



Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO: 1260

DATA: 27/10/2014

A P P U N T I

STUDENTE: Santoro

MATERIA: Fondamenti di Macchine + Eserc.

Prof. Poggio

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

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

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

- FONDAMENTI DI MACCHINE -

prof. Poggio Alberto

- Carbone: Seconda fonte di produzione di energia elettrica in Italia, ha superato il petrolio -
- Acqua: l'energia idroelettrica ha superato quella nucleare nella produzione mondiale -

→ Il consumo varia a seconda dei paesi, noi e l'America del Nord siamo alla pari, ma superati dall'Asia orientale in via di sviluppo -

FREZZO DELL'ENERGIA

- Il petrolio è la chiave di paragono, perché è alla base di tutto (fertilizzanti, benzina e carburanti...), ma ora non ce n'è più a buon mercato - L'impostazione concettuale è la stessa, ma dobbiamo cambiare la realizzazione a causa della coscienza energetica -

→ A seconda delle scelte, si prospettano diversi scenari:

- Aumento di popolazione e consumi → +4°C
- Aumento consumi, ma energie rinnovabili → +3°C
- Aumento consumi, solo energie pulite → +2°C
- Nessuna emissione → +0,5°C (Spendo tutto)

20-20-20

- 20% dei consumi energetici
- 20% di energie rinnovabili
- 20% nelle emissioni di gas serra

Programmi:

- Richiami di termodinamica (cenni)
- Moto dei fluidi nei condotti
- Turbomacchine motrici e operatrici
- Macchine idrauliche operatrici
- Motori a combustione interna (cenni)
- Impianti termoelettrici (cenni)

Esame

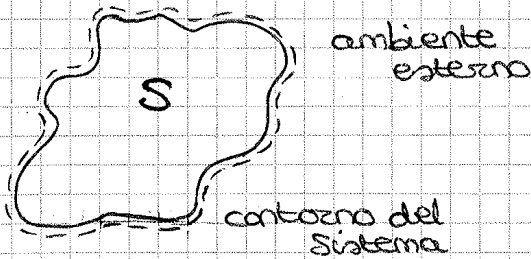
Scritto → Esercizi di macchine + domande aperte di teoria

↳ posso portare appunti, quaderni... (40 minuti)

- Elenco dei libri di testo sul portale con programma dettagliato -

- RICHIAMO DI TERMODINAMICA -

- SISTEMA TERMODINAMICO: interessa studiare l'andamento del fluido contenuto all'interno del sistema.



EQUAZIONE DI STATO DEI GAS PERFETTI

$$p v = R T$$

[Pa] [m³/kg] [K]

p = pressione del gas [Pa] o [bar] a seconda del contesto

1 bar = 10⁵ Pa

costante del gas

v = volume specifico / volume massico [v/m] [m³/kg]

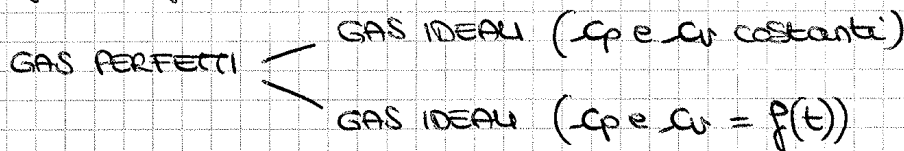
T = temperatura del gas [K] o [C]

$R = \frac{R}{\mu}$ [J/kgK] costante universale dei gas

↳ peso molecolare

ex. aria R = 287 J/kgK

- Cos'è un gas perfetto?



Ex: aria, ossigeno, azoto } gas perfetti vapore d'acqua } no gas perfetto

→ L'aria viene anche liquefatta comprimendola, ma alle condizioni ambiente è lontano da questo comportamento e quindi la consideriamo come un gas perfetto, mentre l'acqua lo diventa solo a P e T molto elevate.

LIQUIDI (fluidi incompressibili)

EQUAZIONE DI STATO:

$$\rho = \frac{1}{v} = \text{cost.} \quad [\text{kg/m}^3]$$

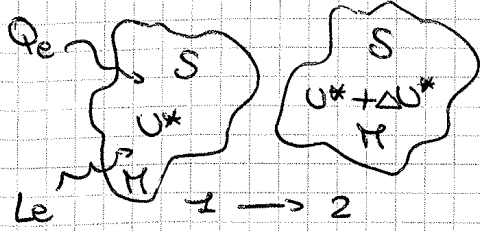
Non da' peso info su pressione, volume e temperatura.

PRIMO PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA

punto di vista sostanziale
(approccio lagrangiano)

SISTEMA CHIUSO: non compie scambi di massa con l'esterno

↳ scambia lavoro almeno attraverso una sua parte



U^* = energia interna

$$Q_e + L_e = \Delta U^* + \Delta E_c + \Delta E_p + \Delta E_{\text{centrifuga}}$$

$$L_e = - \int_1^2 p dV + L_w + \Delta E_{c,p,q}$$

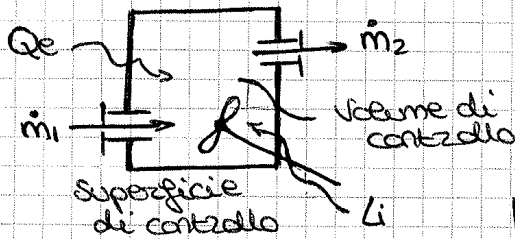
$$Q_e = \Delta U^* + \int_1^2 p dV - L_w$$

↳ lavoro generato dagli attriti dovuti alla viscosità

• Gran parte dei sistemi non sono però chiusi, perché è proprio il passaggio di acqua o fluido nel sistema a causarne il funzionamento.

punto di vista locale
(approccio euleriano)

SISTEMA APERTO: compie anche scambi di massa



In questo caso la massa non si conserva, ci sono degli scambi variabili nel tempo, con aumento o diminuzione della massa complessiva del sistema.

Aspetto del moto permanente: punto per punto, OGNI proprietà rimane costante nel tempo, tra

L_i la massa.

↳ tra diverse parti per punto tra loro

$$Q_e + L_i = \Delta i^* + \Delta E_c + \Delta E_p + \Delta E_{c,p,q}$$

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

$$Q_e = \Delta i^* - \int_1^2 v dp - L_w$$

Posso esprimere queste grandezze in unità di misura massica.

$$\hookrightarrow [J/kg]$$

ENERGIA INTERNA

$$U^* = U + U_{chi}$$



energia contenuta nei legami chimici, varia al secondo dei processi.

ENTALPIA

$$i^* = i + i_{chi}$$

↳ Se non avvengono reazioni U_{chi} sparisce

ESERCITAZIONE

② $C_p = 1004,5 \text{ J/kgK}$
 $\kappa = 1,4$

$\dot{m} = 2 \text{ kg/s}$

$T_1 = 15^\circ\text{C}$
 $T_3 = 27^\circ\text{C}$

$C_p \text{ H}_2\text{O} = 4186 \text{ J/kgK}$

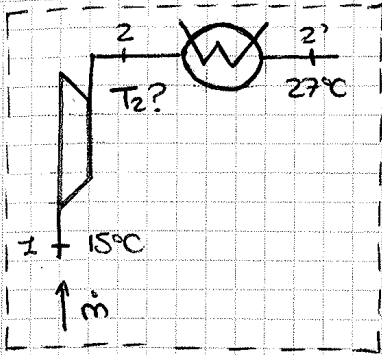
$e = 65 \text{ kJ/kg}$

$T_2?$

$q_{\text{scatolato}}?$

$\Delta T_{\text{H}_2\text{O}} = 10^\circ\text{C}$

$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}?$



- Entrando in un compressore, il volume in uscita diminuisce, anche se la portata sarà la stessa (moto permanente) -

→ \bar{E} in sistema aperto:

$$\left. \begin{array}{l} 2' \\ \bar{E} \\ 1 \end{array} \right\} Q_e + L_i = \Delta i^* + \Delta E_c + \Delta E_g + \Delta E_f$$

L lavoro scambiato dalle parti in movimento

Hp Compressore adiabatico (non vero a rigore)

L_i è il lavoro fatto sul compressore, $\bar{e} > 0$

$$\left. \begin{array}{l} 2' \\ \Delta i^* \\ 1 \end{array} \right\} \Delta i^* = \left. \begin{array}{l} 2' \\ \Delta i \\ 1 \end{array} \right\} + \left. \begin{array}{l} 2' \\ \Delta i_{\text{chim}} \\ 1 \end{array} \right\}, \text{ ma non essendoci reazioni } \Delta i_{\text{chim}} = 0$$

$$\Rightarrow \left. \begin{array}{l} 2' \\ \Delta i \\ 1 \end{array} \right\} \Delta i = C_p (T_2 - T_1)$$

$$\left. \begin{array}{l} 2' \\ \Delta E_c \\ 1 \end{array} \right\} \Delta E_c = \frac{C_2'^2}{2} - \frac{C_1^2}{2} \text{ ma } C_2' \cong C_1, \text{ quindi } \Delta E_c \text{ è trascurabile (nel senso molto più piccola delle altre)}$$

- Con il 1° principio, guardo solo stato iniziale e finale, non importa cosa succede durante la trasformazione -

$$\left. \begin{array}{l} 2' \\ \Delta E_g \\ 1 \end{array} \right\} \Delta E_g = g (z_2 - z_1)$$

$\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 1000 \text{ kg/m}^3$

↳ 10000 m di aria non hanno stessa pressione di 10000 m di acqua!

- Negli AERIFORMI (gas) ΔE_p è trascurabile rispetto agli altri termini perché ρ è molto bassa -

$\rho_{\text{aria}} = 1 \text{ kg/m}^3$

$$\left. \begin{array}{l} 2' \\ \Delta E_f \\ 1 \end{array} \right\} \Delta E_f = 0$$

↳ Se entra lineare ed esce lineare, non ho campi centrifughi in 1 e 2', quindi $\Delta E_f = 0$ -

$$L_i = \int_a^b v dp + L_w + \Delta E_c + \Delta E_g + \Delta E_q \quad (\text{comoda quando uso una macchina IDRAULICA})$$

$$\int_a^b v dp = v \int_a^b dp = v(p_b - p_a) = 0$$

$\underbrace{p_b}_{p_{atm}} \quad \underbrace{p_a}_{p_{atm}}$

L fluido incompressibile
 $\rho = \text{cost.}$
 $\frac{v}{v} = \text{cost.}$ } $v = \text{cost.}$

$$L_i = L_w + \Delta E_c + \Delta E_g = L_w + \frac{c b^2}{2} + g \Delta z$$

caso a) $L_{w, tot} = 0 \rightarrow L_i = \frac{c b^2}{2} + g \Delta z = \frac{2^2}{2} + 9,81 \cdot (20) = \boxed{198,2 \text{ J/kg}}$

• Più economico comprimere un chilo di acqua che un chilo d'aria -

caso b) $L_{w, tot} = 15\% L_i \rightarrow L_i = 0,15 L_i + \frac{c b^2}{2} + g \Delta z$
 $L_i = \frac{2}{0,85} \left[\frac{c b^2}{2} + g \Delta z \right] = \boxed{233,2 \text{ J/kg}}$

$P_i = \dot{m} L_i$ POTENZA INTERNA (perché calcolata dal punto interno)

$P_a > P_i \quad \eta = \frac{P_i}{P_a}$ dove $P_a =$ potenza assoluta

$P_a = \frac{\dot{m} L_i}{\eta}$ dove $\dot{m} = \rho c A$ $\left\{ \begin{array}{l} \rho \text{ costante} \rightarrow \dot{v} [\text{m}^3/\text{s}] = \text{cost. nei LIQUIDI} \\ \rho_{\text{acciaio}} = 8000 \text{ kg/m}^3 \end{array} \right.$

$$\dot{m} = 1000 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \cdot 2 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \cdot \frac{d^2}{4} \cdot \pi [m^2] = \boxed{15,7 \text{ kg/s}}$$

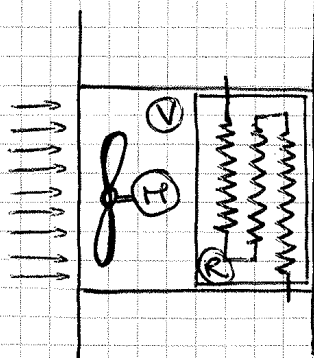
caso a) $P_a = \frac{\dot{m} L_i}{\eta} = \frac{15,7 \cdot 198,2}{0,97} = \boxed{3,24 \text{ kW}}$

caso b) $P_a = \boxed{3,77 \text{ kW}}$

③ $\dot{m} = 1,5 \text{ m}^3/\text{s}$
 $P = 1 \text{ bar}$
 $T = 50^\circ\text{C}$

$P_a = 3,7 \text{ kW}$
 $\eta = 0,97$

$T = 35^\circ\text{C}$
 $v = 0 \text{ m/s}$



$$\begin{array}{l} A \\ \uparrow \\ Q_e + L_i = \Delta E_c + \Delta E_g + \Delta E_q \\ E \\ Q_e + L_{iv} = \rho (T_A - T_E) \end{array}$$

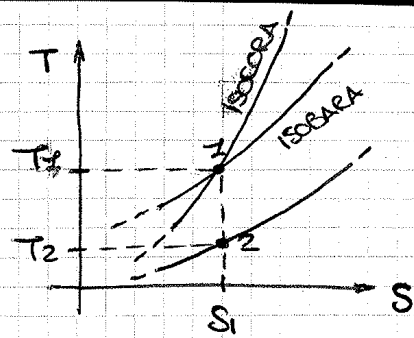
$$P_{i,v} = \dot{m} P_{a,v} = \dot{m} L_{iv}$$

$\rightarrow T$ cambia, quindi $\dot{V}_A \neq \dot{V}_E$

$$\dot{m} = \rho_E \dot{V}_E = \rho_A \dot{V}_A$$

$$dQ = \boxed{-cdT} = dQ_e + dL_w = \boxed{Tds}$$

$$\boxed{\frac{dT}{ds} = \frac{T}{c}}$$



• Essendo la derivata la pendenza della zetta tangente, e' isocora anzi pendenza maggiore di quella della isobara ($c_p > c_v$) -

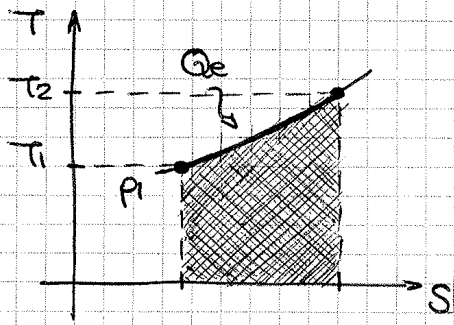
$$c_p - c_v = R$$

$$k = \frac{c_p}{c_v}$$

$$\left. \frac{dT}{ds} \right|_1 = \frac{T_1}{c_p} \text{ (ISOBARA)}$$

$$\left. \frac{dT}{ds} \right|_2 = \frac{T_2}{c_v} \text{ (ISOCORA)}$$

→ La pendenza diminuisce anche a T inferiori, procedendo in questo modo ho una progressione di curve che divergono, e sono alla base di tutti i cicli a gas -



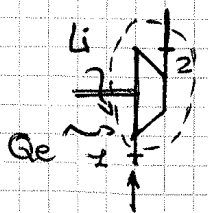
$$Q_e + \int_0^1 L_i = \Delta i + \Delta E_{c,g} + \Delta E_p \approx 0 \quad [L_i = 0 \text{ perche } (P = \text{cost.})]$$

$$Q_e = \Delta i = c_p (T_2 - T_1)$$

$$Q_e + \int_0^2 L_w = \int_1^2 T ds \rightarrow \text{Integrando viene l'area}$$

→ Nel piano T-S e' l'area sottesa alla curva della trasformazione zappze = senza il calore scambiato nella trasformazione -

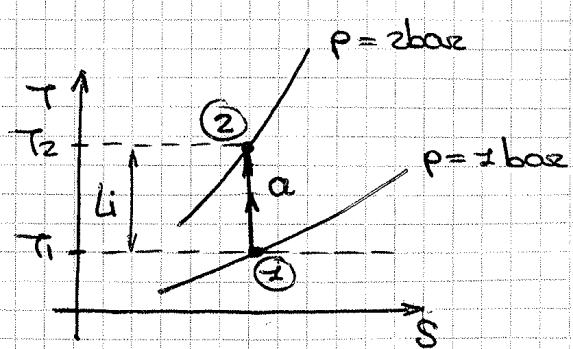
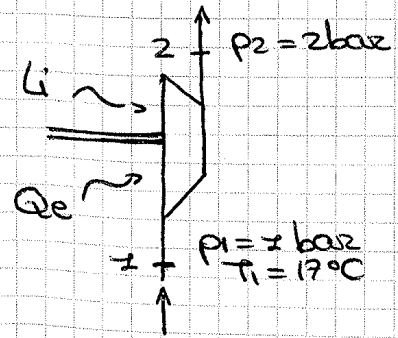
- ④ $c_p = 1004,5 \text{ J/kgK}$
 $k = 1,4$
 $P_1 = 1 \text{ bar}$
 $T_1 = 17^\circ\text{C}$
 $P_2 = 2 \text{ bar}$
- $L_i?$
 $Q_e?$
 $L_w?$



a) ISENTROPICA (ADIABATICA REVERSIBILE)

$$Q_e + L_i = \Delta i + \Delta E_c + \Delta E_g + \Delta E_p \approx 0 \quad (\text{in entrate e uscita sono lineari})$$

≈ 0 (adiab.) ≈ 0 (gas)



• Nel caso a) S rimane costante, quindi percorso e' verticale -

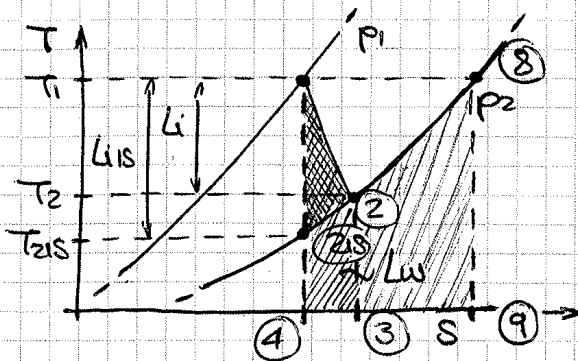
$$L_i = \Delta i = c_p (T_2 - T_1)$$

$$\frac{m-1}{m} = \frac{1}{\eta_{yc}} \cdot \frac{k-1}{k}$$

SERVE PER RICAUVARE IL VALORE DI m DATO SOLO IL RENDIMENTO E SOTTINTESO IL VALORE DI k .

