NUMERO: 2154A

ANNO: 2017

A P P U N T I

STUDENTE: Caponio Vittorio

MATERIA: Macchine Esempio - Esercizi e Temi d’esame - Prof. Dongiovanni

CAPITOLO 11
Esercizi e Temi d'esame

- ESERCITAZIONI SVOLTE
- TEMI D'ESAME SVOLTI DEL 2017
- TEMI D'ESAME VARI
- FORMULARIO ESAME

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 3 di 126

4) Uno stadio di turbina a vapore assiale riceve il vapore a 10 bar, 400 °C, $c_0 = 120$ m/s; la pressione all'uscita dal distributore è $p_1 = 8$ bar, coefficiente di perdita $\varphi = 0{,}94$, $\alpha_1 = 25°$, lunghezza dello spigolo dell'uscita delle palette del distributore $l_1 = 50$ mm, $n = 3000$ giri/min, $u = 0{,}7 \cdot c_1$. La pressione allo scarico della girante vale $p_2 = 6$ bar, coefficiente di perdita nella girante $\psi = 0{,}9$, lunghezza dello spigolo di uscita delle palette $l_2 = 60$ mm, diametro medio all'uscita uguale a quello di ingresso.
Tracciato il triangolo delle velocità, calcolare la potenza interna dello stadio ed il suo rendimento interno, nelle due ipotesi: che l'energia cinetica di scarico sia completamente persa ovvero completamente recuperata.

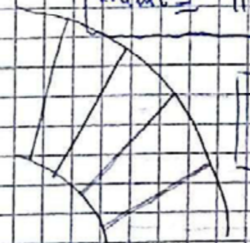
5) Un elemento di turbina assiale a reazione riceve vapore con $p_0 = 4{,}5$ bar, $t_0 = 310$ °C, $c_0 = 180$ m/s; funziona con rapporto caratteristico $u/c_1 = 0{,}8 \cdot \cos\alpha_1$, triangoli di velocità "simmetrici", coefficienti di perdita $\phi = \psi = 0{,}94$. All'uscita dal distributore si ha $p_1 = 3{,}2$ bar, $\alpha_1 = 30°$.
Determinare la pressione di scarico dell'elemento, il grado di reazione, il lavoro massico interno ed il suo rendimento interno nell'ipotesi che l'energia cinetica di scarico sia recuperata.

c_1 assiale è uguale a w_1 assiale!! $\boxed{c_{1a} = w_{1a}}$. Quindi so w_1 $\Rightarrow$ perché so le direzioni imposte!!

PER LA TEORIA UNIDIM. $l/d < 0{,}2$

$\boxed{\pi d_m l \simeq \pi \frac{(d_e^2 - d_i^2)}{4}}$

$\boxed{d_m = \frac{d_e + d_i}{2}}$



$c_2 = w_1 = 67{,}08$ m/s $\qquad w_2 = 84{,}85$

$\alpha_2 = \beta_1 = 16{,}57°$ $\qquad \beta_2 = 135°$

$w_{2a} = w_{1a} = c_1$; $\beta_2 = 135°$

$w_{2a} = w_2 \sin\beta_2 \Rightarrow \boxed{w_2 = \frac{w_{2a}}{\sin\beta_2}} \Rightarrow$ VALE SEMPRE

$w_2 = \sqrt{c_1^2 + (2u)^2} = 84{,}85 \frac{m}{s}$

Suppongo la macchina MOTRICE. $\Rightarrow$ A CASO!!!

RISPETTO AD u

$L_i = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2} = u(c_{u1} - c_{u2}) \Rightarrow \quad c_{u1} = \emptyset \quad c_{u2} = -30$ m/s

$L_i = -c_{u2} \cdot u = +u^2 = 900$ J/kg $> 0 \Rightarrow$ COERENTE CON L'IPOTESI MOTRICE $\Rightarrow$ $\boxed{\text{MACCHINA MOTRICE}}$

$P_i = G \cdot L_i \qquad G = \underset{0{,}98}{\xi}\, \pi d_m l \rho_1 c_1 \sin\alpha_1 = 36945$ kg/s

$\boxed{P_i = 33{,}25 \text{ MW}}$

ESERCIZIO 2

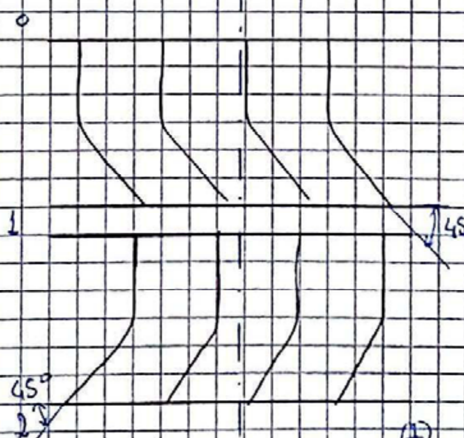
$d = 0{,}5$ m = cost

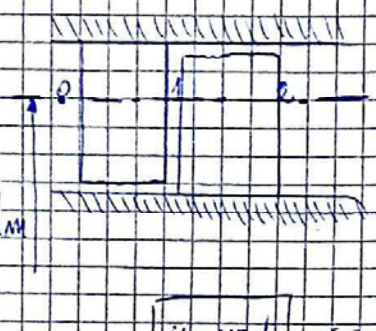
l = cost

$\omega = 240$ rad/s

ρ = cost

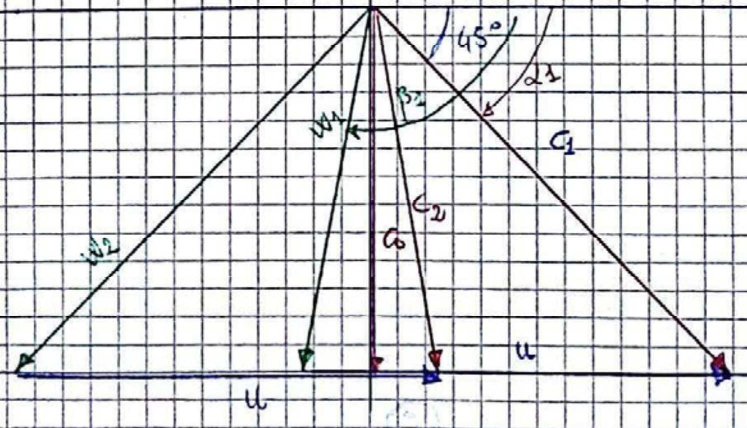
$c_0 = 50$ m/s





$\boxed{u = \omega \frac{d}{2}} = 60 \frac{m}{s}$

(+) $\xrightarrow{u}$



IL TRIANGOLO È SIMMETRICO

ESERC 3) ESERCITAZIONE (1)

DATI

VAPORE

$l_m = 1{,}7\,m$

$n = 3000\,rpm$

$p_1 = 7\,bar$

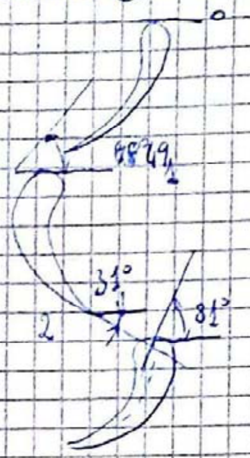
$p_2 = 6\,bar$

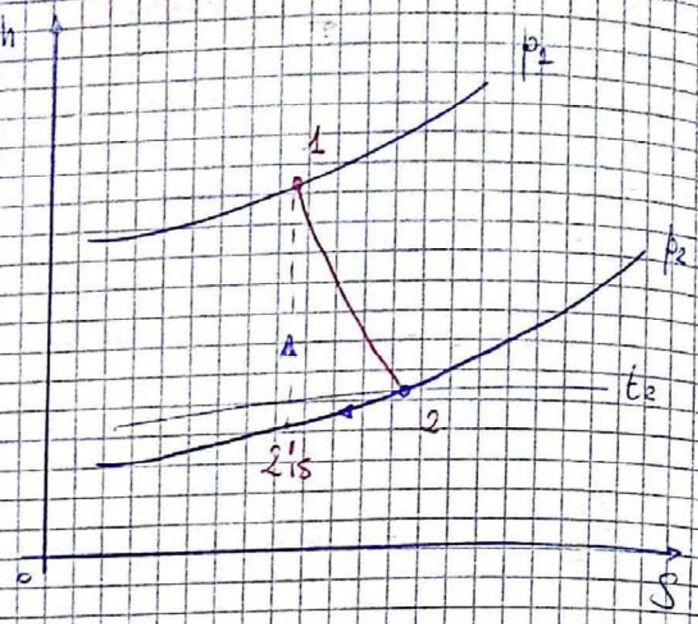
$t_2 = 293\,°C$

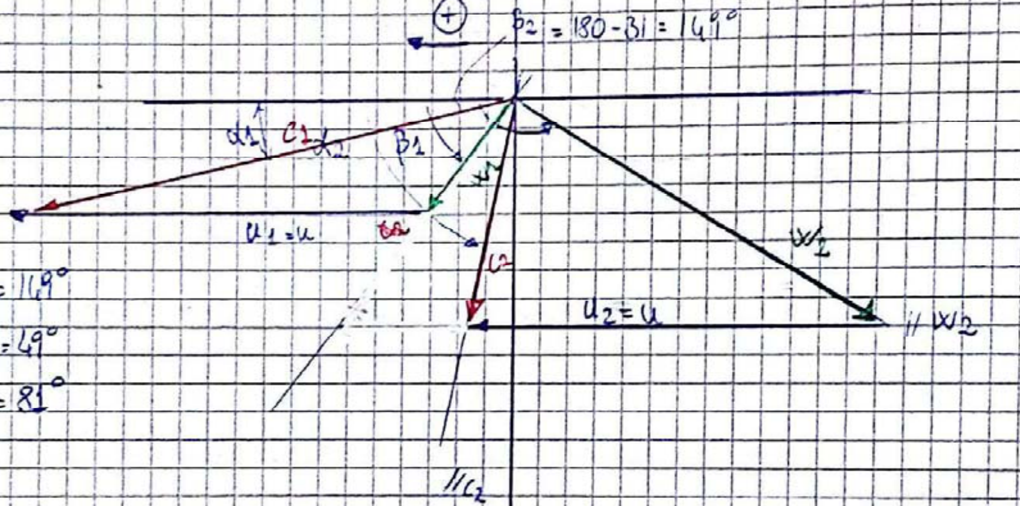
$\varphi = 0{,}92$

$\psi = 0{,}95$

$\ell_2 = 0{,}88$







$\beta_2 = 149°$

$\beta_1 = 49°$

$\alpha_2 = 81°$

Cosa mi dice 49°? STO IN PROGETTO!! Quindi 49° è un angolo FLUIDODINAMICO $\beta_1 = 49°$

Sto nella sezione di uscita 2 $\Rightarrow 81° = \alpha_2$

CIOÈ STO SUPPONENDO NO INCIDENZA!!

$$u = \omega \frac{d_m}{2} = \frac{2\pi n}{60}\frac{d_m}{2} = \pi n\, d_m = 267\,m/s$$

Non guardo il triangolo!!

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} \Rightarrow \begin{cases} c \sin\alpha = w \sin\beta \\ c\cos\alpha = w\cos\beta + u \end{cases}$$

$\Rightarrow$ i segni vengono portati dai coseni. PRENDO I β, α EFFETTIVI.

PER IL TRIANGOLO 2

$$\begin{cases} c_2 \sin\alpha_2 = w_2 \sin\beta_2 \\ c_2\cos\alpha_2 = w_2\cos\beta_2 + u \end{cases} \Rightarrow \tan\alpha_2 = \frac{w_2 \sin\beta_2}{w_2\cos\beta_2 + u} \Rightarrow w_2\cos\beta_2\tan\alpha_2 + u\tan\alpha_2 = w_2\sin\beta_2$$

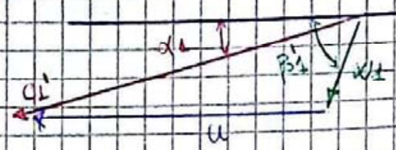
$$w_2 = \frac{u\tan\alpha_2}{(\sin\beta_2 - \cos\beta_2\tan\alpha_2)} = 284{,}42\,\frac{m}{s} \qquad c_2 = w_2\frac{\sin\beta_2}{\sin\alpha_2} = 148{,}31\,\frac{m}{s}$$

PER IL TRIANGOLO 1 ho β_1, u_2 MI MANCA UN INFO!!!

CONSERVAZIONE PORTATA $\int_1 \pi d_m \ell_1 \frac{c_1 \sin\alpha_1}{v_1} = \int_2 \pi d_m \ell_2 \frac{c_2\sin\alpha_2}{v_2}$ $\rightarrow$ lo so!!!

$$c_1\sin\alpha_1 = v_1 \frac{\ell_2}{\ell_1}\frac{c_2 \sin\alpha_2}{v_2}$$

NON LO SO



u NON È CAMBIATO RISPETTO A PRIMA

TRIANGOLO 2 HO IL β_2 e SO u → MANCA (1)

I PDT $1' - (2'_s)$ → $w_{2's}' = \sqrt{2(h_1' - h_{2's}') + w_1'^2}$ LI HO TUTTI BASTA LEGGERLI

$w_{2's}' = \sqrt{2(h_1' - h_{2's}') + w_1'^2} = 288{,}87 \frac{m}{s}$

$h_1' = 3016\ kJ/kg$

$h_{2's}' = 2979\ kJ/kg$

PERDITE: φ PORTATA: Φ PERDITE: ψ LAVORO: Ψ

$\varphi = \frac{c_1}{c_{1s}}$ $\Phi = \frac{w_{1m}}{u}$ $\psi = \frac{w_2}{w_{2s}}$ $\Psi = \frac{L_i}{u^2}$

↳ PERDITE PER ATTRITO VISCOSO E BASTA

↳ DIPENDE DALL'ATTRITO VISCO + LE PERDITE PER URTO SULLE PALETTE

I STATORE $\boxed{\psi < \varphi}$ I STADIO

Per gli stadi successivi invece $\varphi \sim \psi$ poiché c'è urto anche per lo STATORE.

$\boxed{w_2 = w_{2's}\ \psi'}$ ma IO HO SOLO ψ'

Poiché sono in fuori progetto devo avere un abbassamento delle prestazioni $\boxed{\psi' < \psi}$

EQ. DELLA CONTINUITÀ.

$$\pi d_m l_1 \frac{c_{1a}'}{v_1'} = \pi d_m l_2 \frac{c_{2a}'}{v_2'}$$

$$\boxed{c_{2a}' = \frac{l_1}{l_2} \frac{v_2'}{v_1'} c_{1a}}$$

$\frac{l_1}{l_2}$ → NOTO; v_1' → NOTO DAL DIAGRAMMA $v_1' = 0{,}36\ \frac{m^3}{kg}$

USO LA STESSA ESPRESSIONE DI PRIMA $\boxed{h_2' = h_{2's}' + \frac{w_2'^2}{2}\left(\frac{1}{\psi'^2} - 1\right)}$ → ma non c'è l'h_0!!

HO 3 EQ. IN QUATTRO INCOGNITE. La 4° EQ. È IL DIAGRAMMA DI MOLLIER $\boxed{h_2' \Rightarrow v_2'}$

Suppongo ψ' → QUINDI SO w_2' → DA LÌ CALCOLO h_2' → SO (2') e QUINDI POSSO SAPERE v_2'

Quindi devo poi verificare c_{2a} = NOTA PERCHÉ $= w_2' \sin\beta_2$ sostituendo v_2'

EQ. $\begin{cases} w_2 = w_{2s}'\ \psi' \\ c_{2a}' = w_2' \sin\beta_2 = \frac{l_1}{l_2}\frac{v_2'}{v_1'} c_{1a}' \\ h_2' = h_{2's} + \frac{w_2'^2}{2}\left(\frac{1}{\psi'^2} - 1\right) \\ \text{MOLLIER} \end{cases}$ → $\begin{cases} \psi' = 0{,}85 \\ w_2' = 245{,}36 \frac{m}{s} \end{cases}$ ⇒ $h_2' = 2991\ kJ/kg$, $v_2' = 0{,}41\ m^3/kg$

$c_2' = 138{,}54\ m/s$

$\alpha_2 = 66{,}10°$

Se sostituendo v_2' OTTENGO A SINISTRA UN VALORE MAGGIORE → sottovalutato

(0-1) $h_0 - h_1 + \frac{c_0^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = 0$ — SOTTRAENDO I 2 TERMINI CON QUELLI DI PRIMA HO

$h_1 - h_{1s} + \frac{c_1^2 - c_{1s}^2}{2} = 0 \Rightarrow h_1 - h_{1s} + \frac{c_{1s}^2 - c_1^2}{2} = 0$ $\boxed{h_1 = h_{1s} + \frac{c_1^2}{2}\left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right)}$

Posso anche usare direttamente $\boxed{h_2 = h_{2s} + \frac{w_2^2}{2}\left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right)}$

$\boxed{h_1 = 3212\ kJ/kg}$ $\Rightarrow$ INTERSECO LA ISOBARA $p_1 = 8$ bar.

E POI NOTO QUESTO VEDO QUAL È LA CURVA ~~ISOTERMA~~ CON IL VOLUME SPECIFICO v_1

$h_1 \to h_{1s} \Rightarrow$ PASSO DRITTO GIÙ E INTERSECO L'ISOBARA $p_2 = 6$ bar.

$h_1 = 3212\ kJ/kg$; $v_1 = 0{,}35\ m^3/kg$; $h_{2s} = 3128\ kJ/kg$

$w_2 = \psi\, w_{2is}$

$(1-2'_{is})$

$Q_e - L_i = \Delta h + \Delta E_c + \Delta E_p + \Delta E_w$

SISTEMA MOBILE

$0 = h_{2s} - h_1 + \frac{w_{2is}^2 - w_1^2}{2} - \cancel{\frac{u_2^2 - u_1^2}{2}}$ $u_2 = u_1$

Nel sistema mobile ho potuto fare le equazioni $(1-2'_{is})$.

SISTEMA FISSO !!! TRA 1 e 2 NON TRA 1 e 2'is poiché poi non saprei cosa mettere in L_{is} = ? !!!

SISTEMA FISSO (1-2)

$-L_i = \Delta h + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$

$w_{2is} = \sqrt{2(h_1 - h_{2is}) + w_1^2}$ poi so che $\psi = \frac{w_2}{w_{2is}} \Rightarrow w_2 = 398{,}3\ m/s$

$h_2 = h_{2'is} + \frac{w_2^2}{2}\left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right) = 3146{,}6 \approx 3146\ kJ/kg$ ENTRO NEL DIAGRAMMA E TROVO v_2

$\cancel{2}\pi \cancel{d} \ell_1 \frac{c_{1a}}{v_1} = \cancel{2}\pi \cancel{d} \ell_2 \frac{c_{a2}}{v_2}$ $d_1 = d_2$

$\boxed{c_{a2} = \frac{\ell_1}{\ell_2} \cdot \frac{v_2}{v_1} \cdot c_{a1}}$ $\boxed{c_{a2} = 160{,}6\ m/s}$

HO LE TRE INFO PER IL TRIANGOLO

c_{a2} !

w_2 !

u !

OSSERVO CHE

$c_{a2} > c_{a1}$

$c_2 \sin\alpha_2 = w_2 \sin\beta_2 = 160{,}6\ m/s$

$c_2 \cos\alpha_2 = w_2 \cos\beta_2 + u$

$\beta_2 = \pi - \arcsin\left(\frac{w_{2a}}{w_2}\right) = 156{,}22°$

$c_2 \cos\alpha_2 = c_{u2} = w_2 \cos\beta_2 + u = -116{,}1\ m/s$ ok !! HO DISEGNATO BENE IL TRIANGOLO

$\alpha_2 = \pi - \arcsin\left(\frac{c_{2a}}{c_2}\right) = 125{,}88$ $c_2 = \sqrt{c_{2a}^2 + c_{2u}^2} = 198{,}2\ m/s$

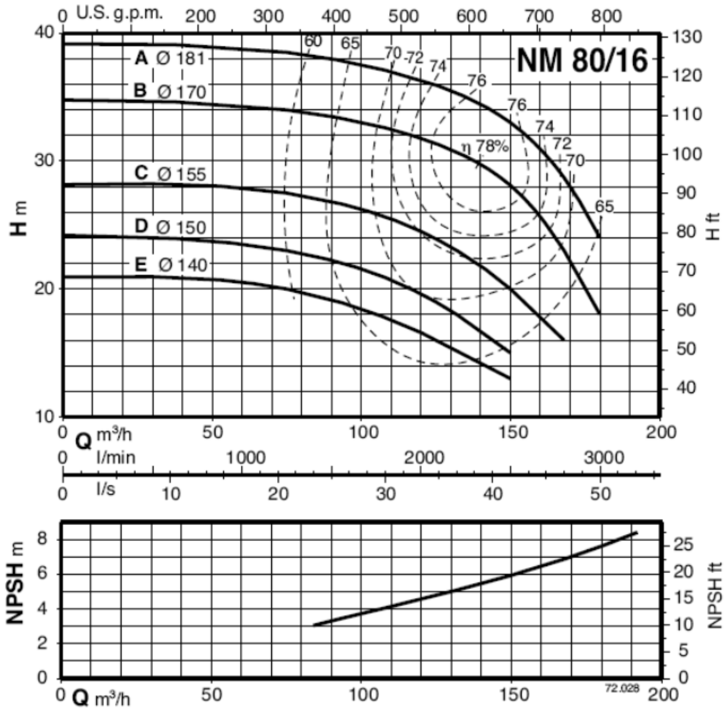
POLITECNICO DI TORINO

Dipartimento di Energetica

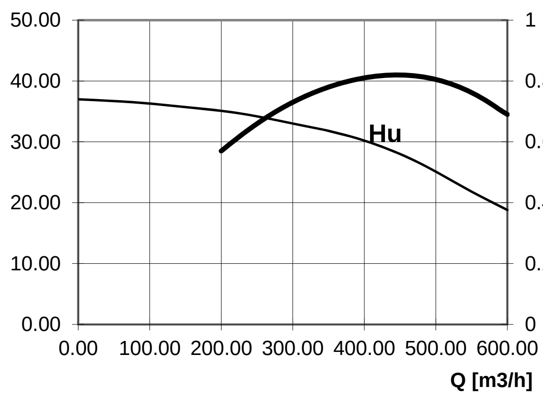
LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA a.a. 2016/2017

ESERCITAZIONE 2 - MACCHINE

1) Il diagramma riporta la caratteristica di 5 pompe geometricamente simili alla velocità n = 2900 rpm.
Una pompa viene usata per sollevare acqua in un circuito aperto con un dislivello geodetico $H_g = 20$m sapendo che le perdite nel circuito ammontano a 1.84 m per una portata di 1 m^3/min. Scegliere la macchina in modo da garantire le condizioni di massimo rendimento e determinare la potenza assorbita dalla macchina (assumere $\eta_m = 0.95$, $\eta_v \approx 1$). Determinare, inoltre, la massima altezza a cui la pompa può essere installata per non incorrere in cavitazione (l'acqua è aspirata a 15°C - $p_v = 0.017$ bar).
A seguito di un intervento di regolazione, la velocità della macchina è ridotta in modo da garantire una portata di 100 m^3/h. Determinare la nuova velocità di rotazione e la nuova potenza della macchina.



