</u>



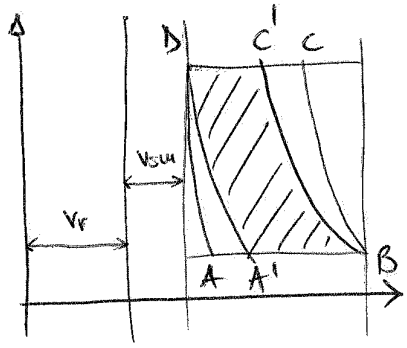
In questo modo riduco la portata m_e, ma la P_{ass} rimane la stessa.

Oppure posso pensare di introdurre una capacità intermedia tra mandata e utilizzatore. Arresto temporaneo del compressore



© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 71 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 73 di 158



Come posso notare dal grafico

$L_C' < L_C$

Per quanto riguarda il lavoro nominio posso fare le seguenti considerazioni:

$$\beta^{\frac{1}{R}} = \frac{V_B}{V_C} \qquad \beta'^{\frac{1}{R}} = \frac{V_B + V_r}{V_C' + V_r} = \frac{V_A' + V_r}{V_D + V_r}$$

ma

$\beta' = \beta$ in quanto è rapporto tra 2 pressioni che non cambiano.

$\Rightarrow L_C \cong L_C'$ (lavoro uguale) $\Rightarrow$ In ogni caso $P_{ess}' < P_{ess}$

→ <u>anticipo/posticipo chiusura valvole aspirazioni</u>

non più automatiche, riduco la portata

Compressore volumetrico rotativo

- ROOTS:
no grandi portate, $\beta = 1{,}5 \div 2$
di dimensioni contenute, ha un ingombro limitato ma a causa della sua geometria a parti coniugate prive di tenute con Δp elevato la portata refluisce
$\Rightarrow$ utilizzo per la sovralimentazione dei motori

- A VITE
anche alti β, no vibrazioni assiali, non necessita di cuscinetti collegamenti semplici x i supporti..

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 73 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 75 di 158

ovvero, definito

RAPPORTO DI COMPRESSIONE VOLUMETRICO $\rho = \frac{V^*}{V_i}$

$$\mathcal{L}_c = \frac{m}{m-1} p_1 V_i \left[\underbrace{\left(\frac{p_i}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}}}_{\rho^m} - 1 \right] + \frac{V_i}{\rho} p_1 \left(\frac{p_2}{p_1} - \frac{p_i}{p_1} \right) =$$

$$= p_1 V_i \left[\frac{m}{m-1} \left(\rho^{m-1} - 1 \right) + \frac{\beta - \rho^m}{\rho} \right] \quad [J/\text{ciclo}]$$

E di conseguenza

→ potenza assorbita

$$P_{ass} = \frac{\mathcal{L}_c \cdot n}{\eta_m}$$

NOTA che

$\frac{\partial \mathcal{L}_c}{\partial p_1} = 0$ (ovvero il lavoro è massimo, con p_1 definita) per

$$\Rightarrow \rho = m^{\frac{1}{m-1}}$$

$\sim 2,3 \div 2,4$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 75 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 77 di 158

$$\Rightarrow \quad T_4 = \frac{T_3'}{\rho_e^{k-1}} \quad \text{con} \quad \rho_e = \frac{v_4}{v_3'} = \frac{v_4}{v_3 \tau'} = \frac{v_1}{v_2 \tau'} = \frac{\rho}{\tau'}$$

