

Esame di Macchine e Sistemi Energetici – 14/04/2015

Allievo/a: _____ Matricola: _____

Firma: _____ # 13,00

Orale: 20/04/15 ☐ prossimo appello ☐

Traccia

Una galleria del vento è progettata per eseguire test su profili alari a Mach 1,74. Considerando una temperatura nel serbatoio a monte pari a 479,63 K, una pressione nella sezione di test pari a 0,81 bar ed un diametro della sezione di gola di 20,68 cm, calcolare la pressione richiesta nel serbatoio a monte e la portata massica elaborata.

Il serbatoio è servito da un impianto di compressione costituito da un compressore centrifugo monostadio con pale radiali e da uno scambiatore di calore, per la refrigerazione o il riscaldamento del fluido prima dell'immissione nel serbatoio. Per il compressore, calcolare la velocità periferica all'apice del rotore (u), il diametro e la velocità di rotazione del rotore, la potenza meccanica richiesta e la potenza termica da smaltire o da fornire nello scambiatore.

Rappresentare uno schema dell'impianto, evidenziando qualitativamente la posizione della sezione di test.

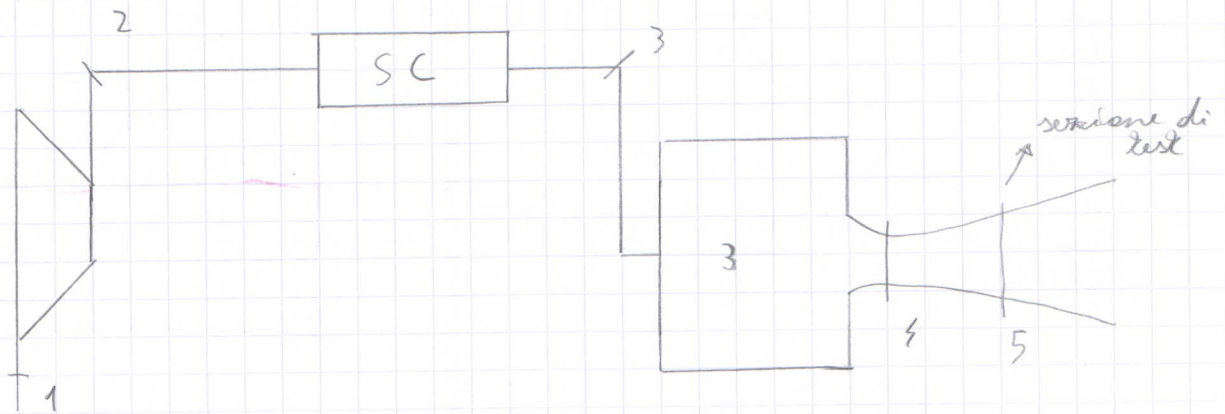
Ipotesi e dati ulteriori

- Comportamento da gas perfetto dell'aria
- Portata massica elaborata dal compressore uguale a quella richiesta nella galleria del vento
- Temperatura a valle dello scambiatore coincidente con quella del serbatoio
- Pressione all'aspirazione del compressore pari a 1 bar
- Temperatura all'aspirazione del compressore pari a 310,99 K
- Grado di reazione del compressore pari a 0,4
- Rendimento adiabatico di compressione pari a 0,86
- Rapporto tra la larghezza della sezione di uscita del rotore (b) ed il diametro del rotore (D) pari 0,05
- Fattore di scorrimento del compressore pari a 0,95
- Velocità del fluido nella sezione di mandata uguale a quella della sezione di aspirazione del compressore e pari a 33,02 m/s
- Si trascurino le perdite meccaniche tra il compressore e l'impianto motore che lo aziona

Risultati numerici

Variabile	Valore
Pressione nel serbatoio a monte [bar]	4,25 ✓
Portata massica [kg/s]	26,4 ✓
Velocità periferica all'apice del rotore [m/s]	431 ✓
Diametro del rotore [m]	0,7 ✓
Velocità di rotazione del rotore [giro/min]	11770
Potenza del compressore [MW]	4,90 ✓
Potenza termica smaltita nello scambiatore [MW]	4,90 ✓

Formule utilizzate ed eventuali commenti (continuare sul retro del foglio):

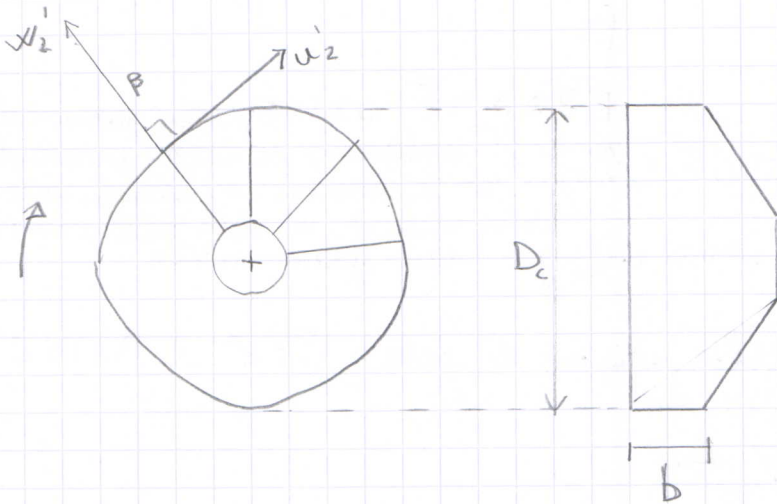


Dati: $M_5 = 1,74$

$T_3 = 479,63 \text{ K} = 206,63^\circ \text{C}$

$p_5 = 0,81 \text{ bar}$

$D_5 = 20,68 \text{ cm} = 0,2068 \text{ m}$



Dati compressore

- Radiale ($\beta = 90^\circ$)
- Monostadio
- $T_1 = 310,99 \text{ K}$
 $= 37,99^\circ \text{C}$
- $p_1 = 1 \text{ bar}$
- $R = 0,4$
- $\eta_{ad} = 0,86$

$b/D = 0,05$

$\sigma = 0,95$

$C_2 = C_a = 33,02 \text{ m/s}$

SERBATOIO 3

$K_3 = c_p T_3 = 1,034 \cdot 479,63 = 495,94 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$

$R_{oru} = \frac{\tilde{R}}{M_{m,oru}} = \frac{8,31 \cdot 10^3}{2 \cdot 9 \cdot 10^{-3}} = 286,55 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$

$C_p = R_{oru} \cdot \frac{K}{K-1} = 1002,9 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} = 1,0029 \frac{\text{KJ}}{\text{kg K}} \approx 1005,5 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$

$a_3 = \sqrt{KRT_3} = 338,65 \text{ m/s}$

(questa non varia di molto lungo il condotto)

La T_3 è la nostra temperatura di restagno pertanto:

$$\frac{T_3}{T_5} = 1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_5^2 \Rightarrow T_5 = 298,44 \text{ K}$$

$$h_5 = c_{p5} T_5 = 299,46 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

\downarrow
1,0033

$$\frac{P_3}{P_5} = \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_5^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \Rightarrow P_3 = 4,25 \text{ bar} = P_2$$

$$a_5 = \sqrt{\kappa R T_5} = 346,19 \text{ m/s}$$

$$M_5 = \frac{c_5}{a_5} \Rightarrow c_5 = 602,37 \text{ m/s}$$

$$P_5 V_5 = R T_5 \rightarrow P_5 \frac{1}{\rho_5} = R T_5 \rightarrow \rho_5 = 0,962 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

\uparrow 81000

$$\dot{m} = \rho_5 A_5 c_5 = \dots$$

ERRORE GRAVE: Non posso calcolare \dot{m} dalle condizioni a valle, perché lì il regime è supersonico \rightarrow bloccaggio della portata: posso calcolare solo dalle condizioni a monte e nella sezione critica.