2) La figura rappresenta il diagramma caratteristico di una pompa a n = 2500 rpm. La pompa viene utilizzata per sollevare acqua tra due serbatoi a pelo libero con un dislivello di 15 m. Determinare la velocità angolare che annulla la portata mandata. Determinare inoltre, con riferimento alla velocità angolare appena determinata, la portata che la pompa manderebbe con una prevalenza $H_u = 10$m.



3) Una pompa centrifuga presenta i seguenti dati di progetto $H_{u_0} = 80$ m e $Q_0 = 2$ m^3/s alla velocità di rotazione di n = 1450 rpm. La pompa viene utilizzata in un impianto di sollevamento che presenta un dislivello geodetico $H_g = 160$ m e perdite nei condotti pari di 1 m quando la portata è pari a 1 m^3/s. Si determini la velocità di rotazione da assegnare alla pompa e la portata mandata.

ESERCITAZIONE 2

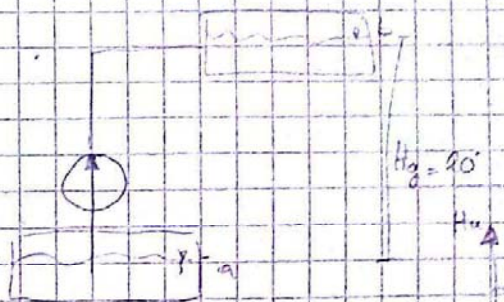
ES. 1.

DATI

$n = 2900$ giri/min

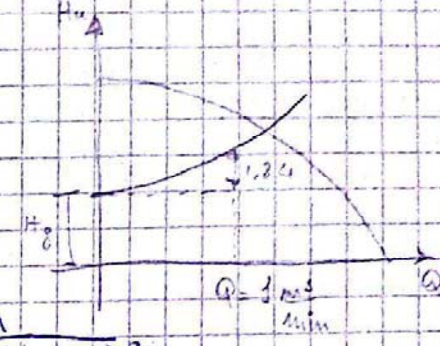
$H_g = 20$ m

$Y_c = 1{,}84$ m a $Q = 1\ \frac{m^3}{min}$



MACCHINA A MAX REND.?

P_{ass}? $(\eta_m = 0{,}95 \quad \eta_v \simeq 1)$



PARABOLA CAR. ESTERNA

$$H_u = H_g + kQ^2$$

per $Q = 1\ \frac{m^3}{min}$ $\quad Y_c = kQ^2 = 1{,}84$ m $\Rightarrow k = 1{,}84\ \frac{m}{(m^3/min)^2}$

PER $Q = 1\ \frac{m^3}{min} = 1000\ \frac{l}{min} \Rightarrow H_u = 21{,}84$ m

$Q = 1{,}4\ \frac{m^3}{min} = 1400\ \frac{l}{min} \Rightarrow H_u = 23{,}61$ m

$Q = 1{,}8\ \frac{m^3}{min} = 1800\ \frac{l}{min} \Rightarrow H_u = 25{,}96$ m

$Q = 2\ \frac{m^3}{min} = 2000\ \frac{l}{min} \Rightarrow H_u = 27{,}36$ m

$Q = 2{,}5\ \frac{m^3}{min} = 2500\ \frac{l}{min} \Rightarrow H_u = 31{,}5$ m.

LA MACCHINA CHE SCELGO È LA B. IL MIO PUNTO DI FUNZIONAMENTO È

$H_u = 30$ m $\rightarrow Q = 140\ m^3/h$

$$P_{ASS} = \frac{1}{\eta_m \eta_y} \cdot \gamma Q H_u = \frac{55{,}59}{3600} \text{ kW} = 15{,}44 \text{ kW}$$

Determinare z_{MAX} per non incorrere in cavitazione $p_v = 0{,}017$ bar

$NPSH \geq NPSH_{MIN} = h_0 = 5{,}5$ m

$$\underbrace{z_1 - z_a}_{z_{MAX}} \leq \frac{p_a - p_v}{\gamma} - Y_{c,a} - h_0 \qquad Y_{c,a} = k_a Q^2$$

SUPPONIAMO CHE LE PERDITE SIANO DISTRIBUITE LUNGO TUTTO IL CIRCUITO

$$Y_{c,a} = \frac{k}{L} \cdot z_{MAX} \cdot Q^2$$

ES. 2

DATI

$n = 2500$ giri/min

$H_g = 15$ m

$n\,?$ $\Rightarrow Q = 0$ m³/h

$Q'\,?$ $\Rightarrow H_u' = 10$ m

PARABOLA SPURIA

$H_u = H_g + kQ^2$ per $Q = 0$ $H_u = H_g$

$P(0;15)$ PUNTO DI FUNZIONAMENTO

PARABOLA IN SIM. FLUIDODINAMICA

$H_u = \frac{H_{up}}{Q_p^2} \cdot Q^2$ CIÒ SIGNIFICA CHE LA PARABOLA

$\rightarrow 0$ PURA È UNA PARABOLA DEGENERE E COINCIDE CON L'ASSE DELLE ORDINATE

DAL GRAFICO

$H_{up'} = 37,5$ m

SIM. FLUIDODINAMICA TRA P e P'

$$\frac{H_{up}}{H_{up'}} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2 \Rightarrow n = \sqrt{\frac{H_{up}}{H_{up'}}}\, n' = 1581 \ \frac{giri}{min}$$

$H_u' = 10$ m $\quad H_{up''}\,?$ $\quad H_{up''} = \frac{H_u'}{\left(\frac{n}{n'}\right)^2} \simeq 25$ m $\quad Q_{p'} = 500 \ \frac{m^3}{h}$

PAR. IN SIM. FLUID. PASSANTE PER P' e P''

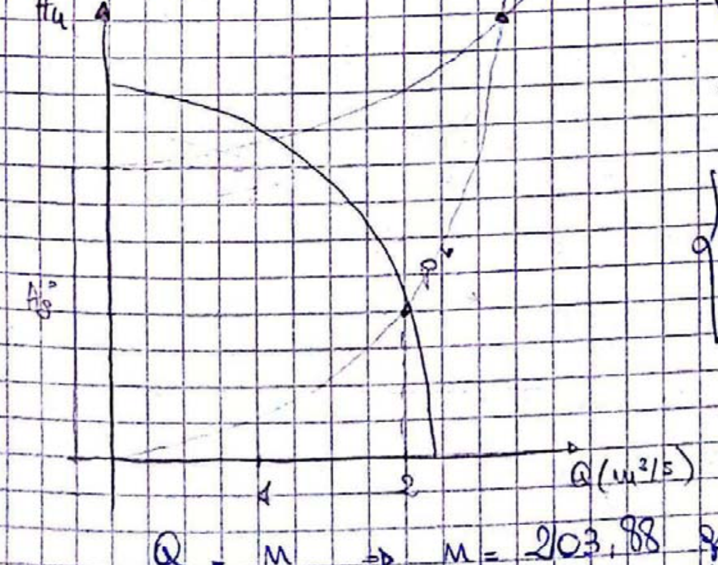
$$H_u = \frac{H_{up''}}{Q_{p''}^2} \cdot Q_p^2 \Rightarrow Q_p'^2 = Q_{p'}^2 \cdot \frac{H_u'}{H_{up''}} = 500 \cdot \frac{10}{25} = 200 \ \frac{m^3}{h}$$

ES. 3

DATI

$H_u' = 80$ m $\quad Q' = 2 \ \frac{m^3}{s}$ $\quad n' = 1450 \ \frac{giri}{min}$

$H_g = 160$ m $\quad Y_c = 1$ m a $Q = 1 \ \frac{m^3}{s}$ $\quad n\,?$ $\;Q\,?$ (PUNTO DI FUNZION.)



$Y_c = 1\,m = kQ^2$ a $Q = 1$ m³/s

$\Rightarrow k = 1 \ \frac{m}{(m^3/s)^2}$

$$\begin{cases} H_u = 160 + \cancel{k}Q^2 \\ H_u = \frac{H_u'}{Q'^2} \cdot Q^2 \end{cases} \quad \begin{cases} H_u = 160 + Q^2 \\ H_u = 20Q^2 \end{cases}$$

$\Rightarrow 20Q^2 - Q^2 = 160$

$\Rightarrow Q = \sqrt{\frac{160}{19}} = 2,90 \ \frac{m^3}{s}$

$H_u = 168,42$ m

$\frac{Q}{Q'} = \frac{n}{n'} \Rightarrow n = 203,88 \ \frac{giri}{min}$

$Y_c = 3,9 = KQ^2 \rightarrow K = \frac{3,9}{(658,33)^2} \frac{m}{(m^3/h)^2} = 8,998 \cdot 10^{-6} \frac{m}{(m^3/h)^2}$

$H_u^I = H_g + KQ^2 = 18 + 8,998 \cdot 10^{-6} Q^2$ (VEDI FOTO)

I) $x_1 = 993,10 \quad x_2 = 1117,24$

$y_1 = 30,82 \quad y_2 = 28,51$

$\rightarrow y = y_1 + \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1}(x - x_1)$

$y = 30,82 + \frac{28,51 - 30,82}{1117,24 - 993,10}(x - 993,10)$

$y = 30,82 + 18,48 - 0,0186x$

I) $y = 49,3 - 0,0186x$

II) $x_1 = 993,10 \quad x_2 = 1117,24$

$y_1 = 26,87 \quad y_2 = 29,23$

$\rightarrow y = 26,87 + \frac{29,23 - 26,87}{1117,24 - 993,10}(x - 993,10)$

$y = 26,87 - 18,88 + 0,019x$

II) $y = 7,99 + 0,019x$

$$\begin{cases} y = 49,3 - 0,0186x \\ y = 7,99 + 0,019x \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} y + 0,0186x = 49,3 \\ y - 0,019x = 7,99 \end{cases}$$

$x = 1098,67 \quad y = 28,86$

PORTATA MANDATA $Q = 1098,67 \frac{m^3}{h}$

$H_u = 28,86$

$\eta_{y_1} = 0,86 \quad \eta_{y_2} = 0,85$

$H_{u_1} = 30,82 \quad H_{u_2} = 28,51$

$\eta_y = \eta_{y_1} + \frac{\eta_{y_2} - \eta_{y_1}}{H_{u_2} - H_{u_1}}(H_u - H_{u_1})$

$= 0,86 + \frac{-0,01}{28,51 - 30,82}(28,86 - 30,82)$

$= 0,8515$

$P_{ass} = \frac{1}{\eta_y \eta_m} \gamma Q H_u = 106,78 \text{ kW}$

TROVO η_y

$\eta_{y_1} = 0,67 \quad \eta_{y_2} = 0,76$

$H_{u_1} = 117 \quad H_{u_2} = 114$

$\eta_y \rightarrow H_u = 114,31$

$$\eta_y = \eta_{y_1} + \frac{\eta_{y_2} - \eta_{y_1}}{H_{u_2} - H_{u_1}} (H_u - H_{u_1})$$

$$= 0,67 + \frac{0,09}{-3} (114,31 - 117) = 0,7507$$

$$P_{ASS}^{TOT} = \frac{1}{\underbrace{\eta_m}_{0,95} \eta_y} \gamma Q H_u = 1,82 \text{ MW}$$

ES. 6

$Q = 80$ l/s

$H_u = 20$ m

$D = 18$ cm

$n = 1600$ giri/min $= 26,67$ giri/s

$\eta_y = 0,8$

P_{ASS}? $(\eta_m = 0,97)$ N_s?

$P_{1_{MIN}}$? $NPSH_{MIN} = 6,5$ m $\quad p_v = 0,08$ bar

$$Q = \pi \frac{D^2}{4} \cdot C_1 \Rightarrow C_1 = 3,144$$

$$P_{ASS} = \frac{1}{\eta_y \eta_m} \gamma Q H_u = 20,22 \text{ kW}$$

$$N_s = \frac{\omega \sqrt{Q}}{(g H_u)^{3/4}} = \frac{2\pi n \sqrt{Q}}{(g H_u)^{3/4}} = 0,904$$

$NPSH \geq NPSH_{MIN}$

$$\frac{p_1 - p_v}{\gamma} + \frac{C_1^2}{2g} \geq \underbrace{NPSH_{MIN}}_{\text{INC. CAVITAZIONE}}$$

$$P_{1_{MIN}} = \underbrace{p_v}_{bar} - \rho \frac{C_1^2}{2} + NPSH_{MIN} \cdot \gamma$$

$P_{1_{MIN}} = 0,668$ bar

POLITECNICO DI TORINO

Dipartimento di Energetica

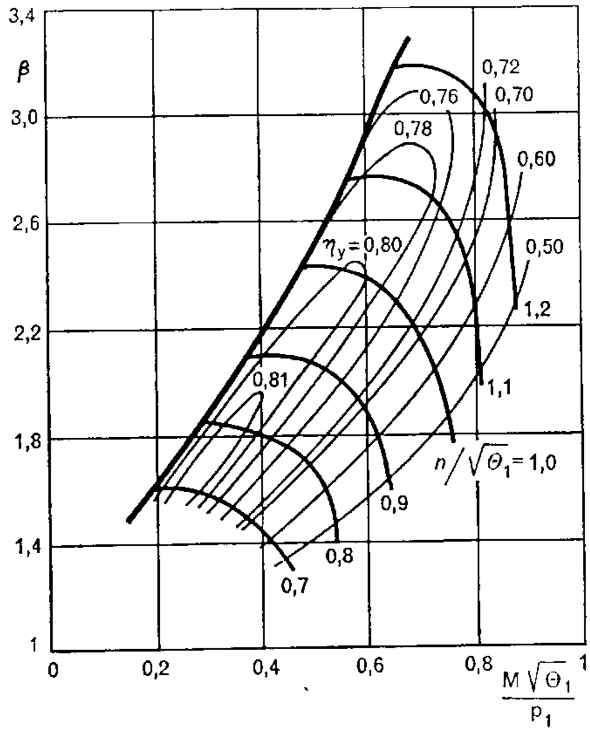
LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA a.a. 2016/2017

ESERCITAZIONE 3 - MACCHINE

4) Lo schema riporta la caratteristica di un compressore centrifugo singolo stadio. Il compressore presenta i seguenti parametri di progetto:

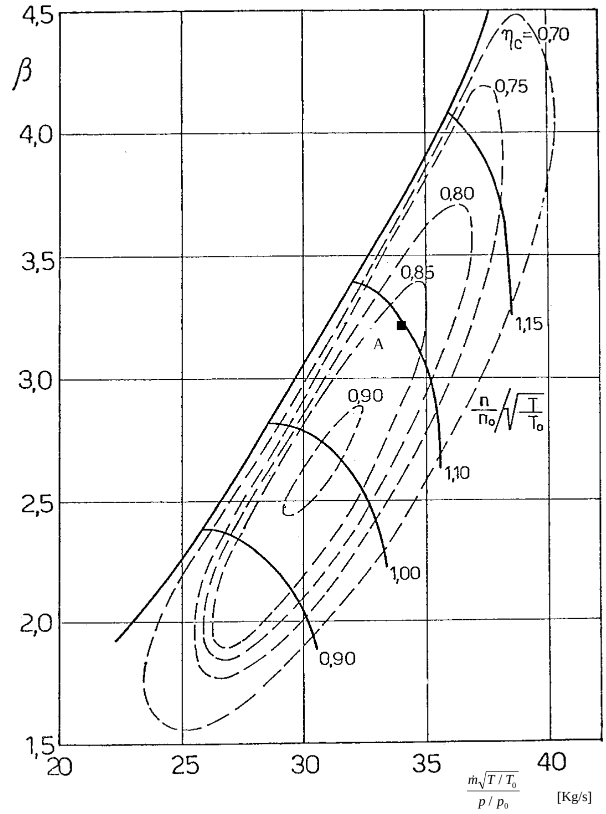
- $M\sqrt{\Theta_1}/p_1 = 0.6$; $\eta_y = 0.8$;
- n = 30000 giri/min;
- pressione e temperature sulla bocca di aspirazione: p_1 = 1 bar, T_1 = 288 K.

Il compressore scarica una portata di aria di 10 kg/s ad un ugello critico tramite un refrigeratore che stabilizza la temperatura dell'aria a 300 K. Determinare la portata di aria mandata alla velocità di n = 36000 giri/min (la temperatura a monte dell'ugello è mantenuta costante). Determinare inoltre la potenza assorbita dalla macchina.



5) Un compressore centrifugo presenta la caratteristica in figura e lavora in progetto nel punto A ($p_1 = p_0$ = 102 kPa, $T_1 = T_0$ = 288 K). Determinare la potenza assorbita dal compressore (η_m = 0.95) e la temperature di mandata dell'aria.
Determinare inoltre la Potenza assorbita dalla macchina nel caso in cui la portata fosse ridotta a 32 kg/s in accordo con le seguenti tecniche di regolazione:

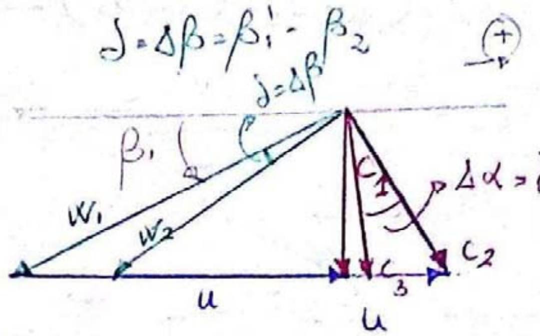
- variazione della velocità angolare;
- laminazione alla mandata;
- laminazione all'aspirazione.

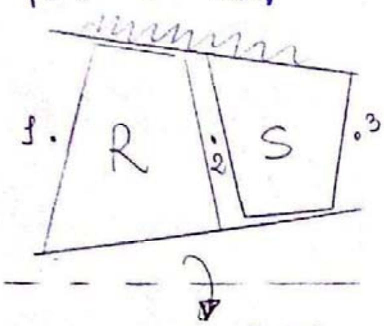


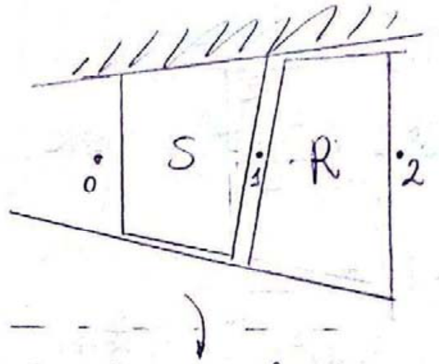
ESERCITAZIONE 3

ES. 1

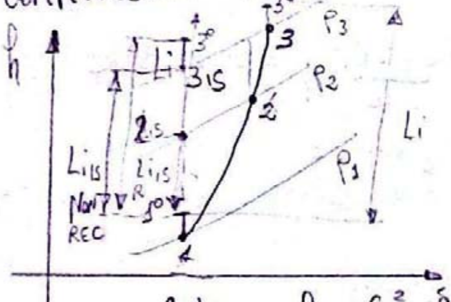
$p_1 = 102$ kPa
$T_1 = 283$ K
$c_1 = 120$ m/s (ASSIALE)
($c_{u1} = 0$ m/s)
$d_m = 0{,}6$ m $\quad l_1 = 0{,}06$ m
$u = 250$ m/s $\quad \delta = 20°$ (MOBILI E FISSE)
$c_a = cost \quad \eta_{c_{is}} = 0{,}89$
p_2? T_2? F_a?