da eq. gas perfetti

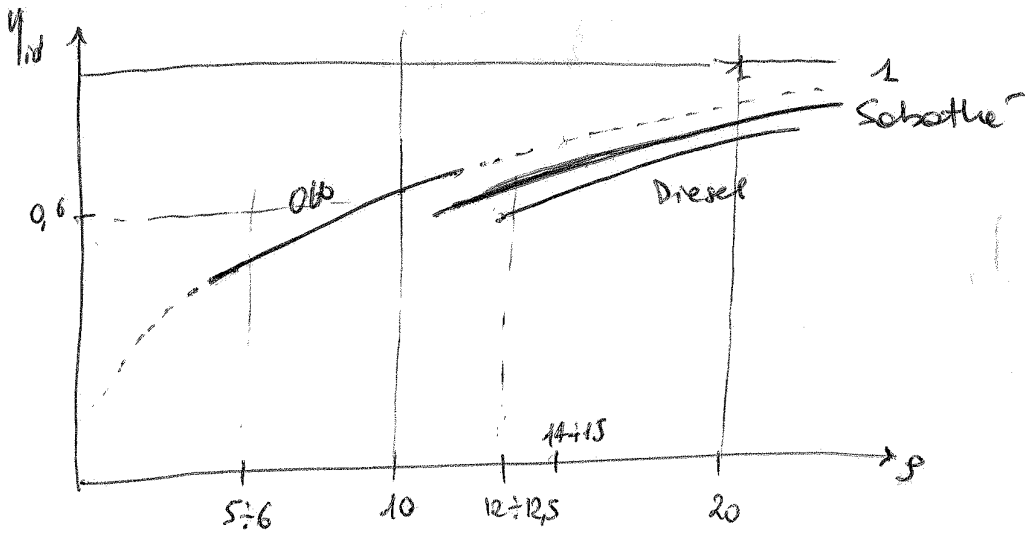
$$T_4 = \frac{\tau \tau' \rho^{k-1} T_1}{\frac{\rho^{k-1}}{\tau'^{k-1}}} = \tau \tau'^{k} T_1$$

$$\eta_{id,\,sab} = 1 - \frac{\tau \tau'^{k} - 1}{(\tau - 1) + k\tau(\tau' - 1)} \cdot \frac{1}{\rho^{k-1}}$$

Già noti sono invece

$$\eta_{id,\,otto} = 1 - \frac{1}{\rho^{k-1}} \qquad (\tau' = 1)$$

$$\eta_{id,\,Diesel} = 1 - \frac{\tau'^{k} - 1}{k(\tau' - 1)} \cdot \frac{1}{\rho^{k-1}} \qquad (\tau = 1)$$



In particolare

$$\eta_{id,\,otto} \simeq 0{,}602 \quad \text{per } \rho = 10$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 77 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 79 di 158

> dissociazione dei prodotti della combustione per $T > 1850\ K$ (ca) | ciclo Otto e Sabathè no Diesel

$2CO_2 \rightleftarrows 2CO + O_2$
$2H_2O \rightleftarrows 2H_2 + O_2$ $\Rightarrow$ aumenta il volume dei fumi e quindi diminuisce la $T_{fine\ combustione}$

(conseguente riduzione rendimento del 10%)

> Variazioni di R tra reagenti e gas combusti in presenza contenuto le specie chimiche (+ ‰)

In definitiva quindi

$$\eta_{lim,otto} \cong 0{,}602 \cdot 0{,}75 \cong 0{,}45$$

inteso come

$$\eta_{lim,otto} = \frac{L_{lim}}{m_b H_i}$$

con
- m_b massa di comb. al ciclo
- H_i potere calorifico inferiore

L_{lim} | energia utilizzata al ciclo

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 79 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 81 di 158

Infine quindi

η_u RENDIMENTO UTILE $\qquad \eta_u = \dfrac{\mathcal{L}_u}{\underbrace{\dot{m}_b H_i}_{\mathcal{E}_u}}$

sono dati da

$$\eta_u = \eta_{em} \cdot \eta_{ei} \cdot \eta_e \simeq 0,33$$ (circa $\frac{1}{3}$ della spesa)

NOTA

Quando utilizzo questo tipo di macchine per potenze basse (veicoli) il rendimento crolla! $\eta_u = 0,05$

Mentre per motori stazionari posso contenere molto meglio le perdite

$$\eta_u = 0,4$$

$\Rightarrow$ è chiaro che si deve pensare recentemente alla cogenerazione.

Ricapitolando.