- Suppongo $M_5 = 1$ nella sezione di gola SEZ. CRITICA

~~$$\frac{dA}{A} = \frac{(M^2 - 1) dc}{c}$$~~

$$T^* = T_5 \rightarrow \frac{T_0}{T^*} = 1,2 \rightarrow T^* = 399,69 \text{ K} = T_5$$

$$P^* = P_5 \rightarrow \frac{P_0}{P^*} = \frac{P_3}{P_5} = 1,89 \rightarrow P_5 = 2,25 \text{ bar}$$

$$\rho_5 = \frac{P_5}{R T_5} = 1,965 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

~~$$h_5 = c_{p5} T_5 = 407,44 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$~~

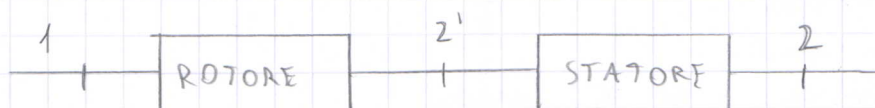
\downarrow
1,0194

14/04/15

$$(3) \quad M_1 = 1 = \frac{C}{a} \rightarrow C = a = \sqrt{KRT} = \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 399,67} = 400,4 \text{ m/s}$$

$$\dot{m} = \rho_1 A_1 C_1 = 1,965 \cdot \frac{\pi \cdot 0,2068^2}{4} \cdot 400,4 = 26,4$$

COMPR. Siccome il compressore ha grado di reazione diverso da 0, dobbiamo considerare le due fasi, nel ROTORE e nello STATORE separate:



Calcolo la T_{2s} :

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \beta_c^{\frac{K-1}{K}} = \left(\frac{4,25}{1} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \Rightarrow T_{2s} = 470,2 \text{ K}$$

Permette $\eta_{ad} = 0,86$ calcolo la T_2 reale:

$$\eta_{ad} = \frac{c_p (T_{2s} - T_1)}{c_p (T_2 - T_1)} \rightarrow T_2 = 496,12 \text{ K}$$

$$P_c = \dot{m} c_p (T_2 - T_1) = 26,4 \cdot 1004,5 \cdot (496,12 - 310,99) = 5,91 \text{ MW}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_3 - T_2) = 437,3 \text{ kW} = 0,437 \text{ MW}$$

Calcolo il lavoro specifico del compressore:

$$l_c = c_p (T_2 - T_1) = 185,96 \text{ kJ/kg} \approx 186 \text{ kJ/kg}$$

Del grado di reazione so:

$$R = \frac{h_2' - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{h_2' - h_1}{c_p (T_2 - T_1)} \Rightarrow h_2' - h_1 = 74,385 \text{ kJ/kg}$$

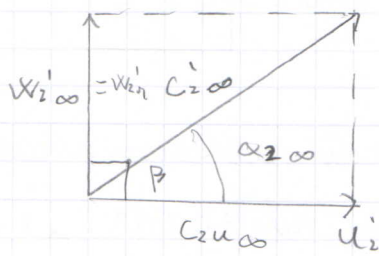
Nel rotore il lavoro fornito aumenta in parte l'entropia e in parte l'energia cinetica. (Se $R=0$ solo energia cinetica)

$$l_c = h_2' - h_1 + \frac{C_2'^2 - C_1^2}{2} \rightarrow C_2' = \sqrt{C_1^2 + [l_c - (h_2' - h_1)] \cdot 2}$$

$$C_{2\infty}' = \sqrt{33,02^2 + (186 - 74,385) \cdot 10^3 \cdot 2} = 473,62 \text{ m/s} \quad (4)$$

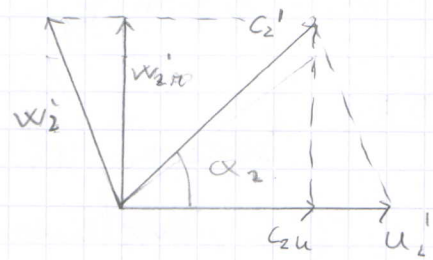
Non è quella reale perché c'è ϕ

(1)



EFFETTI
SCORRIMENTO

(2)



$C_{2u} = 0 \quad C_{2u\infty}$ ma non abbiamo $C_{2u\infty}$ (disegno sinistru) però

$$l_c = u_1 c_1 \cos \alpha_1 - u_2 c_{2\infty}' \cos \alpha_2$$

qui ci viene in aiuto il fatto che il compressore è radiale, quindi:

$$c_{2\infty}' \cos \alpha_2 = c_{2u\infty}' = u_2'$$

$$l_c = 186 \cdot 10^3 = |u_2'|^2 \rightarrow u_2' = 431,3 \text{ m/s} = c_{2u\infty}$$

$$c_{2u} = 0 \cdot c_{2u\infty} = 409,7 \text{ m/s}$$

Siccome la componente radiale (per la conservazione della portata) rimane invariata, lo calcolo del caso (1)

$$\sqrt{w_{2\infty}'^2 + u_2'^2} = c_{2\infty}' \rightarrow w_{2\infty}' = \sqrt{473,62^2 - 431,3^2} = 195,7 \text{ m/s}$$

Per calcolare la portata ho bisogno della densità. Bilancio nel rotore:

$$l_c = c_p (T_2' - T_1) + \frac{c_2'^2 - c_1^2}{2} \quad \text{o anche} \quad (h_2' - h_1) = c_p (T_2' - T_1)$$

$$T_2' = 385 \text{ K} \quad (\text{temperatura all'uscita del rotore})$$

Calcoliamo la p_2' raggiunta all'uscita del rotore. Serve m

$$\frac{T_2}{T_1} = \beta_c^{\frac{m-1}{m}} \rightarrow m = 1,4767 \rightarrow \frac{T_2'}{T_1} = \beta'^{\frac{m-1}{m}} \rightarrow \beta' = 1,94 \quad \beta' p_1 = p_2'$$

$$\rho_2' = \frac{p_2'}{R T_2'} = 1,956 \text{ kg/m}^3 \rightarrow \dot{m} = \rho_2' Q_2' \rightarrow Q_2' = \frac{26,4}{1,956} = 15,03 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_2' = \pi D b w_{2\infty}' = \pi D \cdot D \cdot 0,05 w_{2\infty}' \Rightarrow D = 0,7 \text{ m} \rightarrow n = \frac{60 u_2'}{D \pi} = 11770 \text{ rpm}$$

Esame di "Sistemi Energetici" e "Macchine e Sistemi Energetici" – 22/9/2009

Allievo/a: _____ Matricola: _____

e-mail (facoltativa): _____ 1

Orale: 25/9/09 ☐ 29/7/09 ☐ altra data ☐

Traccia

Un impianto a gas è collegato ad un alternatore per la generazione di energia elettrica. Il compressore aspira una portata di **210** [kg/s] di aria ambiente alla pressione di **.9** [bar] ed alla temperatura di **310** [K], la temperatura di mandata è di **600** [K]. L'analisi dei gas di scarico rileva un rapporto di miscela di **60**. La configurazione dell'impianto presenta uno spillamento di aria a valle del compressore, la frazione spillata è pari a **0.079** della portata d'aria aspirata. L'aria spillata è immessa immediatamente a monte del primo stadio della turbina, mescolandosi con i gas combusti provenienti dalla camera di combustione, in cui si brucia metano ($H_i=44000$ [kJ/kg]).

Si calcoli la potenza erogata dall'impianto, il rendimento globale, il consumo di combustibile, la temperatura di ingresso in turbina ed il rapporto di compressione. Si assumano i rendimenti politropici di compressione ed espansione uguali e pari a **0.858**, il rendimento di combustione pari a **0.96** ed un rendimento meccanico di **0.905**. L'impianto brucia metano

Si rappresenti lo schema d'impianto complessivo e si ponga particolare attenzione ai flussi di aria. Si tracci qualitativamente il ciclo termodinamico di riferimento per l'IMT.