(dati di fabbrica)

ESPANSIONE



1 → 2 IS ADIABATICA ($\Delta S = 0$) IDEALE
reversibile

1 → 2' ADIABATICA ($\Delta S > 0$) REALE
irreversibile

$$Q_e + L_w = \int_1^2 T ds$$

• Come prima, ho stesso ΔT e dunque stesso Δi .

$$L_{iS} = \text{area } (2) - (4) - (8) - (9)$$

$$L_i = \text{area } (2) - (3) - (8) - (9)$$

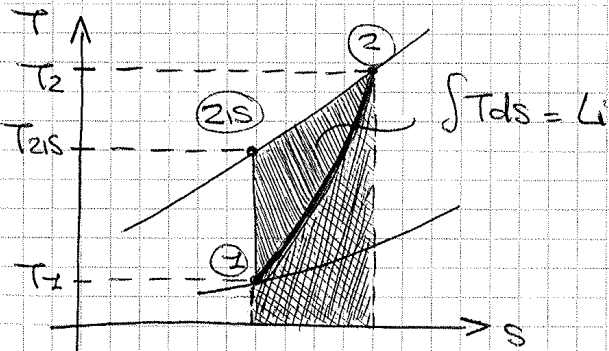
→ L'area che affiora emerge sopra il grafico, e non vale L_w , ma un po' meno - viene detto LAVORO DI RECUPERO -

↳ Come prima, attizio genera calore, ma questa volta a favore, perché si raffredda -

Lez. 6

11/10/13

CONTRORECUPERO TERMICO (compressione)



COMPRESIONE

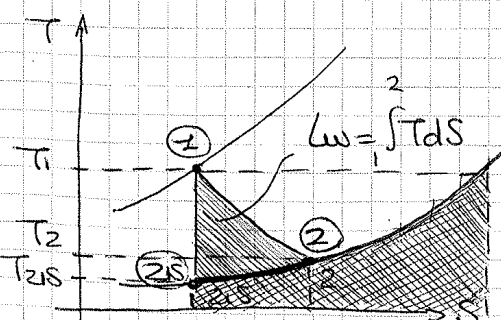
$$\eta_{iSC} = \frac{L_{iS}}{L_i} = \frac{\beta_c \frac{k-1}{k} - 1}{\beta_c \frac{m-1}{m} - 1}$$

$$\eta_{y,c} = \frac{L_i - L_w}{L_i} = \frac{\frac{m}{m-1}}{\frac{k}{k-1}}$$

↳ Polizipico idraulico

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

RECUPERO TERMICO (espansione)



$$\frac{m-1}{m} = \frac{1}{\eta_{y,c}} \cdot \frac{k-1}{k}$$

$$T_2 = T_1 \beta_c \left(\frac{1}{\eta_{y,c}} \cdot \frac{k-1}{k} \right)$$

$$L_i = q_p T_1 \left[\beta_c \frac{1}{\eta_{y,c}} \cdot \frac{k-1}{k} - 1 \right] =$$

$$= \frac{q_p T_1}{\eta_{y,c}} \left[\beta_c \frac{k-1}{k} - 1 \right]$$

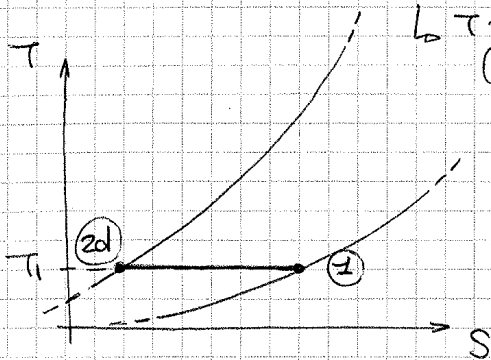
$$\eta_{iSC} < \eta_{y,c}$$

* η_{iSC} tiene conto del controrec.

$$\frac{T}{p^{\frac{m'-1}{m}}} = \text{const.}$$

$$\frac{T_1}{p_1^{\frac{m'-1}{m}}} = \frac{T_{2c}}{p_2^{\frac{m'-1}{m}}} \rightarrow T_{2c} = T_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{m'-1}{m}} \rightarrow \beta_c$$

4d) RAFFREDDAMENTO ISOTERMICO senza attriti $\rightarrow L_w = 0$



$\hookrightarrow T$ rimane costante, non c'è salto di temperatura ($\Delta T = 0, \Delta i = 0$, è ISENTROPICA NEL CASO DEI GAS)

$$T_{2c} = T_1$$

$$Q_e + L_i = \Delta i = 0 \rightarrow \boxed{Q_e = -L_i}$$

Devo sottrarre tanto calore quanto è il lavoro cambiato di segno.

$$L_i = \int_1^{2d} v dp + L_w + \Delta E_{s,g,cf}^0$$

$$pv = \text{const.} \quad pv = RT_1$$

$$v = \frac{RT_1}{p}$$

$$\int_1^{2d} RT_1 \cdot \frac{1}{p} dp = RT_1 \ln \left(\frac{p_{2d}}{p_1} \right) = RT_1 \ln \beta_c = \frac{287 \cdot (-27 + 273) \ln 2}{1000} = \boxed{57,7 \text{ KJ/kg}}$$

$$\rightarrow \boxed{Q_e = -57,7 \text{ KJ/kg}}$$

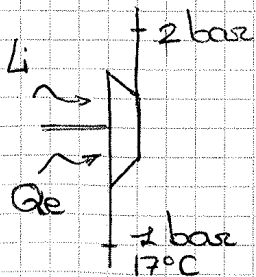
• Ma nel caso ideale (in teoria il migliore) abbiamo speso più lavoro, come mai? Per evitare ΔT , ogni momento in cui tengo un ΔE tengo un ΔQ , in modo da non avere sbalzi di temperatura.



|| Ci sono vari stadi di compressione, intermedie da scambiatori di calore chiamati INTERCOOLER.

4e) RAFFREDDAMENTO ISOTERMICO con attriti

$$\hookrightarrow (L_w = 15,9 \text{ KJ/kg})$$



$$L_i = \int_1^{2e} v dp + L_w + \Delta E_{s,g,cf}^0$$

$$\hookrightarrow \text{al caso b) } \int = 57,7 \text{ KJ/kg}$$

$$L_i = 57,7 + 15,9 = \boxed{73,6 \text{ KJ/kg}}$$

\rightarrow Porto via il calore degli attriti con la refrigerazione.

$$\int_1^{2e/d} T ds = Q_e + L_w \quad \text{caso d) } L_w = 0 \quad Q_e = -57,7 \text{ KJ/kg}$$

$$\text{caso e) } Q_e = -73,6 \text{ KJ/kg} \quad L_w = 15,9 \text{ KJ/kg}$$

\hookrightarrow negativo perché opposto a verso S.

$$L_e = L_{e\text{int}} + L_{e\text{ext}} = -p_{rc}V_1 + p_{est}V_2 \rightarrow \text{posso velocemente sui supposti}$$

$$-L_{e\text{ext}} = -p_{est}(V_{f\text{int}} - V_{f\text{ext}}) + L_w = -p_{est}V_2 + L_w \rightarrow 0$$

$$\Rightarrow p_2V_1 - p_{est}V_2 = m_4 c_4 (T_2 - T_1)$$

$$p_{est}V_2 = m_4 RT_2 \rightarrow V_4 = \frac{m_4 RT_4}{p_4}$$

$$L_e = -p_{rc} \frac{m_4 RT_4}{p_4} + m_4 RT_2$$

$$-p_2 \frac{m_4 RT_4}{p_4} + m_4 RT_4 = m_4 c_4 (T_2 - T_1)$$

$$-\frac{p_{rc}}{p_4} T_4 + T_2 = \frac{T_2 - T_4}{k-1} \quad \boxed{T_4 = 1500\text{K}}$$

$$T_2 = \frac{1 + (k-1) \frac{p_{rc}}{p_4}}{k} \cdot T_4 = \frac{1 + (1,4-1) \frac{170}{400}}{1,4} \cdot T_4 = \boxed{916^\circ\text{C}}$$

Lez. **7**

15/10/13

FLUSSO DI AERIFORMI NEI CONDOTTI

- Il suono si trasmette grazie a delle variazioni di pressione che creano un movimento delle molecole - la velocità di trasmissione dipende dal mezzo -

Velocità
del suono

$$c_s = \sqrt{\left(\frac{dp}{d\rho}\right)_s}$$

[s costante perché suppongo variazioni isentropiche]

politropica $p\rho^k = \text{cost.}$

isentropiche $v = 1/\rho \quad \frac{p}{\rho^k} = \text{cost.}$

+ Velocità del suono nell'aria:

$$340\text{m/s} = 1234 \frac{\text{km}}{\text{h}} = \sqrt{287 \cdot 1,4 \cdot 293}$$



$$c_s = \sqrt{k \frac{p}{\rho}}$$

Nel caso di gas perfetto: $\frac{p}{\rho} = RT$

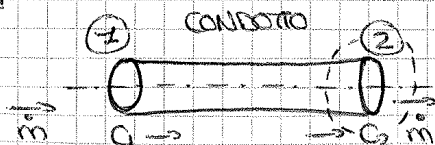
$$c_s = \sqrt{kRT}$$

↳ parametro chiave è ea
 $T(\text{in K})!!$

Numero di Mach

$$M = \frac{c}{c_s}$$

$M > 1$ moto supersonico
 $M < 1$ moto subsonico



Devo fare ipotesi semplificative:

- FLUSSO UNIDIMENSIONALE
- FLUSSO STAZIONARIO

- In caso di azzesto isentropico

$$\frac{T_1^0}{T_1} = \left(\frac{P_1^0}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$P_1^0 = P_1 \left(\frac{T_1^0}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

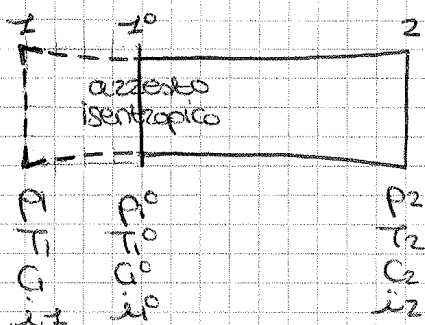
PRESSIONE
TOTALE

$$P_1^0 = \frac{P_1^0}{RT_1^0} = P_2 \left(\frac{T_1^0}{T_1}\right)^{\frac{1}{1-k}}$$

se conosco la densità in entrata

$$P_2^0 = P_2 \left(\frac{T_1^0}{T_1}\right)^{\frac{1}{1-k}}$$

DENSITA'
TOTALE



• Noi consideriamo che prima di entrare nel condotto il gas abbia subito un azzesto isentropico -

→ Essendo $0 = \Delta i + \Delta EC$, $\Delta i^0 = 0 \Rightarrow i^0 = \text{cost.}$

$$1) i^0 = i_1 + \frac{G_1^2}{2}$$

$$T^0 = T_1 + \frac{G_1^2}{2c_p}$$

(se gas perfetto: $T^0 = \text{cost.}$)

$$1) i^0 = i^0 = i_1 + \frac{G_1^2}{2}$$

$$T^0 = T_1^0 = T_1 + \frac{G_1^2}{2c_p}$$

$$2) i^0 = i_2 + \frac{G_2^2}{2}$$

$$T^0 = T_2 + \frac{G_2^2}{2c_p}$$

$$\int_{1^0}^2 0 = \Delta i^0 = \Delta i + \Delta EC$$

$$0 = (i_2 - i_1) + \frac{G_2^2}{2} \rightarrow G_2 = \sqrt{2(i_1^0 - i_2)}$$

- Nel caso di gas ideali

$$G_2 = \sqrt{2c_p(T_1^0 - T_2)}$$

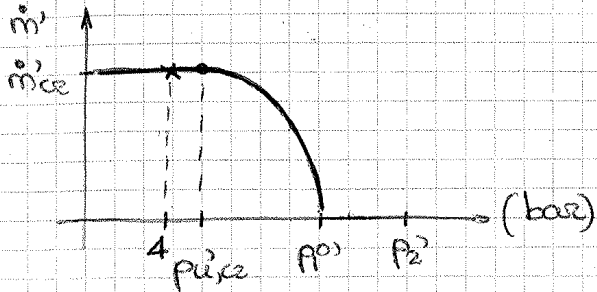
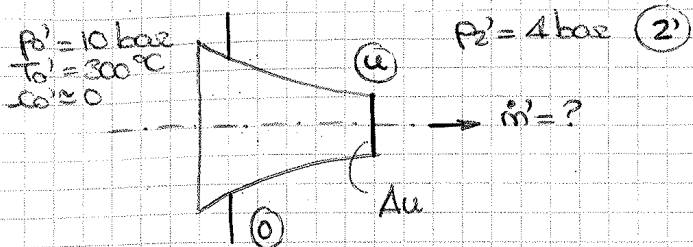
|| IPOTESI: espansione isentropica nei condotti -

Essendo $T_2 = T_1^0 \left(\frac{P_2}{P_1^0}\right)^{\frac{k-1}{k}}$:

$$G_2 = \sqrt{2c_p T_1^0 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1^0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \quad c_p = \frac{k}{k-1} R$$

$$G_2 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} R T_1^0 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1^0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} P_1^0 V_1^0 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1^0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}$$

|| Posso cercare di usarla anche per gas non ideali -



• Cosa succede allo scorcio in condizioni critiche non ci interessa, poiché

$$\dot{m}_{cz} = \frac{P_0^\circ}{\sqrt{P_0^\circ V_0^\circ}} \frac{A_u f(\kappa)}{L_{\text{geometria ugello}}} \sim \text{dipende dal tipo gas}$$

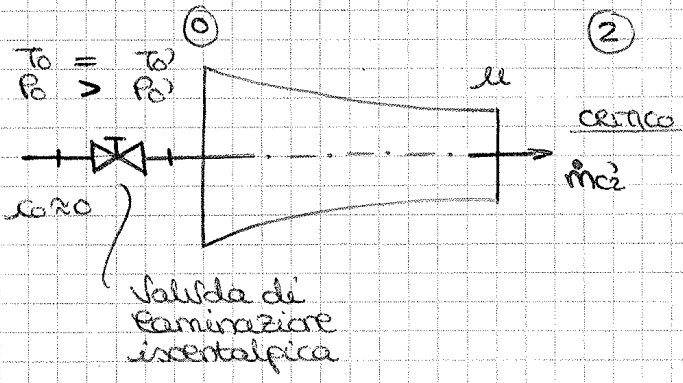
$\rightarrow P_0^\circ V_0^\circ = RT_0^\circ$ perché è un gas
 $\rightarrow A_u$ è la stessa

$$\dot{m}_{cz} = \frac{P_0^\circ}{\sqrt{RT_0^\circ}} A_u f(\kappa)$$

• Se faccio il rapporto tra le due portate:

- Otteniamo

$$\frac{\dot{m}_{cz}'}{\dot{m}_{cz}} = \frac{P_0^\circ'}{P_0^\circ} \frac{\sqrt{P_0^\circ}}{\sqrt{P_0^\circ'}} \rightarrow \dot{m}_{cz}' = \dot{m}_{cz} \frac{P_0^\circ'}{P_0^\circ} \frac{\sqrt{P_0^\circ}}{\sqrt{P_0^\circ'}} = 3 \cdot \frac{10}{5} \frac{\sqrt{300+273}}{\sqrt{150+273}} = 5,16 \text{ kg/s}$$



• Per regolare la portata posso far variare la pressione, e per far ciò basta inserire una valvola che varia le condizioni iniziali

↳ VALIDA DI LAMINAZIONE ISOENTROPICA

• Perché è isentropica?

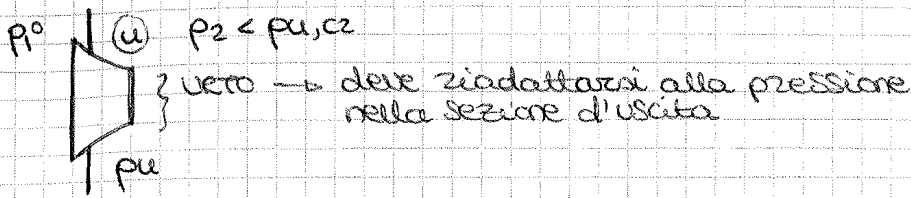
1° principio sulla valvola:

$$Q_e + \dot{Q}_i = \Delta i + \Delta \vec{e}_c + \Delta \vec{e}_g + \Delta \vec{e}_p \rightarrow \boxed{0 = \Delta i} \quad (i = \text{costante})$$

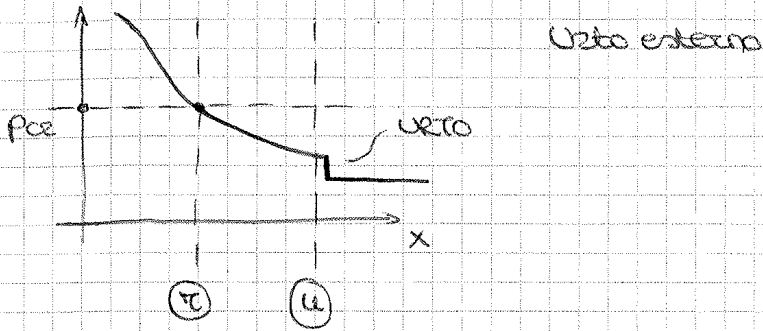
(ADIABATICA)
 \rightarrow rigido \rightarrow entrata e uscita con c simili (costa)

• Nel caso di gas perfetti $cp(T_2 - T_1) = 0 \rightarrow \boxed{T_2 = T_1 \text{ ISOTERMIA}}$

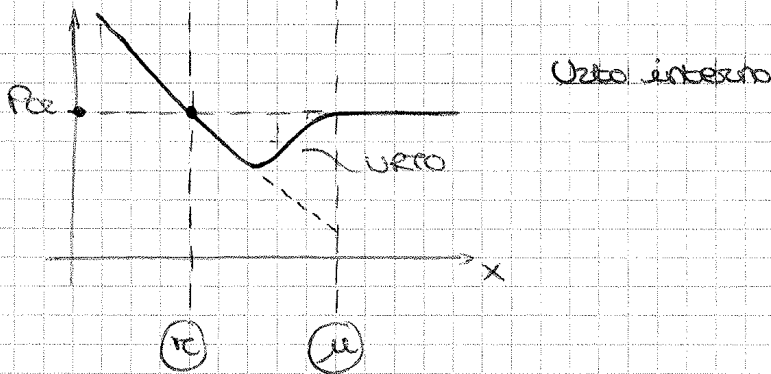
↳ NON vale per il vapore!!



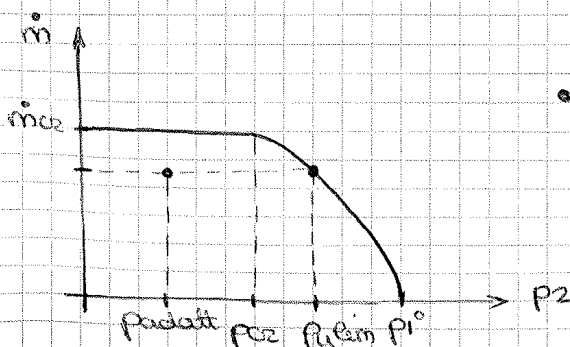
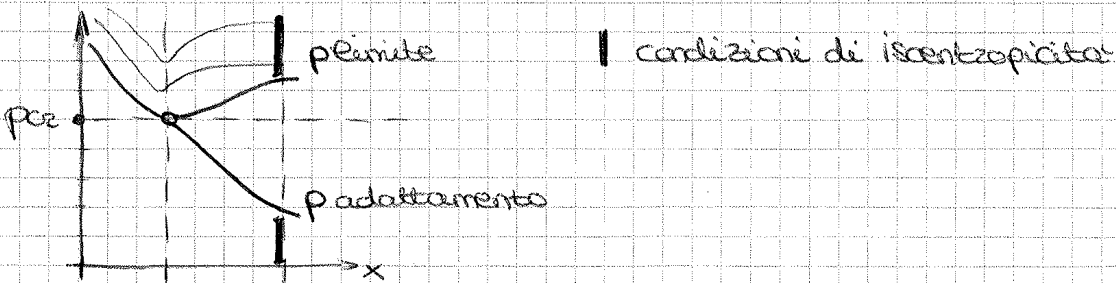
- L'ultimo tratto di espansione darà quindi luogo con un uero all'ugello - Però l'uero è esterno, quindi l'ugello continua ad essere isentropico -



- Se la p_2 è tra p_{lim} e p_{adatt} , essendo $p_2 > p_{lim}$ segue la curva dell'espansione, ma per tornare alla $p_2 < p_{adatt}$ non può subire un uero esterno, poiché deve già presentarsi all'uscita - Ho quindi un uero interno -



Perché sia ISENTROPICO (altrimenti l'uero sia esterno) deve avere p_2 o minori della p_{adatt} oppure maggiori delle p_{limite} -



- Una volta impostata la pressione di scarico, se è compresa tra p_{ce} e p_{adatt} la m rimane costante finché non esca da quell'intervallo -

\rightarrow Se scende sotto la p_{adatt} non se ne accorge comunque, perché non può non seguire la curva della p_{ce} -

APPROSSIMAZIONE EULERICA (riduco all'equazione di un'ellisse)

$$\left[\frac{\dot{m} A_{tr}}{\dot{m} c_2 A_u} \right]^2 + \left[\frac{p_u - p_{c2}}{p_{c0} - p_{c2}} \right]^2 = 1 \quad p_u \begin{cases} p_u, p_{im} \\ p_u, p_{adatt} \end{cases}$$

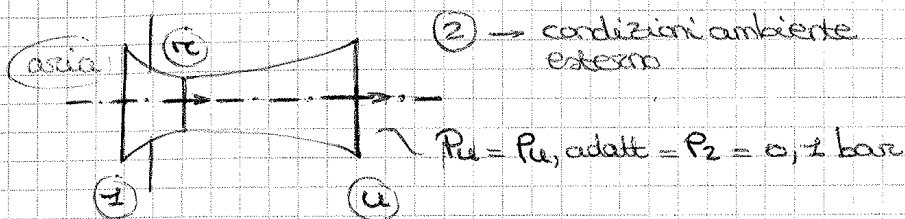
- Nella progettazione di un ugello vogliam ottenere la maggior espansione p_{c2} , con conseguente aumento di velocità. Il max si ottiene alla p_u, p_{adatt} , se scendiamo al di sotto e' uoto (INTERNO) di puzza e l'energia cinetica, e comporta quindi una diminuzione dell'efficienza.