- Rendimento limite $\eta_{em} = \dfrac{\mathcal{L}_{em}}{\dot{m}_b H_i}$
  - variaz. c_p e c_v con la temperatura
  - attrito aerodinamico
  - variazione di R
- Rendimento termofluidodinamico $\eta_{ei} = \dfrac{\mathcal{L}_i}{\mathcal{L}_{em}}$
  - imperfetta combustione
  - scambi termici
  - lavoro per il ricambio del fluido
  - fughe di fluido

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 81 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 83 di 158

$$P_u = \eta_u \frac{\lambda_v H_i}{\alpha v_a} i V \frac{n}{m}$$

Definisco

PRESSIONE MEDIA EFFETTIVA $\quad \frac{L_u}{V} = pme = \eta_u \frac{\lambda_v H_i}{\alpha v_a}$

Ora noto $C\omega = P_u$ e $\omega = 2\pi n$

$$C = \frac{pme \cdot iV}{2\pi m}$$

Valori massimi di pme motori alternativi e comb. intere

classe	n° tempi	alimentaz. naturale	sovralimentaz. semplice	sovralimentaz. con interrefrigeraz.
accensione comandata (otto)	2	5 ÷ 9	—	—
	4	10 ÷ 13	14 ÷ 20	20 ÷ 40
acc. per compress. (diesel)	2	4 ÷ 5	6 ÷ 7	12 ÷ 15
	4	6 ÷ 8	10 ÷ 13	16 ÷ 25

NOTA

motori 2T → valvole automatiche, posso raggiungere n elevatissime
(4T → camme, molle...)

- comporta una grossa quantità di incombusti allo scarico
- necessitano di lubrificanti.

acc. utensili (+leggeri) sono motoslitte

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 83 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 85 di 158

Consumo specifico di combustibile

def

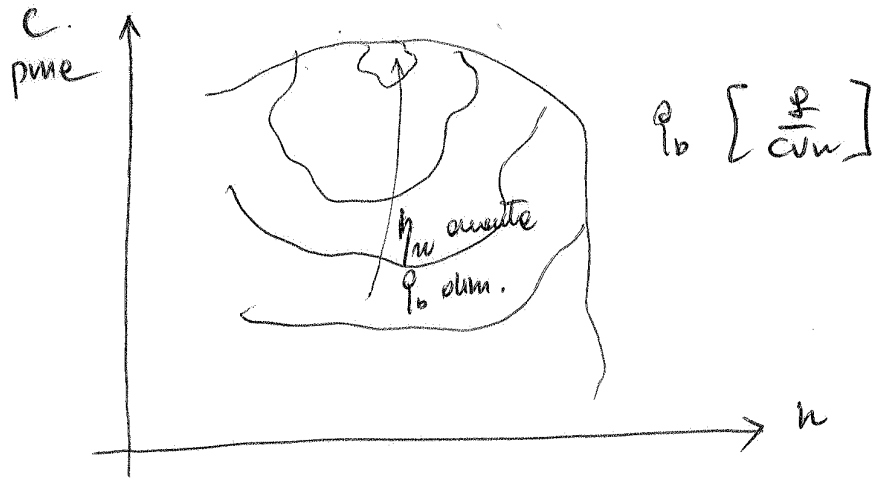
$$q_b = \frac{\dot{m}_b}{P_u} = \frac{\text{portata combustibile}}{\text{potenza utile}}$$

$$= \frac{1}{\eta_u H_i} \qquad \left[\frac{g}{CVh}\right]$$

per cui

$$q_b \propto \frac{1}{\eta_u}$$

Esempio dei grafici del liv.



Esempio

$q_{b\,min} = 190$ $\qquad \eta_u = \frac{1}{q_b H_i} = \frac{1}{\frac{190 \cdot 10^{-3}}{75 \cdot 9{,}81 \cdot 3600} \cdot 44000} \simeq 0{,}317$ (max!)

$q_b = 500$ $\qquad \eta_u \simeq 0{,}12$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 85 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 87 di 158

UGELLI E DIFFUSORI **2ª Esercitazione**

1. 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 ($C_{iniz} = 0$) fino a 10 bar. Ammettendo isentropica l'espansione, calcolare la sezione finale del condotto e valutare l'area della sezione ristretta (assumere per il vapore surriscaldato k=1.3).
(C_2 = 823.4 m/s; A_2 = 11.7 cm^2 ; A_r = 10.3 cm^2)

2. Un ugello semplicemente convergente con condizioni a monte di 5 ata e 150 °C ($C_{iniz} = 0$) e pressione di valle di 2 ata, lascia passare 3 kg/s d'aria (k=1.4, R=287 J/kgK). Calcolare la velocità e la temperatura nella sezione di sbocco per un'espansione isentropica. Calcolare inoltre la nuova portata se le condizioni di monte diventano 10 ata e 300°C, e la pressione di valle 4 ata.
($C_2 = C_s$ = 376.4 m/s; t_2 = 79.5 °C; $\dot{m}$ = 5.16 kg/s)