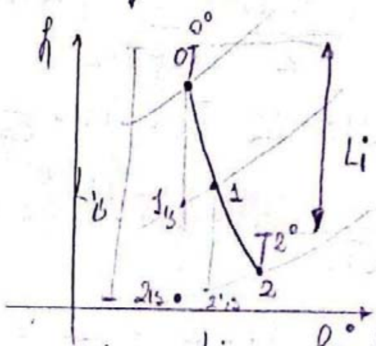






COMPRESSORE ASSIALE





$$\eta_{is} = \frac{L_{iis}}{L_i} = \frac{h_{3is} + \frac{c_3^2}{2} - h_1^\circ}{h_3^\circ - h_1^\circ}$$

$$\eta_{is} = \frac{L_{i}}{L_{iis}} = \frac{h_0^\circ - h_2^\circ}{h_0^\circ - h_{2is} - \frac{c_2^2}{2}}$$

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2} = 277{,}3 \ \frac{m}{s}$$

$$\beta_1 = \arctan\left(\frac{c_1}{u}\right) = 25{,}64°$$

$$\beta_1' = 180 - 25{,}64 = 154{,}36°$$

$$\beta_2 = \beta_1' - \Delta\beta = 134{,}36°$$

$$c_2 \sin\alpha_2 = w_2 \sin\beta_2 = c_1$$

$$\Rightarrow w_2 = \frac{c_1}{\sin\beta_2} = 167{,}8 \ \frac{m}{s}$$

$$\tan\alpha_2 = \frac{w_2 \sin\beta_2}{w_2\cos\beta_2 + u}$$

$$\alpha_2 = 42{,}13° \qquad c_2 = \frac{c_1}{\sin\alpha_2} = 178{,}9 \ \frac{m}{s}$$

$$\cancel{c_{2a} = c_2 \cos\delta = 168{,}1 \ \frac{m}{s}}$$

$$\alpha_3 = 62{,}13° \qquad c_3 = \frac{c_1}{\sin\alpha_3} = 135{,}7 \ \frac{m}{s}$$

$$G = \xi \pi d_m l_1 \rho_1 c_1 = \xi \pi d_m l_2 \rho_2 c_2 \cdot \sin\alpha_2$$

$$\eta_{is} = \frac{L_{iis}}{L_i}$$

ES. 2

$T_0 = 300\,K \quad p_0 = 1\,bar$ I STADIO

$$\left(\frac{n}{n_0}\sqrt{\frac{T_0}{T}}\right)_I = 1{,}10 \qquad \left(\dot m \sqrt{\frac{T}{T_0}}\cdot\frac{p_0}{p}\right)_I = 35\,\frac{kg}{s}$$

n STESSA VELOCITA' ANGOLARE

$$\frac{n}{n_0}\sqrt{\frac{T_0}{T_{II}}} = \frac{n}{n_0}\cdot\sqrt{\frac{T_0}{T_I}}\cdot\sqrt{\frac{T_I}{T_{II}}} = \left(\frac{n}{n_0}\sqrt{\frac{T_0}{T}}\right)_I\sqrt{\frac{T_I}{T_{II}}}$$

$$\dot m\sqrt{\frac{T_{II}}{T_0}}\cdot\frac{p_0}{p_{II}} = \dot m\sqrt{\frac{T_I}{T_0}}\cdot\sqrt{\frac{T_{II}}{T_I}}\cdot\frac{p_0}{p_I}\cdot\frac{p_I}{p_{II}} = \left(\dot m\sqrt{\frac{T}{T_0}}\,\frac{p_0}{p}\right)_I\sqrt{\frac{T_{II}}{T_I}}\cdot\left(\frac{p_I}{p_{II}}\right)\frac{1}{\beta_I}$$

$$T_{II} = T_{u_I} \qquad T_{u_I} = T_I + \frac{L_i}{c_p} = T_I + \frac{1}{\cancel{c_p}}\cdot\frac{1}{\eta_c}\cdot\cancel{c_p}\,T_1\left(\beta_I^{R/c_p} - 1\right)$$

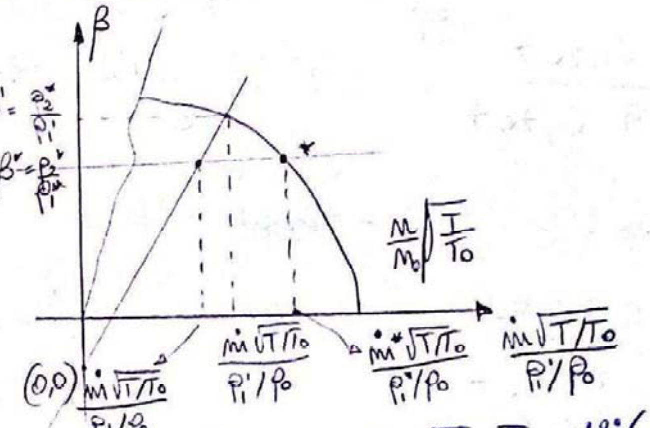
$$\beta_I = 3{,}05 \qquad = 300 + \frac{1}{0{,}83}\cdot 300\left(3{,}05^{\frac{0{,}4}{1{,}4}} - 1\right) = 435{,}6\,K$$

$$\left(\frac{n}{n_0}\sqrt{\frac{T_0}{T}}\right)_{II} = 1{,}10\cdot\sqrt{\frac{300}{435{,}6}} = 0{,}913$$

$$\left(\dot m\sqrt{\frac{T}{T_0}}\,\frac{p_0}{p}\right)_{II} = \frac{35}{3{,}05}\sqrt{\frac{435{,}6}{300}} = 13{,}83$$ STO ANDANDO IN POMPAGGIO

~~PER CUI DEVO CONSIDERARE IL PUNTO DI INCROCIO CONTRAZIONE~~

ES3



$p_1 = 1\,bar$

$T_1 = 18°C$

$\dot m = 3{,}20\,kg/s$

P_{ASS} ? $\eta_m = 0{,}96$

LAM. ASPIRAZIONE

$\dot m_i = 2{,}27\,kg/s$

$p_2^* = cost \quad n = cost$

β' e P'_{ASS} $\quad P_m = cost$

xkè dipendono dalla velocità angolare per cui se $n = cost$ si ha $P_m = cost$

Suppongo che $T_0 = T_1 = 18°C \quad p_1 = p_0 = 1\,bar$

per cui avrò

$$\frac{\dot m\sqrt{T/T_0}}{p_1/p_0} = \dot m = 3{,}20\,\frac{kg}{s} \qquad \eta_c^* = 0{,}813$$

$$\beta^* = 1{,}85 \Rightarrow p_2^* = \beta^*\cdot p_1 = 1{,}85\,bar$$

$$L_i = \frac{1}{\eta_c}\,c_p T_1\left(\beta^{*\,\frac{k-1}{k}} - 1\right) = 55{,}31\,kJ/kg$$

$$P_{ASS} = \frac{1}{\eta_m}\cdot\dot m L_i = 184{,}35\,kW$$

ESERCIZIO 5.

4 $\begin{cases} p_1 = p_0 = 102\ kPa \\ T_1 = T_0 = 288\ K \end{cases}$ $P_{ASS} = ?$ $\eta_m = 0{,}95$ $\dot{m} = 34\ kg/s$ $P_{ASS} = P_i + P_m = \frac{GL_i}{\eta_m} = \frac{GL_{is}}{\eta_{is}\eta_m}$

T_2 mandata $= ?$

$\beta = 3{,}22$

$\eta_{c(is)} = 0{,}86$

$$P_{ASS} = \frac{GL_{is}}{\eta_m \eta_{is}} = \frac{34\ kg/s \cdot c_p T_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)}{0{,}95 \cdot 0{,}86} = \cancel{16{,}66\ kW} = 4{,}777\ MW$$

$$\eta_{is} = \frac{L_{is}}{L_i} \Rightarrow L_i = \frac{L_{is}}{\eta_{is}} \cdot c_p T_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1\right) \Rightarrow \beta^{\frac{m-1}{m}} = \frac{L_{is}}{\eta_{is} c_p T_1} + 1$$

$$\underbrace{\frac{m-1}{m} = \frac{\ln\left(\frac{\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{is}} + 1\right)}{\ln \beta}}_{k =} \ ; \quad m - 1 = mk \ ; \quad m - mk = 1 \ ; \quad m = \frac{1}{(1-k)} = 1{,}48$$

$$\beta = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\left(\frac{m-1}{m}\right)^{-1}} \Rightarrow \beta^{\frac{m-1}{m}} = \frac{T_2}{T_1} \rightarrow T_2 = \beta^{\left(\frac{m-1}{m}\right)} \cdot T_1 = 420{,}83\ K$$

$P_{ASS} = ?$ Se la portata scende a $32\ kg/s$.

(1) VARIAZ VELOCITÀ ANGOLARE. $\beta_2 = cost$ $\dot{m}_2 = 32\ kg/s$ $\eta_{is} = 0{,}77$

P_{ASS} = Suppongo le perdite meccaniche dipendenti esclusivamente dalla velocità ANGOLARE. Quindi poiché n diminuisce allora $\eta_m = 0{,}96$.

$$P_{ASS} = \frac{\dot{m} L_{is}}{\eta_m \eta_{is}} = \frac{32 \cdot c_p T_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)}{0{,}96 \cdot 0{,}77} = 4{,}969\ MW.$$

(2) LAMINAZ ALLA MANDATA. Quindi con la valvola ~~per~~ ~~-~~ ~~più~~ alla mandata sono al limite di pompaggio

$\beta = 3,4 \quad \eta_m = 0,98$ → non è cambiato $\eta_c = 0,62$ (meno di limite di pompaggio)

$$P_{ass} = \frac{G L_i}{\eta_m} = \frac{G c_p T_1 (\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{\eta_m \eta_c} = 6,58\ MW$$

(3) LAMINAZ. ALL'ASPIRAZIONE. $\dot{m} = 32\ \frac{kg}{s}$ e a $T_0 = T_1$ e $p_0 = p_1'' = 102\ kPa$

β = cost poiché non è variata la pressione all'USCITA.

$$G' = \frac{\dot{m}\sqrt{T_1/T_0}}{p_1'/p_0} = 33,21\ kg/s \qquad \dot{m} = 32\ \frac{kg}{s}$$

$$p_1' = p_0 \frac{\dot{m}}{G'} = 102\ kPa \cdot \frac{32}{33,21} = 98,28\ kPa$$

$\beta = 3,22 \quad$ $\beta' = 3,36$

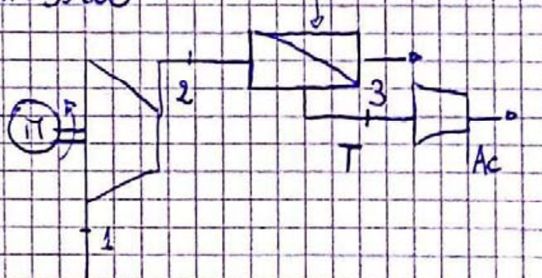
$$P_{ass} = \frac{\dot{m} L_i}{\eta_m \eta_c} = \frac{32 \cdot c_p T_1}{\eta_m \eta_c}\left(\beta'^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) = 5,024\ MW$$

ESERCIZIO 4

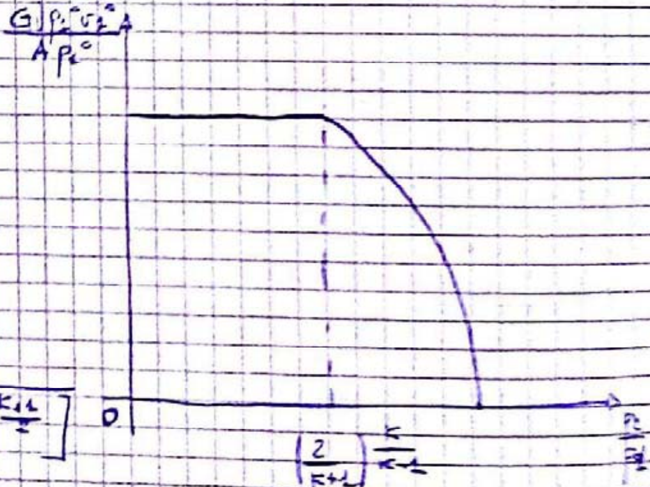
Compressore centrifugo singolo singolo stadio.

$M\sqrt{\Theta_1} = 0,6 \quad \eta_y = 0,8$

$n = 32000$



UGELLO CRITICO (UGELLO CONVERGENTE)



SEZ. GENERICA.

$$A_e = G \Big/ \sqrt{2\frac{k}{k-1} p_1^\circ \rho_1^\circ \left[\left(\frac{p_2}{p_1^\circ}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_2}{p_1^\circ}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}$$

UGELLO CRITICO

$$A_t = G \Big/ \sqrt{2\frac{k}{k-1} p_1^\circ \rho_1^\circ \left[\left(\frac{p_c}{p_1^\circ}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_c}{p_1^\circ}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \qquad \frac{p_c}{p_1^\circ} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$A_t = G \Big/ \sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\left(\frac{k+1}{k-1}\right)} p_1^\circ \rho_1^\circ}$$

Lo scambiatore di calore non varia la PRESSIONE QUINDI $p_2 = p_3$

Quindi in progetto $\beta^* = 2,4 \quad p_1 = 1\ bar \quad p_2 = 2,4\ bar = p_3 \quad T_3 = 300K$

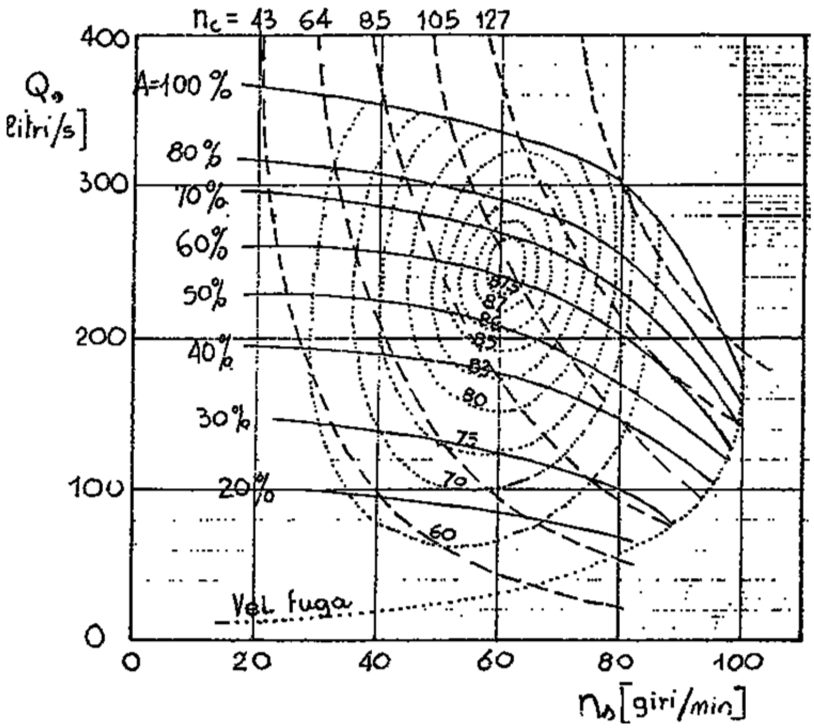
POLITECNICO DI TORINO

Dipartimento di Energetica

LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA a.a. 2015/2016

ESERCITAZIONE 4 - MACCHINE

4) La turbina Francis, di cui è riportata a lato la mappa di funzionamento, elabora una caduta utile di 240 m con una portata di 3800 l/s. Determinare il diametro della ruota e la sua velocità di rotazione (compatibilmente con l'accoppiamento diretto ad un alternatore a 50 Hz) in modo da rendere il rendimento il massimo possibile. Determinare inoltre la potenza della macchina e la sua velocità di fuga.



5) Una turbina Francis avente $\eta_y = 0.88$ fornisce una potenza utile di 18.5 MW con una portata di 20 m^3/s. La velocità periferica al raggio esterno della girante vale $u_1 = 30$ m/s, l'angolo α_1 è pari a 30°, la velocità c_2 è assiale e il coefficiente di perdita nel distributore è $\varphi = 0.95$. Supponendo trascurabili le perdite di carico nella condotta forzata calcolare la pressione p_1 all'uscita del distributore, sapendo che tale sezione è posta a 100 m sotto il bacino di monte. Determinare inoltre il salto utile H_u.

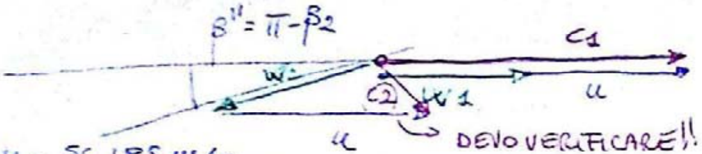
6) La turbina Kaplan dell'impianto di Rupperswil ha i seguenti dati di progetto:
   - $Q = 202\ m^3/s$, $H_u = 10{,}75$ m, n = 100 giri/min, $P_u = 17.750$ kW, $\eta_o = 0{,}95$;
   - diametro esterno della girante $D_e = 5300$ mm;
   - diametro interno $D_i = 2200$ mm.

   Calcolare il rendimento idraulico della macchina ($\eta_v \approx 1$) e costruire il triangolo delle velocità della girante, sapendo che in tali condizioni c_2 è assiale.

   Alla portata Q = 110 m^3/s ed alla medesima velocità di rotazione le pale del distributore sono ruotate in modo da variare di 38° il valore di α_1 rispetto al caso precedente. Calcolare la potenza utile della macchina in tali condizioni tenendo conto che le pale della girante sono ruotate corrispondentemente in modo da evitare le perdite per "urto" all'ingresso.

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 35 di 126

$\beta'' = \pi - \beta_2$



II

$W_1 = c_1 - u = u = 56{,}185\ m/s$

$W_{2is} = W_1 \Rightarrow \boxed{W_2 = \psi w_{is} = \psi w_1}$

$\varphi = 0{,}9 \div 0{,}97$ → È PIÙ PICCOLO DI φ PERCHÉ PERDITE DISTRIB. E CONC (INGRESSO GIRANTE)

$\boxed{\psi = 0{,}94}$

$W_2 = 0{,}94 \cdot 56{,}185 = 52{,}81\ m/s$

$W_{2u} = W_2 \cos\beta_2^* = -52{,}01\ m/s$ poiché $u = 56{,}185\ m/s$ allora C_2 È RIVOLTA IN AVANTI

$C_{2u} = u + W_2 \cos\beta_2 = 4{,}18\ m/s$ $\quad C_{2a} = W_2 \sin\beta'' = 9{,}17\ m/s$

$C_{2a} = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2a}^2} = 10{,}08\ m/s$ $\quad \boxed{\alpha_2 = \arcsin\left(\frac{C_{2a}}{C_2}\right) = 65{,}5^\circ}$

$P_u = \eta_0\, \dot m\, L_i$

$L_i = u\,(c_{u1} - c_{u2}) = u\,(c_1 - c_{u2}) = 6078{,}7\ J/kg$

$P_u = 65{,}53\ MW = 89063\ CV$ > RISPETTO A QUELLO INIZIALE.

$\eta_y = \frac{L_i}{gH_u + \frac{c_0^2}{2}} = \frac{L_i}{\frac{c_1^2}{2\varphi^2}} = 0{,}906$ RDTO SIMILE.

ALTERNATIVA

Potevo calcolarmi c_1, poi conoscendo $\eta_y = 0{,}9$, POTEVO FARE LA FORMULA INVERSA E CALCOLAVO c_{1s}^2. SENZA SUPPORTO A η_y TROVATO.

(2) ES. 2 PELTON

$H_u = 1441\ m$ $\quad \varphi = 0{,}97$ $\quad D = 2950\ mm$ $\quad$ COPPIA IN CONDIZ. DI AVVIAM.?

$Q = 2{,}79\ \frac{m^3}{s}$ $\quad \psi = 0{,}94$ $\quad P_g = 15{,}5\ tonn.$

$\beta'' = 9^\circ$ $\quad$ ASSE ORIZZONTALE.

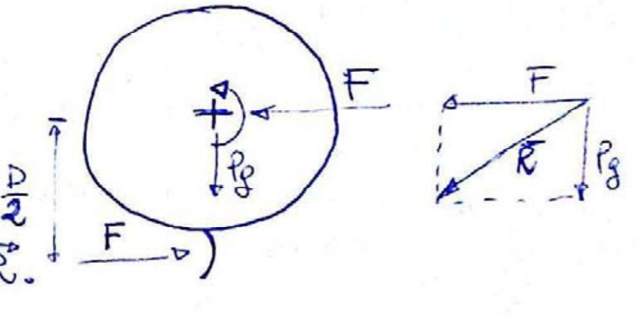
$P_i = G L_i = C \cdot \omega$

COPPIA

$\rho Q u (c_{u1} - c_{u2}) = C \cdot \omega$ $\quad \left.\begin{array}{l} u = \pi D n \\ \omega = 2\pi n \end{array}\right\} \Rightarrow \rho Q\, \pi D \cancel{n}\, (c_{u1} - c_{u2}) = C\, 2\pi \cdot \cancel{n}$

$$\boxed{C = \rho Q \frac{D}{2} (c_{u1} - c_{u2})}$$

$C = F \cdot D/2 \Rightarrow F = \frac{2C}{D_m}$



Go FORZA REALMENTE SCARICATA SUL CUSCINETTO $\vec{R}$.

Qual è la COPPIA ALL'AVVIAMENTO.

$n_s = 61{,}9$ giri/min ; $Q_s = 247{,}5$ l/s $\Rightarrow n_I = 963$ giri/min $\Rightarrow$ $\boxed{n = 1000 \text{ giri/min} \quad p = 3 \text{ COPPIE POLARI.}}$

NON MI ASPETTO VALORI TROPPO DIVERSI.

$$n_s = \sqrt{\frac{Q}{Q_s}} \cdot \frac{1}{H_u^{3/4}} \cdot n^* \to 1000 = 64{,}26 \text{ giri/min}$$

un po' più alto di prima. Quindi devo aumentare un poco Q_s.