CONDIZIONE DI PROGETTO $\Rightarrow p_2 = p_u, p_{adatt}$ (UGELLO ADATTATO)

Lez. **11**

25/10/13

ESERCIZIO 2



- opera in condizioni di progetto (ugello adattato)

\dot{m} ?
 c_u ?
 A_u ?

$A_{tr} = 100 \text{ cm}^2$

rc isentropico

$c_{cr} = 400 \text{ m/s}$

$p_{c2} = 1 \text{ bar}$

- Se $p_u = p_{u, adatt}$. Sono in condizioni CRITICHE (segue quella curva) $\Rightarrow \dot{m} = \dot{m}_{c2}$

$$\dot{m} = \dot{m}_{c2} = \rho_{c2} c_{c2} A_{tr} = \frac{p_{c2}}{R T_{c2}} c_{c2} A_{tr} \quad \rightarrow \quad c_{c2} = c_{cr} = \sqrt{\gamma R T_{c2}}$$

$$\rho_{c2} = \frac{p_{c2}}{R T_{c2}} = 0,875 \text{ kg/m}^3$$

$$\Rightarrow T_{c2} = \frac{c_{c2}^2}{\gamma R} = \frac{(400)^2}{1,4 \cdot 287} =$$

$$= 398,2 \text{ K} = \boxed{125,2 \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$\dot{m}_{c2} = 0,875 \cdot 400 \cdot 100 \cdot 10^{-4} = \boxed{3,5 \text{ kg/s}}$$

$$\dot{m} = \rho_u c_u A_u$$

$\rho_u = \frac{p_u}{R T_u}$ Essendo espansione isentropica $p u^\gamma = \text{cost.}$

$$\frac{T_u}{T_{c2}} = \left(\frac{p_u}{p_{c2}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\rightarrow T_u = T_{c2} \left(\frac{p_u}{p_{c2}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 398,2 \cdot \left(\frac{0,1}{1} \right)^{0,4} =$$

$$\rho_u = \frac{0,1 \cdot 10^5}{287 \cdot 206,2} = 0,17 \text{ kg/m}^3$$

$$= 206,2 \text{ K} = \boxed{-67,2 \text{ }^\circ\text{C}}$$

- Per trovare c_u chiedo aiuto al primo principio:

\rightarrow Ha senso perché P molto bassa!

$$q_p (T_u - T_{c2}) = - \left(\frac{c_{c2}^2}{2} - \frac{c_u^2}{2} \right) \quad [\Delta i = -\Delta e_c] \text{ nel tratto divergente}$$

ESERCIZIO 3



(2) $p_u = 10 \text{ bar}$

$A_{\pi}?$
 $A_u?$

$p_0 = 30 \text{ bar}$
 $T_0 = 500^\circ\text{C}$
 $C_0 = 0 \text{ m/s}$

Vapore d'acqua

$\frac{p_u}{p_0} = \frac{10}{30} = 0,333\dots$

$\dot{m} = \rho_u \cdot c_u \cdot A_u$

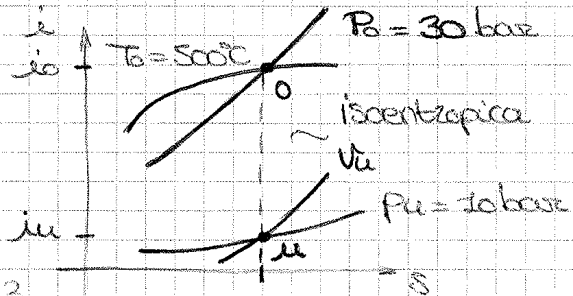
$0 = \Delta i + \Delta EC \rightarrow \Delta EC = \frac{c_u^2}{2} - \frac{c_0^2}{2}$

$c_u = \sqrt{2(i_0 - i_u)}$

$i_0 = i_0 + \frac{c_0^2}{2} = i_0$

$\left. \begin{array}{l} p_0 = 30 \text{ bar} \\ T_0 = 500^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{ISOBARA} \\ \text{ISOCERA} \end{array}$

↳ Trovo punto d'intersezione tra le 2 curve e leggo i_u corrispondente



VAPOR D'ACQUA NON È UN GAS PERFETTO!

Proceder per Vapore d'H₂O (≠ da aria umida)

↓
COMPRARE!!

$i_0 = 3460 \text{ KJ/Kg}$

$i_u = 3120 \text{ KJ/Kg}$

$\Rightarrow c_u = \sqrt{2(i_0 - i_u)} = \sqrt{2(3460 - 3120) \cdot 10^3} = \boxed{825 \text{ m/s}}$

• Trovo l'isocera passante per i_u , in modo da ottenere il v_u corrispondente e dunque A_u .

$v_u = 0,260 \text{ m}^3/\text{kg}$

$A_u = \frac{\dot{m}}{c_u \cdot \rho_u} = \frac{\dot{m} v_u}{c_u} = \frac{3,5 \cdot 0,260}{825} = \boxed{1,1 \text{ cm}^2}$

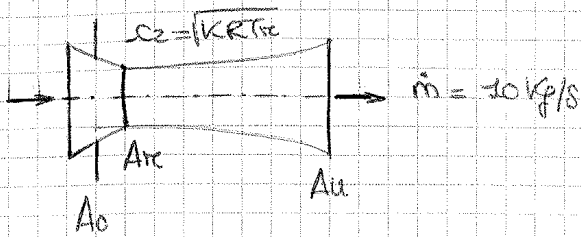
$\dot{m} = \rho_0 \cdot c_0 \cdot A_0$

$\left(\frac{A_u}{A_0}\right) = \left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K}{K-1}}$

$p_0 v_0^K = p_u v_u^K$ [lo ottengo dal diagramma]

↳ posso provare a calcolare il K del vapore, facendo finta che si comporta come un gas perfetto.

$$\left(\frac{P_{02}}{P_0^*}\right) = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,528 \rightarrow P_{02} = 0,528 \cdot 10 = \boxed{5,28 \text{ bar}}$$



$$A_{rc} = \frac{\dot{m}}{\rho_{rc} c_{rc}} \quad \rho_{rc} = \frac{P_{rc}}{R T_{rc}} \quad c_{rc} = \sqrt{k R T_{rc}} = \sqrt{1,4 \cdot 260 \cdot 204,5} = \boxed{416,8 \text{ m/s}}$$

$$T_{rc} = T_0^* \left(\frac{P_{rc}}{P_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}} = (300 + 273) (0,528)^{\frac{0,4}{1,4}} = 477,6 \text{ K} = \boxed{204,5 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$\rho_{rc} = \frac{5,28 \cdot 10^5}{260 \cdot 477,6} = \boxed{4,26 \text{ kg/m}^3}$$

$$A_{rc} = \frac{10}{4,26 \cdot 416,8} \approx \boxed{56,4 \text{ cm}^2}$$

$$\dot{m} = \rho_u c_u A_u \quad \rho_u = \frac{P_u}{R T_u} = \boxed{1,30 \text{ kg/m}^3}$$

$$c_u = \sqrt{2 \gamma (T_0^* - T_u)} = \sqrt{2 \cdot 1,4 \cdot 260 (300 - 23,9)} = \boxed{708,9 \text{ m/s}}$$

$$\frac{T_u}{T_0^*} = \left(\frac{P_u}{P_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\rightarrow T_u = T_0^* \left(\frac{P_u}{P_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}} = (300 + 273) \left(\frac{1}{10}\right)^{\frac{0,4}{1,4}} = \boxed{296,9 \text{ K}}$$

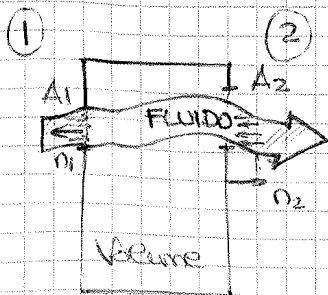
$$A_u = \frac{\dot{m}}{\rho_u c_u} = \boxed{108,8 \text{ cm}^2}$$

Lez. **12**

29/10/13

TURBOMACCHINE: INTRODUZIONE

• Richiami di fluidodinamica

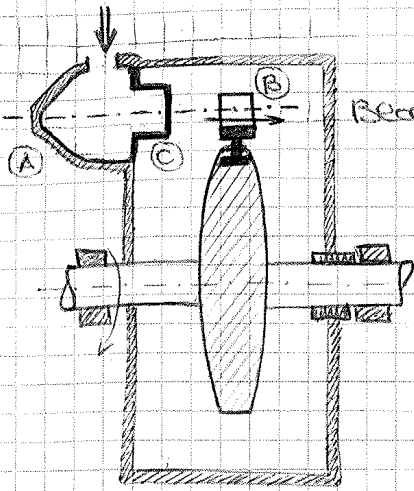


Le due aperture servono per permettere al fluido di transitare all'interno del volume di controllo.

Fluido - continuo
- omogeneo
- isotropo

flusso - stazionario
- unidimensionale

Ambiente



Becco con elementi meccanici (a coda di zandine)

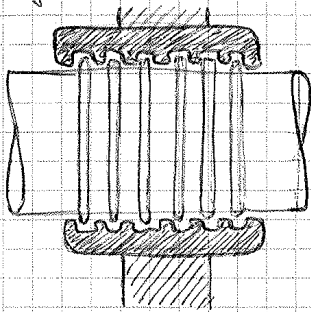
? incastro della parte finale della palettatura nel disco -

Dolzo' avere una serie di ugelli disposti in simmetria radiale in modo da fornire il moto di fluido necessario (fluido aumenta la sua velocità) -

- (C) Palettatura statica / ugello
- (B) Palettatura rotante
- (A) Camera di alimentazione dell'ugello

Ma se l'impianto non rimane fisso (albero ruota) come faccio a tenerlo?

→ Un sistema è montare due gusci statici nel profilo fisso contenenti degli anelli che si accoppiano con altrettanti anelli sull'albero -



TURBINA "A LABIRINTO"

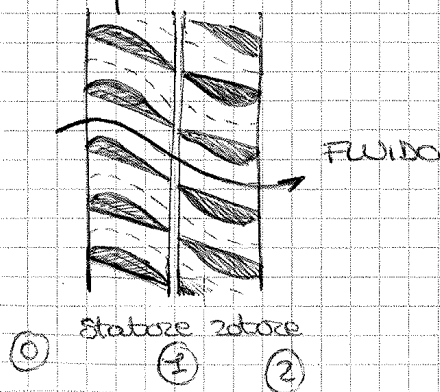
→ Le perdite sono e consistono in una piccola fuga di fluido, in modo che il Δp crei la tenuta - Non crea grande attrito per evitare il consumo rapido -

• Nel ugello entra un fluido con grande entalpia, viene trasformata in energia cinetica e da lì passa alla ruota, che la trasforma in lavoro -

- La turbina serve ad azionare l'alternatore, che crea corrente alternata (no dinamo, corrente continua) attraverso un collegamento con cavi di rame -

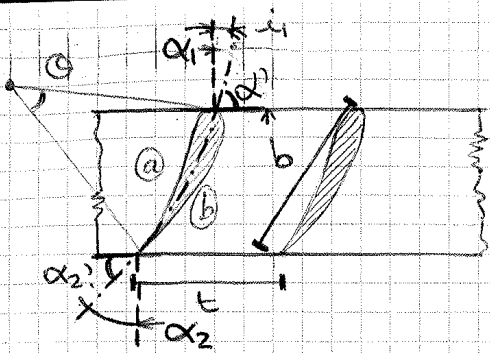
TURBINA

palette in sezione, tra esse condotto forma un ugello



COMPRESSORE





n-Stadio di una macchina

t = passo, distanza tra punti omologhi di due palette consecutive

b = corda

$\sigma = b/t$ solidità della palettatura

α_1' = angolo di attacco
 α_2' = angolo di fuga } del profilo

$\Theta = \alpha_1' - \alpha_2'$ angolo di inarcamento del profilo, ci dice quanto ha cambiato direzione e andamento del profilo

↳ Questi parametri sono di tipo costruttivo

(a)

- Il lato interno della palette è detta VASTRE o INTRADOSSO, mentre il lato esterno è detto DORSO o EXTRADOSSO. Sono anch'essi parametri dati dalla costruzione.

c_1 = velocità del fluido in ingresso
 α_1 = angolo cinematico di ingresso } $i_1 = \alpha_1 - \alpha_1'$ angolo di incidenza sul profilo

c_2 = velocità del fluido in uscita
 α_2 = angolo cinematico di uscita } $\delta\alpha_2 = \alpha_2 - \alpha_2'$ angolo di deviazione

- Perché la velocità in uscita è \neq da quella dell'ultimo tratto del profilo? Sto GIRANDO, ho velocità complessiva diversa da quella che vorrei ottenere dal profilo.

$E = \alpha_1 - \alpha_2$ angolo di depressione della vena fluida nella palettatura.

È anche responsabile della variazione della quantità di moto.

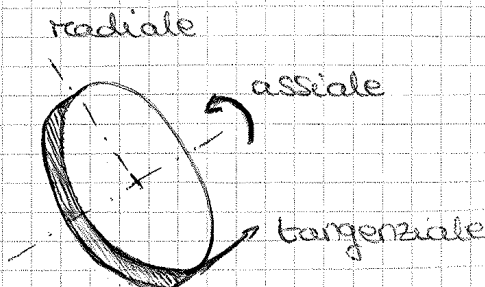
TRIANGOLI DI VELOCITÀ

(c)

- Velocità assoluta: sistema di riferimento fisso (= solidale con lo statore)
- Velocità relativa: sistema di riferimento in rotazione (= solidale con il girante)

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

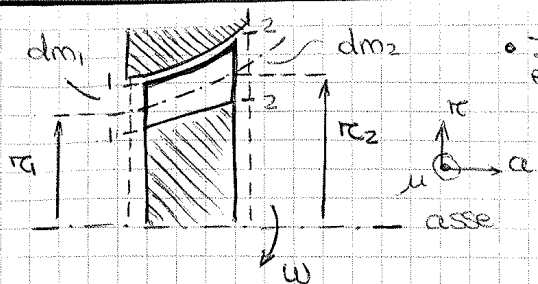
\vec{u} = velocità periferica o tangenziale



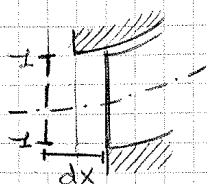
assiale $\vec{c}_a = \vec{w}_a$

radiale $\vec{c}_r = \vec{w}_r$

tangenziale $\vec{c}_t = \vec{w}_t + \vec{u}$



• Il volume di controllo entra nella sezione z-z, ed è la stessa dopo un percorso dx -



CONSERVAZIONE MASSA IN REGIME STAZIONARIO

$$\dot{M} = \dot{m}_1 + \dot{M}_g = \dot{M}_g + \dot{m}_2 \implies \boxed{\dot{m}_1 = \dot{m}_2} = \dot{m} \quad (\dot{M}_g = \text{massa girante})$$

MOMENTO QUANTITÀ DI MOTO

$$d\vec{K} = \dot{m}_2 \vec{c}_{u2} r_2 - \dot{m}_1 \vec{c}_{u1} r_1 = \boxed{\dot{m} (c_{u2} r_2 - c_{u1} r_1)}$$

$$C_{p \rightarrow f} = \frac{d\vec{K}}{dt} = \dot{m} (c_{u2} r_2 - c_{u1} r_1) \quad \text{Coppia applicata dalla palettezza sul fluido}$$

$$C_{f \rightarrow p} = -C_{p \rightarrow f} = \dot{m} (c_{u1} r_1 - c_{u2} r_2) \quad \text{Coppia che il fluido esercita sulla palettezza}$$

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

$$u = \omega r \begin{cases} u_1 = \omega r_1 \\ u_2 = \omega r_2 \end{cases}$$

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

$$\boxed{L_i = \frac{P_i}{\dot{m}} = c_{u2} r_2 - c_{u1} r_1} \quad \text{EQUAZIONE DI EULERO}$$

NON CONSIDERA GLI ATTRITI DOVUTI A FORZE TANGENZIALI

↳ Possiamo calcolare il lavoro svolto solo tramite le velocità -

• $L_i > 0$ MACCHINA MOTRICE

• $L_i < 0$ MACCHINA OPERATRICE

↳ In questo caso, per non avere valori negativi, Eulero cambia segno (così cambia senso coppia):

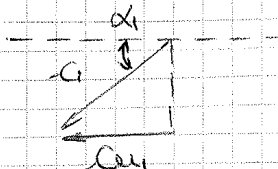
$$\boxed{L_i = c_{u2} r_2 - c_{u1} r_1}$$

$$\vec{w}_1^2 = \vec{c}_1^2 + \vec{u}_1^2 - 2 c_1 u_1 \cos \alpha_1$$

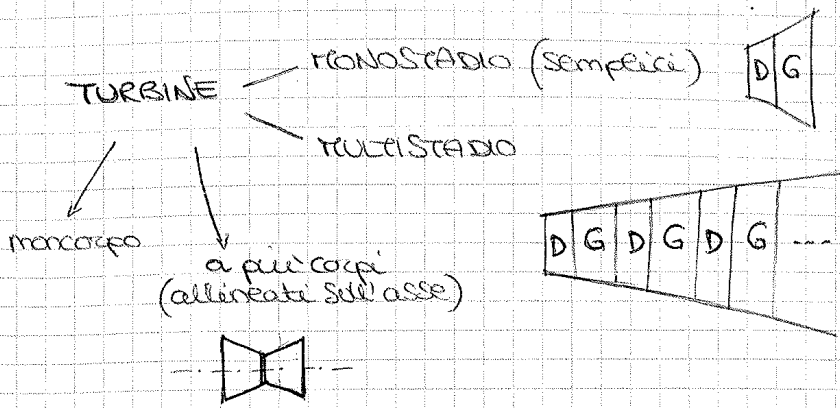
$$\vec{w}_2^2 = \vec{c}_2^2 + \vec{u}_2^2 - 2 c_2 u_2 \cos \alpha_2$$

Coseno, quando r_1 e r_2 hanno valori diversi

• Essendo $c_{u1} = c_1 \cos \alpha_1$
 $c_{u2} = c_2 \cos \alpha_2$



TURBINE $\left\{ \begin{array}{l} \text{AD AZIONE} = \text{espansione solo nel distributore} \\ \text{A REAZIONE} = \text{espansione anche nella girante, dove si combinano} \\ \text{espansione e compressione (riduce quantità di moto)} \end{array} \right.$



• TURBINA ASSIALE SEMPLICE AD AZIONE (monostadio)



$p_0 > p_1 = p_2$

Funzionamento ideale

\rightarrow perdite fluidodinamiche = 0 (distributore-girante)

Girante rotazione

$\int_1^2 \rho = \Delta i + \Delta E_c + \Delta E_{cf}$
 (macchina ad azione)

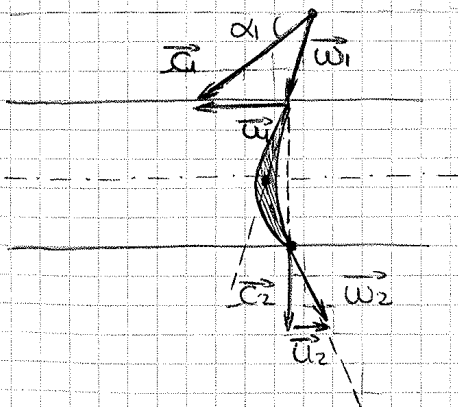
$\Delta E_{cf} = 0$, perché?

poiché i raggi sono molto simili e lo spazio di sviluppo ridotto, considero $\mu_1 = \mu_2$

$\mu_1 = \omega r_1$
 $\mu_2 = \omega r_2$

$\Delta E_c = 0$

$\int_1^2 \Delta E_c = \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2} \rightarrow |\vec{\omega}_1| = |\vec{\omega}_2|$



Ho una depressione del fluido

$\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}_1$

PALETTATURA SIMMETRICA [caso particolare, non unico modo]

Conosco la direzione, ed essendo ideale conosco anche il modulo, perché rimane uguale.