Trascrivere i risultati numerici nella seguente tabella:

Variabile	Valore
Potenza utile [MW]	40.93
Consumo di combustibile [kg/s]	3.5
Rendimento globale	0.265
Temperatura ingresso turbina [K]	1286
Rapporto di compressione	7.26

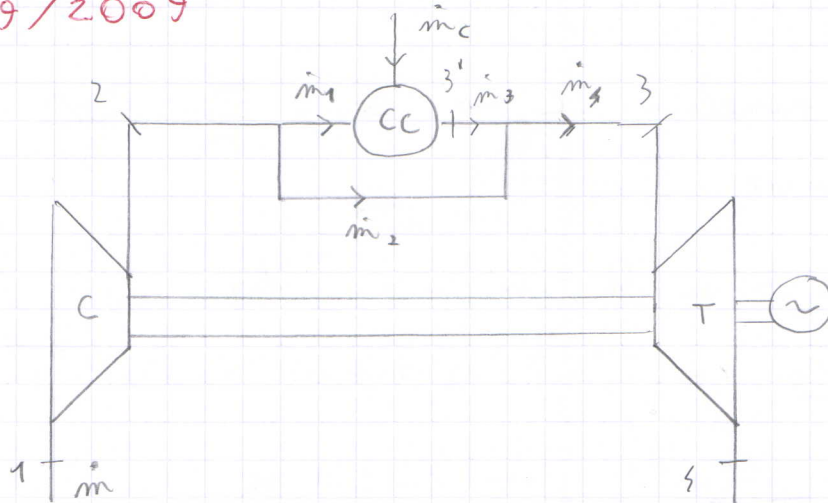
Riportare le formule utilizzate ed eventuali commenti, utilizzando il retro del foglio ed altri fogli se necessario (indicare i propri dati ed il numero progressivo dell'esercizio su tutti i fogli).

$$\eta_{Hi, mix} = \frac{(\dot{m}_1 + \dot{m}_c) h_3 - (\dot{m}_1 + \dot{m}_c) h_2}{\dot{m}_c h_3} = \frac{(\dot{m}_1 + \dot{m}_c) c_p (T_3 - T_2)}{\dot{m}_c h_3} = (Q_1 + 1) \cdot c_p (T_3 - T_2)$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_c h_3$$

22/9/2009

1



$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_c$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m} + \dot{m}_c$$

COMPRESSOR: $T_1 = 310 \text{ K}$ $p_1 = 0,9 \text{ bar}$ $T_2 = 600 \text{ K}$ $\eta_{\text{pol},c} = \eta_{\text{pol},T} = 0,858$
 $\eta_b = 0,96$ $\eta_m = 0,905$

FLUIDO ELABORATO: $\dot{m} = 210 \text{ kg/s}$ $\dot{m}_2 = 0,079 \cdot \dot{m} = 16,59 \text{ kg/s}$

ARIA * $\dot{m}_1 = \dot{m} - \dot{m}_2 = 193,41 \text{ kg/s}$ $\alpha_s = 60$

Metano $H_i = 44.000 \text{ kJ/kg}$

$$\alpha_s = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_c} \rightarrow \dot{m}_c = \frac{210}{60} = 3,5 \text{ kg/s}$$

Quindi conosco anche \dot{m}_3

$$\dot{m}_4 = 210 + 3,5 = 213,5 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_3 = 193,41 + 3,5 = 196,91 \text{ kg/s}$$

Bilancio su CC: METODO LENTO

$$\dot{m}_1 h_2 + \dot{m}_c h_2 + \dot{Q}_b = \dot{m}_3 h_3' = (\dot{m}_1 + \dot{m}_c) h_3'$$

$$* \dot{m}_1 h_2 - \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_c h_2 + \eta \dot{m}_c H_i = \dot{m}_1 h_3' - \dot{m}_2 h_3' + \dot{m}_c h_3'$$

$$\dot{m}_1 h_2 - 0,079 \dot{m}_1 h_2 + \dot{m}_c h_2 + \eta \dot{m}_c H_i = \dot{m}_1 h_3' - 0,079 \dot{m}_1 h_3' + \dot{m}_c h_3'$$

$$\alpha \dot{m}_c h_2 - 0,079 \alpha \dot{m}_c h_2 + \dot{m}_c h_2 + \eta \dot{m}_c H_i = \alpha \dot{m}_c h_3' - 0,079 \alpha \dot{m}_c h_3' + \dot{m}_c h_3'$$

$$\alpha h_2 - 0,079 \alpha h_2 + h_2 + \eta H_i = \alpha h_3' - 0,079 \alpha h_3' + h_3'$$

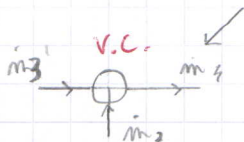
$$\eta H_i = \alpha c_p (T_3' - T_2) - 0,079 \alpha c_p (T_3' - T_2) + c_p (T_3' - T_2)$$

$$(T_3' - T_2) = \frac{\eta_b H_i}{\alpha c_p - 0,079 \alpha c_p + c_p} + T_2 \rightarrow T_3' = 1357 \text{ K}$$

Non è
esatto perché
questa è la
 T_3' non T_3

Le portate \dot{m}_3 poi si mescola con \dot{m}_2 :

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3' = \dot{m}_4 h_3 \rightarrow T_3 = \frac{16,59 \cdot c_p T_2 + 196,91 \cdot c_p T_3'}{c_p \cdot 213,5} = 1289 \text{ K}$$



METODO RAPIDO

Calcolo il rapporto di miscela in CC $\rightarrow \alpha_c = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_c} = \frac{193,41}{3,5} = 55,26$
 E poi faccio il bilancio

$$\dot{m}_1 h_2 + \dot{m}_c h_2 + \eta_b \dot{m}_c H_i = (\dot{m}_1 + \dot{m}_c) h_{3'}$$

$$\eta_b H_i = \frac{(\dot{m}_1 + \dot{m}_c)}{\dot{m}_c} c_p (T_{3'} - T_2) = (\alpha + 1) c_p (T_{3'} - T_2)$$

$$T_{3'} = T_2 + \frac{\eta_b H_i}{(\alpha + 1) \cdot c_p} = 1347 \text{ K}$$

T_3 poi si trova di nuovo col bilancio come prima.

Dal $\eta_{Rel,c}$ posso trovare l'esponente n della politropica:

$$\eta_{Rel,c} = \frac{k-1}{k} \cdot \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_c - 1} = 0,858 \rightarrow m_c = 1,499$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \beta_c^{\frac{m_c - 1}{m_c}} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{m_c - 1}{m_c}} \rightarrow \boxed{\beta_c = 7,27} \rightarrow P_2 = P_1 \beta_c = 6,54 \text{ bar}$$

$$P_2 = P_3$$

Ora sapendo che $\eta_{Rel,c} = \eta_{Rel,T}$ possiamo calcolare m_T :

$$0,858 = \frac{m_T - 1}{m_T} \cdot \frac{k}{k-1} \Rightarrow \frac{m_T - 1}{m_T} = 0,245 \rightarrow m_T = 1,325$$

~~Per~~ Siccome la turbina scarica nell'ambiente $\beta_c = \beta_T = \beta$

$$\frac{T_3}{T_4} = \beta^{\frac{m_T - 1}{m_T}} \rightarrow T_4 = 793 \text{ K}$$

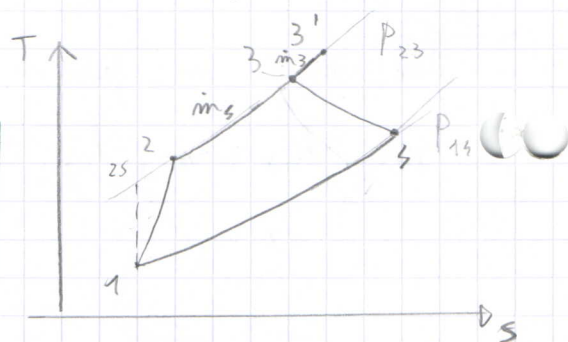
Ricorda che $\beta_c = \frac{P_2}{P_1}$ mentre

$\beta_T = \frac{P_3}{P_4}$ perche' la formula di scrivere

$$P_{IG} = \dot{m}_4 c_p (T_3 - T_4) - \dot{m}_1 c_p (T_2 - T_1) = 213,5 \cdot 1004,5 (1289 - 793) - 210 \cdot 1004,5 (600 - 310) = 55,1 \text{ MW}$$

$$P_u = P_{IG} \cdot \eta_m = \boxed{43,3 \text{ MW}}$$

$$\eta_g = \frac{P_u}{\dot{m}_c H_i} = \frac{43,3 \cdot 10^6}{3,5 \cdot 44 \cdot 10^6} = \boxed{0,281}$$



Esame di "Sistemi Energetici" e "Macchine e Sistemi Energetici" – 20/7/2009

Allievo/a: _____ Matricola: _____

e-mail (facoltativa): _____ # 1

Orale: 24/7/09 ☐ 29/7/09 ☐ altra data ☐

Traccia

Un impianto a gas è collegato ad un alternatore che eroga una potenza elettrica di **2100 [kW]**, in camera di combustione si brucia un combustibile liquido assimilabile ad un idrocarburo del tipo isottano (C_8H_{18}), con potere calorifico inferiore pari a **39500 [kJ/kg]**. Si vuole calcolare l'eventuale riduzione della portata oraria di anidride carbonica nell'ipotesi di conversione a metano ($CH_4 - H_{iCH_4} = 44500 [kJ/kg]$).