$Q_s = 260$ l/s ; $n_s = 62{,}70$ giri/min

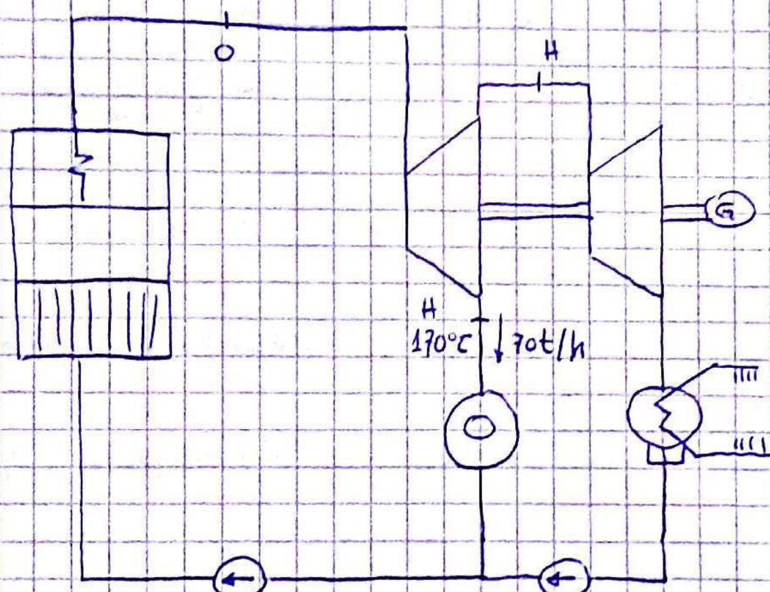
$$D = \sqrt{\frac{Q}{Q_s}} \cdot \frac{1}{H_u^{1/4}} = 0{,}971 \text{ m}$$

$$P_u = \underbrace{\eta_o \eta_v}_{1} \eta_y \cdot \gamma Q H_u = 7{,}83 \text{ MW}$$

$\to \eta_t = 0{,}875$

$$n_{s\,fuga} = 99{,}5 \text{ giri/min} = \frac{n_f D}{\sqrt{H_u}} \Rightarrow \boxed{n_f = 1587{,}0 \ \frac{\text{giri}}{\text{min}}}$$

ESERCITAZIONE 5 - MACCHINE (IMPIANTI A VAPORE)



$p_0 = 60\,bar$; $t_0 = 600°C$

$\dot{m} = 120\,t/h$

- TURBINA DI ALTA $\eta_{\theta i} = 0{,}8$ $p_{K_{cr}} = 1\,bar$

  70 t/h a 170°C

- TURBINA DI BASSA $\eta_{\theta i} = 0{,}8$ $p_K = 0{,}1\,bar$

  $p_{K\,cr} = 0{,}2\,bar$

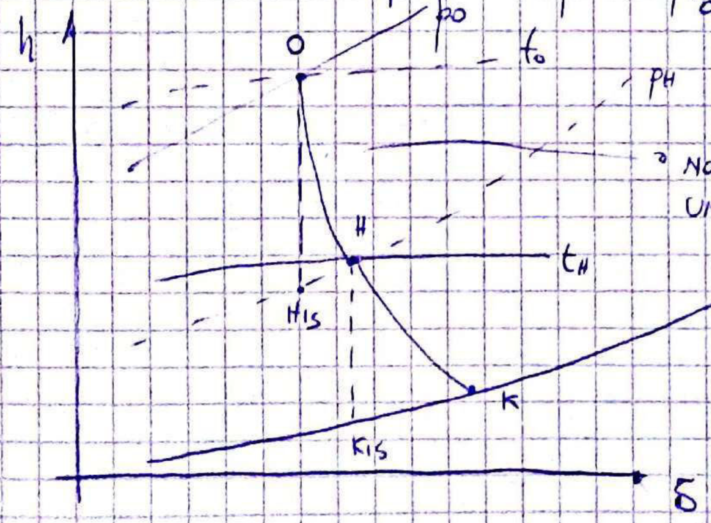
AP) $\left(\frac{p_H}{p_0^\circ}\right)_{cr}$; BP) $\left(\frac{p_K}{p_H^\circ}\right)_{cr}$

$\Downarrow$

AP) $\left(\frac{1}{60}\right)$; BP) $\left(\frac{0{,}2}{?(p_H)}\right)$

poiché la TURBINA DI BASSA scarica a $p_K = 0{,}1\,bar$, sono

SICURO che SCARICA A p CRITICA poiché $p_{K_{cr}} = 0{,}2\,bar$ $\quad p_K < p_{K_{cr}}$



° NON CONOSCO QUESTA TRASFORMAZIONE. SO CHE È UNA TRASFORMAZIONE ISORENDIMENTO!!

p_H e p_K costanti.

Si assume che i rendimenti siano costanti. Quindi se so $h_{H's}$ posso calcolare $h_{H'} = h_0 - \eta_{0}(h_0 - h_{H's})$

Così posso calcolare TUTTI I PUNTI.

$h_0' \begin{cases} 50\ bar \\ 450°C \end{cases} = 3318\ kJ/kg$; $v_0' = 0{,}0633\ m^3/kg$

$h_{H'is} \begin{cases} S_0' \\ 4\ bar \end{cases} = 2711\ kJ/kg$ $\quad h_{H'} = h_0' - \eta_{0i}(h_0' - h_{H'is}) = 2832{,}3\ kJ/kg$ $\quad v_H' = 0{,}508\ \frac{m^3}{kg}$

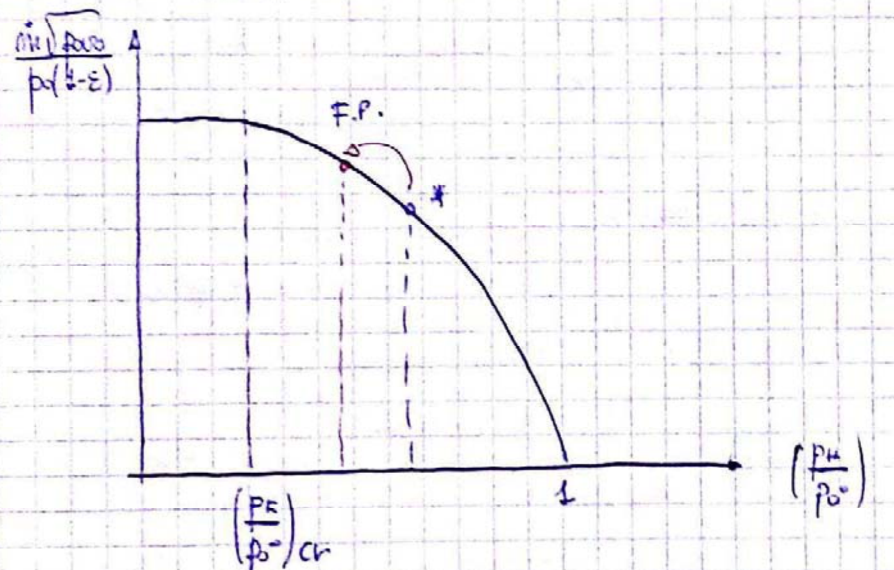
$h_{K'is} = \text{LEGGO} = \begin{cases} S_H' \\ 0{,}1\ bar \end{cases} = 2250\ kJ/kg$

$h_K' = h_H' - \eta_0 (h_{H'} - h_{K'is}) = 2366{,}5\ kJ/kg$.

PORTATE = ? IN FUORI PROGETTO

LA PORTATA DELL'UTENZA È TUTTO CIÒ CHE VIENE RIFIUTATO DALLA BASSA. LE TURBINE COMANDANO SULLA PORTATA.

$$\boxed{\dot m_u = \dot m_{HP} - \dot m_{LP}}$$



ALTA PRESSIONE $\Rightarrow$ $\left(\frac{1}{40}\right)_{cr} < \left(\frac{4}{50}\right)$

FUORI PROGETTO $\rightarrow$ SUBCRITICA.

Poiché stiamo cambiando le condizioni all'ammissione devo usare il DIAGRAMMA ADIMENSIONATO.

BASSA PRESSIONE) p_H e p_K COSTANTI $\Rightarrow$ Quindi $\lambda_{LP} = \text{cost}$. CRITICA PROGETTO $\Rightarrow$ CRITICA FUORI PROGETTO $\frac{\dot m_{LP} \sqrt{p_H v_H}}{p_H} = \text{cost}$.

$$\frac{\dot m_{BP} \sqrt{p_H v_H}}{p_H} = \frac{\dot m_{BP}' \sqrt{p_H' v_H'}}{p_H'} \Rightarrow \dot m_{BP}' = \dot m_{BP} \sqrt{\frac{v_H}{v_H'}} = (\dot m_{AP} - \dot m_u)\sqrt{\frac{v_H}{v_H'}} = 48{,}96\ t/h$$

HP) $$\begin{cases} \left(\dfrac{\frac{\dot m \sqrt{p_0 v_0}}{p_0}}{\Gamma} \right)^2 + \left(\dfrac{\frac{p_H}{p_0} - \left(\frac{p_H}{p_0}\right)_{cr}}{1 - \left(\frac{p_H}{p_0}\right)_{cr}} \right)^2 = 1 \\ \dfrac{\dot m_{0r}^* \sqrt{p_0^* v_0^*}}{p_0^*} = \Gamma \end{cases}$$

$\eta_b \dot{m}b^* H_i = \dot{m}_v (h_0 - h_L^*) \simeq \dot{m}_v^* (h_0^* - h_L^*)$ PROGETTO

$\eta_b \dot{m}b H_i \simeq \dot{m}_v (h_0 - h_L)$ FUORI PROGETTO

FACCIO IL RAPPORTO

$$\frac{\dot{m}b^*}{\dot{m}b} \simeq \frac{\dot{m}_v^*}{\dot{m}_v} \Rightarrow \boxed{\dot{m}_v = \dot{m}_v^* \frac{\dot{m}b}{\dot{m}b^*}}$$

PORTATA FUORIPROGETTO

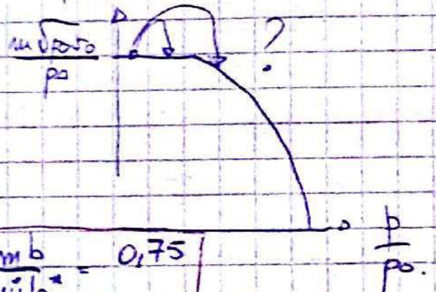
$h_0^* = h_0$ LAMINAZIONE ISOENTALPICA

$h_L = h_L^*$ POICHÉ È LA PRESSIONE DI CONDENSAZIONE DEL CONDENSATORE NON È CAMBIATO.

$P_i = \dot{m} (h_0 - h_K)$

IL RAPPORTO DI ESPANSIONE AUMENTA!!! $\frac{p_K}{p_0} \uparrow$ poiché $p_K = cost$, $p_0 \downarrow$

NON SO SE LA TURBINA DIVENTA SUBCRITICA!!!



IPOTESI

Suppongo la CRITICA FUORI PROGETTO.

$$\frac{\dot{m}^* \sqrt{p_0^* v_0^*}}{p_0^*} = \frac{\dot{m} \sqrt{p_0 v_0}}{p_0} \Rightarrow \boxed{\frac{\dot{m}}{\dot{m}^*} = \frac{p_0}{p_0^*} = \frac{\dot{m}b}{\dot{m}b^*} = 0{,}75}$$

$\Downarrow$

$p_0 = 22{,}5\ bar$.

ORA DEVO VERIFICARE L'IPOTESI

$$\frac{p_K}{p_0} = \frac{0{,}1}{22{,}5} \overset{?}{<} \left(\frac{0{,}3}{30}\right)_{cr}$$

SI VADO AVANTI

NO SUPPONGO TURBINA SUBCRITICA $\Rightarrow$ ELLISSE.

La TURBINA È CRITICA $\Rightarrow$ CALCOLO p_0 quindi posso calcolare $p_0 = 22{,}5\ bar$.

$$h_0 = h_0^* = \begin{cases} 30\ bar \\ 500°C \end{cases} = 3456\ kJ/kg$$

ENTRANDO CON QUESTO h_0 E VADO AVANTI FINO A BECCARE $p_0 = 22{,}5\ bar$ $\begin{cases} 22{,}5\ bar \\ h_0 \end{cases} \Rightarrow S_0$

$$\text{TROVO } h_{K_{IS}} \Rightarrow \begin{cases} S_0 \\ 0{,}1\ bar \end{cases} \Rightarrow 2334\ kJ/kg \qquad \boxed{h_K = h_0 - \eta_e (h_0 - h_{K_{IS}}) = 2558{,}53\ kJ/kg}$$

$\eta_b \dot{m}b H_i \simeq \dot{m}_v (h_0 - h_L)$ $\Rightarrow$ lo leggo sulla CURVA LIMITE INFERIORE alla pressione $p_K = 0{,}1\ bar$

$$h_L = \begin{cases} \text{C LIMITE INFERIORE} \\ p_K = 0{,}1\ bar \end{cases} \Rightarrow 191{,}83\ kJ/kg \Rightarrow \dot{m}_v = \frac{\eta_b \dot{m}b H_i}{(h_0^* - h_L)} = 44{,}93\ kg/s$$

$P_i = \dot{m}_v (h_0 - h_K) = 40{,}34\ MW$.

$\dot m = \dot m^* \dfrac{(1-\varepsilon)}{\cancel{1-\varepsilon^*}_{\approx 1}} = 0{,}7 \cdot \dot m^* = 70\ t/h$

IPOTESI BASSA PRESSIONE $\to$ CRITICA IN F.P.

I EQ. TOWER

$\dfrac{\dot m^* \sqrt{p_H^* v_H^*}}{p_H^*} = \dfrac{\dot m \sqrt{p_H v_H}}{p_H}$ $p_H = ?$ $v_H = ?$ ho pressione e volume.

IPOTIZZO p_H [bar]	h_{His} [kJ/kg]	h_H [kJ/kg]	v_H [m³/kg]	$\Rightarrow \dot m \Rightarrow$ CONFRONTO con 70 t/h
3 bar	parto da 0 e riscendo a p=3bar (1 E)			

Conosco $\dot m^*$, $\dot m$ $\to$ $\dfrac{\dot m}{\dot m^*} = \sqrt{\dfrac{v_H^*}{v_H} \cdot \dfrac{p_H}{p_H^*}} \Rightarrow \sqrt{\dfrac{p_H}{v_H}} = 1{,}7155 \sqrt{\dfrac{bar}{m^3/kg}}$

La portata $\dot m$ dipende dalla pressione di monte. Così prendo una pressione di I tentativo

$\dfrac{\dot m^* \sqrt{p_H^* v_H^*}}{p_H^*} = \dfrac{\dot m \sqrt{p_H v_H}}{p_H} \Rightarrow \dfrac{\dot m}{p_H} \approx \dfrac{\dot m^*}{p_H^*}$ I TENTATIVO $\boxed{p_H = \dfrac{\dot m}{\dot m^*} p_H^* = 2{,}8\ bar}$

I TENTATIVO p_H [bar]	h_{His} [kJ/kg]	h_H [kJ/kg]	v_H [m³/kg]	$\sqrt{p_H/v_H}$
2,8	2926	3027,7	0,902	1,762 ≠ 1,7155
2,7	2917	3021,41	0,931	1,703 ←

$$\begin{cases} \dfrac{\dot m^* \sqrt{p_H^* v_H^*}}{p_H^*} = \dfrac{\dot m \sqrt{p_H v_H}}{p_H} \\ \text{TOWER} \to h_{His} \\ h_H = h_0 - \eta_{\theta i}(h_{His} - h_0) \end{cases}$$

VERIFICO LA TURBINA DI BASSA

$\dfrac{0{,}05}{2{,}7} < \left(\dfrac{0{,}8}{4}\right)_{CV}$ È CRITICA !!! OK

Quindi LAMINAZIONE $p_H v_H \cong p_H' v_H'$ QUINDI $\dfrac{\dot m^*}{p_H^*} \cong \dfrac{\dot m'}{p_H'}$.

Se invece è devo fare una relazione di $T = cost$ $\dfrac{\dot m \sqrt{p_H^* v_H^*}}{p_H^*} = \dfrac{\dot m' \sqrt{p_H' v_H'}}{p_H'}$ QUANDO la turbina è CRITICA. Questo può essere considerato da IPOTESI del I TENTATIVO per cui uso le formule della LAMINAZIONE.

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 47 di 126

$$\frac{p_K}{p_0^\circ} = \frac{10}{77,5} = 0,129 < 0,3 = \left(\frac{p_K}{p_0^\circ}\right)_{CRIT}$$

IN FUORI PROGETTO LA TURBINA AP È CRITICA

$$\eta_g = \eta_b \frac{P_u}{\dot{Q}_1 - \dot{Q}_u}$$

$$P_i = G_{AP}(h_0^\circ - h_H) + G_{BP}(h_Q - h_K)$$

$h_0 = h_0^\circ = 3375 \ \frac{kJ}{kg}$ $\begin{cases} 3375 \ \frac{kJ}{kg} \\ p_0 = 77,5 \ bar \end{cases}$

$h_H = ?$

$$P_i = 46,52(3375 - 2932,2) + 31(3265 - 2423,5) = 46,69 \ MW \approx 47 \ MW$$

$h_{H,is} \begin{cases} S_0 = 6,71 \ \frac{kJ}{kg \cdot K} \\ p_H = 10 \ bar \end{cases}$ $h_{H,is} = 2835 \ kJ/kg$

$h_H = h_0 - \eta_{\theta_{AP}}(h_0 - h_{H,is}) \simeq 2932,2 \ \frac{kJ}{kg}$

$Q \begin{cases} p_Q = p_H = 10 \ bar \\ t_Q = 400 °C \end{cases}$ $h_Q = 3265 \ \frac{kJ}{kg}$

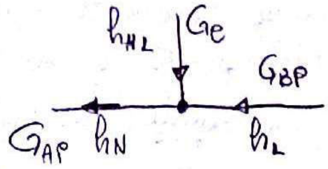
$h_{K,is} \begin{cases} S_Q = 7,2 \ \frac{kJ}{kg \cdot K} \\ p_K = 0,05 \ bar \end{cases}$ $h_{K,is} = 2275 \ \frac{kJ}{kg}$

$h_K = h_Q - \eta_{\theta_{BP}}(h_Q - h_{K,is}) = 2423,5 \ \frac{kJ}{kg}$

$$\dot{Q}_1 = G_e(h_0 - h_{HL}) + G_{BP}(h_0 - h_L) + G_{BP}(h_Q - h_H)$$

OPPURE

BILANCIO DEL NODO N



$$G_{AP} \cdot h_N = G_e h_{HL} + G_{BP} \cdot h_L$$

$$\dot{Q}_1 = G_{AP}(h_0 - h_N) + G_{BP}(h_Q - h_H)$$

$HL \begin{cases} 170 °C \\ c.l.i \end{cases}$ $h_{HL} = 717,83 \ \frac{kJ}{kg}$

$$= G_{AP}\left(h_0 - \frac{G_e}{G_{AP}} h_{HL} - \frac{G_{BP}}{G_{AP}} h_L\right) + G_{BP}(h_Q - h_H)$$

$L \begin{cases} 0,05 \ bar \\ c.l.i \end{cases}$ $h_L = 137,77 \ \frac{kJ}{kg}$

$$= G_e(h_0 - h_{HL}) + G_{BP}(h_0 - h_L) + G_{BP}(h_Q - h_H)$$
$$= 15,52(3375 - 717,83) + 31(3375 - 137,77) + 31(3265 - 2932,2) =$$
$$= 151,91 \ MW \simeq 152 \ MW$$

$$\dot{Q}_u = G_e(h_H - h_{HL}) = 15,52(2932,2 - 717,83) = 34,37 \ MW \approx 34 \ MW$$

$\eta_o = 0,95$

$$\eta_g = \eta_b \cdot \frac{\eta_o P_i}{\dot{Q}_1 - \dot{Q}_u} = 0,9 \cdot \frac{0,95 \cdot 47}{152 - 34} = 0,34$$

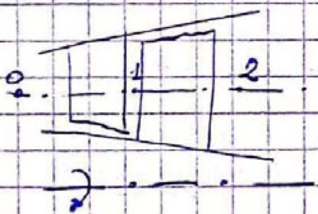
ESERCITAZIONE (6)

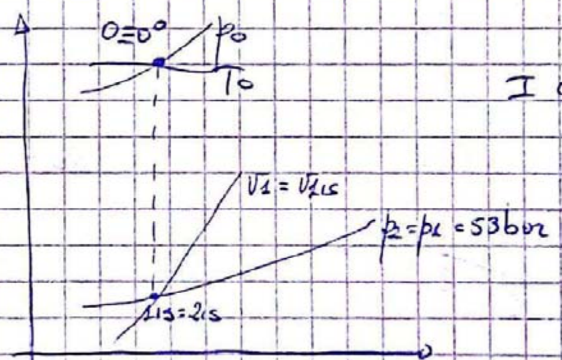
1) $G = 159\ kg/s$ (VAPORE) $p_0 = 180\ bar$ $t_0 = 530°C$ $c_0 = 0$ $p_1 = 53\ bar$ STADIO SEMPLICE AD AZIONE $\left(\frac{u}{c_1}\right)_{OPT} = \frac{\cos\alpha_1}{2}$

$d, l = ?$ $\alpha_1 = 20°C$ PALETTATURA MOBILE SIMMETRICA $n = 3000\ giri/min$

ESPANSIONE ISOENTROPICA → INTERA CADUTA IN UNA TURBINA ASSIALE SEMPLICE (se possibile)

Se non è possibile Δh semplice ad azione con $d = 1{,}4\ m$ $\varepsilon = ?$ $l_1 = 0{,}03\ d$ $P_i = ?$ $\eta_\theta = ?$ $\varphi = 0{,}96$ $\psi = 0{,}$





I CASO ⇒ TRASFORMAZ ISOENTROPICA

$h_0 \begin{cases} p_0 \\ T_0 \end{cases} = 3352\ kJ/kg$ $\qquad h_{2is} \begin{cases} p_2 = p_1 \\ S_0 \end{cases} = 3016\ kJ/kg$

Il salto entalpico richiesto è eccessivo per uno STADIO AD AZIONE, infatti $\Delta h_{is\,max} \cong 2u^2$

Anche se $u = 300\ m/s$ $\Delta h_{is\,MAX} \cong 2 \cdot 9 \cdot 10^4 = 180\ kJ/kg$. Quindi il salto entalpico non può essere SFRUTTATO NELLA TURBINA.