Forma tipica paletta ad azione

$$L_i = \mu [-C_{u1} - (-C_{u1} + 2\mu)] = \mu (2C_{u1} - 2\mu)$$

$$L_i = 2\mu (G \cos \alpha_1 - \mu) = 2\mu^2 \left[\frac{\cos \alpha_1}{\left(\frac{\mu}{G}\right)} - 1 \right]$$

? Lavoro interno
allo stadio

? RAPPORTO CARATTERISTICO
DI FUNZIONAMENTO

RENDIMENTO TERMODINAMICO INTERNO dello stadio

$$\eta_{0i} = \frac{L_i}{L_{i0} - L_{i1s}} < 1 \quad \text{PERDITA PER ENERGIA
CINETICA DI SCARICO}$$

• Essendo ideale, η non dovrebbe valere 1? Dovrebbe avere $C_2 = 0$, così ottengo il valore massimo di lavoro interno, ma non funzionerebbe -

Lez. 16

8/11/13

$$L_i = 2\mu (G \cos \alpha_1 - \mu) = 2\mu^2 \left[\frac{\cos \alpha_1}{\left(\frac{\mu}{G}\right)} - 1 \right]$$

$\left(\frac{\mu}{G}\right)$ = rapporto caratteristico di funzionamento

$$\eta_{0i} = \frac{L_i}{i_0 - i_{1s}}$$

Lavoro limite
determinabile

L'1s perché consideriamo
caso ideale

• Essendo $G = \sqrt{2(i_0 - i_{1s})}$

$$\Rightarrow \eta_{0i} = \frac{L_i}{\frac{G^2}{2}}$$

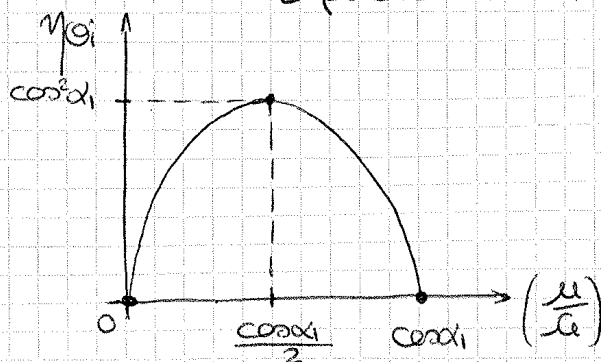
RENDIMENTO
TERMODINAMICO
INTERNO

$$\eta_{0i} = \frac{2\mu(G \cos \alpha_1 - \mu)}{\frac{G^2}{2}} = 4 \left(\frac{\mu}{G}\right) \left[\cos \alpha_1 - \left(\frac{\mu}{G}\right) \right] \quad // \text{ Espressione
analoga}$$

L parabola in $x = \left(\frac{\mu}{G}\right)$

zeri $\left\{ \begin{array}{l} \left(\frac{\mu}{G}\right) = 0 \\ \left(\frac{\mu}{G}\right) = \cos \alpha_1 \end{array} \right.$
 $(\eta_{0i} = 0)$

$$\Rightarrow \text{MAX} \left(\frac{\mu}{G}\right) = \frac{\cos \alpha_1}{2}$$



• In condizioni ottimali, come dev'essere α_1 (dato di progetto)?

α_1	η (di ottimali)
10°	0,97
20°	0,88
30°	0,75
40°	0,55

• Più α_1 è basso, più $\cos \alpha_1$ aumenta, e dunque il progetto avrà η maggiore -

- Il η di una centrale termoelettrica è circa 40% (dipende dal γ del ciclo) -

FUNZIONAMENTO REALE

↳ TURBINA MONOSTADIO ASSIALE

• Cosa vuol dire macchina reale?

- Perdite Ec scarico
- Perdite fluidodinamiche
- Distributore (1)
- Girante (2)

① Definisco un coefficiente di perdita φ :

$$\varphi = \frac{G}{G_{1,15}} \rightarrow G = \varphi G_{1,15}$$

~ condizioni isentropiche

φ = coeff. di perdita fluido sulla palettettatura fissa, dipende da:

- Scabrezza superficiale interna
- numero di Reynolds
- lunghezza assiale palette
- deflessione α_1
- rapporto di espansione $\frac{P_2}{P_1}$

② Coefficiente di perdita ψ :

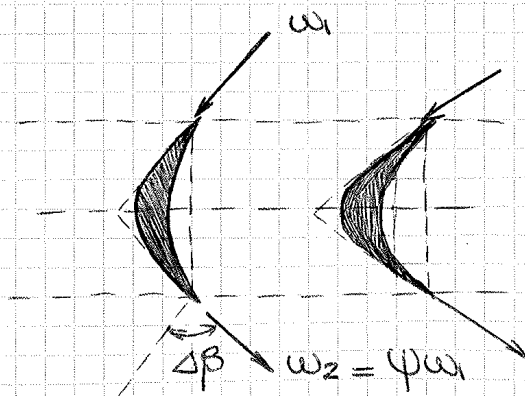
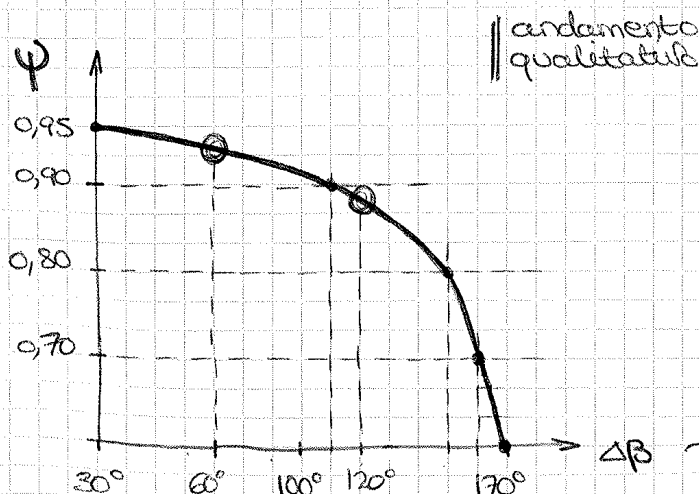
$$\psi = \frac{W_2}{W_{2,15}} \rightarrow W_2 = \psi W_{2,15}$$

dove $W_{2,15}$ ha lo stesso modulo di W_1 nel caso ad azione -

→ macchina ad azione:

$$W_2 = \psi W_1$$

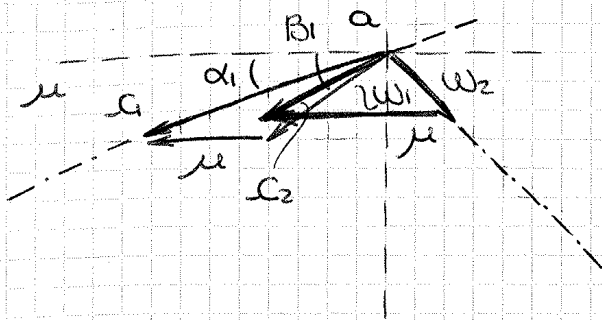
- ψ dipende da:
- Scabrezza superficiale
 - numero Reynolds
 - lunghezza assiale palette
 - deflessione $\Delta\beta = \beta_1 - \beta_2$



~ deflessione palettettatura rotante

TRIANGOLI VELOCITÀ CASO REALE

(Hp: palettatura simmetrica)



• Essendo $\alpha = \varphi \cdot \sqrt{2(i_0 - i_{1,15})}$,

w_2 sarà φw_1 , quindi circa il 90%,
ma comunque più corto di w_1 .

• Assiale $\rightarrow \mu_1 = \mu_2$

$$L_i = \mu (C_{u1} - C_{u2})$$

• $C_{u2} = (w_{\mu 2}) + \mu = -\varphi w_{\mu 1} + \mu$

$$\hookrightarrow w_{\mu 2} = -\varphi w_{\mu 1}$$

• $w_{\mu 1} = C_{u1} - \mu$

$$C_{u2} = -\varphi (C_{u1} - \mu) + \mu$$

$$L_i = \mu [C_{u1} \cos \alpha_2 + \varphi (C_{u1} \cos \alpha_1 - \mu) - \mu]$$

caso reale $L_i = (1 + \varphi) \mu (C_{u1} \cos \alpha_1 - \mu) = (1 + \varphi) \mu^2 \left[\frac{\cos \alpha_1}{\left(\frac{\mu}{C_{u1}}\right)} - 1 \right]$

caso ideale $L_i = 2\mu^2 \left[\frac{\cos \alpha_1}{\left(\frac{\mu}{C_{u1,15}}\right)} - 1 \right]$

\rightarrow Nel caso ideale uso $C_{u1,15}$ e non C_{u1} , prodosso' più elevato perché
non considera le perdite.

$$\eta_{0,i} = \frac{L_i}{i_0 - i_{1,15}}$$

RENDIMENTO STADIO IN
CONDIZIONI REALI

$$\eta_{0,i} = \frac{L_i}{i_0 - i_{1,15}} = \frac{L_i}{\frac{C_{u1,15}^2}{2}} = \frac{L_i}{\frac{C_u^2}{2\varphi^2}} = \frac{(1 + \varphi) \mu^2 \left[\frac{\cos \alpha_1}{\left(\frac{\mu}{C_u}\right)} - 1 \right]}{\frac{C_u^2}{2\varphi^2}}$$

$$\hookrightarrow C_u = \varphi C_{u1,15}$$

\rightarrow $\eta_{0,i} = \varphi^2 (1 + \varphi) \left(\frac{\mu}{C_u}\right) \left[\cos \alpha_1 - \left(\frac{\mu}{C_u}\right) \right]$ Espressione del
rendimento reale

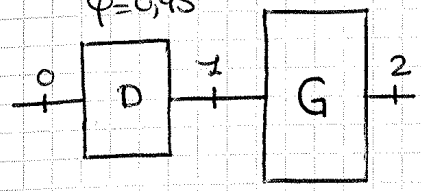
• Quanto vale β_1 ?

$$\rightarrow \beta_1 = \arcsen \frac{w_{a2}}{w_1} = \arcsen \frac{G \sen \alpha_1}{w_1} = \arcsen \frac{648 \sen(25)}{411,6} = \boxed{41,7^\circ}$$

Lez. **17**

13/11/13

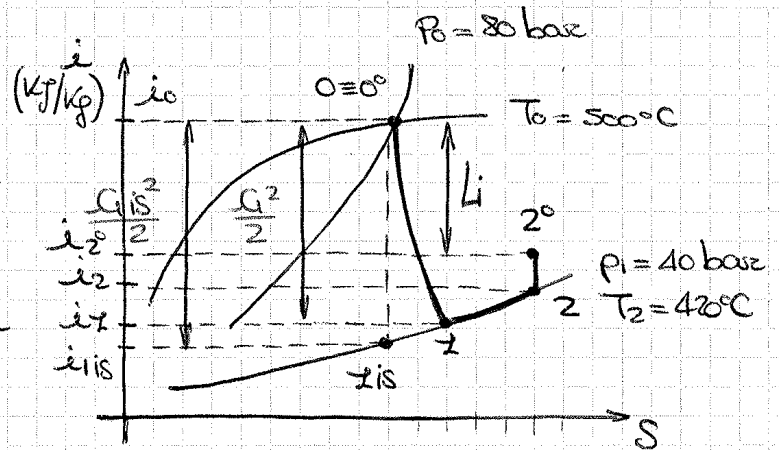
(2) $\varphi = 0,95$ ADAZIONE



$p_2 = 40 \text{ bar}$

Vapore
 $P_0 = 80 \text{ bar}$
 $T_0 = 500^\circ\text{C}$
 $C_0 \approx 0$

$\varphi = 0,9$



$\alpha_1 = 30^\circ$
 $\left(\frac{u}{c}\right) = \frac{c \cos \alpha_1}{2}$

Palettatura
 rotante simmetrica

$n = 3000 \text{ giri/min}$

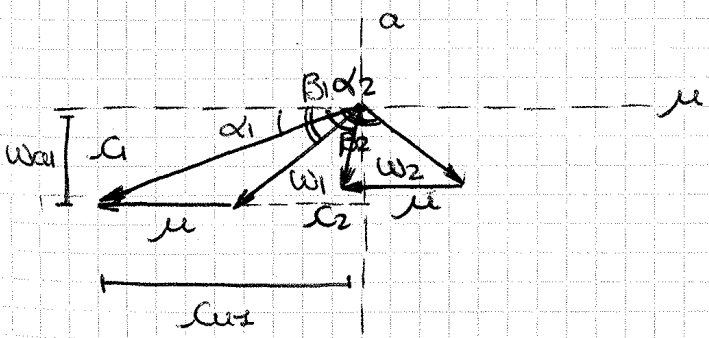
$i_0 = 3400 \text{ kJ/kg}$ (da Mollier)
 $i_{2, is} = 3192 \text{ kJ/kg}$

$$c_{2, is} = \sqrt{2(i_0 - i_{2, is})} = \sqrt{2(3400 - 3192) \cdot 10^3} = \boxed{645 \text{ m/s}}$$

$$\rightarrow c = \varphi \cdot c_{2, is} = 0,95 \cdot 645 = \boxed{612,7 \text{ m/s}}$$

$$i_2 = i_{1, is} + \frac{c^2}{2} \left(\frac{1}{p_2} - \frac{1}{p_1} \right) = \boxed{3212 \text{ kJ/kg}}$$

TRIANGOLO VELOCITA'



PERDITA FLUIDO DISTRIBUITA

$$\mu = w \cdot r = \pi \cdot d \cdot n$$

L'angolo il diametro

$$\mu = \frac{c \cos \alpha_1}{2} = \boxed{265,3 \text{ m/s}}$$

$$w_1 = \sqrt{w_{1, is}^2 + w_{a1}^2} = \sqrt{w_{1, is}^2 + c_{a1}^2} = \sqrt{\mu^2 + c_{a1}^2} = \boxed{405,3 \text{ m/s}}$$

L da sopra ottengo $\mu = \frac{c_{a1}}{2}$

$$\beta_1 = \arcsen \left(\frac{w_{a1}}{w_1} \right) = \arcsen \left(\frac{c_{a1}}{w_1} \right) = \boxed{49,1^\circ}$$

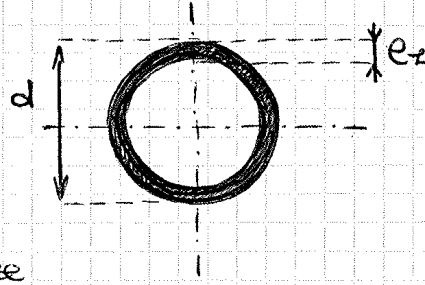
$$\left[c_{a1} = c \sen \alpha_1 \right]$$

• Se macchina ideale $w_{2, is} = w_2, is$, ma nel caso reale $w_2 = \varphi w_{2, is} = \boxed{364,8 \text{ m/s}}$

- Non tiene conto dell'energia recuperata, viene conteggiata nello stadio successivo -

$$e_1 \geq 10 \text{ mm}$$

$$\frac{e_1}{d} \geq 0,02$$



→ Sia per imperfezioni di costruzione sia per tolleranze devo garantire gioco tra corona e perno, solo che e_1 in mezzo passa del vapore - per questo e_1 è piccolo, perché se no ea quota uscita diventa considerevole -

e palette \gg Gioco

$$\dot{m} = \rho_1 \left(\frac{1}{2} \pi d e_1 \right) c_{a1}$$

tiene conto dello spessore (Solidità palettatura)

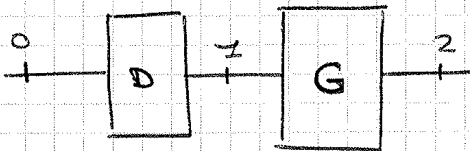
$$L = z / U_1 \quad (U_1 \text{ ottenuto da Mollier})$$

$\mu = \pi d n \rightarrow$ una volta conosciuta μ da qui ottengo diametro

Lez. 18

15/11/13

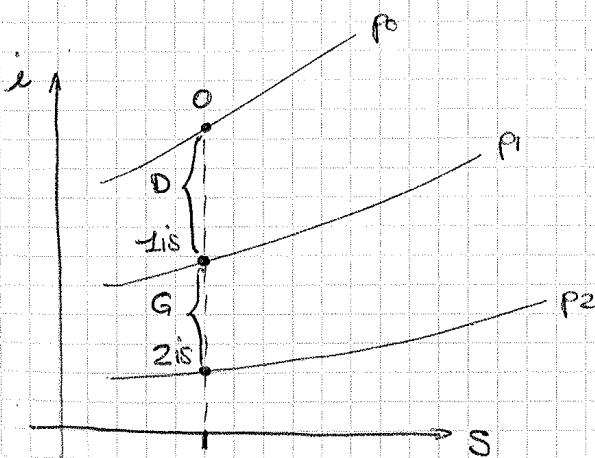
TURBINE ASSIALI A REAZIONE - monostadio



$$P_0 > P_1 > P_2$$

$$w_1 < w_2$$

- Avrà anche che $|w_2| > |w_1|$, poiché anche sulla girante ha un'espansione e quindi un'accelerazione -



(GDR)

GRADO DI REAZIONE = ci dà info sui salto di entalpia sulla girante rispetto al totale:

GDR TERMODINAMICO

$$\rightarrow \chi = \frac{\Delta i_{1S,G}}{\Delta i_{1S,D} + \Delta i_{1S,G}} =$$

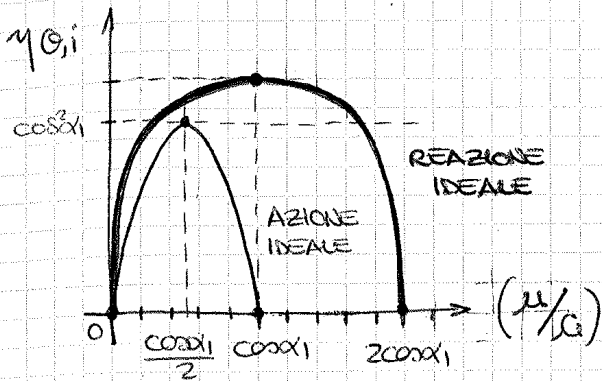
$$= \frac{(i_{2,1S} - i_{2,1S})}{(i_0 - i_{2,1S}) - (i_{1,1S} - i_{2,1S})}$$

GDR CINEMATICO

$$\rightarrow R = \frac{\Delta i_G}{\Delta i_0} = \frac{w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2}{G^2 - C_2^2 + w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2}$$

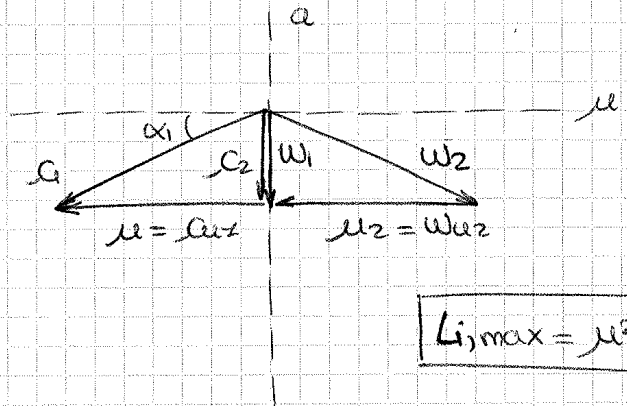
$$\text{zeri} \begin{cases} \left(\frac{\mu}{G}\right) = 0 \\ \left(\frac{\mu}{G}\right) = 2\cos\alpha_1 \end{cases}$$

$$\Gamma_{\text{MAX}}: \left(\frac{\mu}{G}\right) = \cos\alpha_1 \quad (\text{nel centro degli zeri})$$



$$\gamma_{G,i \text{ max}} = \frac{2\cos^2\alpha_1}{\cos^2\alpha_1 + 1}$$

$L_i, \text{max} = ? \rightarrow$ Guardo triangolo velocità in condizioni di massimo -



$$L_i, \text{max} = \mu (a r_1 - a r_2) = \mu (\mu - 0) = \mu^2$$

FUNZIONAMENTO REALE

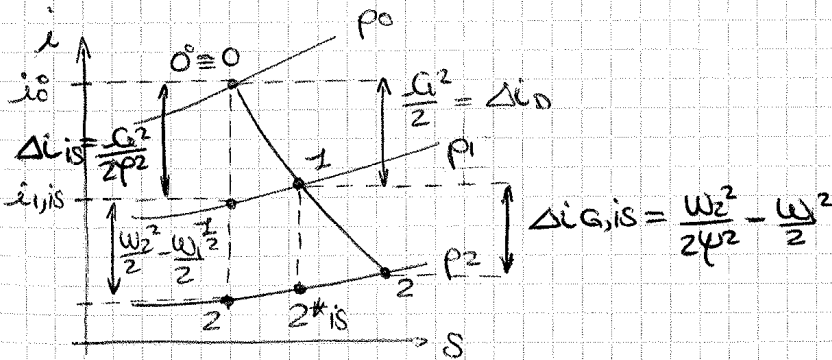
• Perdite periodiche

$$D) G = \psi G, is$$

$$G) w_2 = \psi w_2, is$$

$$w_2, is > w_2 \odot w_1$$

↳ espansione sulla girante

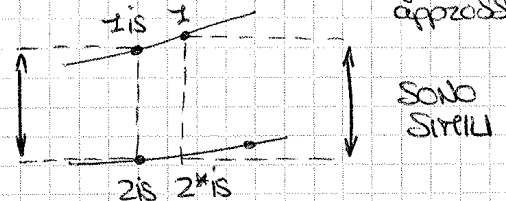


$$\chi = \frac{(i_1 - i_2^* is)}{(i_0 - i_1, is) + (i_1 - i_2^* is)}$$

$$(i_0 - i_2, is) = \underbrace{(i_0 - i_1, is)}_D + \underbrace{(i_1 - i_2, is)}_G = \left(\frac{G^2}{2\psi^2}\right) + \underbrace{\left(\frac{w_2^2}{2\psi^2} - \frac{w_1^2}{2}\right)}_G$$

$$L_{eim} = \frac{G^2}{2\psi^2} + \frac{w_2^2}{2\psi^2} - \frac{w_1^2}{2}$$

$(i_1 - i_2^* is) \rightarrow$ Più comodo anche se faccio una approssim.