In entrambi i casi, il compressore aspira aria alla temperatura di **295 [K]** ed alla pressione di **.9 [bar]**, il rapporto di compressione è **6.1**. La combustione presenta un rendimento pari a **.955** e la temperatura di uscita dalla camera di combustione è di **1050 [K]**.

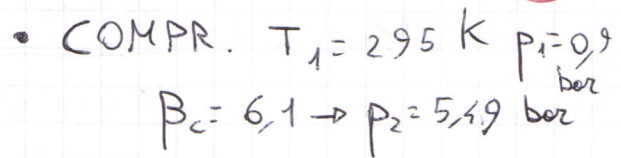
Si rappresenti lo schema di impianto ed il ciclo nel piano (T,s). Per ciascun combustibile, si calcolino i consumi orari di combustibile, le portate d'aria, i rapporti di miscela ed i rendimenti dell'impianto. Si assuma pari a **.9** il rendimento politropico per compressore e turbina.

Trascrivere i risultati numerici nella seguente tabella:

Variabile	Valore	
	C_8H_{18}	CH_4
Consumo di combustibile [kg/h]	639.5	568.9
Portata d'aria [kg/s]	12.4	12.3
Rapporto di miscela [/]	70.0	79.0
Rendimento globale	0.299	0.298
Portata di anidride carbonica [kg/h]	1976.1	1564.5

Riportare le formule utilizzate ed eventuali commenti, utilizzando il retro del foglio ed altri fogli se necessario (indicare i propri dati ed il numero progressivo dell'esercizio su tutti i fogli).

1


$$M_{w/C_8H_{18}} = 12.8 + 1.18 = 14 \text{ g/mol} \approx 14.2$$

$$M_w = 16$$

$$\eta_{\text{Red},c} = \eta_{\text{Red},T} = 0,9$$

$$T_2 = T_1 \beta^{\frac{m_c - 1}{m_c}} = 295 \cdot 6,1^{\frac{1,465 - 1}{1,465}} = 524 \text{ K}$$

Ora siccome $p_2 = p_3$ e $p_4 = p_1 \rightarrow \beta_c = \beta_T$ me mi serve m_T :

$$T_1 = \frac{T_3}{\beta^{\frac{m_r - 1}{m_r}}} = 660 \text{ K}$$

BILANCIO CC $m_a + m_c$

BILANCIO POTENZA ($\eta_m = 1 \rightarrow P_u = P_i$)

$$P_u = P_i = -P_c + P_T$$

$$P_u = \dot{m} C_p (T_3 - T_4) - \dot{m}_a C_p (T_2 - T_1)$$

$$P_u = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) c_p (T_3 - T_4) - //$$

$$P_u = (\alpha \dot{m}_c + \dot{m}_c) C_p (T_3 - T_4) - \alpha \dot{m}_c C_p (T_2 - T_1)$$

$$\textcircled{A} \quad R_{C_8H_{12}} = \frac{\tilde{R}}{M_{w,C_8H_{18}}} = \frac{8,313}{114,2 \cdot 10^{-3}} = 72,79 \frac{J}{kg \cdot K}$$

~~$$R_{CH_4} = \frac{8,313}{16 \cdot 10^{-3}} = 519,6$$~~

~~$$C_p = \frac{R}{k-1} = 254,76$$~~

~~$C_p = 1$~~

16-10
NO! SI LAVORA
IN ECCESSO D'ARIA
QUINDI $\varphi \approx \varphi_{\text{porta}}$!

(B)

$$\alpha_B = 79,4$$

$$\dot{m}_{CH_4} = 0,16 \text{ kg/s}$$

$$3600 = 576 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_a = 12,7 \text{ kg/s}$$

(A)

$$\alpha_A = -1 \frac{0,955 \cdot 39,5 \cdot 10^6}{1004,5 (1050 - 524)} = 70,4$$

$$2100 \cdot 10^3 = (70,4 \cdot \dot{m}_{C_8H_{18}} + \dot{m}_{C_8H_{18}}) c_p (T_3 - T_1) - 70,4 \cdot \dot{m}_{C_8H_{18}} c_p (T_2 - T_1)$$

$$\dot{m}_{C_8H_{18}} = 0,18 \text{ kg/s} = 648 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_a = \alpha_A \cdot \dot{m}_{C_8H_{18}} = 12,6 \text{ kg/s}$$

Probabilmente il prof trova valori diversi delle portate orarie perche ha usato un c_p per la compressione diverso da quello dell'espansione (le T iniziale e finale sono diverse) *

$$\eta_g = \frac{P_u}{\dot{m}_{CH_4} \dot{H}_i} \rightarrow \eta_{g,C_8H_{18}} = \frac{2100 \cdot 10^3}{0,18 \cdot 39,5 \cdot 10^6} = 0,295$$

$$\eta_{g,CH_4} = \frac{2100 \cdot 10^3}{0,16 \cdot 44,5 \cdot 10^6} = 0,295$$

In una reazione di combustione le moli di CO_2 sono: n volte quello dell'idrocarburo $C_n H_m$. Per calcolare la massa V di CO_2 $\rightarrow M_{w,CO_2} = 12 + 16 \cdot 2 = 44 \text{ g/mol}$

Δ kg di CO_2 per mole di combust sono:

$$C_8H_{18} \rightarrow CO_2 \text{ per kg di } C_8H_{18} = \frac{8 \cdot M_{w,CO_2}}{1 \cdot M_{w,C_8H_{18}}} = 3,08$$

$$C_8H_8 \rightarrow // = \frac{1 \cdot M_{w,CO_2}}{1 \cdot M_{w,C_8H_8}} = 2,75$$

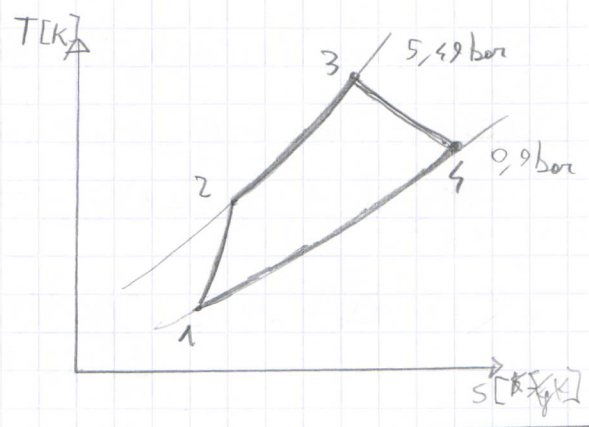
Quindi

$$(A) \dot{m}_{CO_2} = 3,08 \cdot \dot{m}_{C_8H_{18}} = 3,08 \cdot 648 = 1996 \text{ kg/h}$$

$$(B) \dot{m}_{CO_2} = 2,75 \cdot 576 = 1584 \text{ kg/h}$$

APPROFONDIM.

* Effettivamente in turbine espande una miscela quindi c_p e' la media pesata di c_p delle due sostanze: $c_{pT} = c_{p,aria} \cdot X_{aria} + c_{p,CH_4} \cdot X_{CH_4} = 1023$ \rightarrow si riprova con il metano ecc il valore del prod.



frazione di 1 del metano

$$1 = 60 X_1 + X_2 = 0,01639$$

$$X_{aria} = 1 - X_{metano}$$

Esame di Macchine e Sistemi Energetici – Traccia 3.1

Traccia

In una centrale di compressione del metano ($k=1.31$, $H_i=50000$ kJ/kg), un compressore centrifugo monostadio con le pale rivolte all'indietro elabora una portata di 785 kg/h di metano aspirata alla temperatura di 288 K ed alla pressione di 5000 kPa.