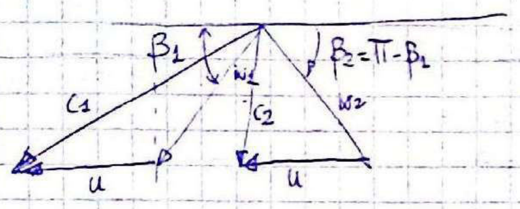
I PDT $0 - 1is$ ⇒ $\cancel{L_i} + \cancel{Q_e} = \Delta h_i + \Delta E_c$ $\qquad c_{1is} = \sqrt{2(h_0° - h_{2is})} = \sqrt{2(3352 - 3016)10^3} = 820\ \frac{m}{s}$

$u = \frac{c_1 \cos\alpha_1}{2} = 385\ \frac{m}{s}$ $\qquad u = \frac{\pi n d}{60}$ ⇒ $D = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot n} = 2{,}45\ m$

$l_1 = 0,03\, d = 0,03 \cdot 1,4\ mm = 0,042\ m \Rightarrow 42\ mm > 10\ mm$ poiché so quante PORTATA DEVE PASSARE $G = \rho_1 \pi d_1 l_1 c_1 \sin\alpha_1 (1-\varepsilon) \rightarrow G = 159\ kg/s$

$$\varepsilon = 1 - \frac{G v_1}{\rho_1 \pi d l_1 c_1 \sin\alpha_1} = 0,86$$ → NOTEVOLE PARZIALIZZAZIONE ⇒ 86% NON OCCUPATO DA VAPORE.

Quindi l'effetto VENTILANTE riduce notevolmente il RENDIMENTO.



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

$u = 220\ m/s$

$c_1 = 468\ m/s$

$$\begin{cases} w_1 \cos\beta_1 = u \\ w_1 \sin\beta_1 = c_1 \sin\alpha_1 \end{cases} \Rightarrow \beta_1 = \arctan\left(\frac{u}{c_1 \sin\alpha_1}\right) = 54° \qquad c_{u1} = 2u = 440\ \frac{m}{s}$$

$$w_1 = \frac{u}{\cos\beta_1} = 374\ \frac{m}{s}$$

$\boxed{\text{RICORDA}}$ STADIO AD AZIONE $\boxed{w_2 = \psi w_1}$

$$w_2 = \psi w_1 = 336,5\ \frac{m}{s}$$

$\boxed{\beta_2 = \pi - \beta_1}$ ⇒ PALETTE SIMMETRICHE

$$\begin{cases} c_2 \sin\alpha_2 = w_2 \sin\beta_2 \\ c_2 \cos\alpha_2 = w_2 \cos\beta_2 + u \end{cases} \qquad \alpha_2 = \arctan\left(\frac{w_2 \sin\beta_2}{w_2 \cos\beta_2 + u}\right) = 85,3°$$

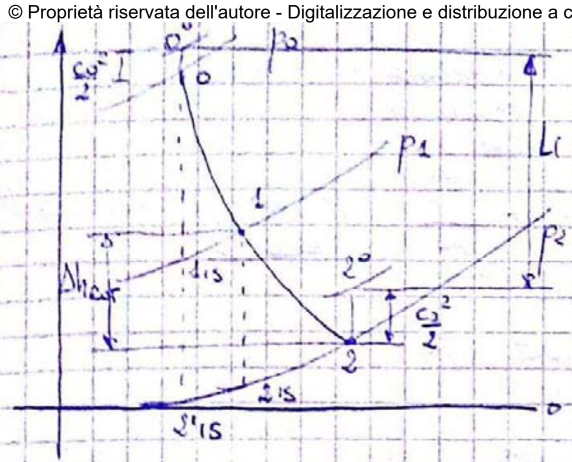
$$c_2 = \frac{w_2 \sin\beta_2}{\sin\alpha_2} = 273,13\ \frac{m}{s} \qquad c_{u2} = 22,38\ \frac{m}{s}$$

$$P_i = G L_i = G u\,(c_{u1} - c_{u2}) = 14,6\ MW \qquad L_i = 91,87\ kJ/kg.$$

$$\eta_\theta = \frac{L_i}{L_{is}} = \frac{L_i}{h_0^\circ - \underset{\substack{\parallel \\ h_{2is}}}{h_{1is}}} = \frac{91,87\ kJ/kg}{(3352 - 3238)\ kJ/kg} = 0,8059 = 0,81$$

Se volessi conoscere h_2 dovrei scrivere IPDT tra 1-2 RELATIVO

$$\underset{0}{\cancel{L}} + \underset{0}{\cancel{Q_e}} = \Delta h + \Delta Ec_r \Rightarrow h_2 - h_1 + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = 0 \quad \boxed{h_2 = h_1 + \frac{w_1^2}{2}(1 - \psi^2)}$$



$L_i = (h_2^\circ - h_0^\circ)$

$R = \frac{\Delta h^{ROT}}{\Delta h^\circ} = \frac{\Delta h^{ROT}}{-L_i}$

RICORDO CHE $\frac{dL_i}{dr} = 0$ $\quad L_i = u_i(c_{u1i} - c_{u2i})$ → CIOÈ NON DIPENDE DAL RAGGIO

$L_i = u_i(c_{u1i} - \cancel{c_{u2i}}_{0}) = 2u^2 = 2 \cdot 157^2 \frac{m}{s} = 2 \cdot 24{,}649 \frac{kJ}{kg}$

$\Delta h^{ROT} = h_2 - h_1 \Rightarrow h_1^e - h_2^e = L_i R_e = 2 \cdot 16021 \; J/kg$ $\quad h_2 \begin{cases} p_2 = 4 \text{ bar} \\ t_2 = 170°C \end{cases}$

I PDT 1-2 RELATIVO $\quad h_2^e - h_1^e + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = 0$

$w_2^2 = w_{2a}^2 + w_{2u}^2 = c_2^2 \operatorname{sen}\alpha_2^2 + -u^2 + c_2^2 \cos\alpha^2$

$h_2^e - h_1^e \Rightarrow h_1^e - h_2 = \frac{c_2^2 \operatorname{sen}\alpha_2^2 - \cancel{u^2} + c_2^2 \cos\alpha_2^2 - c_1^2 \operatorname{sen}\alpha_1^2 + \cancel{u^2} - c_1^2 \cos\alpha_1^2}{2}$

$h_1^e - h_2^e = \frac{c_{a2}^2 + c_{u2}^2 - (c_{a1}^2 + c_{u1}^2)}{2}$ $\quad r c_u = \text{kost}$

$(r_i c_{u1i})^2 = (0{,}5 \cdot 157 \cdot 2)^2$

$h_1^e - h_2^e = \cancel{c_{a2}^2} - \cancel{c_{a1}^2} + (\cancel{r_e^2 c_{u2}^2}_{0} - r_e^2 c_{u1}^2)\frac{1}{2r_e^2}$ $\quad \frac{dc_a}{dr} = 0$

$\Delta h_i^e = \frac{(r_i c_{u1})^2}{2r_e^2} \Rightarrow r_e = \sqrt{(r_i c_{u1})^2 / 2\Delta h_i^e} = \sqrt{(0{,}5 \cdot 157 \cdot 2)^2 / 2 \cdot 16021} = 0{,}62 \; m$

OPPURE $\Delta h_{ROT} = f(L_i)$

I PDT tra 1 e 2 ASSOLUTO $\quad -L_i = \Delta h + \Delta E_c = h_2 - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$

$\Delta h_{ROT} = h_2 - h_1 = -L_i - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$

$R = \frac{-L_i - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}}{-L_i} = 1 - \frac{c_1^2 - c_2^2}{2L_i} = 1 - \underbrace{\frac{c_{1r}^2 - c_{2r}^2}{2L_i}}_{0 \text{ MACCHINA ASSIALE}} - \underbrace{\frac{c_{1a}^2 - c_{2a}^2}{2L_i}}_{0 \text{ DALLA TRACCIA } c_{1a} = c_{2a}} - \frac{c_{1u}^2 - c_{2u}^2}{2L_i}$

$R = 1 - \frac{c_{1u}^2 - c_{2u}^2}{2L_i} = 1 - \frac{c_{1u}^2 - c_{2u}^2}{2u(c_{u1} - c_{u2})} = 1 - \frac{c_{1u} + c_{u2}}{2u}$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 55 di 126

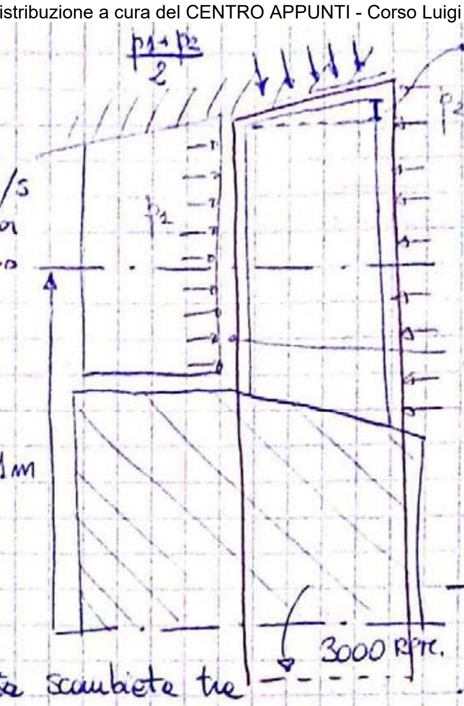
ESERCIZIO 3

$G = 120 t/h$

$\alpha_1 = 30°$

C_2 = ASSIALE

SPINTA = ?



$p_2 = 7 kPa$

$i_2 = 2500 kJ/kg$

$p_1 = 12 kPa$

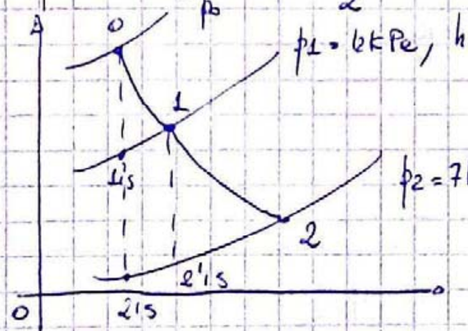
$i_1 = 2563 kJ/kg$.

Sa = SPINTA DEL FLUIDO SULLE PARETI.

Scriviamo le conservazione della quantità di moto ed un volume di controllo. La spinta sarà data scambiata tra la girante e il fluido.

$$S_a = p_1 A_1 - p_2 A_2 + \frac{p_1+p_2}{2} A_c + G c_{a1} \ominus G c_{a2}$$

USCENTE DAL SISTEMA DI CONTROLLO



STRUTTURANDO LA PORTATA

$$G = \pi_1 \xi_1 d_1 l_1 \rho_1 c_{1a}$$

$$G = \pi_2 \xi_2 d_2 l_2 \rho_2 c_{a2} = \pi_2 \xi_2 d_2 l_2 \rho_2 c_2$$

$v_1 \begin{cases} p_1 \\ h_1 \end{cases} = 12,22\ m^3/kg \qquad v_2 \begin{cases} p_2 \\ h_2 \end{cases} = 19,92\ m^3/kg.$

I PDT TRA 0 e 1 $\qquad h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_1 + \frac{c_1^2}{2} \Rightarrow c_1 = \sqrt{2(h_0 - h_1) + c_0^2} = 422,6\ \frac{m}{s}$

$C_{1a} = C_1 \operatorname{sen}\alpha_1 = 211,3 m/s \qquad l_1 = \frac{G v_1}{\xi_1 \pi d_1 c_{a1}} = 0,36 m$

I PDT TRA 1-2 (REL)

$$0 = h_2 - h_1 + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \cancel{\frac{u_1^2 - u_2^2}{2}}$$

= 0 MACCHINA ASSIALE

$$W_2 = \sqrt{W_1^2 + 2(h_1 - h_2)}$$

TRIANGOLO 1 ⇒ SO u, c_1, α_1 OK!!!

$\beta_1 = \arctan\left(\frac{c_{a1}}{c_1 \cos\alpha_1 - \pi u_0 l}\right) = ~~65,32~~° \; 76,22 \qquad W_1 = \frac{c_{a1}}{\operatorname{sen}\beta_1} = 217,56\ \frac{m}{s}$

POLITECNICO DI TORINO
Dipartimento di Energetica

LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

ESERCITAZIONE 7 - MACCHINE

1) Un impianto di TG a ciclo aperto con compressione interrefrigerata uniforme presenta in condizioni-ambiente standard le seguenti caratteristiche:

   $\beta_c = 13$, $T_3 = 1350$ K, $\eta_{yc} = \eta_{yt} = 0{,}86$, $\eta_{\pi b} = 0{,}97$, $\eta_b = 0{,}96$, $\eta_o = 0{,}97$.

   Assumendo per semplicità: $C_p = C_{pm} = 1050$ J/kg·K, $C_p' = C_{pm}' = 1180$ J/kg·K, $R = 287{,}2$ J/kg·K, $R' = 288.8$ J/kg·K, $(1+\alpha)/\alpha \approx 1$ e trascurando le cadute di pressione negli scambiatori, determinare il rendimento del ciclo.
   Determinare inoltre l'aumento del rendimento qualora si rendesse il ciclo anche rigenerativo con efficacia $R_s = 0.70$.

2) Un impianto di turbina a gas bialbero presenta in condizioni di progetto ed ambiente standard le seguenti caratteristiche:

   - compressione interrefrigerata uniforme, $\beta_{c,tot} = 16$, $\eta_{yc1} = \eta_{yc2} = 0.85$, $\eta_{\pi r} \cong 1$; $\eta_{mc} = 0.98$; $\dot{m} = 350$ kg/s;
   - combustore: $\eta_{\pi b} = 0.99$; $\eta_b = 0.98$; $T_3 = 1573$ K; $H_i = 47.654$ MJ/kg;
   - turbina AP calettata sull'albero del turbocompressore: $\eta_{yt} = 0.85$; $\eta_{mt} = 0.98$;
   - turbina BP di potenza: $\eta_t = 0.85$; $\eta_{o,t} = 0.97$;

   Determinare la potenza utile ed il rendimento globale dell'impianto.
   ($C_p = 1030$ J/kgK, $R = 286.5$ J/kgK, $C_p' = 1267.5$ J/kgK, $R' = 292.1$ J/kgK)

3) Un impianto di TG, a ciclo semplice, monoalbero, presenta in condizioni-ambiente standard le seguenti caratteristiche:

   $\beta_c = 8$, $\eta_c = 0.83$, $T_3 = 1200$ K, $\eta_{\pi b} = 0.98$, $\eta_b = 0.97$, $\eta_{yt} = 0.85$, $\eta_o = 0.96$, $\dot{m}_{a0} = 40$ kg/s.

   Determinare η_g e P_u sapendo che il potere calorifico del combustibile usato è pari a 42700 kJ/kg. Determinare inoltre di quanto si riduce percentualmente η_g e P_u se l'impianto viene regolato (a velocità di rotazione costante) in modo che la T_3 scenda a 1100 K; si ipotizzi che il turboespansore rimanga critico e si consideri la caratteristica del compressore, nell'intorno del punto di funzionamento nominale, assimilabile ad una retta di equazione $\beta_c = 8-20(X-1)$, dove con X si è indicato il rapporto $\dot{m}_a / \dot{m}_{a0}$; inoltre si considerino costanti i singoli rendimenti e si trascuri la variazione del rapporto $(1+\alpha)/\alpha$
   ($C_p = 1046.5$ J/kg·K, $C_p' = 1130.2$ J/kg·K, $R = 287.2$ J/kg·K, $R' = 288.8$ J/kg·K).

4) Un impianto di TG a ciclo semplice aperto funziona con le seguenti caratteristiche:

   $p_1 = 1$ bar, $T_1 = 300$ K, $\beta_c = 12$, $T_3 = 1200$ K, $\eta_{yc} = 0.85$, $\eta_t = 0.86$, $\eta_{\pi b} = 0.98$, $\eta_0 = 0.97$, $\eta_b = 0.97$, $H_i = 42700$ kJ/kg.

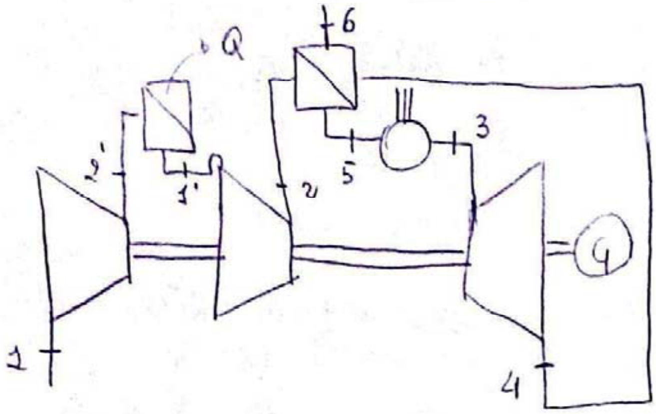
   Calcolare la portata di aria necessaria per una potenza utile di 50 MW e il rendimento globale dell'impianto. Calcolare la nuova potenza e il nuovo rendimento globale se si riducesse per laminazione la pressione alla bocca di aspirazione del compressore al valore $p_1' = 0{,}8$ bar, mantenendo invariata la T_3, e supponendo costanti i vari rendimenti.
   ($C_p = 1046.5$ J/kg·K, $C_p' = 1130.2$ J/kg·K, $R = 287.2$ J/kg·K, $R' = 288.8$ J/kg·K).

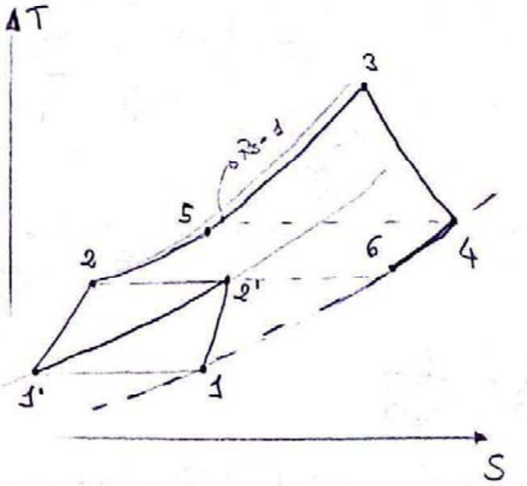
$$T_2 = T_1 + \frac{L_{cI}}{c_{p,m}} = 273 + \frac{288{,}74\cdot 10^3}{1050\cdot 2} \simeq 410{,}50\,K$$

$$\eta_{g,R_s=0} = \eta_b\,\eta_o\,\frac{L_t - L_c}{c_p'(T_3 - T_2)} = 0{,}96\cdot 0{,}97\,\frac{(658{,}59 - 288{,}74)\cdot 10^3}{1180(1350 - 410{,}50)} = 0{,}31$$

$$\frac{1}{\eta_{R_S}} = \frac{(1-R_s)\,Q_{1,R_S=0} + R_s\,Q_{1,R_S=1}}{L_i}$$

$$Q_{1,R_S=0} = c_p'(T_3 - T_2) \qquad Q_{1,R_S=1} = c_p'(T_3 - T_4) \qquad L_u = \eta_o\,L_i$$





$$\frac{1}{\eta_{R_S}} = \frac{(1-R_s)\,c_p'(T_3 - T_2) + R_s\,c_p'(T_3 - T_4)}{\eta_o\left(\underbrace{\frac{1+\alpha}{\alpha}}_{\simeq 1} L_t - L_c\right)}$$

$$T_4 = T_3 - \frac{L_t}{c_p'} = 1350 - \frac{658{,}59\cdot 10^3}{1180} = 791{,}87\,K$$

$$\frac{1}{\eta_{R_S}} = \frac{0{,}3\cdot 1180(1350 - 410{,}50) + 0{,}7\cdot 1180(1350 - 791{,}87)}{0{,}97\,(658{,}59 - 288{,}74)\cdot 10^3}$$

$$\eta_{g_{RS}} = \eta_o\,\eta_b\,\eta_{RS} = 0{,}97\cdot 0{,}96\cdot 0{,}466 = 0{,}43$$

$$\alpha = \frac{\eta_b \, H_i}{c_p'(T_3 - T_2)} \cdot 1 = \frac{0{,}98 \cdot 47{,}654 \cdot 10^6}{1267{,}5\,(1573 - 429{,}72)} \cdot 1 \simeq 31{,}23$$

$$L_{tHP} = \frac{L_c}{\eta_{m_c}\,\eta_{m_{tHP}}\,\frac{1+\alpha}{\alpha}} = \frac{322{,}84 \cdot 10^3}{0{,}98 \cdot 0{,}98 \cdot \frac{1+31{,}23}{31{,}23}} = 325{,}72 \ \frac{kJ}{kg}$$

$$L_{tHP} = c_p' T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_{t,HP}^{\frac{R'}{c_p'}\cdot \eta_{yt}}}\right)$$

$$1 - \frac{L_{tHP}}{c_p' T_3} = \frac{1}{\beta_{t,HP}^{R'/c_p' \cdot \eta_{yt}}} \qquad \beta_{tHP}^{\frac{R'}{c_p'}\cdot\eta_{yt}} = \left(1 - \frac{L_{tHP}}{c_p' T_3}\right)^{-1}$$

$$\frac{R'}{c_p'} \cdot \eta_{yt} \ln \beta_{tHP} = -\ln\left(1 - \frac{L_{tHP}}{c_p' T_3}\right)$$