3. Ad un ugello adiabatico, ma con resistenze passive, perviene azoto (k=1.4, M = 28) a 7 ata e 500 °C (C_1 = 100 m/s). Sapendo che la sezione di sbocco é pari a 2 cm^2 e che le condizioni di adattamento si verificano per pressione di sbocco di 2 ata e 300 °C, trovare la portata, la velocità di sbocco e il valore di L_w.
(C_2 = 652.3 m/s; $\dot{m}$ = 0.15 kg/s; L_w = 9.72 kcal/kg)

4. Un ugello convergente-divergente espande isentropicamente aria (k = 1.4, C_p = 0.24 kcal/kgK). Nella sezione ristretta, di area A_r = 100 cm^2, si ha C_s = 400 m/s con p_{cr} =1.02 ata. In uscita la pressione di adattamento é pari a p_2 = 0.102 ata. Calcolare la portata, la velocità dell'aria e l'area della sezione di sbocco.
Determinare inoltre nella sezione di sbocco la pressione limite e la relativa velocità.
(t_{cr} =125.1 °C; $\dot{m}$ = 3.5 kg/s; C_2 = 738.7 m/s; A_2 = 280.8 cm^2; p_1=1.93 ata; t_1= 204.7 °C; p_{lim}=1.87 ata; C_{lim} = 92.3 m/s)

5. Un diffusore adiabatico riceve aria (k=1.4; R=287 J/kgK) a pressione 1.4 ata e 320 K, con velocità di 250 m/s. Volendo ridurre la velocità a soli 50 m/s, calcolare la pressione raggiunta dall'aria in uscita al diffusore, sia nell'ipotesi di compressione isentropica, sia nell'ipotesi di compressione reale con rendimento isentropico del diffusore pari a η_d = 0.9.
(p_{2is} = 1.91 ata; p_2 = 1.86 ata)

6. Un effusore deve essere alimentato con gas combusti (k = 1.37, R = 290 J/kgK) in condizioni di p_1 = 10 bar, t_1 = 1200 °C ($C_1 \cong 0$) e deve smaltire una portata di 3.5 kg/s. Sapendo che nell'ambiente di valle all'effusore regna una pressione p_2 = 1 bar, stabilire, considerando tali condizioni di "progetto", se il condotto dovrà essere semplicemente convergente o convergente-divergente e determinarne la geometria considerando il flusso isentropico. Calcolare inoltre la temperatura e il numero di Mach allo sbocco nelle precedenti condizioni di "progetto". Determinare infine la nuova portata attraverso il medesimo effusore con pressione di monte p_1 diminuita a 2 bar, a parità di t_1 e p_2.
(A_2 = 66.33 cm^2; A_r = 33.65 cm^2; T_2 = 790.9 K; M_2 = 2.16; $\dot{m}$ = 0.7 kg/s)

?

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 87 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 89 di 158

TURBOCOMPRESSORI **4ª Esercitazione**

1. Un turbocompressore centrifugo a pale radiali aspira 1 kg/s di argon (k= 1.67; R= 207 J/kgK) da un ambiente con condizioni pari a 1.5 ata e 10 °C, mandando in un ambiente a 4 ata. A 20000 rpm il compressore assorbe 125 CV (η_m = 0.97), funzionando con φ = 0.25. Calcolare l'esponente 'm' della politropica di compressione, la pressione e la temperatura in uscita alla girante.
(m =1.946; p_2 = 2.52 ata; T_2 = 364.05 K) suppongo $\beta_2 = \pi/2$

2. Un turbocompressore centrifugo aspira argon da un ambiente a 2 ata e 5 °C. Esso presenta in uscita alla girante un diametro d_2 = 30 cm, un rapporto lunghezza assiale della paletta/diametro $\xi \cdot l_2/d_2$ = 0.10 e funziona con questi dati:
φ = 0.20 ζ= 0.40 n = 20'000 rpm β_2 = 110°
Ammettendo politropica la linea di compressione, determinare il rapporto di compressione e la potenza assorbita (η_m = 0.97).
(ψ = 1.85; β = 2.62; P_{ass} = 749.5 kW)