TURBINE RADIALI



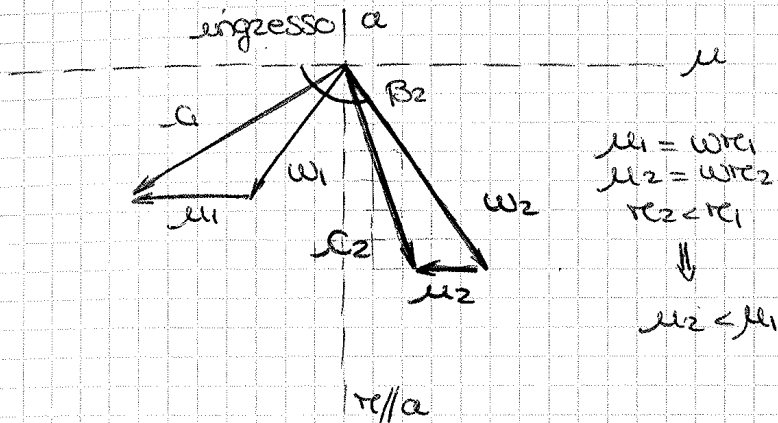
Il contributo del campo centrifugo non è più trascurabile, perché ho raggi diversi

CENTRIFUGHE = fluido si muove verso raggi più esterni

CENTRIFETE = fluido si muove verso raggi più interni

Solitamente — TURBINE CENTRIFETE
— COMPRESSORI CENTRIFUGHI

• Un modo di utilizzo è mantenere turbina radiale, ma far uscire il fluido in direzione assiale: le palette della turbina avranno dunque una forma più complicata —



$$\begin{aligned} u_1 &= \omega r_1 \\ u_2 &= \omega r_2 \\ r_2 &< r_1 \\ \Downarrow \\ u_2 &< u_1 \end{aligned}$$

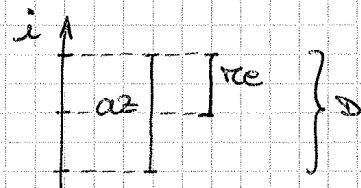
$w_2 > w_1$, ho espansione

STADIO IDEALE η_{TMAX}	AD AZIONE	A REAZIONE
	Palett. simmet.	Triang. simmetzici
$\left(\frac{u}{a}\right)_{dt}$	$\frac{\cos \alpha_1}{2}$	$\cos \alpha_1$
X, R	0	1/2
$\eta_{0i} \max$	$\cos^2 \alpha_1$	$\left(\frac{2}{1 + \cos^2 \alpha_1}\right) \cos^2 \alpha_1$
$L_i \max$	$2u^2$	u^2

• A parità di α_1 :
 $u = \pi d n$

$$\left(\frac{u}{a_{a2}}\right) = \frac{\cos \alpha_1}{2} \quad \left(\frac{u}{a_{re}}\right) = \cos \alpha_1$$

$$\Rightarrow \boxed{a_{a2} = 2 a_{re}}$$



→ A causa di un problema costruttivo, sono obbligato a fare almeno uno stadio a reazione —

$$i_{z, is} = i_0 - \frac{C^2}{2\varphi^2} = \boxed{386 \text{ KJ/Kg}} \rightarrow \text{da Mollier ottengo } P_1$$

$$i_1 = i_{z, is} + \frac{C^2}{2} \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) = \boxed{391 \text{ KJ/Kg}}$$

$$i_{z, is}^* = i_1 - \left[\frac{W_2^2}{2\varphi^2} - \frac{W_1^2}{2} \right] = 337 \text{ KJ/Kg}$$

Lez. **19**

19/11/13

PORTATA ELABORATA da Stadio TURBINA

$$\dot{m} = \rho_z \cdot A_z \cdot C_{az} \quad (\text{in ingresso girante})$$

$$\dot{m} = \frac{1}{v_1} \cdot \left(\varphi \cdot \pi \cdot d_m \cdot e_z \right) \cdot C_{az}$$

φ = tiene conto dello spessore della paletta

$$\boxed{\mu = \pi \cdot d_m \cdot n}$$

$$L_i \text{ MAX ideale} = \begin{cases} 2\mu^2 & \text{AZIONE} \\ \mu^2 & \text{REAZIONE} \end{cases}$$

$P_i = \dot{m} \cdot L_i \rightarrow$ Per aumentare la potenza devo aumentare L_i , e quindi μ .

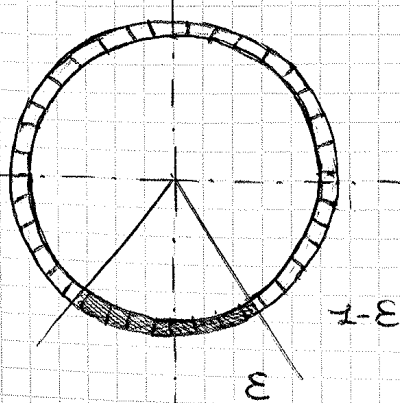
$$n \text{ [giri/min]} = 60 \cdot \frac{f \text{ [Hz]}}{P}$$

$e_z = \frac{\dot{m} \cdot v_{z1} \cdot n}{\varphi \cdot \Delta L_{is}}$ \rightarrow acc' aumentare di ΔL_{is} decresce l'altezza della paletta, ma parametro molto influente è il volume specifico.

VAPORE	P [bar]	T [°C]	v [m³/kg] (da Mollier)
AP	230	340	0,03
EP	0,05		22

\rightarrow 1700 volte maggiore, come l'altezza della paletta in uscita.

PARZIALIZZAZIONE (scelta al problema)



• La sezione E è chiusa, ed portata passa solo nella sezione (1-E), corredo \dot{m} :

$$\dot{m} v_{z1} = \left[(1-E) \varphi \cdot \pi \cdot d_m \cdot e_z \right] \cdot C_{az}$$

\rightarrow In alcuni casi E è pari al 60% della struttura - Non è però applicabile a tutti i tipi di turbina.

PERDITE MECCANICHE

- 4) Perdite per ATTRITO SUI DISCHI
- 5) Perdite per "EFFETTO VENTILANTE" (parzializzazione)
 - L' riscaldamento dovuto al movimento del vapore generato dalla palettatura fa nascere delle perdite dal punto di vista termico.
- 6) Perdite per ATTRITO SUI CUSCINETTI
- 7) Perdite per PRELIEVO DI POTENZA MECCANICA per ALIMENTAZIONE di SISTEMI AUSILIARI collegati alla turbina.
- 8) Perdite di PORTATA

PERDITE DI PORTATA

$$\Sigma \dot{m}_f = \dot{m}_f^{\text{GIOCHI}} + \dot{m}_f^{\text{TENUTE}}$$

non lavora, non passa nella palettatura

meccanismi che creano Δp

\dot{m}_f = portate di fughe

$$P_{\text{utile}} = P_u = (\dot{m} - \Sigma \dot{m}_f) L_i - \Sigma P_{\text{mecc}}$$

RENDIMENTO MECCANICO

$$\eta_{\text{mecc}} = 1 - \frac{\Sigma P_{\text{mecc}}}{P_i}$$

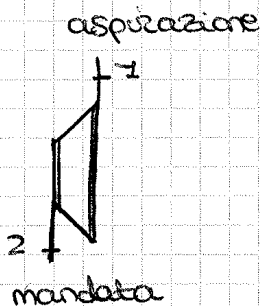
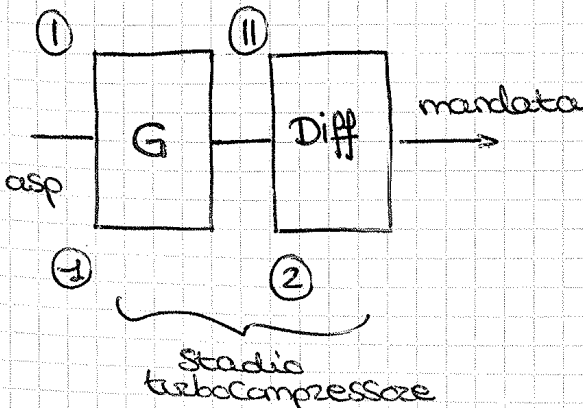
RENDIMENTO VOLUMETRICO

$$\eta_{\text{vol}} = 1 - \frac{\Sigma \dot{m}_f}{\dot{m}}$$

TURBOCOMPRESSORI

(Macchine Operatrici)

$$L_i = \dot{m}^u c_{p,u} - \dot{m}^l c_{p,l}$$



TURBOCOMPRESSORI

- ASSIALE (diffusore palettato)
- RADIALE (centrifugo)

DIFFUSORE - PALETTATO
NON PALETTATO

$$\int_1^2 \dot{Q}_e + L_i = \dot{m} \left[c_p (T_2 - T_1) + \frac{\Delta c^2}{2} + \Delta E_p \right] = 0$$

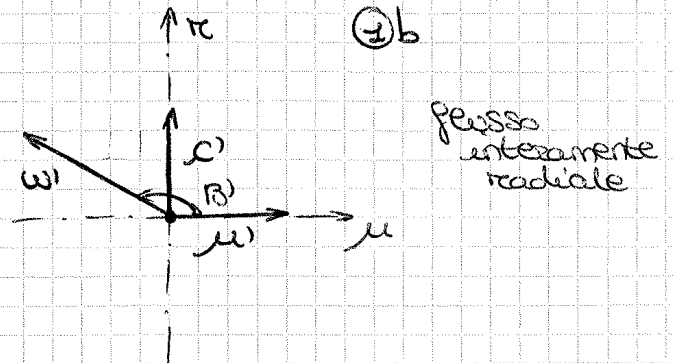
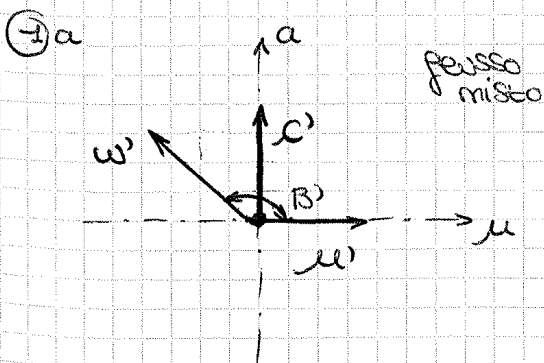
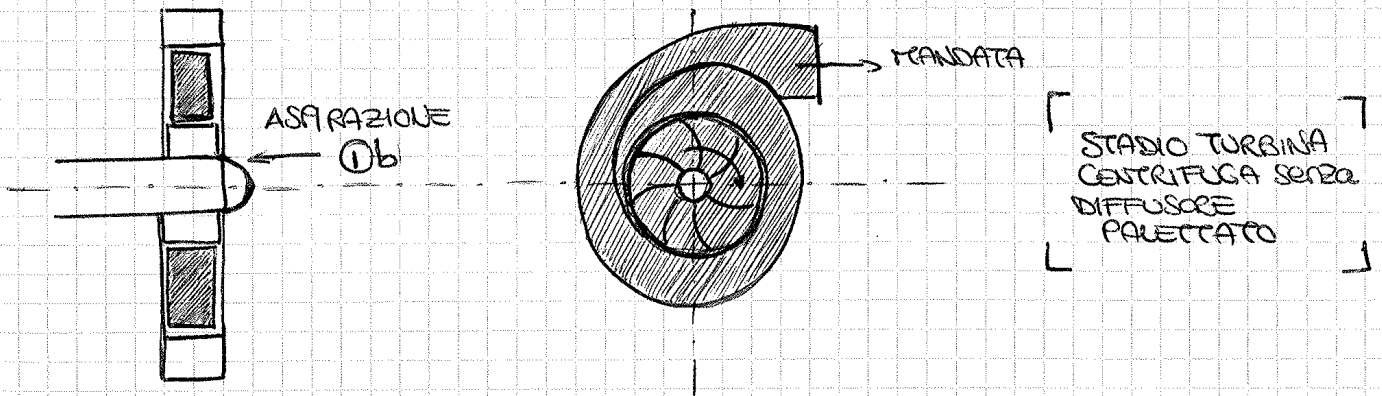
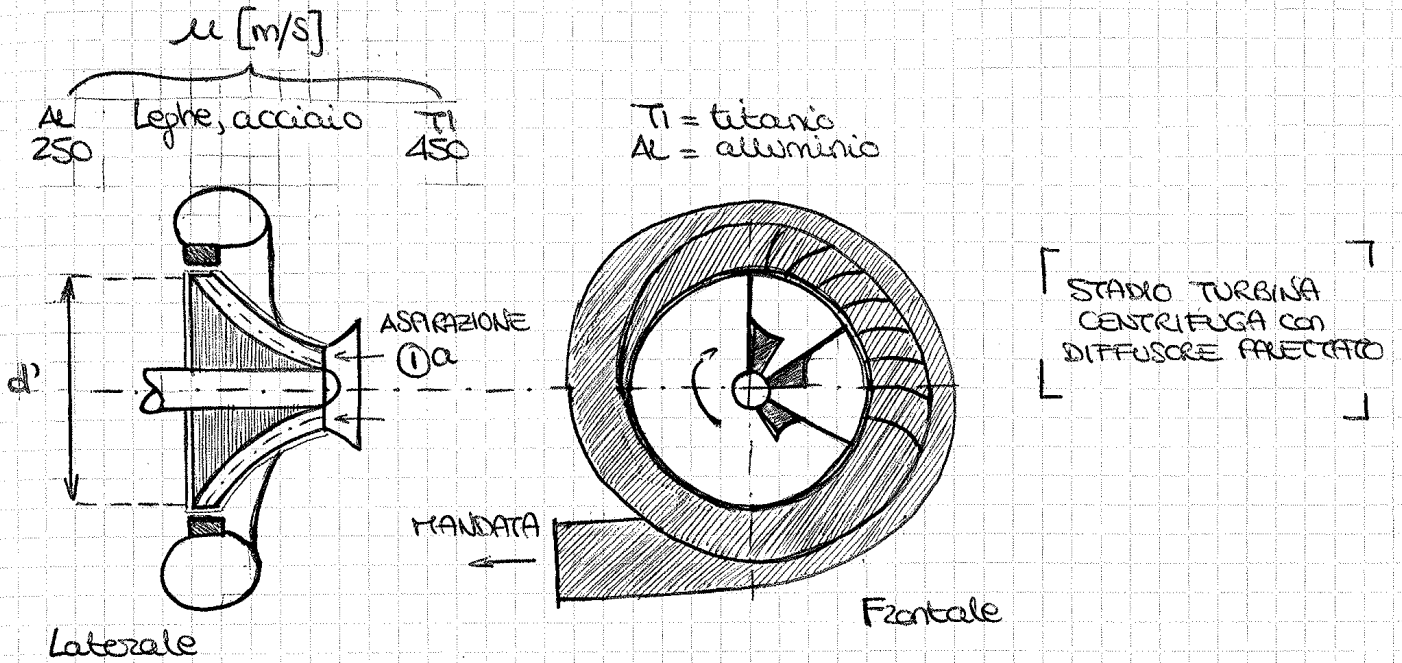
$$\Rightarrow L_i = \dot{m} c_p (T_2 - T_1)$$

TURBOCOMPRESSORI CENTRIFUGHI

tipicamente
MONOSTADIO

$$\beta \leq 4$$

$$\eta_{y \max} \leq 0,85$$



TRIANGOLI IN INGRESSO ALLA GIRANTE

$$u' = \pi n d' \quad (\text{lo possiamo calcolare})$$

$$\boxed{c_w' = 0} \implies \boxed{Z_i} = u^4 c_u^4 - u' c_w' = \boxed{u^4 c_u^4}$$

Lez. 21

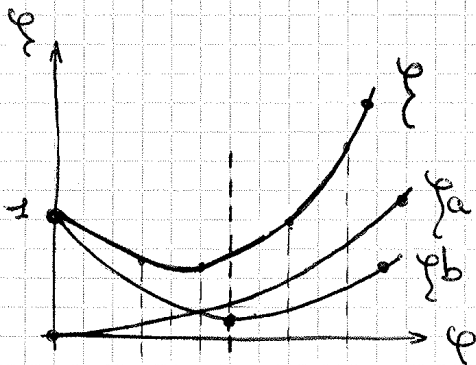
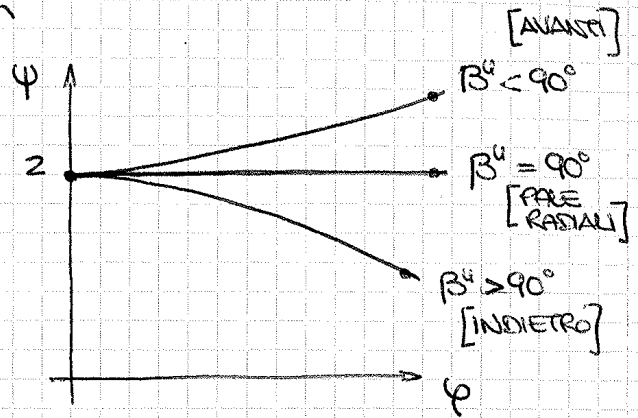
22/11/13

$$\begin{aligned} \bullet Li &= \mu^4 Cu^4 \quad (H_p Cu' = 0) \\ &= \mu^4 (\mu^4 + W r^4 \cotan \beta^4) \end{aligned}$$