$$\ln \beta_{tHP} = -\frac{\ln\left(1 - \frac{L_{tHP}}{c_p' T_3}\right)}{\frac{R'}{c_p'} \cdot \eta_{yt}} = -\frac{\ln\left(1 - \frac{325{,}72 \cdot 10^3}{1267{,}5 \cdot 1573}\right)}{\frac{292{,}1}{1267{,}5} \cdot 0{,}85}$$

$$\beta_{tHP} = e^{\ln \beta_{tHP}} = 2{,}49$$

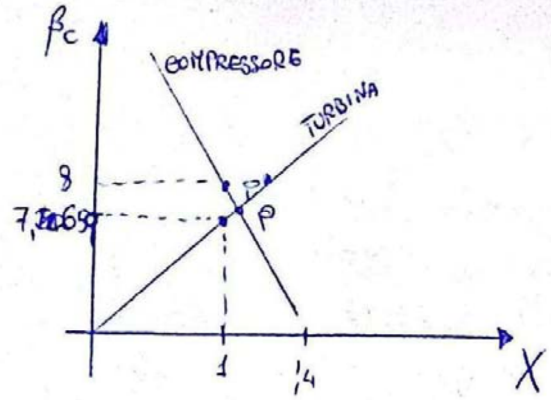
$$\beta_c = \frac{1}{\eta_{\pi b}} \cdot \beta_{t,HP} \cdot \beta_{t,BP} \Rightarrow \beta_{t,BP} = \frac{\eta_{\pi b} \cdot \beta_c}{\beta_{t,HP}} = 6{,}36$$

$$P_u = \eta_{o,t} \cdot \frac{1+\alpha}{\alpha} \cdot \dot m \cdot \eta_t \, c_p' T_4 \left(1 - \frac{1}{\beta_{t,HP}^{\frac{R'}{c_p'}}}\right) \qquad T_4 = T_3 - \frac{L_{t,HP}}{c_p'} =$$

$$= 1573 - \frac{325{,}72 \cdot 10^3}{1267{,}5} = 1316{,}02\,K$$

$$= 0{,}97 \cdot \frac{1+31{,}23}{31{,}23} \cdot 350 \cdot 0{,}86 \cdot 1267{,}5 \cdot 1316{,}02 \cdot \left(1 - \frac{1}{6{,}36^{\frac{292{,}1}{1267{,}5}}}\right) \simeq 172{,}43\ MW$$

$$\eta_g = \frac{P_u}{G_f \cdot H_i} = \frac{P_u}{\frac{\dot m}{\alpha} \cdot H_i} = \frac{172{,}43 \cdot 10^6 \cdot 31{,}23}{350 \cdot 47{,}654 \cdot 10^6} = 0{,}32$$



$$\underbrace{\frac{1+\alpha}{\alpha}\cdot \dot{m}_a \frac{\sqrt{RT_3'}}{p_3'}}_{\text{VAR. TR.}} = \frac{1+\alpha}{\alpha}\cdot \dot{m}_{a0}\frac{\sqrt{RT_3}}{p_3}$$

$$\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{a0}} = X \qquad X\frac{\sqrt{T_3'}}{p_3'} = \frac{\sqrt{T_3}}{p_3}$$

$$X\cdot\frac{p_4}{p_3'}\frac{\sqrt{T_3'}}{p_4} = \frac{\sqrt{T_3}}{p_3}$$

$\eta_{\pi b} p_2' \leftarrow p_3'$

$$\frac{X}{\beta_c}\cdot\sqrt{T_3'} \approx \sqrt{T_3}\cdot\frac{p_1}{\eta_{\pi b}\cdot p_2}$$

$$\beta_c \approx X\underbrace{\sqrt{\frac{T_3'}{T_3}}\cdot \cancel{\eta_{\pi b}}\cdot\beta_c^*}$$

$$P: X\sqrt{\frac{T_3'}{T_3}}\cdot\cancel{\eta_{\pi b}}\,\beta_c^* = 8-20(X-1)$$

$$\left(20+\sqrt{\frac{T_3'}{T_3}}\,\cancel{\eta_{\pi b}}\,\beta_c^*\right)X = 28$$

$$X = 1{,}0123 \qquad \dot{m}_a = X\cdot\dot{m}_{a0} = 40{,}49\ \frac{kg}{s}$$

$$\beta_c = \sqrt{\frac{T_3'}{T_3}}\cdot\beta_c^*\cdot X = \sqrt{\frac{1100}{1200}}\cdot 8\cdot 1{,}0123 = 7{,}75$$

$$\beta_t \approx \eta_{\pi b}^*\cdot\beta_c = 0{,}98\cdot 7{,}75 = 7{,}60$$

$$P_u = \eta_o \dot{m}_a L_i \approx \eta_o^* \dot{m}_a\left(\frac{1+\alpha'}{\alpha'}\cdot L_t - L_c\right)$$

$$L_t \approx c_p' T_3'\left(1-\frac{1}{\beta_t^{\frac{R'}{c_p'}\cdot\eta_{yt}}}\right) =$$

$$= 1130{,}2\cdot 1100\left(1-\frac{1}{7{,}6^{\frac{288{,}3}{1130{,}2}\cdot 0{,}85}}\right) = 442{,}95\ \frac{kJ}{kg}$$

$$L_c = \frac{c_p T_1}{\eta_c}\left(\beta_c^{\frac{R}{c_p}}-1\right) = \frac{1046{,}5\cdot \cancel{1200}\ 273}{0{,}83}\left(7{,}75^{\frac{287{,}2}{1046{,}5}}-1\right) = 259{,}58\ \frac{kJ}{kg}$$

$$P_u \simeq \eta_o^* \dot{m}_a\left(\frac{1+\alpha^m}{\alpha^m}L_t - L_c\right) = 0{,}96\cdot 1{,}023\cdot 40\left(\frac{1+62{,}29}{62{,}29}\cdot 442{,}95 - 259{,}58\right) =$$

$$\simeq 7{,}40\ MW$$

$$\alpha \simeq \frac{\eta_b H_i}{c_p'(T_3'-T_2)} - 1 = \frac{0{,}97\cdot 42{,}7\cdot 10^6}{1130{,}2(1100-521)} - 1 = 62{,}29$$

$$\Delta P_u = \frac{P_u^* - P_u}{P_u^*} = \frac{8{,}96-7{,}40}{8{,}96}\cdot 100 \simeq 17{,}4\%$$

$$T_2 = T_1 + \frac{L_c}{c_p} = 273 + \frac{259{,}58\cdot 10^3}{1046{,}5} = 521\ K$$

$$\eta_g = \frac{P_u}{G_g^*\cdot H_i} = \frac{P_u}{\frac{\dot{m}_a}{\alpha}\cdot H_i} = 0{,}27$$

$$\Delta\eta_g = \frac{\eta_g^*-\eta_g}{\eta_g^*} = \frac{0{,}28-0{,}27}{0{,}28}\cdot 100 = 3{,}6\%$$

(DIREND.)

$$L_t \simeq \eta_t^* c_p' T_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_t^{\frac{R'}{c_p'}}}\right) = 0{,}86 \cdot 1130{,}2 \cdot 1200 \left(1 - \frac{1}{9{,}408^{\frac{282{,}3}{1130{,}2}}}\right) =$$

$$= 508{,}59 \text{ kJ/kg}$$

$$L_c \simeq c_p T_1 \left(\beta_c^{\frac{R}{c_p} \cdot \frac{1}{\eta_{yc}}} - 1\right) = L_c^*$$

$$P_u \simeq \eta_o^* \cdot \dot{m}_a \left(\frac{1+\alpha}{\alpha} \cdot L_t - L_c\right) = 0{,}97 \cdot 247{,}2 \left(\frac{1+68{,}04}{68{,}04} \cdot 508{,}59 - 386{,}37\right) =$$

$$= 31{,}1 \text{ MW}$$

$$\eta_g = \frac{P_u}{\dot{m}_b H_i} = \frac{P_u}{\frac{\dot{m}_a}{\alpha} \cdot H_i} = 0{,}20$$

© Proprietà riservata dell'autore - Digitalizzazione e distribuzione a cura del CENTRO APPUNTI - Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino / Pagina 67 di 126

perché nel momento in cui chiudo le VALVOLA DI ASPIRAZIONE apro la luce di mandata. Le pressioni $p_2 - p_1$ sono imposte dal CIRCUITO!!!

ESERCIZIO 1 VOLUMETRICI

$\mu V_0 = 150\,cm^3$

$V_0 = 1500\,cm^3$

$p_{ATB} = 1\,bar$

$T_{ATB}\ 20°C$

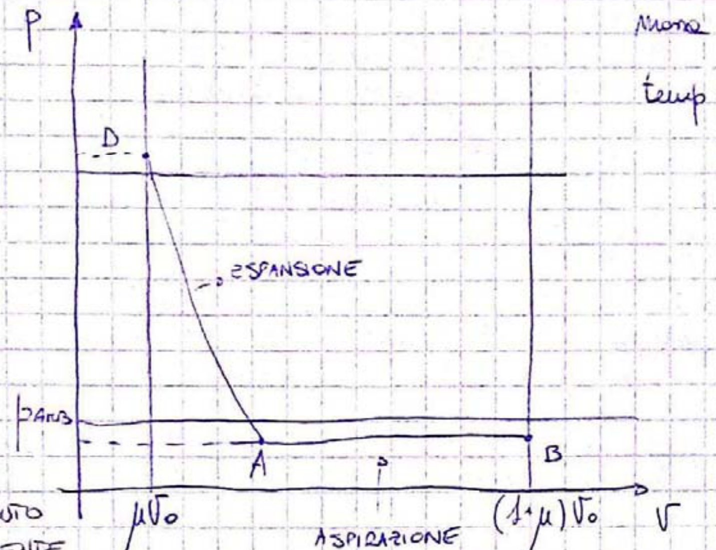
$p_2 = 2{,}3\,bar$

$V_A = 293{,}5\,cm^3$

$p_A = 95\,kPa$

$T_A = 295{,}4\,K$

$Q_e = 19{,}55\,J\ (A \to B)$ — CALORE CEDUTO COMPLESSIVAMENTE DALLE PARETI ALL'ARIA



Massa aspirata = ?

temp fine asp = T_B = ?

LA MASSA MANDATA ≠ MASSA ASPIRATA A CAUSA DELLE FUGHE.

Si cede calore dalle pareti all'aria. I PDT. in forma lagrangiana perché la posso riferire al volume del cilindro. Quindi posso fissare una massa.

INIZIO ASPIRAZIONE (A)

Poiché dice complessivamente all'aria devo considerare

$\boxed{m_B = m_{ATB} + m_A}$ MASSA

$$Q + \mathcal{L} = \Delta u + \Delta E_c + \Delta E_p$$

$\Delta E_p \approx 0$ poiché è aria.

$\mathcal{L}$: LAVORO TERMODINAMICO compiuto dalle forze esterne sulle pareti del sistema

SONO TUTTE FORZE DI SUPERFICIE.

Quindi si ha LAVORO solo se associato a uno SPOSTAMENTO.

$\Delta E_c \approx 0$ VELOCITÀ BASSE perché legate allo stantuffo. Due VELOCITÀ PICCOLE che si DETTAGLIANO. VALORE TRASCURABILE.

Quindi bisogna considerare solo la SUP dello STANTUFFO e quella del palloncino aspirato. Le pareti sono ferme e non fanno lavoro.

$\mathcal{L} = \mathcal{L}^{(I)} + \mathcal{L}^{(II)}$ — $\mathcal{L}^{(I)}$: SUP ESTERNA; $\mathcal{L}^{(II)}$: SUP PISTONE.

$\mathcal{L}^{I}$ = IL LAVORO È DATO DAL TENSORE DEGLI SFORZI = VISCOSI + NON VISCOSI. Se trascuro il tensore degli sforzi viscosi resta $-p\begin{bmatrix} I & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 \\ 0 & 0 & I \end{bmatrix} dS \cdot$ spostamento.

Eserc. 2

$p_1 = 100\ kPa$

$p_2 = 600\ kPa$

$V_0 = 1300\ cm^3$

$V_m = 130\ cm^3 = V_0$

$n = 1000\ giri/min$

$m^* = 1{,}33$

$m^{*\prime} = 1{,}38$

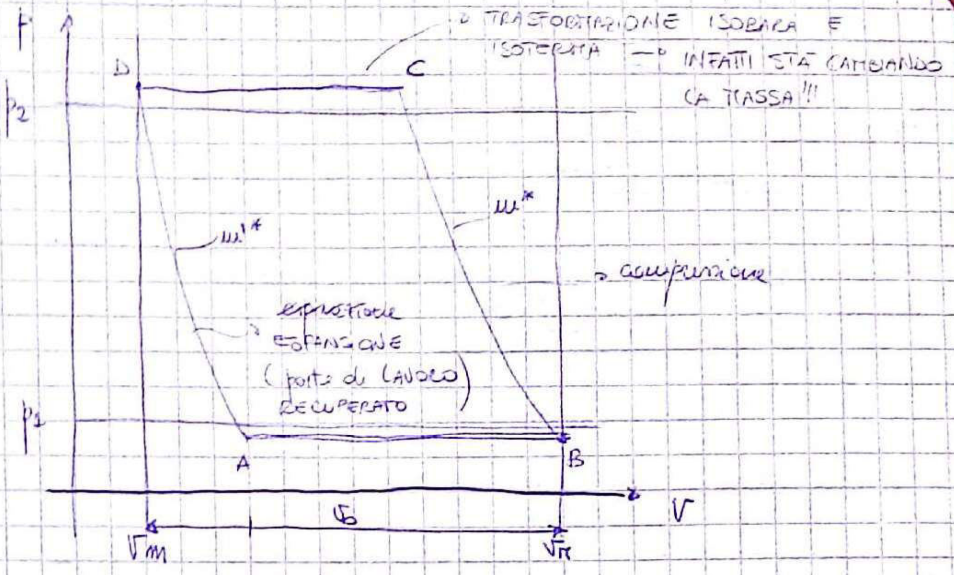
$\delta_1 = \delta_2 = 0{,}06$

$T_C = T_D = 510\ K$

$M_{f,CD} \approx 0$

$m_{mandata} = ?$

$P_{ass} = ?$



Nel cilindro vale sempre la legge dei GAS PERFETTI.

$\dot m_{MANDATA} = M \cdot n_{cicli}$ → MASSA MANDATA

$P_{ass} = L_{cicli} \cdot n_{cicli}$

$M_{f,CD} \approx 0$ Significa che le fughe sono trascurabili nella fase di MANDATA. Ma non nella fase di compressione!!!

M_C = MASSA NEL CILINDRO CHE SI TROVA AL PUNTO DI MAX COMPRESSIONE $= M + M_{f,CD} + M_D$

M → MASSA MANDATA; $M_{f,CD} \approx 0$ MASSA FUGHE; M_D → MASSA CHE RESTA NEL CILINDRO

$$\boxed{M = M_C - M_D}$$

La soluzione sta nella temperatura.

$p_C = p_D = p_2(1 + \delta_2) = 636\ kPa$

$p_A = p_B = p_1(1 - \delta_1) = 94\ kPa$

$pv = RT \Rightarrow \frac{p}{\rho} = RT$

$$\boxed{M_D = \frac{p_D V_D}{R T_D}}$$

$M_C = \frac{p_C V_C}{R T_C}$ ⇒ NON CONOSCO V_C

$\frac{PV}{\rho V} = RT$ $\quad \boxed{PV = MRT}$

$p_B V_B^{m^*} = p_C V_C^{m^*} \Rightarrow V_C = V_B \left(\frac{p_B}{p_C}\right)^{\frac{1}{m^*}} = 395{,}48\ cm^3$ $\quad$ → $(V_D + V_0)$

$M_C = \frac{p_C V_C}{R T_C} \Rightarrow \boxed{M = M_C - M_D = 1{,}154\ g}$ $\quad \boxed{\text{MASSA MANDATA}}$

$\dot m = M \cdot n_{cicli} = M \cdot \frac{n}{60} = 19{,}2\ g/s$

$$L_{ciclo} = p_B V_B \frac{m^*}{m^*-1}\left(\beta^{\frac{m^*-1}{m^*}} - 1\right) - p_D V_D \frac{m^{*\prime}}{m^{*\prime}-1}\left[1 - \frac{1}{\beta^{\frac{m^{*\prime}-1}{m^{*\prime}}}}\right] = 256{,}289\ J/ciclo$$

come uno POLITROPICO NORMALE

$\beta = \frac{p_C}{p_B} = \frac{p_D}{p_A}$

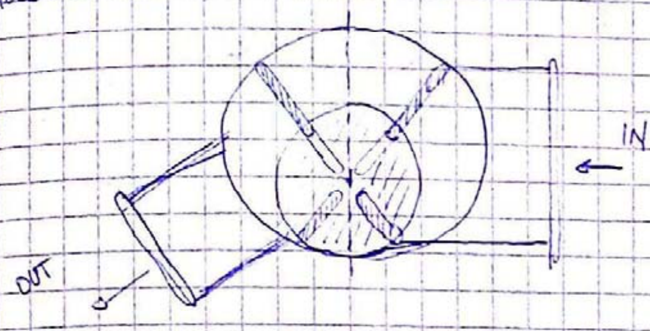
ESERCIZIO 3 ESERCITAZIONE 8 (VOLUMETRICI).

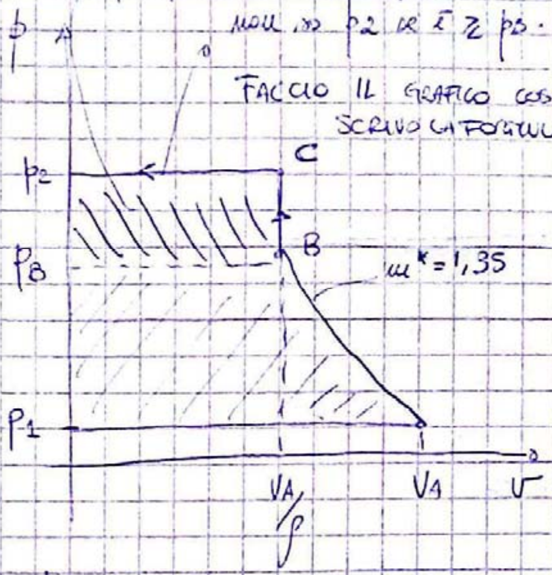
$2(p_C - p_B) V_B = (p_C - p_B) V_A/\rho$

non ∞ p_2 se è ≥ p_B.

FACCIO IL GRAFICO COSÌ E SCRIVO LA FORMULA.

COMPRESSORI A PALETTE





$\delta \quad \delta_1 - \delta_2 = 0$ SPAZIO MORTO = 0

$p_1 = 98,07$ kPa $\quad p_2 = 588,42$ kPa

$T_1 = 288$ K

M_P

$p_A v_A^{m^*} = p_B v_B^{m^*}$ non è una politropica. Quindi quando le fughe sono NULLE allora Π = cost posso considerare la PSEUDO-POLITROPICA → POLITROPICA.

$\eta_m = 0,95 \qquad V_0 = 2000\ cm^3 \qquad n = 3000$ giri/min.

MARCIA A VUOTO $\quad p_2 = p_1 \quad P_{ASS} = ?$ Le perdite η_m MECCANICHE INVARIATE.

Esse dipendono solo dalla VELOCITÀ ANGOLARE, in questo

$P_m = P_m^* = P_{ASS}^* - P_i^* = \left(\frac{1}{\eta_m} - 1\right) P_i^*$ caso n = cost $P_{meccaniche}$ = cost !!!

$P_i^* = L_c^* n_c =$ $\qquad n_c = \frac{n}{60}$ = CICLI AL SECONDO

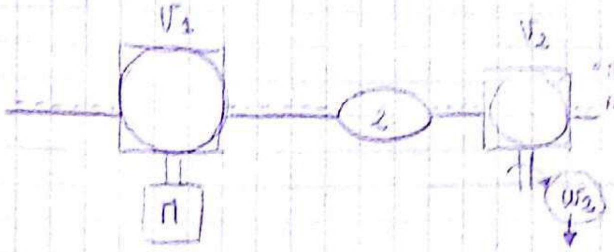
$$L_c^* = \underbrace{\frac{m^*}{m^*-1} p_A V_0 \left(\rho^{\frac{m^*-1}{m^*}} - 1\right)}_{\int_A^B V dp} + \underbrace{\left(p_C - p_A \rho^{m^*}\right) \frac{V_0}{\rho}}_{\int_B^C V dp} = 486,48\ J/ \qquad \rho = \frac{V_A}{V_B} = \frac{p_2}{p_1}$$

perché un giro dell'albero è un CICLO.

$P_i^* = L_c^* \cdot n_c = 24,39$ kW

$P_m^* = \left(\frac{1}{\eta_m} - 1\right) P_i^* = 1,284$ kW

4) COMPRESSORE ROOTS



MISURATORE DI PORTATA ROOTS
I due compressori
come un motore

MISURANDO IL NUMERO DI GIRI
posso sapere la portata, conoscendo la cilindrata).

$V_1 = 2000\ cm^3$

$p_1 = 100\ kPa$

$T_1 = 290\ K$

$p_2 = 180\ kPa$

$\omega_1 = 209{,}5\ \frac{rad}{s}$

$V_2 = 1500\ cm^3$ → MISURATORE ROOTS DI PORTATA

$\omega_2 = 167{,}5\ \frac{rad}{s}$

$\Delta p_2 \cong 0$ ⇒ cioè il secondo ROOTS non comprime.

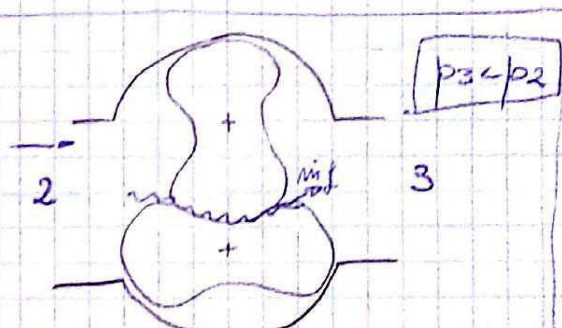
È UN MOTORE CHE DEVE VINCERE SOLO LE SUE RESISTENZE MECCANICHE ⇒ GIRA A VUOTO SENZA PRODURRE POTENZA.