3. Un compressore centrifugo adiabatico presenta una girante con angolo delle palettature β_2 = 90° e diametro esterno della girante d_2 = 0.25 m. Essendo noti in condizioni di progetto i seguenti dati:

velocità di rotazione	n = 24000 giri/min
condizioni del gas all'aspirazione (azoto: k=1.4; R=297 J/kgk)	T_1= 293 K; p_1=110 kPa
rendimento idraulico	η_{yc} = 0.80
portata in massa	$\dot{m}$ = 3.10 kg/s
rendimento meccanico	η_m = 0.97

calcolare il lavoro di compressione, la pressione p_u e la temperatura T_u di mandata, la potenza assorbita dal compressore (porre ΔE_c = 0 per l'intera macchina).
Determinare infine il triangolo di velocità all'uscita dalla girante, la relativa pressione p_2 e temperatura T_2 sapendo che l' angolo tra la velocità assoluta C_2 di uscita dalla girante e la velocità periferica U_2 è α_2 = 27° (considerare C_1 = 0 e assumere il medesimo esponente della trasformazione politropica sia nella girante che nel diffusore).
(L_i =98.7 kJ/kg; p_u = 241.4 kPa; T_u = 388.0 K; $P_{ass} \cong$ 315.4 kW; C_2 = 352.6 m/s; W_2 = 160.1 m/s; p_2=151.06 kPa; T_2= 328.15 K)

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 89 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 91 di 158

TURBOPOMPE **Esercitazione n. 5**

1. Una turbopompa centrifuga presenta: d"=0.4 m; l" = 5 cm (larghezza palettatura in uscita); β'' = 120° ; diametro del condotto d'aspirazione e mandata d = 0.28 m; portata 200 kg/s con η_{yp} = 0.78 e n = 1200 giri/min; bocca di aspirazione a 1.8 m sopra il bacino d'aspirazione (p_a = 1 ata), con perdite di carico nel tubo aspirante di 0.46 m; fluido acqua $\rho = 10^3$ kg/m^3.
   Calcolare la prevalenza H, la potenza assorbita ($\eta_v = \eta_m = 1$; $\xi = 1$) e la pressione di mandata della pompa.
   (H= 46.55 m; P_{ass} = 159 CV; p_2 = 5.4 ata).

2. Una turbopompa centrifuga monostadio, con diffusore palettate e pale della girante rivolte in avanti (β''= 60°), diametro esterno girante d"= 0.4 m, n =1500 giri/min, angolo costruttivo ingresso diffusore α'' = 20°, funziona in condizioni di progetto con C' = 8 m/s in ingresso alla pompa. Il rendimento η_{yp} = 0.75, con perdite imputabili per il 40 % alla girante, per il 60 % al diffusore. Ammettendo 1 ata la pressione in ingresso alla pompa, calcolare le pressioni in uscita alla girante e al diffusore (si ammettano trascurabili le differenze di quota interne e la velocità d'uscita al diffusore; fluido acqua $\rho = 10^3$ kg/m^3).
   (Li=1249.5 J/kg; p"=3.66 ata; p_2=10.88 ata).

3. La turbopompa, di cui in fig. 1 é allegata la caratteristica a 2900 giri/min con i corrispondenti valori di rendimento η_p e di $NPSH_{pompa}$ (minimo), é inserita in un circuito di sollevamento dell'acqua. Il dislivello geometrico é di 60 m, le perdite di carico dell'intero impianto sono Y = $5 \cdot 10^{-3}$ Q^2 (Y in [m] con Q in [l/min]). Calcolare la potenza assorbita. Sapendo inoltre che nella sola tubazione aspirante le perdite di carico sono esprimibili come Ya = $4 \cdot 10^{-4}$ Q^2, calcolare l'altezza della tubazione aspirante per la quale si verificherebbe la cavitazione, sapendo che la temperatura dell'acqua é 21 °C e la pressione atmosferica 1 bar.
   (P_{ass}= 2.6 kW, z_1 = 4.1 m)