COEFFICIENTE ADIMENSIONALE DI PRESSIONE

$$\psi = 2 \left(1 + \underbrace{\varphi}_{\text{portata}} \cotan \beta^4 \right)$$

- con $\beta^4 = 90^\circ \rightarrow \cotan \beta^4 = 0$, in questo modo ψ continua ad avere lo stesso valore 2.
- con $\beta^4 < 90^\circ \rightarrow \cotan \beta^4 > 0$, ψ cresce
- con $\beta^4 > 90^\circ \rightarrow \cotan \beta^4 < 0$, ψ decresce



$$\phi = \frac{Lw}{\frac{\rho^2}{2}}, \text{ ma: } Lw = Lw_a + Lw_b$$

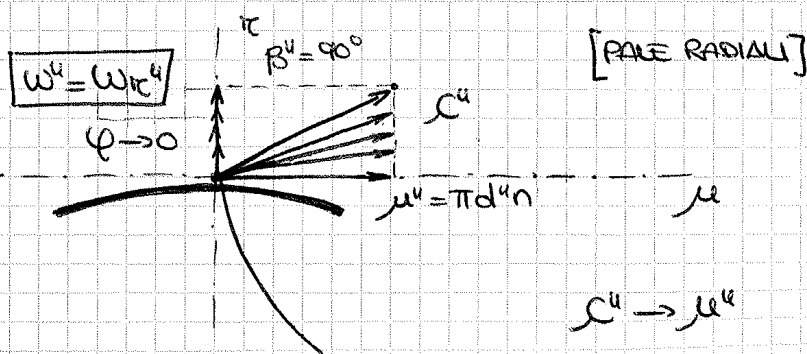
ATTRITO FLUIDODINAMICO
SUI CONDOTTI
(GIRANTE E DIFFUSORE) (a)

PERDITE CONCENTRATE
ALL'IMBOCCO DI GIRANTE
E DIFFUSORE (b)

$$\phi_a = \frac{Lw_a}{\frac{\rho^2}{2}} \quad \phi_b = \frac{Lw_b}{\frac{\rho^2}{2}}$$

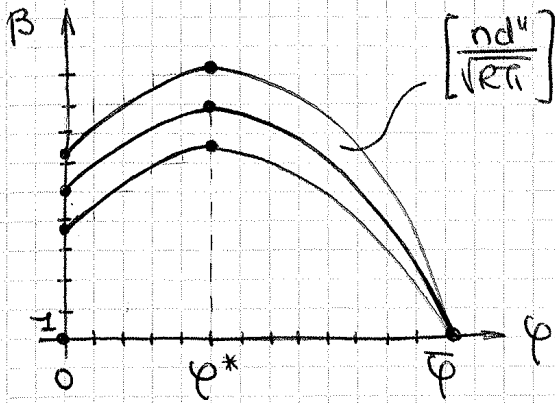
- Il termine (a) è qualitativamente quadratico rispetto alla portata (più zola faccio passare, maggiore sarà l'attrito).
- Il termine (b) è legato alle perdite all'imbocco, dove il fluido sbatte con una certa velocità e inclinazione rispetto alla palette. Il suo andamento avrà un minimo, ma tenderà a salire al variare di φ (attrito aumenta variando l'inclinazione).

→ Sommando, ottengo ϕ , che presenta anch'esso un minimo per un dato φ .



Quando $\varphi \rightarrow 0$, le c^4 sono sempre più inclinate, fino a diventare μ^4 .

→ Fino al minimo di φ η aumenta, poi φ torna a salire e η a decrescere fino ad annullarsi (nel punto $\varphi = \varphi_{-}$ passo anche zicabuzini e andamento di $\varphi - \varphi_{-}$)



• Come varia β in funzione del numero di giri? Pisto da 1 perché avevo espresso solo per $(\beta - 1)$

→ All' aumentare di n aumenta la quota d'intercetta sull'asse η , e di conseguenza il massimo.

$$\dot{m} V^4 = A^4 \omega \pi^4$$

$$\text{Volume } J = \varphi \pi d^4 e^4 \omega \pi^4 = \varphi \pi \left(\frac{e^4}{d^4}\right) d^{42} \omega \pi^4 = \varphi \pi \left(\frac{e^4}{d^4}\right) d^{42} \varphi \mu^4$$

→ Consideriamo macchine GEOMETRICAMENTE SIMILI, ovvero:

$$\left(\frac{e^4}{d^4}\right) = \text{costante}$$

$$\varphi \propto \frac{\dot{m} V^4}{d^{42} \mu^4}$$

II) Impedendo per semplicità il periodo INCOMPATIBILE otteniamo:

$$V^4 = V^3 - V^2 = \frac{RT_2}{p_2}$$

$$\mu^4 = \pi n d^4$$

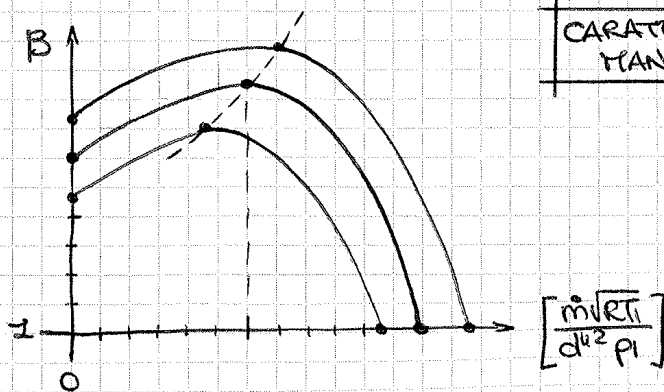
$$\varphi \propto \left[\frac{\dot{m} \sqrt{RT_1}}{d^{42} p_1} \right] \left[\frac{\sqrt{RT_1}}{n d^4} \right]$$

↳ (NUMERI GIRI CORRETTO)⁻¹

PORTATA CORRETTA

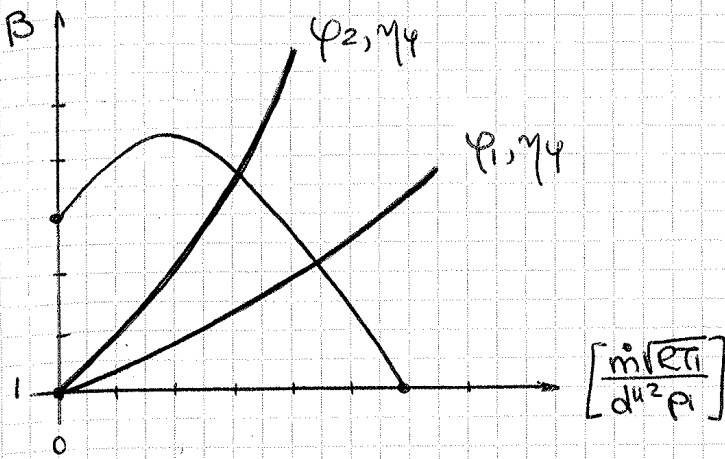
$$\left[\frac{\dot{m} \sqrt{RT_1}}{d^{42} p_1} \right] \propto \left[\frac{n d^4}{\sqrt{RT_1}} \right] \varphi$$

CARATTERISTICA MANOMETRICA

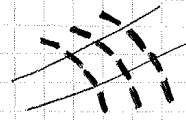


→ I massimi non saranno più allineati, ma seguono una linea dritta.

|| Vale per tutte le giranti avente la stessa forma, indipendentemente dalle dimensioni.

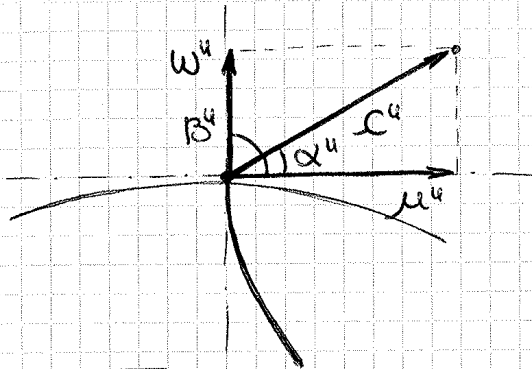


→ ogni famiglia di macchine ha una curva caratteristica diversa, che si va ad intersecare con gli andamenti diversi a seconda della portata -



ESERCIZI

①



$\beta^u = 90^\circ$ (pale radiali)

• Dimensionare il compressore

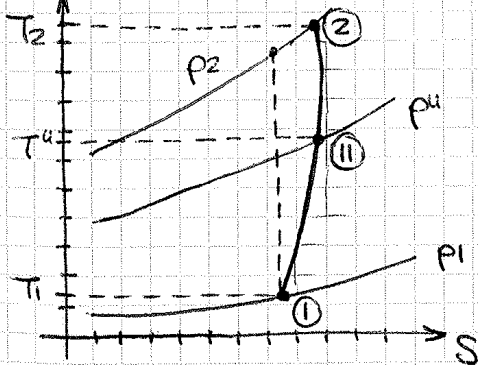
$\dot{m} = 25 \text{ kg/s}$ $p_1 = 1 \text{ bar}$ $T_1 = 15^\circ\text{C}$
 $p_2 = 3 \text{ bar}$

$\gamma_4 = 0,75$ $\xi = 0,9$ $\psi/d^u = 0,1$ $\alpha^u = 20^\circ$

Lez. **22**

26/11/13

$L_i = \mu^u c^u$ con pale radiali $\mu^u = c^u \Rightarrow L_i = \mu^{u2}$

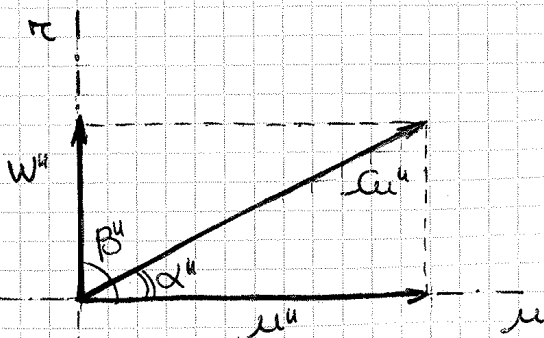


$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \sim \left[\frac{1}{\gamma} \cdot \frac{\kappa-1}{\kappa}\right]$

$= (15+273) \left(\frac{3}{1}\right)^{\left[\frac{1,4-1}{1,4} \cdot \frac{1}{0,75}\right]} = 437,7^\circ\text{K} = 164,7^\circ\text{C}$

$L_i = c_p (T_2 - T_1) = 1,0045 \cdot (164,7 - 15) = 150,3 \text{ kJ/kg}$

$\mu^u = \sqrt{L_i} = \sqrt{150,3 \cdot 10^3} = 387,7 \text{ m/s}$



$w^u = \mu^u \tan \alpha^u = 387,7 \cdot \tan(20^\circ) = 141,1 \text{ m/s}$

$c^u = \sqrt{\mu^{u2} + w^{u2}} = 412,5 \text{ m/s}$

$\dot{m} = \rho^u A^u (w_{\tau}^u) = \rho^u \cdot \xi \pi d^u e^u \cdot w^u$
 $\left. \begin{matrix} \\ \end{matrix} \right\} w^u \text{ (pale radiali)}$

② $P_I = 1 \text{ bar}$ $\dot{m}_I = 2 \text{ kg/s}$ $\gamma_{cI} = 0,85$ $\dot{m}_{II}?$ $P_{aII}?$
 $P_{aI} = 300 \text{ Cl}$ $\beta_I = \beta_{II} = \beta$ $\gamma_m = 1$ $\beta?$

	I	II
n	25'000	30'000
\dot{m}	2	
P_a	300	
β		
γ_{cI}	0,85	

$$P_{aI} = \frac{P_{iI}}{\gamma_m} = \frac{L_{iI} \cdot \dot{m}_I}{\gamma_m}$$

$$L_{iI} = \gamma_m \cdot \frac{P_{aI}}{\dot{m}_I} = 1 \cdot \frac{300 \cdot 0,736}{2} = \boxed{110,5 \text{ kg/kg}}$$

$$L_{iI} = c_p (T_{2I} - T_1) \rightarrow T_{2I} = T_1 + \frac{L_{iI}}{c_p} = \boxed{129,1^\circ\text{C}}$$

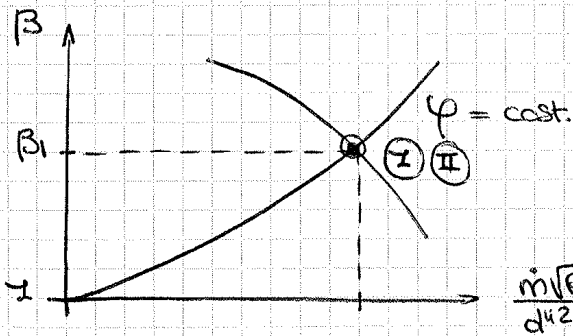
$$T_{2I} = T_1 \beta \left(\frac{1}{\gamma_{cI}} \cdot \frac{k-1}{k} \right)$$

$$\beta_I = \left(\frac{T_{2I}}{T_1} \right)^{\frac{\gamma_{cI} k}{k-1}} = \boxed{2,565} = \beta_{II} = \beta$$

$$P_{aII} = \frac{L_{iII} \cdot \dot{m}_{II}}{\gamma_m}$$

① e ② } similitudine geometrica e pseudodinamica

$$\varphi = \frac{W^{4\pi}}{\mu^4} \quad \varphi_I = \varphi_{II}$$



$$\frac{\dot{m}_I \sqrt{R T_I}}{d_I^{4\pi} \mu_I} = \frac{\dot{m}_{II} \sqrt{R T_{II}}}{d_{II}^{4\pi} \mu_{II}} = \frac{\dot{m}_{II} \sqrt{R T_I}}{d_{II}^{4\pi} \mu_{II}}$$

$$\frac{n_I d_I^4}{\sqrt{R T_I}} = \frac{n_{II} d_{II}^4}{\sqrt{R T_I}}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} \frac{\dot{m}_I}{d_I^4} = \frac{\dot{m}_{II}}{d_{II}^4} \\ n_I d_I^4 = n_{II} d_{II}^4 \end{cases}$$

$$\left(\frac{\dot{m}_{II}}{\dot{m}_I} \right) = \left(\frac{d_{II}^4}{d_I^4} \right)^2 = \left(\frac{n_I}{n_{II}} \right)^2$$

$$\dot{m}_{II} = \dot{m}_I \cdot \left(\frac{n_I}{n_{II}} \right)^2 = \boxed{1,39 \text{ kg/s}}$$

$$L_{iII} = c_p \cdot \pi \left(\beta_{II} \left(\frac{1}{\gamma_{cII}} \cdot \frac{k-1}{k} \right) - 1 \right)$$

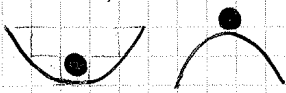
$$\rightarrow \gamma_{cI} = \gamma_{cII} \text{ poich\u00e9 } \varphi_I = \varphi_{II}$$

$$L_{iI} = c_p \cdot \pi \left(\beta_I \left(\frac{1}{\gamma_{cI}} \cdot \frac{k-1}{k} \right) - 1 \right)$$

$$L_{iI} = L_{iII} \quad P_{aII} = \frac{\dot{m}_{II} \cdot L_{iII}}{\gamma_m} = \boxed{159,2 \text{ kW}}$$

→ Punto di funzionamento è l'intersezione delle due caratteristiche, in modo che appartenga ad entrambe le curve.

STABILITÀ del PUNTO di FUNZIONAMENTO



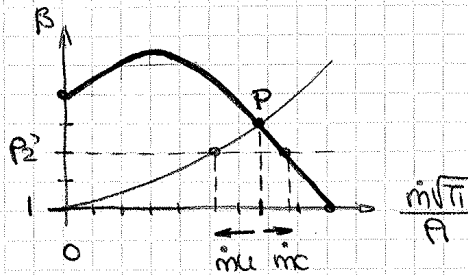
Stabile Instabile

* In ambito industriale variano tanti parametri, tra cui la pressione (e quindi β) -

→ Se la P si abbassa variano i punti corrispondenti sulle due caratteristiche, e di conseguenza le variazioni di portata fanno andamento contrario, con $\dot{m}_u < \dot{m}_c$ -

STABILITÀ DEL PUNTO di FUNZIONAMENTO

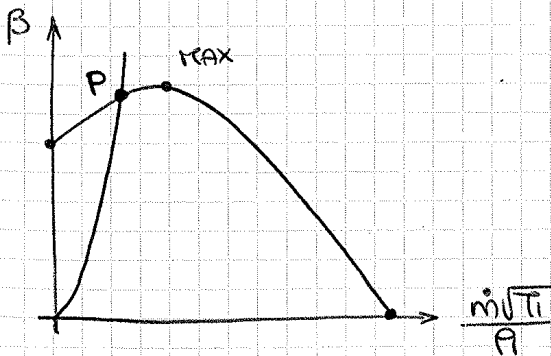
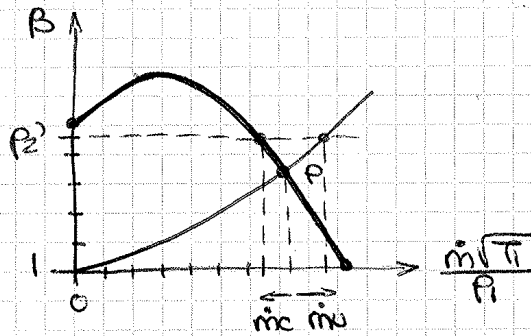
↳ Torna dall'era!



• Il compressore manda all'utenza più zaba di quanta ne serve, così si crea un accumulo che rimanda indietro il punto di funzionamento del comp. -

→ Se la P aumenta, traò altre due coordinate, ma stavolta $\dot{m}_u > \dot{m}_c$ -

• Il compressore non riesce a soddisfare le condizioni dell'utenza, quindi non sono non crea accumulo, ma lo riduce - la P si abbassa, e il punto di funzionamento torna dall'era -



$$L_i = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + L_w$$

PREVALENZA MANOMETRICA

$$H = H_2^0 - H_1^0 \quad [m] \quad H^0 = \text{carico totale}$$

$$H^0 \begin{cases} \text{altezza geometrica } z \\ \text{altezza cinetica } C^2/2g \\ \text{altezza piezometrica } P/\rho g \end{cases}$$

$$H = \left[\frac{P_2}{\rho g} + \frac{C_2^2}{2g} + z_2 \right] - \left[\frac{P_1}{\rho g} + \frac{C_1^2}{2g} + z_1 \right]$$

- Facciamo comparire H nell'espressione del carico:

$$L_i - L_w = g \left\{ \left[\frac{P_2}{\rho g} + \frac{C_2^2}{2g} + z_2 \right] - \left[\frac{P_1}{\rho g} + \frac{C_1^2}{2g} + z_1 \right] \right\}$$

$$L_i - L_w = gH \quad \rightarrow \quad \boxed{H = \frac{L_i - L_w}{g}}$$

$$\eta_y = \frac{L_i - L_w}{L_i} = \frac{Hg}{L_i}$$

$$\boxed{H} = \frac{1}{g} \cdot (\eta_y L_i) = \boxed{\frac{1}{g} \eta_y (M^4 C_u^4 - M C_u)}$$

Non tiene conto del tipo di fluido, può essere usata indipendentemente da esso.

→ Si usa H perché all'inizio pompa usata per sollevare e' acqua, era importante conoscere la quota a cui veniva sollevata. È come il coefficiente β per il turbo compressore.