All'uscita del rotore la velocità relativa presenta un angolo rispetto alla direzione radiale pari a 25° , la componente radiale della velocità assoluta risulta pari a 120 m/s e la velocità periferica delle pale è pari a 350 m/s. Il rendimento adiabatico di compressione è pari a 0.85. Determinare la velocità assoluta all'uscita del rotore, la potenza assorbita dal compressore ed il rapporto di compressione.

Il compressore è azionato da un motore ad accensione comandata a 4 tempi, alimentato da una portata di combustibile spillata a valle del compressore. Per il motore sono noti i seguenti dati: il rendimento di combustione è uguale a quello meccanico e pari a 0.9; il rapporto di compressione è pari ad 8; il regime di rotazione è di 3000 giri/min; rapporto corsa/alesaggio pari a 1. Determinare il rendimento globale del motore, la portata di metano disponibile a valle dello spillamento, la cilindrata del motore ed il frazionamento minimo richiesto per limitare la velocità media del pistone a 10 m/s.

Si rappresentino il triangolo di velocità nella sezione di uscita del rotore del compressore e lo schema d'impianto.

Ipotesi:

- Compressore Centrifugo
 - Si assuma che la velocità del metano nella sezione di aspirazione sia uguale a quella nella sezione di mandata;
 - Si assuma che la velocità assoluta in ingresso alla girante sia ortogonale alla velocità di trascinamento nella medesima sezione.
- Motore ad accensione comandata
 - Rendimento reale pari al 50 % di quello ideale;
 - Rapporto di miscela stechiometrico;
 - Nel calcolo del coefficiente di riempimento, assumere le condizioni di fine aspirazione pari alle condizioni ambientali ($P=100$ kPa, $T=300$ K).
 - Si assuma che il rendimento meccanico del motore inglobi tutte le perdite meccaniche del sistema.

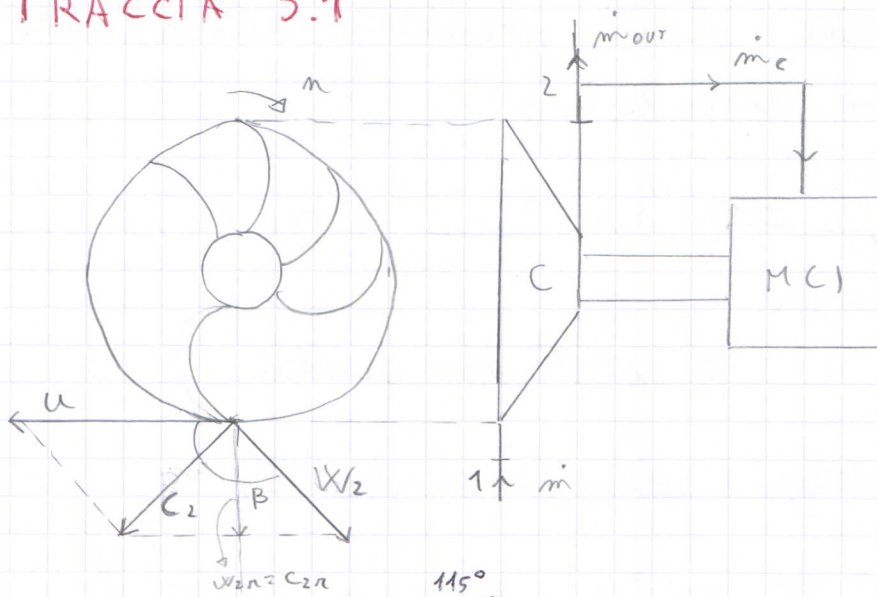
Trascrivere i risultati numerici nella seguente tabella:

Variabile	Valore
Velocità assoluta all'uscita del rotore [m/s]	317.59
Potenza del compressore [kW]	22.44
Rapporto di compressione compressore centrifugo	1.73
Rendimento globale del motore	0.23
Portata di metano disponibile a valle dello spillamento [kg/h]	777.93
Cilindrata motore [litri]	1.1653
Frazionamento minimo per garantire $v_{mp}=10$ m/s	2 (DUE)

Riportare le formule utilizzate ed eventuali commenti, utilizzando il retro del foglio ed altri fogli se necessario (indicare i propri dati ed il numero progressivo dell'esercizio su tutti i fogli).

TRACCIA 3.1

1



• MCI: $4T \rightarrow \epsilon = 2$

$\eta_b = \eta_m = 0,9$

$p = 8$

$M_{MCI} = 3000 \text{ giri/min}$

$S/D = 1$

$\alpha = \alpha_{st} \quad \eta_{\pi} = 50\% \eta_{id}$

$U_{mp} = 10 \text{ m/s}$

$P_{amb} = 1 \text{ bar}$
 $T_{amb} = 300 \text{ K}$

• COMP. $\beta = 25^\circ + 90^\circ = 115^\circ$ $W_{2r} = C_{2r} = 120 \text{ m/s}$ $u = 350 \text{ m/s}$

$\eta_{ad} = 0,85$ $T_1 = 288 \text{ K}$ $p_1 = 50 \text{ bar}$ $\dot{m} = 785 \text{ kg/h}$
 $= 0,218 \text{ kg/s}$

• SOSTANZA: CH_4 $k = 1,31$ $H_i = 50000 \text{ kJ/kg}$ $M_{WCH_4} = 16 \text{ g/mol}$

MCI Sappiamo che il η_{π} del ciclo Otto è il 50% di quello ideale (Sappiamo che il ciclo Otto perché ci dice "ad accensione comandata")

$\eta_{ID, OTTO} = 1 - \frac{1}{p^{k-1}} = 1 - \frac{1}{8^{1,31-1}} = 0,5649$

NB. Ma il MCI viene dato β invece di β come rapporto di compressione perché più immediato ragionare sui volumi (legati allo corso del pistone)

$\eta_{\pi} = 0,5 \cdot \eta_{ID} = 0,28236$

$\eta_g = \eta_b \cdot \eta_{\pi} \cdot \eta_m = 0,9 \cdot 0,28236 \cdot 0,9 = 0,23$

Per la formula della potenza partiamo dal rendimento globale $\eta_g = \frac{P_u}{\dot{m}_c H_i}$

$P_u = \eta_g \dot{m}_c H_i = \eta_g \frac{\dot{m}_{air}}{\alpha} H_i = \eta_g \frac{p_{air} \cdot \dot{Q}}{\alpha} H_i = \eta_g \frac{\alpha_v p_{amb} \dot{Q} H_i}{\alpha}$

$= \eta_g \alpha_v p_{amb} \frac{1}{\alpha} \frac{V \cdot n}{60 \epsilon} H_i$

Dove sono state utilizzate le relazioni $\alpha = \frac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_c}$; $\dot{m}_{air} = p_{air} \dot{Q}$;

$\dot{Q} = \frac{V \cdot n}{60 \epsilon}$ dove ϵ tiene conto di quante volte il volume V viene riempito. Nel caso di $4T$ una volta ogni due giri $\rightarrow \epsilon = 1$;

$\alpha_v = \frac{p_{air}}{p_{amb}}$ coeff. di riempimento (densità in camera rispetto a quella ambiente)
 $\alpha_v = 1$ in ciclo OTTO

Butterworth mi mancano alcune grandezze. Dalle velocità medie del pistone posso ricavare la corsa S :

$$v_{mp} = \frac{2S}{t} = \frac{2Sm}{60} \Rightarrow S = \frac{10 \cdot 60}{2 \cdot 3000} = 0,1 \text{ m}$$

\swarrow tempo per fare un giro

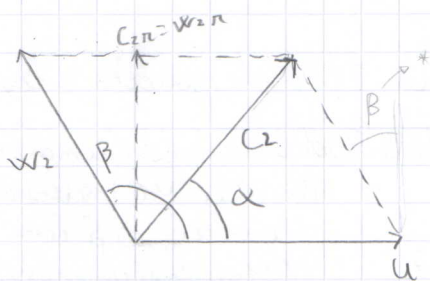
$$\frac{S}{D} = 1 \rightarrow D = 0,1 \text{ m} \quad \text{è un Motore quadro}$$

Quindi il volume unitario (volume per cilindro) V_u :

$$V_u = S \cdot \pi \frac{D^2}{4} = 7,85 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 = 785 \text{ cm}^3 = 0,785 \text{ l}$$

Ci mancano alcune grandezze ^(Potenza), possiamo il compressore.