4. Una turbopompa che presenta a n = 2000 giri/min la caratteristica allegata in fig. 2, é inserita in un circuito chiuso di circolazione di acqua. Ipotizzando che le perdite di carico nei condotti seguano la legge Y = $0.1 \cdot 10^{-3} \cdot Q^2$ (Y in [m] con Q in [m^3/h]), calcolare la potenza assorbita dalla pompa.
   Sapendo inoltre che l'acqua si trova alla temperatura di 20 °C, che la pressione alla bocca di aspirazione é p_1= 0.5 bar, che il diametro del condotto di aspirazione é d = 25 cm e che in tali condizioni di funzionamento l' $NPSH_{pompa}$ é 4 m (minimo), verificare la condizione di non cavitazione dell'impianto. (Pass = 42.6 kW; $NPSH_{ciruito}$ = 5.3 m)

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 91 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 93 di 158

COMPRESSORI VOLUMETRICI **Esercitazione n. 6**

1. Un compressore volumetrico a stantuffo di cilindrata 2.0 litri e grado di spazio morto 0.12 aspira aria ($k = 1.4$; $R = 287$ J/kgK) a $p_1 = 110$ kPa e 25 °C e la comprime fino a $p_2 = 650$ kPa; la velocità di rotazione è di 1500 giri/min.
   Trascurando gli effetti delle laminazioni attraverso le valvole, le perdite per fughe, gli scambi termici con le pareti, calcolare la portata e la potenza assorbita ($\eta_m = 0.85$). Valutare inoltre la nuova portata e la nuova potenza assorbita qualora il compressore venga regolato dimezzando la velocità di rotazione, portandola cioè a 750 giri/min. Considerare le perdite meccaniche proporzionali alla seconda potenza della velocità angolare stessa e costanti le altre condizioni di funzionamento (p_1, t_1, p_2, ecc.). ($\dot{m} = 44.6$ g/s; $P_{ass} = 10.38$ kW; $P'_{ass} = 4.8$ kW)

2. Un compressore volumetrico a stantuffo con alesaggio $D = 65$ mm, corsa $C = 30$ mm e grado di spazio morto $\mu = 0.15$, aspira aria ($k=1.4$; $R = 287$ J/kgK) a $p_1 = 100$ kPa e 25 °C e la comprime fino a $p_2 = 600$ kPa; la velocità di rotazione è di 3000 giri/min. Trascurando gli effetti delle laminazioni attraverso le valvole, le perdite per fughe, gli scambi termici con le pareti, calcolare la portata e la potenza assorbita ($\eta_m = 0.85$).
   Valutare inoltre il nuovo volume dello spazio morto necessario a dimezzare la portata; calcolare inoltre la potenza assorbita in tali nuove condizioni (considerare η_m = cost.). ($\dot{m} = 3.55$ g/s; $P_{ass} = 0.837$ kW; $V_{sm} = 26.64$ cm^3)

3. Un compressore alternativo a stantuffo monostadio aspira aria ($k = 1.4$; $R = 287$ J/kgK) a 100 kPa e 25 °C e la manda in un ambiente a 600 kPa. E' nota la cilindrata, pari a 1500 cm^3, il grado di spazio morto $\mu = 0.11$, la velocità di rotazione $n = 1500$ giri/min.
   Sapendo che nel ciclo di lavoro la linea di compressione ha esponente $m = 1.35$ la linea di espansione $m' = 1.38$, ammettendo trascurabili le perdite per laminazione nelle valvole automatiche, le fughe e gli scambi termici durante la fase di aspirazione, calcolare la portata di aria mandata e la potenza assorbita ($\eta_m = 0.85$). Determinare inoltre la nuova portata e la nuova potenza assorbita quando la pressione all'aspirazione del compressore viene ridotta a 65 kPa mediante laminazione, a parità di altre condizioni. ($\dot{m} = 31$ g/s; $P_{ass} = 7.05$ kW; $\dot{m}' = 15.94$ g/s; $P'_{ass} = 4.73$ kW)

4. Un compressore alternativo aspira aria ($k = 1.4$; $C_p = 1005$ J/kgK) dall'ambiente a 1 bar e 15 °C e la manda a 6 bar. La cilindrata é 3 dm^3, $\mu = 0.1$, $n = 2000$ giri/min. Trascurando le fughe ($\eta_\varphi = 1$), poste le perdite per laminazione $\delta_1 = \delta_2 = 0.1$ ed $\eta_\tau = 0.95$, sapendo che gli esponenti delle linee di compressione ed espansione risultano $m = 1.38$ e $m' = 1.45$, rispettivamente, calcolare la portata, la potenza assorbita ($\eta_m = 0.90$) e le temperature del ciclo, nota la temperatura dell'aria all'inizio della compressione T_B pari a 298 K. ($\dot{m} = 70.8$ g/s; $P_{ass} = 18.3$ kW; $T_C = 515.8$ K; $T_D = 511.0$ K; $T_A = 275.4$ K)