- Prevalenze di pompe in serie si sommano (\neq rapporto compressione)

↳ si moltiplicano

POTENZA

→ Potenza interna = potenza sviluppata sulla palettezza dal fluido

$$\boxed{P_i = L_i \cdot (\dot{m} + \dot{m}_f)}$$

\dot{m}_f = portata di fuga, in questo caso "scappa" dopo aver subito il trattamento, non prima.

$$P_i = \frac{1}{\eta_y} gH (\dot{m} + \dot{m}_f)$$

- Rendimento volumetrico

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m} + \dot{m}_f} \quad \rightarrow$$

$$\boxed{P_i = \frac{1}{\eta_y \eta_v} gH \dot{m}} \quad \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

$$[\dot{m} = \rho Q]$$

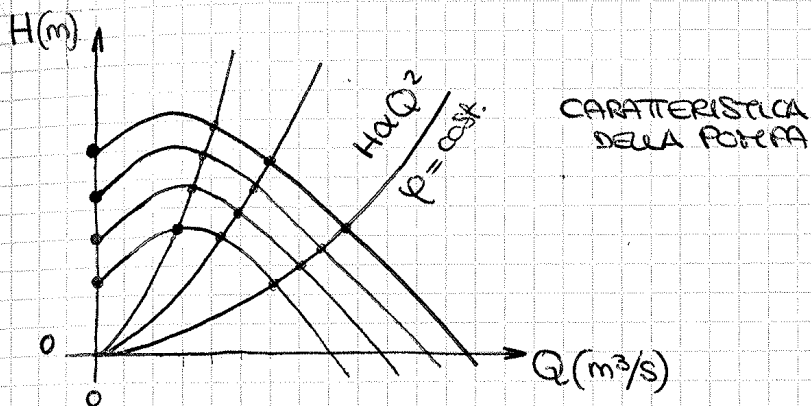
$$H \propto d^{u2} n^2 (\psi - \xi)$$

$$Q = A^u \omega r^u = \left\{ \pi d^u e^u \omega r^u = \left\{ \pi d^{u2} \left(\frac{e^u}{d^u} \right) \psi \mu^u \right.$$

$$Q \propto \left(\frac{e^u}{d^u} \right) d^{u3} n \psi$$

- Data una certa macchina con definiti d^u , e^u/d^u , β^u , e un dato n :

$$\begin{cases} H \propto (\psi - \xi) \\ Q \propto \psi \end{cases}$$



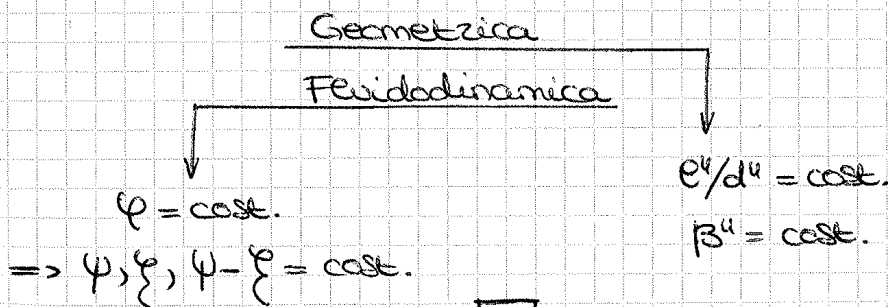
Lez. **26**

4/12/13

- L'andamento della caratteristica avvia' ripercussioni anche sulla stabi = lita' del punto di funzionamento.

SIMILITUDINE GEOMETRICA E FLUIDODINAMICA

- Se siamo in similitudine geometrica il rapporto e^u/d^u rimane costante per tutte le macchine in similitudine tra loro.



$$H \propto d^{u2} n^2 \boxed{(\psi - \xi)}$$

$$Q \propto \left(\frac{e^u}{d^u} \right) d^{u3} n \boxed{\psi}$$

- Data macchina $d^u = \text{cost.}$
- $$\begin{cases} H \propto n^2 \\ Q \propto n \end{cases}$$

L completo grafico sopra con andamenti

Serbatoi atmosferici di grosse dimensioni

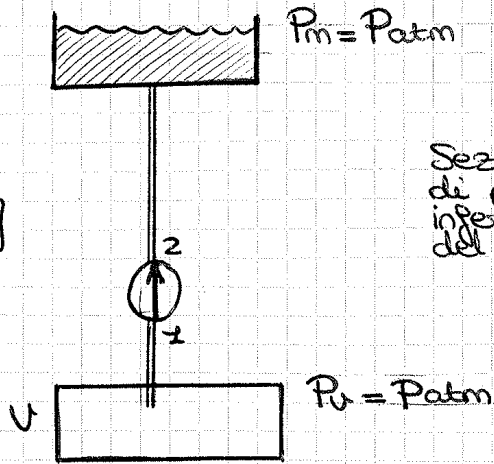
$P_m = P_u = P_{atm}$

$C_m \approx C_u \approx 0 \text{ m/s}$ [trascurabili]



$H_m^o - H_u^o = H_g$

$\Rightarrow H = H_g + \gamma$

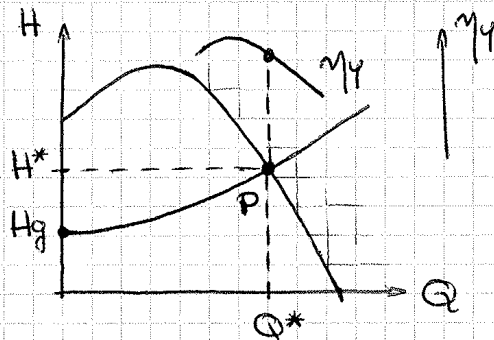


Sezione del condotto di passaggio molto inferiore al volume del Serbatoio U_

$\bullet \gamma = KQ^2$ (K è una costante legata al circuito)

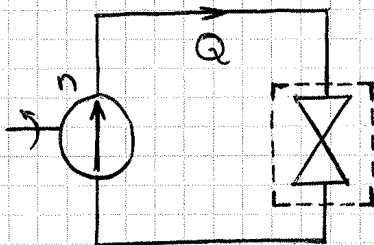
$H_e = H_g + KQ^2$

e = esterna



$P_m = \frac{\rho g H Q}{\eta_m \eta_u \eta_\gamma}$

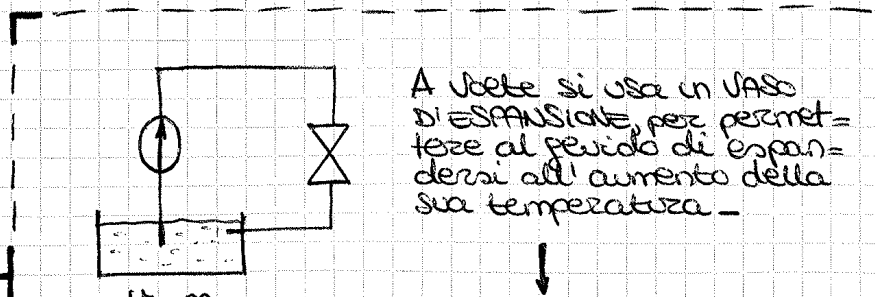
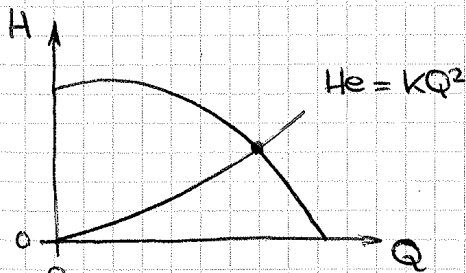
CIRCUITO CHIUSO



$H_e = H_g + \gamma$
so (Rimane H_g perché i serbatoi coincidono, quindi $P_u = P_m$ e $C_m = C_u$)

$[H_m^o - H_u^o] \rightarrow H_m^o = H_u^o$ perché è lo stesso serbatoio

$\Rightarrow H_e = KQ^2$

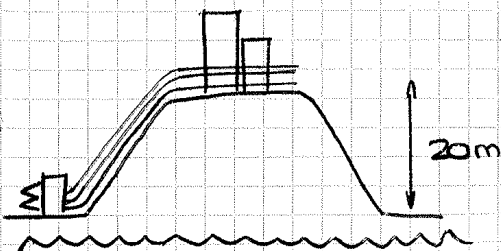


A volte si usa un VASO DI ESPANSIONE, per permettere al fluido di espandersi all'aumento della sua temperatura -

↓
 Palloncino pieno d'azoto, molto comprimibile -

CIRCUITO CHIUSO

ma aperto all'aria



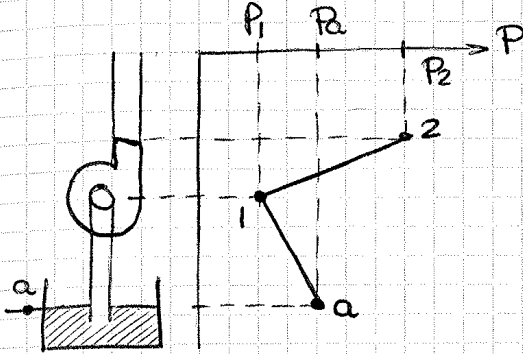
CAVITAZIONE

$$L_i = \frac{P_2 - P_a}{\rho} + \frac{v^2 - v_a^2}{2} + g(z_1) + g y_a$$

$P_a = P$ nel serbatoio

↳ differenza tra punto z e punto a

$$\frac{P_1}{\rho g} = \frac{P_a}{\rho g} - \frac{v^2}{2g} - z_1 - y_a$$



$P_1 < P_a$ perché i termini sottratti sono positivi, e creano quindi una diminuzione della P_1 .

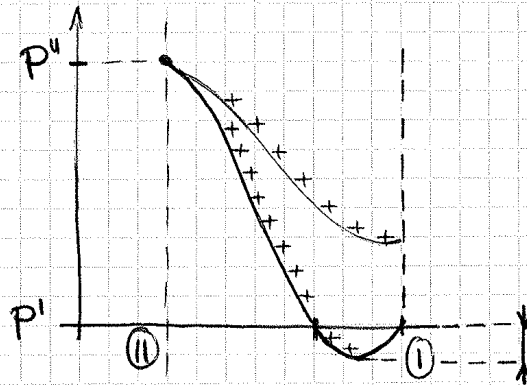
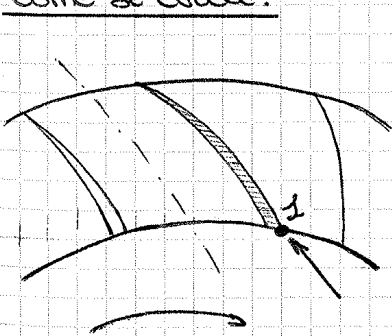
TENSIONE DI VAPORE $P_v(T)$

- In funzione della quota, e quindi della pressione, varia la T di inizio evaporazione del fluido - Si formano quindi delle bolle nel punto di P minima, ovvero alla bocca d'aspirazione della pompa -

↳ variazione locale di fase, improvvisa!

→ Azionati a una pressione ancora superiore le bolle così formate esplodono, e in presenza di tante bolle si ha un'onda d'urto violenta contro la bocca d'aspirazione della pompa, creando ~~non~~ pochi problemi -

Come si evita?



$$\Delta p = \lambda \frac{\rho v^2}{2}$$

↳ fattore sperimentale

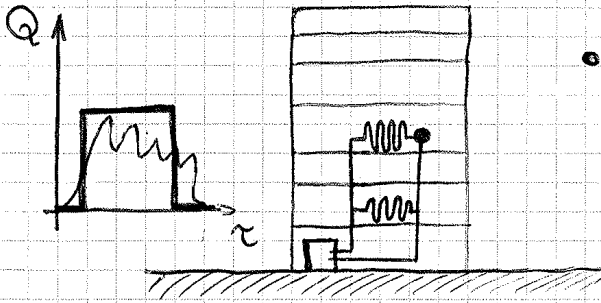
↓
dato e fornito dal costruttore

$$\frac{P_{min}}{\rho g} = \frac{P_2 - \Delta p}{\rho g} = \frac{P_a}{\rho g} - \frac{v^2}{2g} - z_1 - y_a - \frac{\lambda v^2}{2g}$$

$$\boxed{P_{min} \geq P_v(T)} \quad \text{CONDIZIONE ANTI CAVITAZIONE}$$

$$\frac{P_a}{\rho g} - \frac{v^2}{2g} - z_1 - y_a - \frac{\lambda v^2}{2g} \geq \frac{P_v(T)}{\rho g}$$

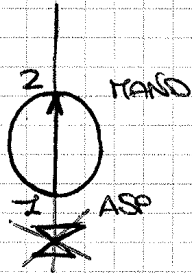
REGOLAZIONE TURBOPOMPE



• = Valvola termostatica, fa variare la portata nel termosifone in funzione della richiesta (legato anche a T esterne) -

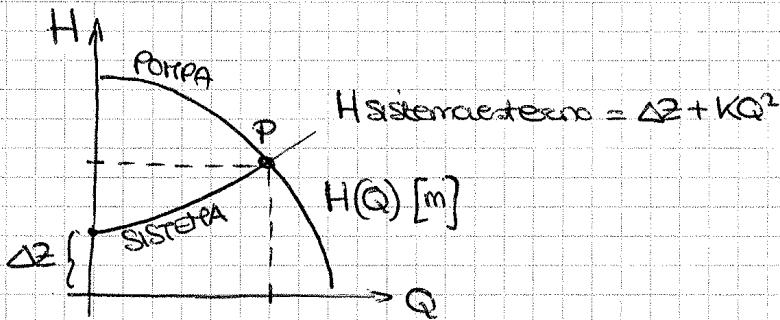
4 METODI DI REGOLAZIONE

- LAMINAZIONE ~~ALL'ASPIRAZIONE~~
- LAMINAZIONE ALLA PANDATA
- VARIAZIONE DEL NUMERO DI GIRI
- RIFUSSO



• Nel caso delle turbopompe vale lo stesso dei pompe sscz (preferiamo la laminazione alla aspirazione)?

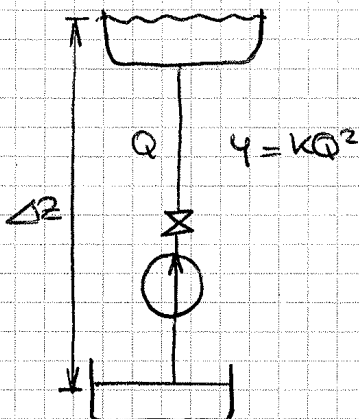
→ Con le turbopompe non deve accadere MAI la prima, perché c'è cavitazione, facendo accadere una forte caduta di pressione -



LAMINAZIONE ALLA PANDATA



• Inserendo la valvola muta la caratteristica del circuito (e modifica inserendola), mentre la pompa mantiene anche il numero di giri costante -



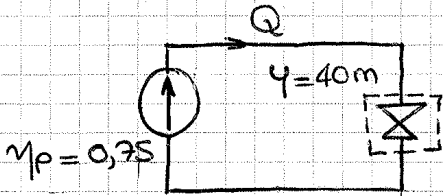
$$H_s(Q) = \Delta z + KQ^2$$

$$H_s'(Q) = \Delta z + K'Q^2$$

$K' > K$ strozzando la valvola

ESERCIZI

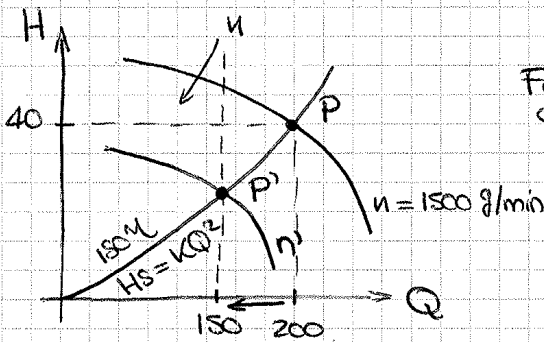
- ③ $n = 1500 \text{ giri/min}$ $w'?$
 $Q = 200 \text{ L/s}$ $P_a?$
 $\eta_p = 0,75$ $P_a'?$ [$\gamma \propto u^2$]
 $\gamma = 40 \text{ m}$
 $Q' = 150 \text{ L/s}$



$$P_a = \frac{\rho g H Q}{\eta_p} \quad (\rho_{H_2O} = 1000 \text{ kg/m}^3)$$

$$H_s = \gamma = H_p \text{ (in circuito chiuso)} \rightarrow P_a = \frac{\rho g H_s Q}{\eta_p} = \boxed{104,6 \text{ kW}}$$

$$Q = 200 \text{ L/s} = \frac{200}{1000} \text{ m}^3/\text{s}$$



Faccio REPLAZIONE sul numero di giri, la caratteristica del sistema rimane costante.

↳ Sapendo nuova portata e curva del sistema (zab P)

$$\begin{matrix} P(H, Q) \\ P'(H', Q') \end{matrix} \begin{matrix} \uparrow \\ \downarrow \end{matrix} \begin{matrix} \text{SIMILITUDINE GEOMETRICA} \\ \text{E FLUIDODINAMICA} \end{matrix} \rightarrow \eta_{\gamma'} = \eta_{\gamma}$$

• A parità di η_m e $\eta_v \rightarrow \eta_p' = \eta_p = 0,75$

$$P_a' = \frac{\rho g H' Q'}{\eta_p'} = \boxed{44,1 \text{ kW}}$$

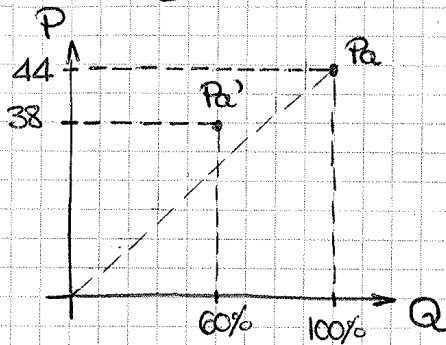
→ Sapendo che $\frac{u'}{u} = \frac{Q'}{Q}$ ottengo $w' = u \frac{Q'}{Q} = \boxed{1125 \text{ giri/min}}$

e dalla $\left(\frac{u'}{u}\right)^2 = \frac{H'}{H}$ ottengo $H' = H \left(\frac{u'}{u}\right)^2 = 22,5 \text{ m}$

[altro modo è $\left(\frac{Q'}{Q}\right)^2 = \frac{H'}{H}$]

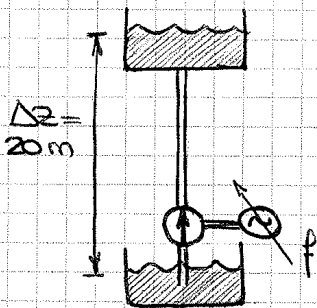
LA POTENZA VIAGGIA CON IL CORSO DEL PRODOTTO $H * Q$ $\left(\frac{u'}{u}\right) \left(\frac{u'}{u}\right)^2$

↳ serve pompa con n variabile



• Ideale sarebbe avere una riduzione di potenza che si sposta lungo la direttrice.

(2)



$$H_s = \Delta z + KQ^2 = 20 + 8,3 \cdot 10^{-4} Q^2$$

$$u = 2500 \text{ g/min}$$

$$u' = 2100 \text{ g/min}$$

Q (m ³ /s)	H _s (m)
0	20
20	20,3
40	21,3
60	22,9
100	28,3
--	--
140	36,3
160	41,2
180	46,9
200	53,2

• Traccio la caratteristica e traccio γ del punto di funzionamento.

$$P_a = \frac{\rho g H Q}{\eta_p} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 46,9 \cdot 180 / 3600}{0,81} = \boxed{28,4 \text{ Kw}}$$

SIMILITUDINE GEOMETRICA E FLUIDODINAMICA

$$\left(\frac{H'}{H}\right) = \left(\frac{u'}{u}\right)^2 \quad \left(\frac{Q'}{Q}\right) = \left(\frac{u'}{u}\right) \quad \rightarrow \quad \left(\frac{H'}{H}\right) = \left(\frac{Q'}{Q}\right)^2$$

H (m)	Q (m ³ /s)	H' (m)	Q' (m ³ /s)
46,9	180	46,9 $\left(\frac{2100}{2500}\right)^2$	180 $\left(\frac{2100}{2500}\right)$

$$H' = 33,1 \text{ m}$$

$$Q' = 151,1 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$P_2) \quad 55 / 160 \quad \Rightarrow \quad 55 \left(\frac{2100}{2500}\right)^2 / 160 \left(\frac{2100}{2500}\right) \Rightarrow 38,8 / 134,4$$

• Per ogni punto posso tracciare un suo punto simile con cui fra in comune una curva isodensimento.

$$P_2) \quad 65 / 135 \quad \Rightarrow \quad 65 \left(\frac{2100}{2500}\right)^2 / 135 \left(\frac{2100}{2500}\right) \Rightarrow 44,9 / 113,4$$

* Ottengo: $y_1 = \left(\frac{0,6 \cdot e}{100^2} \right) \cdot 90^2 = 1,46 \text{ m}$

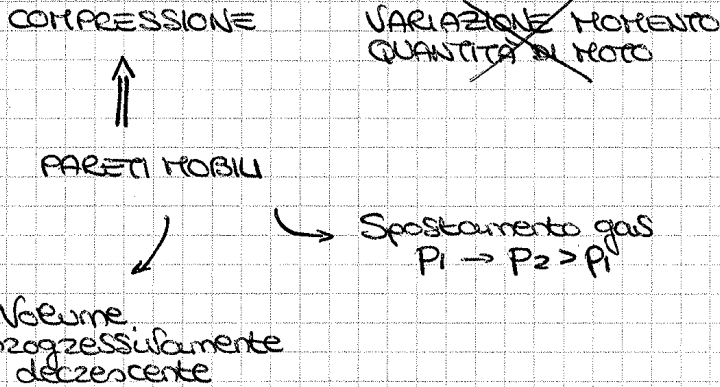
Calcoliamo? $NPSH \text{ disp} = 5,50 \text{ m}$
 $NPSH \text{ min} = 2 \text{ m}$

$NPSH \text{ disp} > NPSH \text{ min}$
 \rightarrow NO cavitazione!