COMPR.



$$w_{2n} = w_2 \cdot \cos(\beta - 90) \Rightarrow w_2 = 132,4 \text{ m/s}$$

Il calcolo di c_2 può essere fatto o tramite

1) formula di Carnot:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 + 2 w_2 u \cos \beta} = 314,58 \text{ m/s}$$

\downarrow perché l'angolo compreso è ottuso

2) O per componenti (consideratori):

$$\begin{cases} c_{2,x} = u \cdot \cos(0) + w_2 \cos \beta = u + w_2 \cos \beta \\ c_{2,y} = u \cdot \sin(0) + w_2 \sin \beta = w_2 \sin \beta \end{cases}$$

MODULO

$$|c_2| = \sqrt{(u + w_2 \cos \beta)^2 + (w_2 \sin \beta)^2}$$

Per il calcolo del lavoro euleriano ho bisogno di α :

$$l = u_1 c_1 \cos \alpha_1 - u_2 c_2 \cos \alpha_2 = -102,915 \text{ kJ/kg}$$

\swarrow ingegnere

$$P_c = \dot{m} |l| = 22,44 \text{ kW}$$

$$c_2 \sin \alpha = c_{2n}$$

$$\alpha = \arcsin \frac{120}{314,58} =$$

$$= 0,38 \text{ rad}$$

$$= 22^\circ 12'$$

O in alternativa il potere essere calcolato notando *

$$l = -u_2 (u_2 + \cot \beta \cdot w_{2n})$$

Del compressore non conosco il rapporto di compressione
ma in compenso conosco il lavoro ^{specifico} reale:

$$l = c_p (T_2 - T_1) \rightarrow T_2 = 334,87 \text{ K}$$

$$c_p = \frac{k \tilde{R}}{(k-1) M_w} = \frac{1,31 \cdot 8,313}{(1,31-1) \cdot 16 \cdot 10^{-3}} = 2195,6 \text{ J/kg K}$$

Conosco anche η_{ad} :

$$\frac{l_{ID}}{l} = \eta_{ad} = \frac{c_p (T_{2s} - T_1)}{c_p (T_2 - T_1)} \rightarrow T_{2s} = 327,84 \text{ K}$$

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \beta_c^{\frac{k-1}{k}} \rightarrow \beta_c = 1,73 \rightarrow p_2 = p_1 \beta_c = 86,5 \text{ bar}$$

MCI. Tornando alla formula della potenza calcolo α_{ST} (stechiometrico):
Per una sostanza $C_m H_m$, chiamando $y = \frac{m}{n}$ deduciamo:

$$\alpha_{ST} = \frac{(1 + y/4)(32 + 3,773 \cdot 28,12)}{12,011 + 1,008 y} = 17,2$$

\rightarrow nel metano $y = \frac{4}{1} = 4$

Però invece lo calcoliamo da pressione e temperatura:

$$p_{amb} \frac{1}{\rho_{amb}} = R_{air} T_{amb} \rightarrow \rho_{amb} = \frac{100 \cdot 10^3 \text{ Pa}}{300 \text{ K} \cdot 288 \text{ J/kg K}} = 1,157 \text{ kg/m}^3$$

$\frac{8,313}{28,9 \cdot 10^{-3}} = 288 \text{ J/kg K}$

La potenza del MCI deve essere pari a quella del compressore:

$$P_c = P_u = \dot{m}_g \dot{V}_v \cdot \rho_{amb} \cdot \frac{1}{\alpha_{ST}} \frac{V_m}{60 \text{ s}} H_i$$

risultato \checkmark
uguale perché \dot{m}_g include già \dot{m}_m

$$V_{(tot)} = \frac{22440 \cdot 17,2 \cdot 60 \cdot 2}{0,23 \cdot 1 \cdot 1,157 \cdot 3000 \cdot 50 \cdot 10^6} = 1,167 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 1,167 \text{ l}$$

frazionamento: $i = \frac{V}{V_u} = \frac{1,167}{0,785} = 1,49 \approx 2$

Servono due cilindri
almeno

Dalle formule del rendimento globale ricavare la portata di combustibile nel MCI:

$$\eta_g = \frac{P_u}{\dot{m}_c H_i} = \frac{P_c}{\dot{m}_c H_i} \rightarrow \dot{m}_c = 0,0019513 \text{ kg/s} = 7,025 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_{out} = \dot{m} - \dot{m}_c = 785 - 7,025 = 777,97 \text{ kg/h}$$

Prova di Macchine I - 22/07/2008

Traccia 1

In un impianto di sollevamento una pompa dinamica aspira da un bacino $83.60 \text{ m}^3/\text{h}$ di acqua a 20°C ($p_s = 0.0234 \text{ bar}$) ed alimenta un serbatoio in pressione posto ad un dislivello $\Delta z = 67.24 \text{ m}$. In questa condizione di funzionamento la pompa assorbe una potenza di 45.64 kW con un'efficienza $\eta_p = 0.80$. Sono altresì note le seguenti relazioni che legano le prevalenze interna H_{int} [m] ed esterna H_{est} [m] alla portata q [m^3/h] ed al regime di giri n [giro/min]:

$$H_{\text{int}} = k_1 \cdot n^2 + k_2 \cdot n \cdot q + k_3 \cdot q^2,$$

$$H_{\text{est}} = H_u + Y_{\text{tot}},$$

$$Y_{\text{tot}} = k_4 \cdot q^2,$$

$$k_1 = 20 \cdot 10^{-6}; k_2 = 10^{-4}; k_3 = -2 \cdot 10^{-2}; k_4 = 1 \cdot 10^{-2},$$

dove il termine Y_{tot} [m] rappresenta le perdite di carico totali nella condotta. Con i dati a disposizione calcolare la prevalenza totale, la pressione del serbatoio di mandata ed il regime di giri della pompa. Si calcoli inoltre, nell'ipotesi in cui NPSH_R risulti pari a 3.16 [m] e le perdite di carico tra bacino e flangia di aspirazione siano pari a $1/16.05$ di quelle totali Y_{tot} , la quota massima a cui poter collocare la pompa per evitare l'insorgere della cavitazione.

Si valutino infine le variazioni di potenza, prevalenza totale e portata elaborata dalla pompa ipotizzando di eseguire una regolazione mediante by-pass per ridurre la portata d'acqua aspirata dal bacino del 24.74% . In questo calcolo, si assuma che il rendimento della pompa si riduca del 6% rispetto al funzionamento nominale.

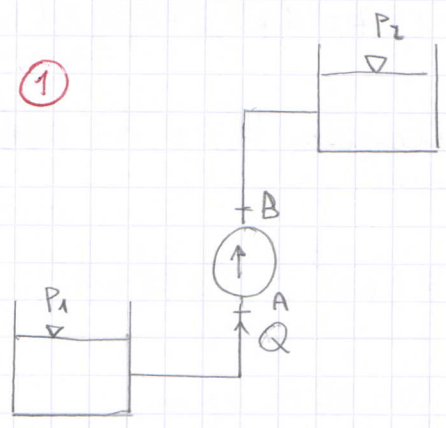
Ipotesi: Si assuma che la pressione al pelo libero del bacino p_1 sia pari a 1 bar ; si trascurino inoltre le differenze di quota e di velocità tra le flange di aspirazione e mandata della pompa.