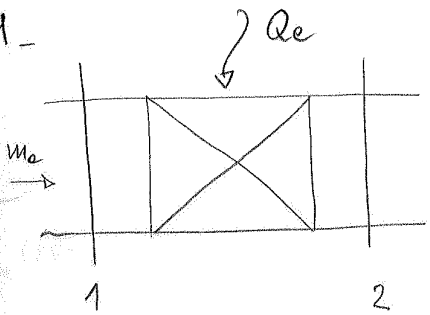
© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 93 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 95 di 158

FONDAMENTI DI MACCHINE

TERMODINAMICA

1_



aria:

$c_p = 0{,}26 \ \frac{kcal}{kg\,K}$

$R^* = 0{,}069 \ \frac{kcal}{kg\,K}$

moto stazionario, fornitura politropica n

$p_1 = 5$ ata
$t_1 = 210°C$
$c_1 = 50 \ \frac{m}{s}$

$p_2 = 4{,}5$ ata
$t_2 = 850°C$
$c_2 = 120 \ \frac{m}{s}$

Determinare:

$Q_e \left[\frac{kJ}{kg}\right]$, n, $L_W \left[\frac{kJ}{kg}\right]$

Svolgimento

> Applico il pr I principio Termodinamica per un sistema aperto

$$Q_e + \cancel{L_i}^{=0} = \Delta H + \Delta E_{c,g,cf}$$

$$Q_e = c_p (t_2 - t_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} =$$

fattore di conversione

$1 \ kcal = 4{,}186 \ kJ$

NOTA che $\frac{kJ}{kg} = \frac{10^3 \cdot N \cdot m}{kg} = kg \cdot \frac{m}{s^2} \cdot \frac{m}{kg} = \frac{m^2}{s^2} \cdot 10^3$

$$Q_e = 0{,}26 \ \frac{kcal}{kg\,K} \cdot \frac{4{,}186 \ kJ}{1 \ kcal} \cdot 10^3 (850 - 210) K + \frac{120^2 - 50^2}{2} \ \frac{m^2}{s^2} =$$

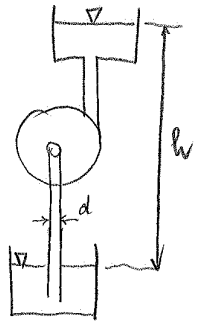
$= 702{,}5 \ kJ/kg$

$= 167{,}82 \ kcal/kg$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 95 di 158

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 97 di 158

2-



$h = 20\ m$

$d = 10\ cm$

$C_w = 2\ \frac{m}{s}$

$L_w = 4\ m$

$\eta_m = 0{,}97$

Determinare:

$\dot{m}$, P_{ass}

Svolgimento

> Dalla definizione

$$\dot{m} = \rho_w A c_w = \rho_w \frac{\pi d^2}{4} c_w =$$

$$= 1000\ \frac{kg}{\cancel{m^3}} \cdot \frac{\pi (0{,}1)^2\ \cancel{m^2}}{4} \cdot 2\ \frac{\cancel{m}}{s} = 15{,}71\ \frac{kg}{s}$$

> Calcolo il lavoro meccanico come

$$L_i = \int_1^2 v\,dp + \Delta E_{c,g,f} + L_w$$

$$= \cancel{\frac{p_e - p_1}{\rho}}^{=0} + gh + L_w \cdot g$$

$$L_i = (h + L_w)\,g = (20 + 4)\,m \cdot 9{,}81\ \frac{m}{s^2} = 235{,}44\ \frac{J}{kg}$$

Per cui

$$P = \dot{m}\,L_i = 15{,}71\ \frac{kg}{s} \cdot 235{,}44\ \frac{J}{kg} \simeq 3{,}7\ kW$$

Tenendo conto delle perdite meccaniche

$$P_{ass} = \frac{P}{\eta_m} = \frac{3{,}7\ kW}{0{,}97} = 3{,}81\ kW$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 97 di 158