Le fughe ATTORNO ai lobi e nelle zone di ingrano sono dirette dalla mandata all'aspirazione del compressore. A differenza dei compressori a STANTUFFO in cui le fughe fuoriescono dal SISTEMA (tramite il CARTER), la PORTATA È COSTANTE.

Se prendo un volume di controllo V_c $\boxed{1-2}$ la portata si conserva.

Qui però il ROOTS fa più mandate, quindi le oscillazioni di mandata sono minori rispetto allo stantuffo.

$$\boxed{\dot m_1 = \dot m_2}$$



COEFF. DI RIEMPIMENTO $\lambda_1 V_1 \rho_1 n_1$ ← numero di giri

massa aspirabile al giro

$$\lambda_1 \rho_1 V_1 n_1 = \frac{1}{\lambda_2} \rho_2 V_2 n_2$$

$\frac{1}{\lambda_2}$ perché la massa mandata è maggiore di quella TEORICA (ci sono le fughe).

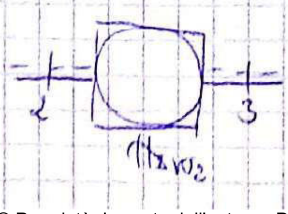
perché $\Delta p \simeq 0$ $p_3 \simeq p_2$ allora NON CI SONO FUGHE ⇒ $\lambda_2 \cong 1$

$$\lambda_1 \rho_1 V_1 n_1 = \rho_2 V_2 n_2$$

$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1}$ $\rho_2 = \frac{p_2}{RT_2}$

mi manca T_2 e λ_1

$\cancel{Q_e} + L_i = \Delta i$



$$\boxed{L_i = \frac{P_i}{\dot m} = \frac{\delta c \cdot n_{cicli}}{\dot m} = c_p (T_2 - T_1)}$$

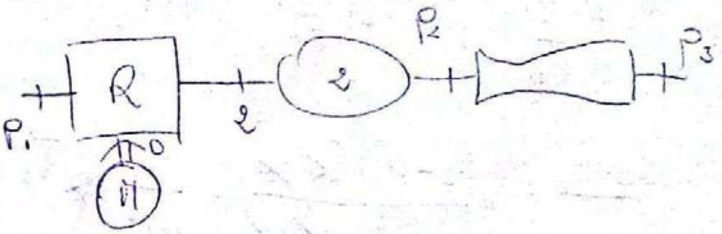
GRAZIE AL FATTO CHE LE FUGHE RESTANO NEL MOTORE
↓
STAZIONARIO

ES. 5 (ESERC. 9)

$V_0 = 8\,dm^3$ $\quad n = 1500$ giri/min

$p_1 = 1$ bar
$t_1 = 18°C$

$p_2 = 1{,}5$ bar
$p_3 = 0{,}5$ bar

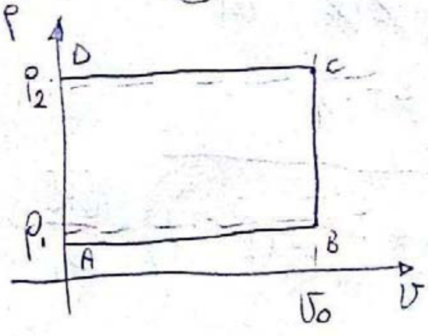


UGELLO DI DE LAVAL

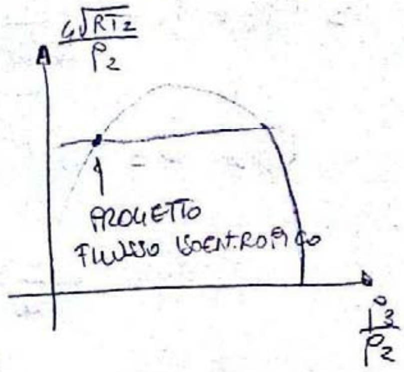
p_e? $\quad n' = 1200$ giri/min

$\lambda_v = cost = 0{,}85$

T_e? $\quad P_{ASS}$?



$\mathcal{L}_e = V_0 (p_2 - p_1)$



PROGETTO

$$\frac{p_3}{p_2} = \frac{0{,}5}{1{,}5} = 0{,}33 < \left(\frac{p_3}{p_2}\right)_{CRIT} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = 0{,}528 \quad (k = 1{,}4\text{ ARIA})$$

TRASFORMAZIONE ISOENTROPICA $\quad pv^k = cost$

$$T_3 = T_2 \left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} = T_2 / \beta^{\frac{k-1}{k}}$$

$$L_i = c_p (T_2 - T_1) = \frac{\mathcal{L}_e \cdot n}{G} = \frac{V_0 (p_2 - p_1) \cdot n}{\lambda_v \, \rho_1 \, V_0 \, n} = \frac{0{,}5 \cdot 10^5 \, 287 \cdot 291}{0{,}85 \cdot 10^5}$$

$= 49{,}13$ kJ/kg

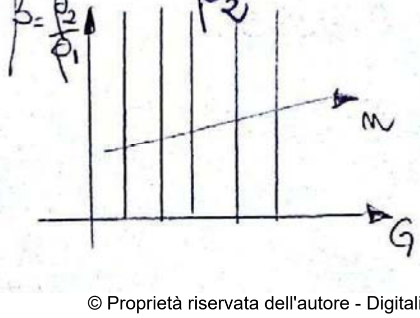
$$T_2 = T_1 + \frac{L_i}{c_p} = 339{,}9\ K \qquad T_3 = 248{,}3\ K$$

$10{,}5$

$$P_{ASS} = \frac{\mathcal{L}_e \cdot n}{\eta_m} = \ldots\ kW$$

Suppongo che l'ugello rimanga critico

$$\frac{G\sqrt{RT_2}}{p_2} = \frac{G^*\sqrt{RT_2^*}}{p_2^*} = X \qquad \frac{G}{G^*} = \frac{n}{n^*}$$



$$G \cdot \frac{p_1}{p_2} \cdot \frac{1}{p_1} \sqrt{RT_2} = X$$

$$\beta = G \frac{\sqrt{RT_2}}{p_1 X}$$

$$\begin{cases} G = \rho_3 A_u \cdot c_3 = \dfrac{p_3}{RT_3} A_u c_3 & \Rightarrow \quad c_3 = \dfrac{GRT_3}{p_3 A_u} = 1{,}382\, T_3 \\ 0 = c_p (T_3 - T_2) + \dfrac{c_3^2}{2} & \Rightarrow \quad T_3 = T_2' + \dfrac{c_3^2}{2c_p} \end{cases}$$

$$\mathcal{L}_e = V_0 (p_2 - p_1) = 108 \text{ J/ciclo}$$

$$P_{ass} = \frac{\mathcal{L}_e \cdot n}{\eta_m} = \frac{108 \cdot 1200}{0{,}95 \cdot 60} = 2{,}3 \text{ kW}$$

$$L_i = \frac{\mathcal{L}_e \cdot n}{G} = 13{,}5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \qquad T_2' = T_1 + \frac{L_i}{c_p} = 304{,}4 \text{ K}$$

$$c_3 = 1{,}382 \left(304{,}4 + \frac{c_3^2 \cdot 0{,}4}{2 \cdot 1{,}4\, 287} \right)$$

$$c_3 = \overset{420{,}681}{\cancel{420{,}399}} + \overset{}{\cancel{81 \cdot 10^{-4}}}\, c_3^2$$

$$4{,}98 \cdot 10^{-4}$$

$$\cancel{0{,}188}$$

$$\cancel{c_3 = 1808 \frac{m}{s}}$$

$$\cancel{c_3 \simeq 1808 \frac{m}{s}}$$

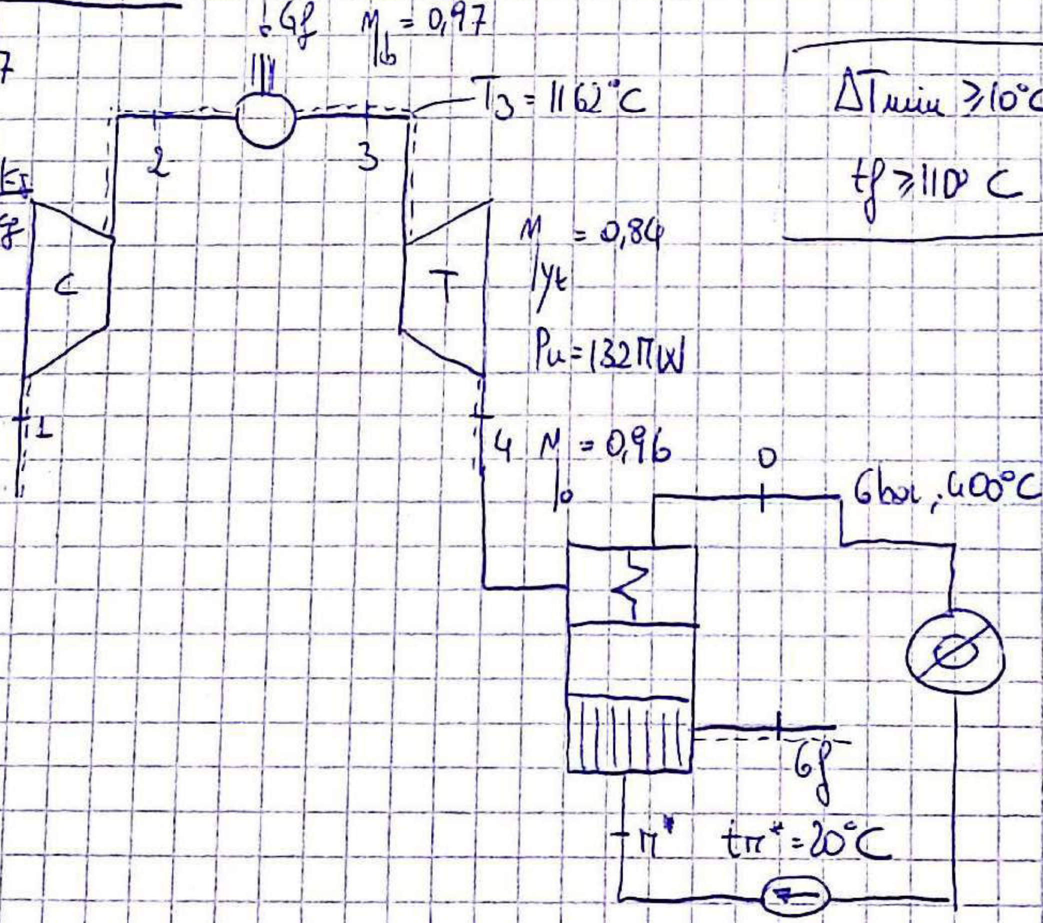
ESERCITAZIONE 9

$\eta_{\pi b} = 0{,}97$

$H_i = 42500 \frac{kJ}{kg}$

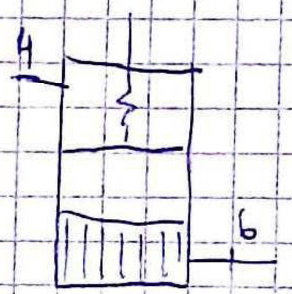
$\beta_c = 13{,}9$

$\eta_{yc} = 0{,}85$



$\Delta T_{min} \geq 10\,°C$	GVR
$t_f \geq 110\,°C$	

temperatura maggiore di quella di condensazione affinché si abbia tiraggio nel camino. Se si forma acqua ricade indietro ed è un problema.



può esserci una contropressione in 4

$\eta_{\pi GVR} = \frac{p_6}{p_4}$ $\qquad \beta_t = p_3 / p_4 = \eta_{\pi b} \frac{p_2}{\frac{p_6}{\eta_{\pi GVR}}} = \underbrace{\eta_{\pi b}\, \eta_{\pi GVR}}_{\text{prodotto dei RENDIMENTI}} \beta_c$

$= p_1 = p_{amb}$

$$\eta_g = \frac{P_u}{G_p H_i} = \eta \frac{\dot m_a L_u}{\frac{\dot m_a}{\alpha} H_i} = \alpha \frac{L_u}{H_i} = 0{,}320$$

$$L_u = \eta_o L_i = \eta_o \left(\frac{1+\alpha}{\alpha} L_t - L_c \right)$$

$$\dot m_a = \frac{P_u}{L_u} = 464{,}83\ kg/s$$

HO DUE VINCOLI DA IMPORRE SUL GVR.

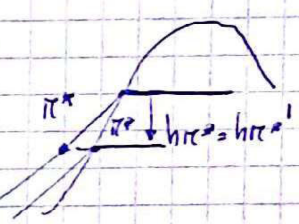
= temperatura minima di GVR PEACH POINT

1) $\dot m_g c_p [T_4 - (t_\pi + 10°C + 273)] = \dot m_v (h_0 - h_\pi)$ — HO IMPOSTO $\Delta T_{min} = 10°C$

2) $\dot m_g c_p' (T_4 - T_{6g\,min}) = \dot m_v (h_0 - h_\pi^*)$ — HO IMPOSTO T_{f6} min

$h_0 \begin{cases} 6\ bar \\ t_0 = 400°C \end{cases} = 3270 \frac{kJ}{kg}$ $\quad h_\pi = \begin{cases} cli \\ 6\ bar \end{cases}$ => CURVA LIMITE INFERIORE. $= 670{,}71\ kJ/kg$

h_{π^*} => è l'entalpia del LIQUIDO SOTTORAFFREDDATO !!



$h_{\pi^*} \begin{cases} cli \\ 20°C \end{cases} = 670{,}71\ kJ/kg$

$t_\pi = 158{,}86°C$

$\dot m_{v1} = 76{,}93\ kg/s$
$\dot m_{v2} = 72{,}58\ kg/s$ => SCELGO IL PIÙ BASSO!!!!

Perché con l'altro è sicuramente rispettato nel senso che il ΔT_{min} sarà maggiore di 10°C -> ma non importa!!!

RENDIMENTO MECCANICO (ECONOMICO)

$$\eta_g = \frac{P_{uTG}}{\dot m_b H_i - \dot Q_u / \eta_b} = 0{,}851$$

TEDESCHI (può essere > 1)

$$\boxed{\eta_{gcc} = \frac{P_{uTG} + P_{uTV}}{\dot m_b H_i}}$$

se ho una TURBINA NELL'IMPIANTO PIÙ CICLO A VAPORE

-> CIOÈ PARTE DELLA POTENZA SPESA non la uso per produrre POTENZA ELETTRICA, ma per riscaldare l'acqua per l'utenza.

$$\dot Q_u = \dot m_v (h_0 - h_L) \approx \dot m_v (h_0 - h_H^*) = 231{,}25\ MW$$

3) $h_{rc}^* = \dfrac{(\dot m_{AP} - \dot m_u) h_L + \dot m_u h_{HL}}{\dot m_{AP}} = 392,82 \ kJ/kg$

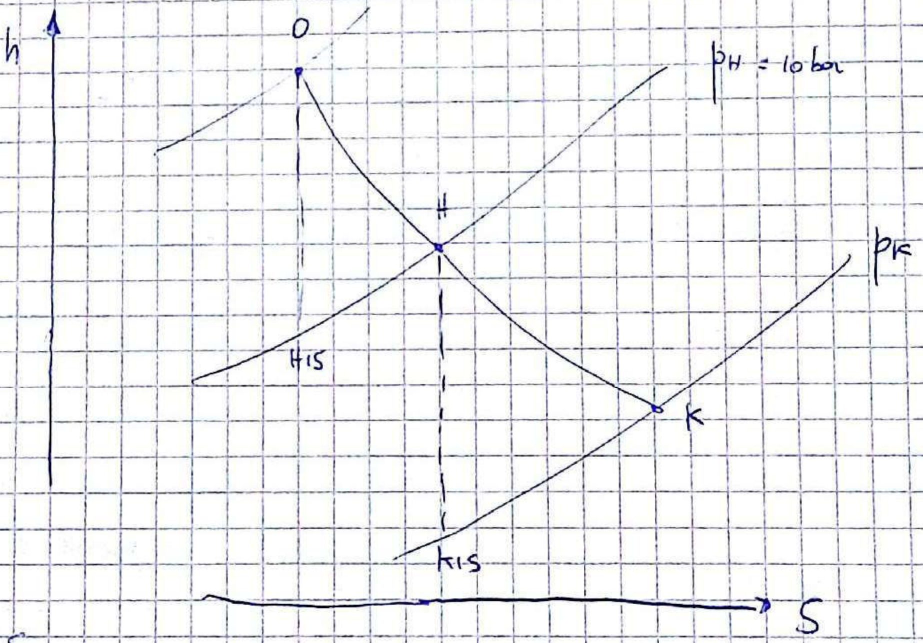
$h_L = \begin{cases} c.l.i \\ 0,06 \ bar \end{cases} = 151,47 \ kJ/kg \qquad h_{HL} \begin{cases} c.l.i \\ 10 \ bar \end{cases} = 762,88 \ kJ/kg$

$\dot m_g = 382,75 \ kg/s$

$\boxed{T_u = 933,88 \ K}$!!!

$P_{uTG} = \dot m_a L_u = \dot m_a \left(\frac{1+\alpha}{\alpha} L_t - L_c \right)_{\eta_0}^{MTG} \qquad L_t = c_p' (T_3 - T_4) = 585,19 \ kJ/kg$

$P_{uTG} = 69,68 \ MW$



$h_{HIS} \begin{cases} s_0 \\ 10 \ bar \end{cases} = 2842 \ kJ$

$h_H = h_0 - \eta_{\theta AP} (h_0 - h_{HIS}) = 2931,20 \ kJ/kg$

$h_{KIS} \begin{cases} s_H \\ 0,06 \ bar \end{cases} = 2125 \ kJ/kg$.

$h_L = h_H - \eta_{\theta BP} (h_H - h_{KIS}) = 2254,48 \ kJ/kg$

$P_{uTV} = \eta_{\theta TV} \left(\dot m_{AP} (h_0 - h_{rc}) + (\dot m_{AP} - \dot m_u)(h_H - h_K) \right) = 63,31 \ MW$

$\eta_g = \dfrac{P_{uTG} + P_{uTV}}{\eta_b \dot m_b H_i - \dot Q_u} \qquad \eta_g = \eta_b \left(\dfrac{P_u}{\dot Q_1 - \dot Q_u} \right)$

$\eta_{bGVR} = 0,9$ CONVENZIONALE

$L_c = c_p T_1 \left(\beta_c^{\frac{R}{c_p} \cdot \frac{1}{\eta_{yc}}} - 1 \right) = 1008 \cdot 288 \left(15,5^{\frac{287}{1008} \cdot \frac{1}{0,87}} - 1 \right) = 421,58 \frac{kJ}{kg}$

$\alpha = \frac{\dot{m}_b H_i}{c_p'(T_3 - T_2)} - 1 \cong 48,92 \qquad T_2 = T_1 + \frac{L_c}{c_p} = 288 + \frac{421,58 \cdot 10^3}{1008} = 706,23 \, K$

$P_{tg} = \eta_o G \left(\frac{1+\alpha}{\alpha} L_t - L_c \right) = 0,96 \cdot 280 \left(\frac{1+48,92}{48,92} \cdot 758,32 - 421,58 \right) = 94,68 \, MW$

$T_4 = T_3 - \frac{L_t}{c_p'} = 1475 - \frac{758,32 \cdot 10^3}{1168} = 825,75 \, K$

$T_0 = T_4 - \Delta T_{AP} = 825,75 - 53 = 772,75 \, K \approx 773 \, K - 273 = 500 \, °C$

$0 \begin{cases} p_0 = 70 \text{ bar} \\ T_0 = 500 \, °C \end{cases} \quad h_0 = 3412 \frac{kJ}{kg} \qquad K_{is} \begin{cases} S_0 \\ p_K = 0,06 \text{ bar} \end{cases} \quad h_{Kis} = 2093 \frac{kJ}{kg}$

$K \to h_K = h_0 - \eta_\theta (h_0 - h_{Kis}) = 2511 \frac{kJ}{kg} \qquad K \begin{cases} h_K \\ p_K = 0,06 \text{ bar} \end{cases}$

$G_{gc} \cdot c_p' \Delta T = G_v \cdot \Delta h \qquad L \begin{cases} p_K = 0,06 \text{ bar} \\ \text{c.l.i} \end{cases} \quad h_L = 151,50 \frac{kJ}{kg}$

$\frac{1+\alpha}{\alpha} \cdot G c_p' (T_4 - T_6) = G_v (h_0 - h_M) \qquad M \begin{cases} p_M = 70 \text{ bar} = p_0 \\ \text{c.l.i} \end{cases} \quad h_M = 1267,4 \frac{kJ}{kg} \quad T_M = 285,79 \, °C$

$T_6 = T_M + \Delta T_{pp} = 285,79 + 273 + 12 = 570,79 \, K$

$N \begin{cases} p_M = 70 \text{ bar} \\ \text{c.l.s.} \end{cases} \quad h_N = 2773,5 \frac{kJ}{kg}$

$G_v = \frac{1+48,92}{48,92} \cdot \frac{280 \cdot 1168 (825,75 - 570,79)}{(4065 - 1267,4) \cdot 10^3} = 30,41 \frac{kg}{s}$