Trascrivere i risultati numerici nella seguente tabella:

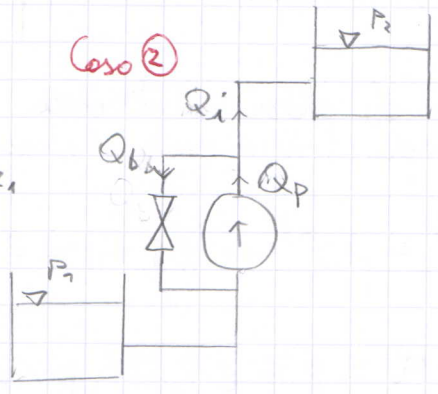
Variabile	Valore
Prevalenza totale H_{tot} [m]	160,24
Pressione serbatoio p_2 [bar]	3,24
Numero di giri n [giro/min]	3640
Quota max [m]	2,44
Prevalenza totale H_{tot} [m], by-pass	129,94
Potenza, by-pass [kW]	43,92
Portata pompa, by-pass [m^3/h]	93,25

Riportare le formule utilizzate ed eventuali commenti, utilizzando il retro del foglio ed altri fogli se necessario (indicare i propri dati ed il numero progressivo dell'esercizio su tutti i fogli).

Caso ①

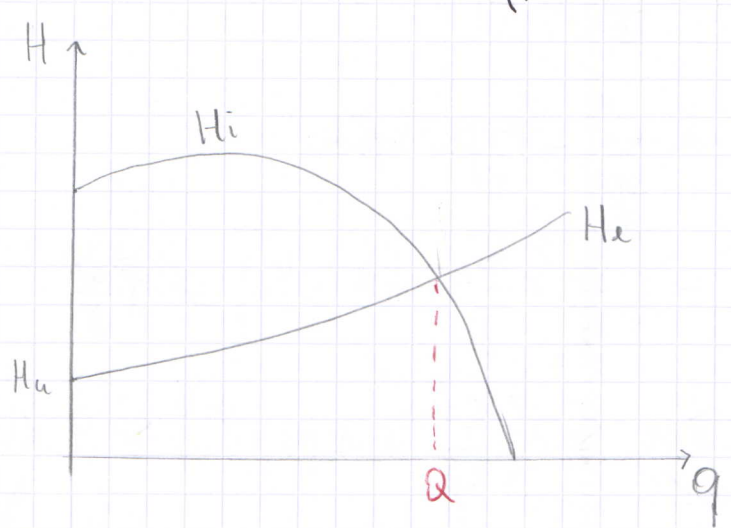


Caso ②



① $Q = 83,60 \text{ m}^3/\text{h}$ $p_{\text{sat}} = 0,023 \text{ bar}$ $z_2 - z_1 = 67,24 \text{ m}$ $P = 45,64 \text{ kW}$
 $\eta_P = 0,80$ $\text{NPSH}_R = 3,16 \text{ m}$ $Y_{1-A} = \frac{1}{16,05} \cdot Y_{\text{tot}}$ $p_1 = 1 \text{ bar}$

② $Q_i = 0,2474 \cdot Q$ $\eta'_P = 0,80 - 0,06 \cdot 0,80 = 0,752$



$$H_i = K_1 m^2 + K_2 m \cdot q + K_3 q^2$$

$$H_e = H_u + Y_{\text{tot}}$$

$$Y_{\text{tot}} = K_4 q^2$$

$$K_1 = 20 \cdot 10^{-6} \quad K_2 = 10^{-4}$$

$$K_3 = -2 \cdot 10^{-2} \quad K_4 = 1 \cdot 10^{-2}$$

① Non ho P_2 per calcolare la H_u ma ho P :

$$P = \dot{m} L_{\text{euleriana}} = \dot{m} g H_F = \rho Q g H_F / \eta_P$$

Ricavo $H_F = \frac{45,64 \cdot 10^3}{1000 \cdot \frac{83,60}{3600} \cdot 0,8 \cdot 9,81} = 160,27 \text{ m}$

Valutata per $q=Q$ $H_F = H_e|_Q = H_u + Y_{\text{tot}}|_Q \rightarrow H_u = 160,27 - K_4 \cdot (83,60)^2 = 90,38 \text{ m}$

Di Bernoulli

$$H_u = \frac{\Delta c^2}{2g} + \Delta z + \frac{\Delta P}{\gamma} \rightarrow \Delta P = (H_u - \Delta z) \gamma$$

$$= (90,38 - 67,24) \cdot 9,81 \cdot 1000$$

$$= 227003,4 \text{ Pa}$$

$$\Delta p = 2,27 \text{ bar} \rightarrow p_2 = p_1 + 2,27 = 1 + 2,27 = \boxed{3,27 \text{ bar}} \quad 2,27/0,68 \quad (2)$$

Il numero di giri si trova eguagliando H_i e H_e volute a Q :
(eguagliando perché si vuole chiedere al punto di regime)

$$20 \cdot 10^{-6} m^2 + 10^{-4} m \cdot 83,60 - 2 \cdot 10^{-2} (83,60)^2 = 90,38 + 1 \cdot 10^{-2} (83,60)^2$$

$$m = 3669,93 \text{ g/min} \rightarrow \boxed{m = 3670 \text{ rpm}}$$

Il punto critico per la cavitazione è l'occhio (ingresso) della pompa, dopo la flangia di ingresso A. Facciamo un bilancio tra A ed O.

Trascuriamo
la differenza
di z

$$\frac{C_A^2}{2g} + \frac{P_A}{\gamma} = \frac{C_O^2}{2g} + \frac{P_O}{\gamma} + \Delta p_c + Y_O$$

perdite distribuite *concentrate*

$$\frac{P_A}{\gamma} = \frac{C_A^2}{2g} + \frac{P_A}{\gamma} - \frac{C_O^2}{2g} - \Delta p_c - Y_O$$

$$= \left(\frac{C_A^2}{2g} + \frac{P_A}{\gamma} \right) - \left(\frac{C_O^2}{2g} + \Delta p_c + Y_O \right) \geq \frac{P_{sat}}{\gamma}$$

$$\left(\frac{C_A^2}{2g} + \frac{P_A}{\gamma} \right) - \frac{P_{sat}}{\gamma} \geq \left(\frac{C_O^2}{2g} + \Delta p_c + Y_O \right) = 3,16$$

NPSH_A *NPSH_R* *nel nostro caso*

Le condizioni in A le troviamo dal bilancio tra bacino 1 e flangia A:

$$\frac{P_1}{\gamma} = \frac{P_A}{\gamma} + \frac{C_A^2}{2g} + Z_A + Y_{1-A}$$

$$\frac{P_A}{\gamma} + \frac{C_A^2}{2g} = \frac{P_1}{\gamma} - Z_A - Y_{1-A}$$

Sostituisco $\frac{P_A}{\gamma} + \frac{C_A^2}{2g}$ nella formula dell'NPSH_A e porto $\frac{P_{sat}}{\gamma}$ a destra.

$$\frac{P_1}{\gamma} - Z_A - Y_{1-A} \geq 3,16 + \frac{P_{sat}}{\gamma}$$

$$Z_A \leq \frac{P_1}{\gamma} - Y_{1-A} - 3,16 - \frac{P_{sat}}{\gamma} = \frac{100000}{9,81 \cdot 1000} + \frac{1}{1605} \cdot 10^{-2} \cdot Q^2 - 3,16 - \frac{2340}{9,81 \cdot 1000}$$

Pascal *Pascal*

$$Z_A \leq 2,44 \text{ m}$$

② Con by-pass la portata nel circuito è:

$$Q_i = 0,2494 \cdot 83,60 + 83,60 = 62,92 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\eta_p' = 0,452$$

Calcolo innanzitutto la prevalenza esterna (meno portata, quindi minori perdite di carico):

$$H_t = H_e \Big|_{Q_i} = H_u + 1 \cdot 10^{-2} \cdot Q_i^2 = 129,97 \text{ m}$$

non calcolata

La prevalenza fornita dalla pompa deve eguagliare quella richiesta (che ora è diminuita):