Lez. 30

17/12/13

COMPRESSORI VOLUMETRICI

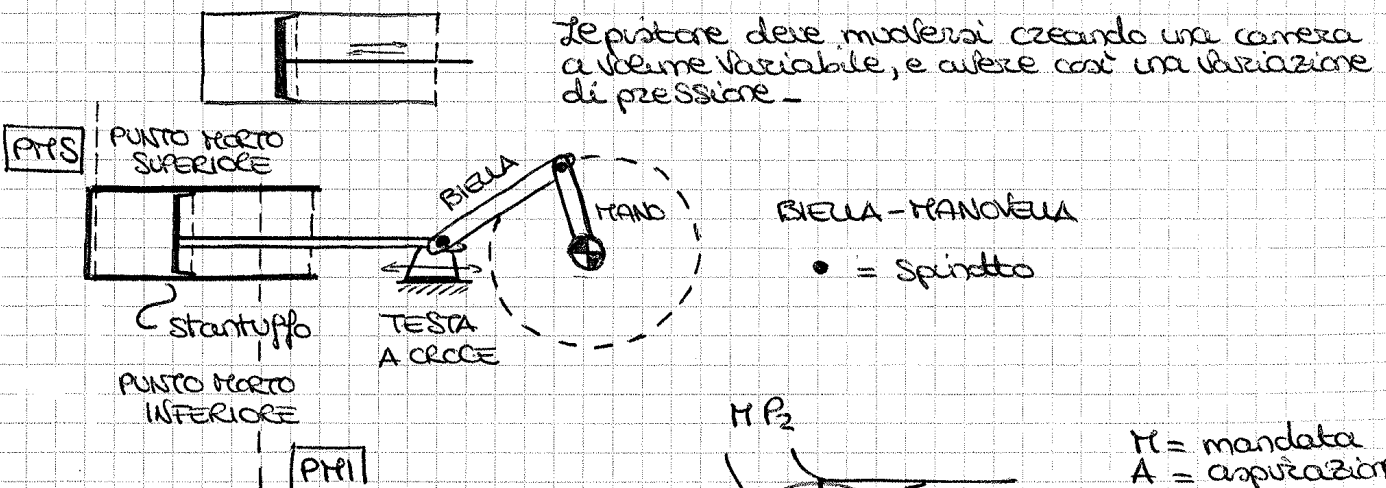


- Resistenza passiva del fluido L_w

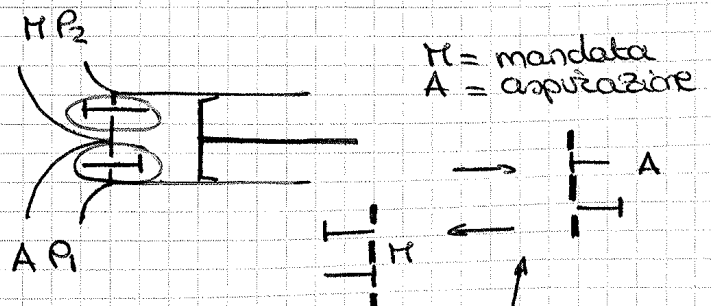
L avendo velocità molto BASSE $\approx 10 \text{ m/s} \rightarrow$ Trascurabile



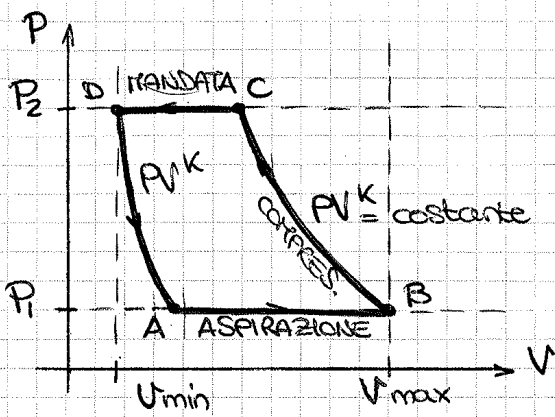
COMPRESSORI VOLUMETRICI ALTERNATIVI (A STANTUFFO)



- Come faccio a mettere in comunicazione il cilindro e l'ambiente A e successivamente con l'ambiente H?

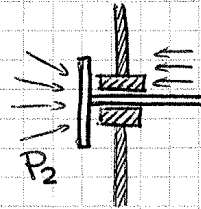
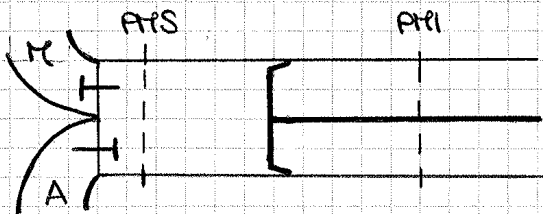


\rightarrow Attraverso VALVOLE [messe \neq in modo da aprirsi e chiudersi al momento giusto]



CICLO DI LAVORO IDEALE

- Scambi calore con pareti nuclei
- Fughe di gas trascurabile
- Caduta P valvole trascurabile
- Trasformazioni isentropica



VALVOLE AUTOMATICHE

- Quando lo stantuffo va verso destra apre la valvola d'aspirazione e chiude valvola di mandata: FASE ASPIRAZIONE (fino al P1)
- Quando lo stantuffo va verso sinistra genera una minicomprensione che apre valvola mandata e chiude quella di aspirazione: FASE DI MANDATA

Lez. **31** (Ultima prima di Natale! ☺)

18/12/13

- Se andassi oltre P2, avrei una sottopressione sulla valvola, aprendo così quella d'aspirazione -

- Dopodiché, si ha una compressione finché biella e manovella sono alla lunghezza massima, ossia al punto morto superiore (Vminimo) - In questa fase ho la MANDATA -

Il volume rimasto (Vmin) nel momento che lo stantuffo si allontana si espande, in modo isentropico -

↳ È un'altra isentropica, NON parallela all'altza, ma più pendente!

- Nel punto A il movimento dello stantuffo è ancora quello di espansione, e azionato alla P1 - Δp si crea una forza sulla valvola d'aspirazione che si apre iniziando nuovamente il ciclo -

→ Per essere "trasformazione adiabatica" prendo in esame una determinata massa, devo vedere quanto lavoro e potenza serve con essa -

$\dot{m}_m [kg/s]$ $\dot{m}_a [kg/ciclo]$ (essendo "ciclo" adimensionale sono kg)

- In condizioni ideali → fughe trascurabili, perciò:

$\dot{m}_m = \dot{m}_a$

m = mandata
a = aspirata

Essendo $\dot{m}_a = \lambda_u p_i V$ ottengo

$$\dot{m}_a = \dot{m}_m = \lambda_u p_i i V n$$

$$L_c \left[\frac{\text{J}}{\text{ciclo}} \right] \frac{\text{LAVORO AL CICLO}}{\text{CICLO}} \neq L_i \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right] \text{LAVORO MASSICO}$$

$$Q_e + L_i = \Delta i + \Delta E_c + \Delta E_g + \Delta E_{cf}$$

$$L_i = \int v dp + \Delta E_c + \Delta E_g + \Delta E_{cf} + \Delta u_0$$

- Considerando un ciclo ($\Delta E_c = 0, \Delta E_g = 0, \Delta E_{cf} = 0$)

$$L_c = \int_{\text{ciclo}} v dp = \oint v dp$$

$$L_c = \oint v dp = \int_B^C v dp - \int_A^D v dp \quad (\text{segno meno perché senso opposto al ciclo})$$

$$L_c = \frac{k}{k-1} p_i V_B \left[\left(\frac{p_B}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] - \frac{k}{k-1} p_i V_A \left[\left(\frac{p_B}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

↳ così dopo
ho stesso
termine

- Essendo k lo stesso (ϵ lo stesso fluido) posso raccogliere

$$L_c = \frac{k}{k-1} p_i (V_B - V_A) \left[\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$L_c = \frac{k}{k-1} p_i \cdot \lambda_{u, id} V \left[\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad \text{LAVORO A CICLO IDEALE} \\ [J] = [J/\text{ciclo}]$$

$$P_{i, id} = L_c \cdot i \cdot n \rightarrow \text{ottingo dei [W]}$$

$$[W] \quad \left[\frac{J}{\text{ciclo}} \right] \left[\frac{\text{ciclo}}{\text{giro}} \right] \left[\frac{\text{giro}}{s} \right]$$

$$P_{i, id} = L_c \cdot i \cdot n = L_i \cdot \dot{m}_m$$

$$\frac{k}{k-1} p_i \lambda_{u, id} V \left[\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] i n = \lambda_u p_i i V L_{i, id}$$

$$L_{i, id} = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_i}{p_i} \left[\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \boxed{C_p T_i \left[\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}$$

$$L \quad p_i = \frac{p_i}{R T_i} \quad \frac{p_i}{p_i} = R T_i \quad \left(\frac{k}{k-1} \frac{p_i}{p_i} \right) = C_p$$

→ LA PORTATA DIMINUISCE (GAS PIÙ DENSO)!

$$\lambda v = 1 - \underbrace{\mu}_{\frac{v_{FRIN}}{v}} \left[\beta^{\frac{1}{k}} - 1 \right]$$

$$\lambda' v = 1 - \mu \left[\beta'^{\frac{1}{k}} - 1 \right] < \lambda v \quad (\beta' > \beta)$$

|| INFLUENZA SUL λv

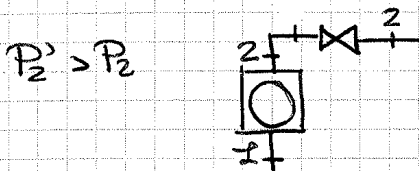
• Il tratto A'B' vale $\lambda v' \cdot v'$, inferiore al tratto AB pari a $\lambda v \cdot v$

↳ Altro effetto della raminazione all'aspirazione.

$$\frac{\dot{m}'}{\dot{m}} = \left[\frac{P_2'}{P_2} \right] \cdot \left\{ \frac{1 - \mu \left[\left(\frac{P_2'}{P_1'} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right]}{1 - \mu \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right]} \right\}$$

Devo tenere conto di tutti i fattori per evitare valori di \dot{m} anormali

3 - Laminazione alla mandata

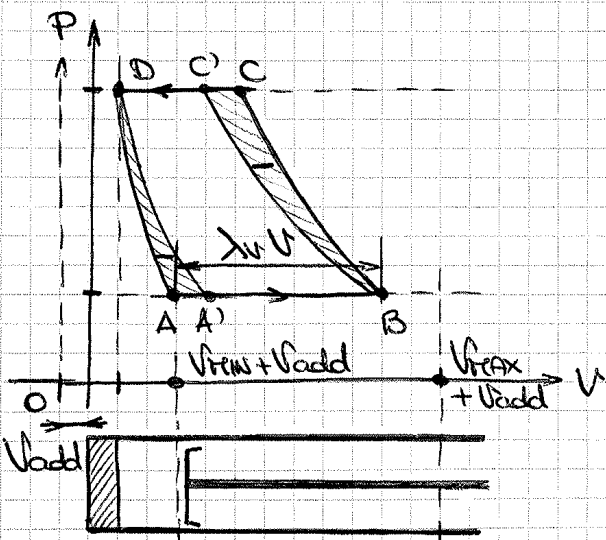


$$\beta' = \frac{P_2'}{P_1} > \frac{P_2}{P_1} = \beta$$

• Aumentando di nuovo β , avrò un'alta riduzione della portata, cosa scelta? In quella all'aspirazione ho un'influenza ANCHE alla densità, che si moltiplica con la riduzione del β . Per avere stessi effetti (positivi) darci avere P_2 altissimi, con β altissimi e pessimo λ .

↳ MAI LAMINAZIONE ALLA MANDATA !!

4 - Capacità addizionale allo spazio morto



Si aggiunge una camera comunicante con lo spazio morto

↳ Comporta una traslazione pari al V addizionale

$$v' = v_{MAX}' - v_{FRIN}' =$$

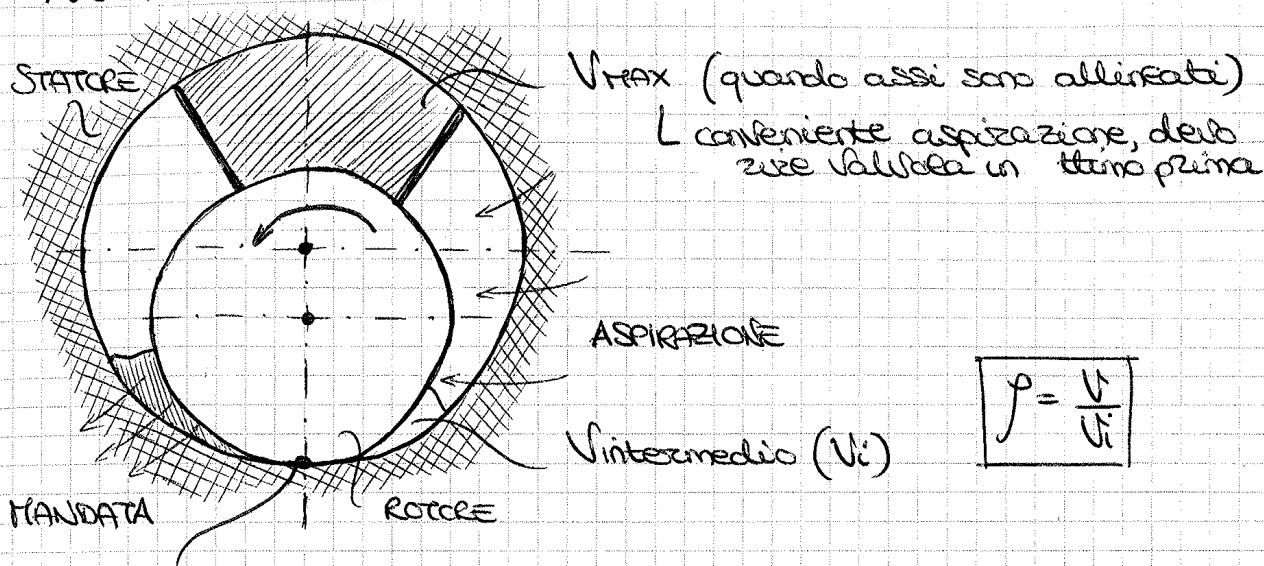
$$= v_{MAX} + v_{add} - v_{FRIN} - v_{add} = v$$

$$\rightarrow \boxed{v' = v}$$

$$\mu = \frac{v_{FRIN}}{v} \quad \mu' = \frac{v_{FRIN}'}{v'} = \frac{v_{FRIN}}{v} + \frac{v_{add}}{v} = \mu + \frac{v_{add}}{v}$$

• Il rapporto al ciclo diminuisce, diminuisce e' area del ciclo.

COMPRESSORE ROTATIVO A PALETTE

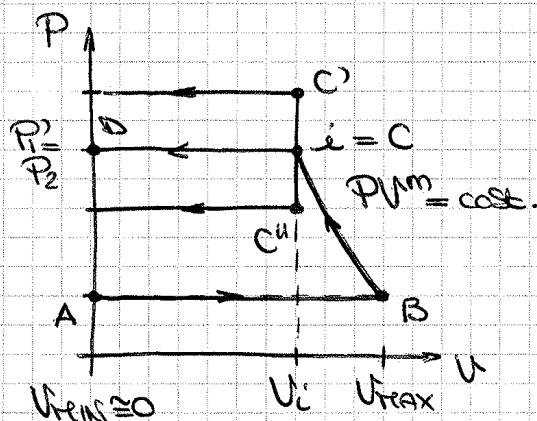


$$\rho = \frac{V}{V_i}$$

$$V_{MIN} \approx 0$$

L'aspetto diverso da quello a stantuffo, dove non poteva assumere valore nullo -

$$V_{MAX} = V'$$



ESERCIZI

① a) $V = 1000 \text{ cm}^3$ m^3

$$\mu = 0,2$$

$$P_a = 1 \text{ bar}$$

$$T_a = 300 \text{ K}$$

$$n = 2000 \text{ giri/min}$$

$$\beta = 5$$

$$\eta_m = 0,85$$

② Hp condizioni ideali

- fughe
 - carterizzazione valida
 - scambi termici
- } nulle

\dot{m} calcolato nell'esercizio precedente $\dot{m} = 30,35 \text{ g/s}$

→ Si parte da un po' più della metà

P^* (bar)	\dot{m}^*/\dot{m}
0,6	0,494
0,610	0,506
0,605	0,5

$$\dot{m}^* = \left\{ 1 - 0,1 \left\{ \left[\frac{5}{0,6} \right]^{\frac{1}{1,4}} - 1 \right\} \right\} \cdot \left(\frac{0,6}{287 \cdot 300} \right) \cdot iVn =$$

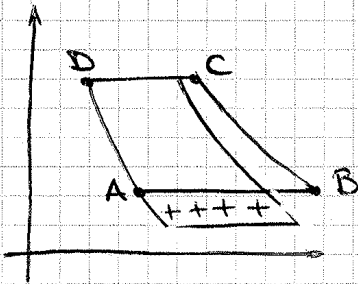
$$= \boxed{15,18 \text{ g/s}}$$

$$\rightarrow \dot{m}^*/\dot{m} = 0,494 \text{ (zoppo bassa)}$$

$$P_i^* = 0,605 \text{ bar}$$

$$\lambda v^* = 1 - \mu \left(\beta^{1/k} - 1 \right) = \boxed{0,648}$$

$$L_c^* = \frac{k}{k-1} P_i^* iV \lambda v^* \left(\beta^{k/k-1} - 1 \right) = \boxed{113,6 \text{ J/ciclo}} \rightarrow \text{è diminuito rispetto a prima}$$



$$P_a^* = \frac{i L_c^*}{\eta_n} = \frac{113,6 \cdot 2000/60}{0,85} = \boxed{4,45 \text{ kW}} \text{ (minore)}$$

$$L_i^* = \frac{P_a}{\dot{m}} = \frac{i L_c^* n}{\dot{m}^*} = \boxed{249,5 \text{ KJ/ciclo}} \text{ (aumenta!)}$$

c) Capacità addizionale allo spazio morto

$\dot{m}^* = \lambda P_i V n \rightarrow$ si interviene solo su λv , va dimezzato aggiungendo volume allo spazio morto

$$\lambda v^* = 1 - \mu^* \left(\beta^{1/k} - 1 \right)$$

$$\mu^* = \frac{1 - 0,5 \lambda v}{\beta^{1/k} - 1} = \boxed{0,282}$$

$$V_{\text{add}} = V_{\text{min}}^* - V_{\text{min}} = (\mu^* - \mu) V = \boxed{182 \text{ cm}^3} \text{ DA AGGIUNGERE!}$$

↳ L_c si dimezza

$$L_c^* = 0,5 L_c = 80 \text{ J/ciclo}$$

$$P_a^* = \frac{i L_c^* n}{\eta_n} = 3,14 \text{ kW}$$

• L_i invariato, P_a e \dot{m} si dimezzano