$P_v = G_v (h_0 - h_K) = 30,41 \cdot (4065 - 2511) = 47,26 \, MW$

$P_{TOT} = P_{TG} + P_v = 94,68 + 47,26 = 141,94 \, MW$

$\eta_g = \frac{P_{TOT}}{\dot{m}_b H_i}$

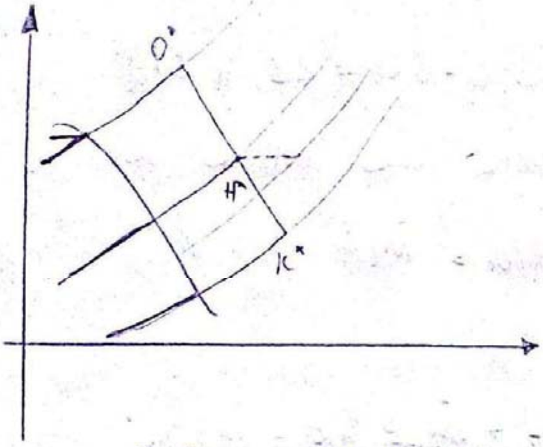
$\dot{m}_b \to \frac{\dot{m}}{\alpha}$

NON SERVE

$\dot{Q}_1 = G_v (h_0 - h_L) = 30,41 \cdot (4065 - 152) = 119 \, MW$

$\eta_g = \frac{141,94}{\frac{280}{48,92} \cdot 46,214} = 0,54$

$$P_u' = 0{,}9\,P_u^* = \eta_0^* \left[\dot m_{AP}^* \left(h_0^* - h_H^* \right) + \dot m_{BP} \left(h_H - h_K \right) \right]$$



TURBINA AP:

Suppongo di avere turbine multistadio per cui in progetto lavora in condizioni critiche. Poiché le condizioni di monte sono rimaste invariate si ha

$$\dot m'_{AP} = \dot m^*_{AP}$$

$$\frac{\dot m_{AP}\sqrt{p_0 v_0}}{p_0} = \frac{\dot m^*_{AP}\sqrt{p_0^* v_0^*}}{p_0^*}$$

$$\Rightarrow \dot m_{AP} = \frac{\dot m^*_{AP}}{p_0^*}\, p_0 = \dot m^*_{AP}$$

TURBINA BP. (anche qui in p. critica)

Suppongo che rimanga critico anche in fuori progetto

$$\frac{\dot m_{BP}\sqrt{p_H v_H}}{p_H} = \frac{\dot m^*_{BP}\sqrt{p_H^* v_H^*}}{p_H^*} \qquad p_H v_H = \text{cost} \quad \text{STO LAMINANDO}$$

$$\dot m_{BP} = \dot m^*_{BP}\,\frac{p_H}{p_H^*} \qquad \underbrace{\frac{0{,}9\,P_u^*}{\eta_0} - \dot m^*_{AP}\left(h_0' - h_H^*\right)}_{X} = \dot m^*_{BP}\,\frac{p_H}{p_H^*}\left(h_H^* - h_K\right)$$

p_H [bar]	$h_{K,is}$ [kJ/kg]	h_K [kJ/kg]	X [MW]
5	2247	2344	10,8,15
7	2200	2304	16,15
9	2165	2274	21,74
8	2182	2289	18,89

$X = 19{,}46$ MW

$$h_K \approx h_H^* - \eta^*_{\theta BP}\left(h_H' - h_{K,is}\right)$$

$$\frac{p_H - 9}{-1} = \frac{19{,}46 - 21{,}74}{18{,}89 - 21{,}74}$$

$h_{K,is} = 2178{,}6$ kJ/kg

$p_H = 8{,}2$ bar

$h_K = 2286$ kJ/kg

$$\dot m_{LP} = \dot m^*_{LP}\,\frac{p_H}{p_H^*} = 130 \cdot \frac{8{,}2}{10} = 106{,}6 \text{ kg/s}$$

$$\dot m'_u = \dot m_{HP} - \dot m_{LP} = 103{,}4 \text{ kg/s}$$

ES. 2

$n = 600$ giri/min $\quad Q = 15,6\ m^3/s \quad \beta_1 = 90° \quad C_2$ assiale $= C_{2a}$

$\varphi = 0,95 \quad \psi = 0,9 \quad \xi_1 = \xi_2 = 0,95$

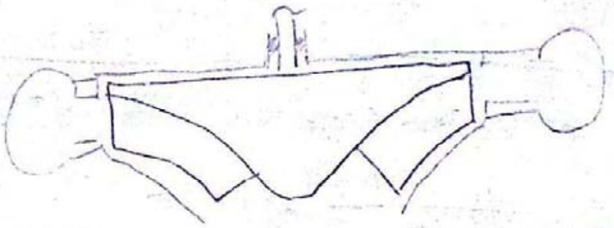
DIFF. RECUPERO 80% EN. CIN.

$\Delta p_g = ? \quad \Delta z = 0,65$ 1-2

$H_u,\ \eta_y\ P_u? \quad \eta_m = 0,97$

$B = 137$ mm $\quad D_1 = 2$ m

$D_2 = 0,84$ m $\quad l_2 = 0,458$ m



$$Q = \xi_1 \pi D_1 B c_1 \sin\alpha_1 = \xi_2 \pi D_2 l_2 c_2 \qquad \alpha_2 = 90°$$

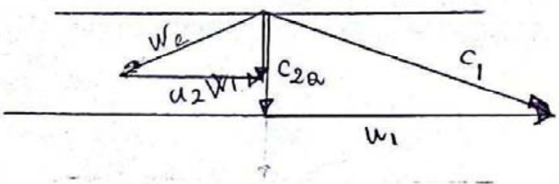
$$c_2 = \frac{Q}{\xi_2 \pi D_2 l_2} = \frac{15,6}{0,95\pi \cdot 0,84 \cdot 0,458} = 13,59\ m/s$$

$$c_{a1} = \frac{Q}{\xi_1 \pi D_1 B} = 19,08\ \frac{m}{s} = w_1 \qquad \beta_1 = 90°$$

$$u_1 = \frac{\pi n D_1}{60} = 20\pi\ \frac{m}{s} = 62,83\ \frac{m}{s}$$

$$\Rightarrow c_1 = \sqrt{w_1^2 + u_1^2} = \sqrt{19,08^2 + 62,83^2} = 65,66\ \frac{m}{s}$$

$$\alpha_1 = \arctan\left(\frac{w_1}{u}\right) = 16,89°$$



$$u_2 = \frac{\pi n D_2}{60} = 26,39\ \frac{m}{s}$$

$$w_2 = \sqrt{c_2^2 + u_2^2} = 29,68\ \frac{m}{s}$$

$$\beta_2 = 180 + \arctan\left(\frac{c_2}{-u}\right) = 152,75°$$

$$L_i + L_w = \frac{p_1 - p_2}{\rho} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + g\Delta z \Rightarrow L_w = L_{wg}$$

$$L_i = u_1 c_{u1} - \cancel{u_2 c_{u2}} = 3947,47\ J/kg$$

$$L_{wd} = \frac{c_1^2}{2}\left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right) = 232,88\ \frac{J}{kg}$$

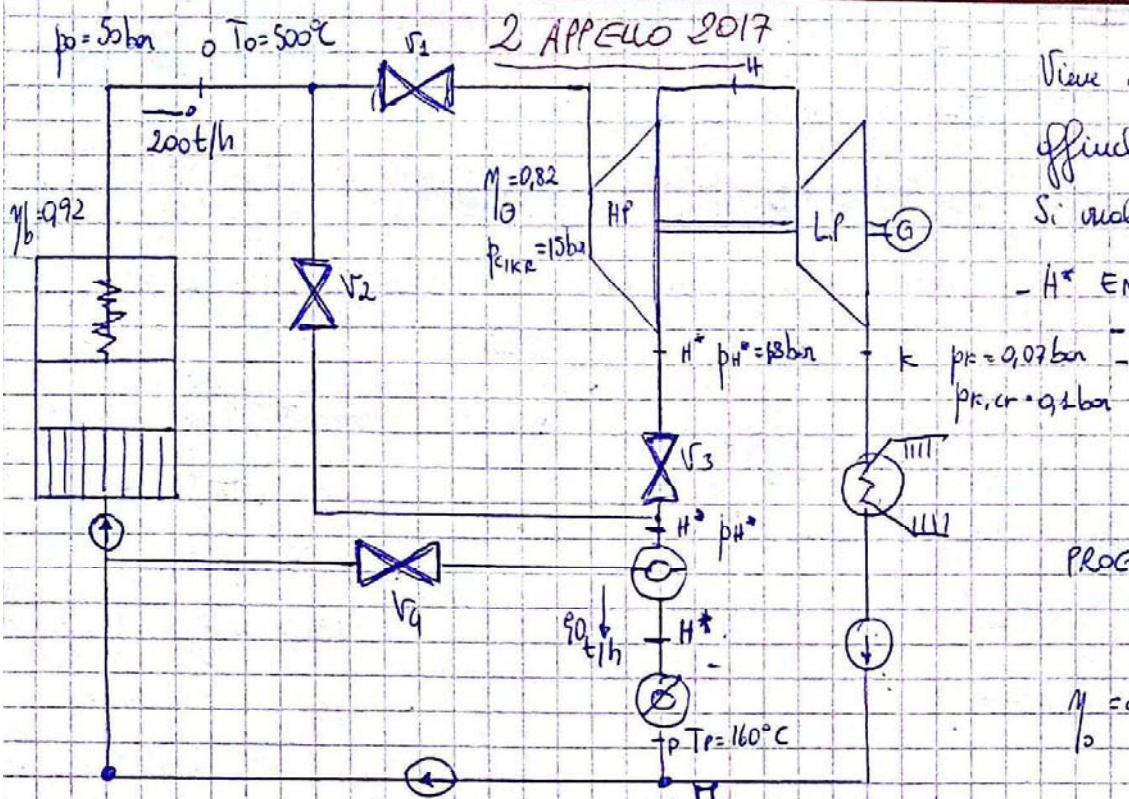
$$L_{wg} = \frac{w_2^2}{2}\left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right) = 103,32\ J/kg$$

$$\Delta p = \rho\left(L_i + L_w - \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} - g\Delta z\right) = 1,981\ bar$$

$$P_u = \eta_m \eta_v \eta_y \gamma Q H_u = \eta_m \cdot G L_i = 59,73\ MW$$

$$\eta_y = \frac{L_i}{L_i + L_w} \qquad L_w = L_{wg} + L_{wd} + L_{wdiff}.$$

2 APPELLO 2017



Viene regolata la V_3 affinché $p_H' = 12$ bar.

Si vuole tenere costante

- H^* ENTRANTE all'utenza.
- $G_u = 90$ t/h
- T 160°C uscenti.

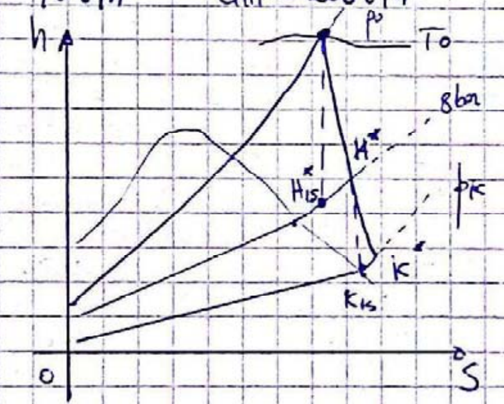
$\eta_g = ?$ $Q_2 = ?$ $G_{V2} = ?$

PROGETTO $V_2 - V_4$ CHIUSE

$V_1 - V_3$ APERTE.

$\eta_o = 0{,}96$.

$G_u^* = 90$ t/h $\quad G_{HP}^* = 200$ t/h $\quad G_{LP}^* = G_{HP}^* - G_u^* = 110$ t/h.



HP) $p_H^* = 8$ bar $< p_{K,cr} = 15$ bar $\rightarrow$ CRITICA IN PROGETTO

LP) $p_K^* = 0{,}07$ bar $< p_{K,cr} = 0{,}1$ bar CRITICA IN PROGETTO

$\overset{*}{0}\begin{cases} p_0 = 50 \text{ bar} & h_0^* = 3433 \text{ kJ/kg} \\ T_0 = 500°C \end{cases}$ $\quad H_{1S}^*\begin{cases} S_0 \\ p_H^* = 8 \text{ bar} \end{cases}$ $h_{H1S} = \cancel{2476}$ 2818 kJ/kg $\quad h_H^* = h_0^* - \eta_{\theta HP}^*(h_0^* - h_{H1S}^*)$

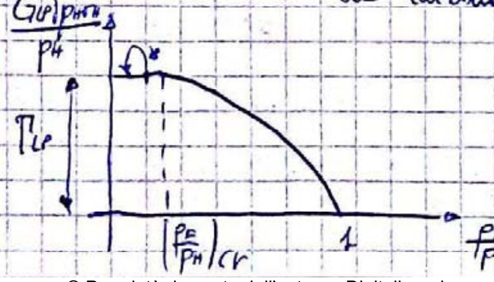
$= \cancel{2468}$ 2928,7 kJ/kg

$H^*\begin{cases} h_H^* = 2928{,}7 \text{ kJ/kg} & v_H^* = 0{,}2875 \text{ m}^3/\text{kg} \\ p_H^* = 8 \text{ bar} \end{cases}$

$p_H' = 12$ bar. HP) FUORI PROGETTO se $p_0^* = \text{cost} \rightarrow p_H' < p_{K,CR}$ RESTA CRITICA

LP) F.P. $\left(\dfrac{p_K}{p_H^*}\right)_{CR} = \dfrac{0{,}1}{8} = 0{,}0125 \qquad p_K = \text{cost} \rightarrow \left(\dfrac{p_K}{p_H'}\right) = 0{,}008\overline{3}$

La turbina di LP resta ancora critica!!



$$\frac{G_{LP}^*\sqrt{p_H^* v_H^*}}{p_H^*} = \frac{G_{LP}\sqrt{p_H v_H}}{p_H} = \Gamma_{LP}^*$$

NODO (π) .

DESURRISCALDATORE.

EQ. GENERATORE

$$\begin{cases} G_{LP}\, h_L + G_u^* \, h_{HL} = (G_{LP} + G_u^*)\, h_\pi \\ G_{v3}\, h_{H'} + G_{v2}\, h_o^* + G_{v4}\, h_\pi = G_u^*\, h_H^* \\ G_{v3} = G_{HP}^* - G_{LP} \\ G_{LP} + G_u^* - G_{vu} = G_{HP}^* + G_{v2} \end{cases}$$

$H'_{is} \begin{cases} S_o^* \\ p_{H'} = 12 \text{ bar} \end{cases}$ $\quad h_{H'} \cong h_o^* - \eta^*_{\theta_{HP}} (h_o^* - h_{H'is})$ $\quad h_{H'_s} = 3015 \text{ kJ/kg}$ $\quad H' \begin{cases} h_{H'} = 3090 \text{ kJ/kg} \\ v_{H'} = 0{,}223 \text{ m}^3/\text{kg} \end{cases}$

$h_{HL} \begin{cases} \text{PR. } i \\ T_{HL} = 160°C \end{cases}$ $\quad h_{HL} = 675{,}2 \text{ kJ/kg}$ $\quad h_L \begin{cases} \text{c. l. i.} \\ p_K = 0{,}07 \text{ bar} \end{cases}$ $\quad h_L = 163{,}38 \text{ kJ/kg}$

$K'_{is} = \begin{cases} S_{H'} \\ p_K = 0{,}07 \text{ bar} \end{cases}$ $\quad h_{K'is} = 2522 \text{ kJ/kg}$

$$h_{K'} \cong h_{H'} - \eta^*_{\theta_{BP}} (h_{H'} - h_{K'is}) = 2602 \text{ kJ/kg}$$

$$G_{LP} = G_{LP}^* \sqrt{\frac{v_H^*}{p_H^*} \frac{p_H}{v_H}} = 152{,}3 \text{ t/h}$$

$$h_\pi = \frac{G_{LP}\, h_L + G_u^*\, h_{HL}}{(G_{LP} + G_u^*)} = 353{,}49 \text{ kJ/kg}$$

$$G_{vu} = G_{LP} + G_u^* - G_{HP}^* - G_{v2}$$

$$(G_{HP}^* - G_{LP})\, h_{H'} + G_{v2}\, h_o^* + (G_{LP} + G_u^* - G_{HP}^*)\, h_\pi - G_{v2}\, h_\pi - G_u^*\, h_u^* = 0$$

$G_{v2} = 32{,}9 \text{ t/h}$

$G_{vu} = 9{,}4 \text{ t/h}$

$P_u = \eta_o \left[G_{HP}^* (h_o^* - h_{H'}) + G_{LP} (h_{H'} - h_{K'}) \right] = 38{,}11 \text{ MW}$

$Q_2 = G_{LP} (h_{K'} - h_L) = 103{,}16 \text{ MW}$

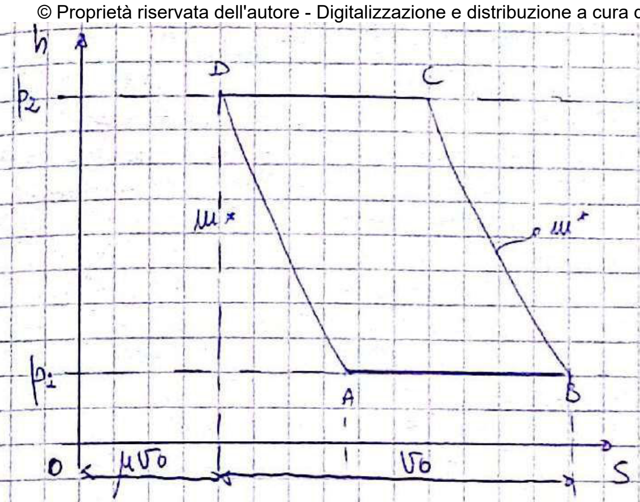
$Q_1 = (G_{LP} + G_u^* - G_{vu})\, h_\pi\, (h_o - h_\pi) = 199{,}2 \text{ MW}$

$Q_u = G_u^* (h_H^* - h_{HL}) = 56{,}34 \text{ MW}$

$$\eta_g = \eta_b \frac{P_u}{Q_1 - Q_u} = 0{,}25$$

$h_{HL} \begin{cases} \text{c. l. i.} \\ T_{HL} = 160°C \end{cases}$

SONO ENTRATO CON T_{HL} poiché era dato NOTO. Infatti nel grafico ho supposto che il DESURRISCALDATORE NON AVESSE un crollo di pressione mentre l'utente sì.



$V_B = (1+\mu)V_0 = 1{,}15 V_0$

$V_A = \mu V_0 \beta_i^{1/m'^*} = 0{,}00027\ m^3$

$\lambda_v^* = 0{,}765$

$G^* = \lambda_v^* \frac{p_2^*}{RT_2} V_0 \cdot n^* = 0{,}0417\ \frac{kg}{s}$

$\Delta p = 0{,}6 = k G^2 \Rightarrow$

$k_F = \frac{\Delta p}{G^2} = 345{,}72\ \frac{bar}{\left(\frac{kg}{s}\right)^2}$

I REGOLAZIONE.

$$\frac{G'}{G^*} = \frac{\lambda_v'}{\lambda_v}\frac{\cancel{p_1'}}{\cancel{p_1^*}}\frac{\cancel{V_0}}{\cancel{V_0}}\frac{n}{n^*} = \frac{2}{3}\frac{\lambda_v'}{\lambda_v} = \frac{2}{3}\frac{\cancel{V_0}(V_B^*-V_A'^*)}{\cancel{V_0}(V_B^*-V_A^*)}$$

V_B non cambia se non cambia la pressione di monte. $V_A = \mu V_0 \beta^{1/m'^*}$

$$G' = \frac{2}{3} G^* \frac{1}{(V_B^*-V_A^*)}\left(V_B^* - \mu V_0 \beta^{1/m'^*}\right)$$

$$\Delta p = p_2 - p_3 = k_G G'^2 \Rightarrow G' = \sqrt{(p_2'-p_3)k_G^{-1}}$$

$\beta = p_2'$ essendo $p_1 = 1$

$$\sqrt{(p_2'-p_3)k_G^{-1}} = \underbrace{\frac{2}{3} G^* \frac{1}{(V_B^*-V_A^*)}}_{\lambda}\left(V_B^* - \mu V_0 \beta^{1/m^*}\right)$$

$$(p_2'-p_3)k_G^{-1} = \lambda^2 V_B^2 + \lambda^2 \mu^2 V_0^2 p_2'^{2/m^*} - 2\mu V_B^* V_0 \lambda p_2'^{1/m^*}$$

RISOLUZIONE PER VIA NUMERICA.

$$\sqrt{(p_2'-2)(345{,}72)^{-1}} - \frac{2}{3}\cdot\frac{0{,}0417}{(1{,}15\cdot 0{,}0009-0{,}00027)}\cdot\left(0{,}0009\cdot 1{,}5 - 0{,}15\cdot 0{,}0009\, p_2'^{1/1{,}38}\right) = 0$$

~~p_2'~~	
~~2,6~~	~~207,43~~
~~2,5~~	~~172,8~~
~~2,8~~	~~103,7~~

~~p_2'~~	
~~2,6~~	[illegible]

p_2'	
2,6	0,0138
2,4	0,0565
2,3	0,0008
2,285	0,000028

$p_2' = 2{,}285$ bar

$$G = \sqrt{\frac{(p_2'-p_3)}{k_G}} = 0{,}0287\ \frac{kg}{s}$$

$$L_{is}^* = c_p T_1\left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) = 90{,}811\ \frac{kJ}{kg}$$

$$L_C' = \frac{m^*}{m^*-1} p_B V_B \left(\beta'^{\frac{m^*-1}{m^*}} - 1\right) - \frac{m^{*\prime}}{m^{*\prime}-1} p_A V_A' \left(\beta'^{\frac{m^*-1}{m^*}} - 1\right) = 72{,}6\ \cancel{\frac{kJ}{kg}}\ J/ciclo.$$