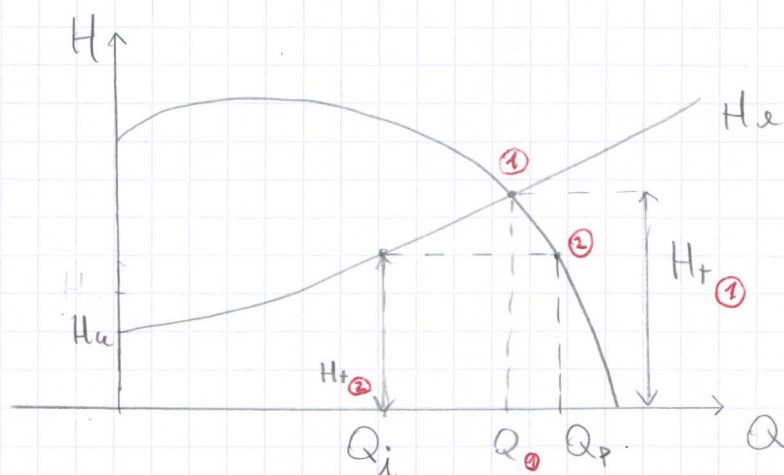
$$H_i = 20 \cdot 10^{-6} \cdot 3670^2 + 10^{-5} \cdot 3670 \cdot Q_p + 2 \cdot 10^{-2} \cdot Q_p^2 = 129,97 \text{ m} = H_t$$

$$Q_p = 93,25 \text{ m}^3/\text{h}$$

Calcoliamo la prevalenza euleriana:

$$H_E = \frac{H_t}{\eta_p'} = \frac{129,97}{0,452} = 172,83 \text{ m}$$

$$P_2 = \rho \frac{Q_p}{3600} g H_E = 43,917 \text{ kW}$$



Nel grafico si vedono i punti di funzionamento ① e ② nonché le due prevalenze totali (e le perdite relative).

Allievo: _____ Matricola: _____ Firma: _____

Orario di consegna: _____

#1

Traccia

Una turbina assiale monostadio con grado di reazione $R=0.5$ presenta i seguenti dati operativi e/o di progetto:

- Velocità di scarico assiale $C_2 = 51,2$ m/s
- Regime di rotazione: $n = 18939,12$ [rpm]
- Temperatura uscita rotore $T_2 = 409,44$ [K]
- Fluido di lavoro: aria (gas perfetto)
- Rapporto di espansione: $\beta = 3,32$ [/]
- Diametro cassa rotore: $D = 28,06$ [cm]
- Diametro mozzo rotore: $d = 26,09$ [cm]
- Velocità di ingresso in turbina $C_0 = C_2$

Con i dati a disposizione, calcolare: l'angolo di uscita statorico α_1 ; il lavoro specifico di espansione l_t ; la temperatura di uscita dallo statore T_1 ; la temperatura di ingresso in turbina T_0 ; il rendimento adiabatico (η_{ad}); il rendimento politropico (η_{pol}) e la potenza erogata P .

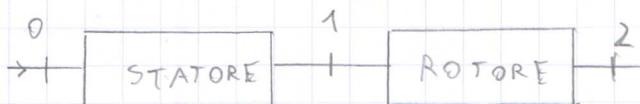
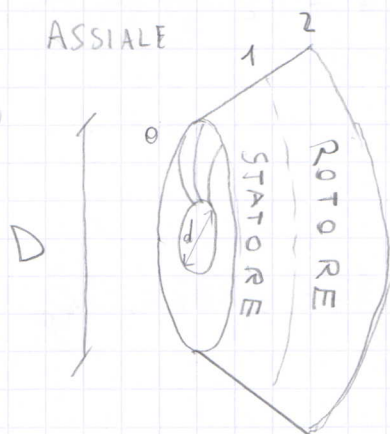
Ipotesi: scarico a pressione ambiente

Riportare i risultati nella seguente tabella:

Variabile	Valore
α_1 [°]	$10^{\circ}26'$
l_t [kJ/kg]	$77,284$
T_1 [K]	448
T_0 [K]	486
η_{ad}	$0,54$
η_{pol}	$0,50$
P [kW]	$28,2$

06/11/2009

1



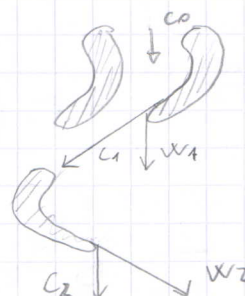
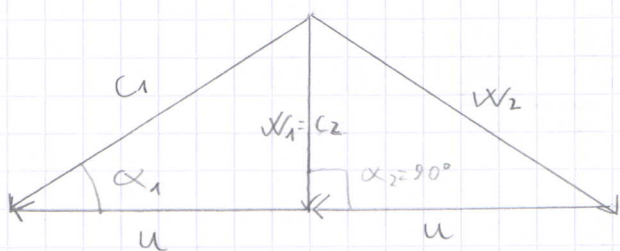
$$C_2 = 51,2 \text{ m/s} \quad n = 18939,12 \text{ rpm}$$

$$T_2 = 409,44 \text{ K} \quad \text{fluido: aria}$$

$$\beta = 3,32 \quad D_2 = 28,06 \text{ cm} = 0,2806 \text{ m}$$

$$d = 26,09 \text{ cm} = 0,2609 \text{ m} \quad C_0 = C_2$$

Nel caso di $R = 0,5$ $|W_1| = |C_2|$ e $|W_2| = |C_1|$ se poi debbono la condizione di scarico assiale, il triangolo di velocità è:



Diometri, interno ed esterno sono molto simili; quindi non conviene utilizzare il diametro medio. Usiamo il diametro esterno D per metterci in condizioni di sicurezza:

$$u = \omega R = \omega \frac{D}{2} = \frac{2\pi n D}{60 \cdot 2} = \frac{3,14 \cdot 18939,12 \cdot 0,2806}{60} = 278,25 \text{ m/s} \approx 278 \text{ m/s}$$

Dalla figura di sopra si vede che:

$$C_1 \cdot \cos \alpha_1 = u \rightarrow C_1 = \frac{u}{\cos \alpha_1} \quad \text{ma} \quad C_1 \cdot \sin \alpha_1 = C_2$$

Quindi:

$$\frac{u}{\cos \alpha_1} = \frac{C_2}{\sin \alpha_1} \rightarrow C_2 = u \cdot \tan(\alpha_1) \rightarrow \alpha_1 = 0,182 \text{ rad}$$

$$\alpha_1 = 10^\circ 26' 7''$$

$$l_T = u \cdot C_{1u} = u \cdot C_1 \cos \alpha_1 = u^2 = 77284 \text{ J/kg}$$

$$h_T = c_p (T_0 - T_2) \Rightarrow T_0 = \frac{77284}{1004,5} + T_2 = 486 \text{ K}$$

(2)

$$C_2 = C_1 \sin \alpha_1 \rightarrow C_1 = 283 \text{ m/s}$$

Del grado di reazione

$$R = \frac{\Delta h_{12}}{\Delta h_{02}} \rightarrow \Delta h_{12} = R \Delta h_{02} = R h_T = 38642 \text{ J/kg}$$

$$\Delta h_{12} = c_p (T_1 - T_2) \rightarrow T_1 = 447,9 \text{ K}$$

$$\eta_{\text{rel}} = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{m-1}{m} = \frac{1,4-1}{1,4-1} \cdot 0,143 = 0,50$$

$$\frac{T_0}{T_2} = \beta^{\frac{m-1}{m}} \rightarrow \left(\frac{m-1}{m}\right) = \frac{\ln\left(\frac{T_0}{T_2}\right)}{\ln(\beta)} = 0,143$$

Di Palma Felice

$$T_{2s} = T_{2,10} = T_0 \cdot \beta^{\frac{1}{k-1}} = 345 \text{ K}$$

$$\eta_{\text{ad}} = \frac{T_0 - T_2}{T_0 - T_{2,10}} = 0,54$$

Per conoscere la portata in (per calcolare la potenza):

$\dot{m} = \rho A c$ usiamo le grandezze in c_2 perché già abbiamo le componenti assiali

p_2 la traccia ci dice scarico a pressione ambiente $\rightarrow p_2 = 1 \text{ bar} = 100 \text{ kPa}$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R T_2} = \frac{100 \cdot 10^3}{287 \cdot 486} = 0,85 \text{ kg/m}^3$$

A supponendo che D non vari lungo l'asse, la sezione di passaggio è:

$$A = \pi \frac{D^2 - d^2}{4} = 0,00838 \text{ m}^2$$

$$\dot{m} = 0,00838 \cdot 0,85 \cdot 51,2 = 0,365 \text{ kg/s} \rightarrow P = \dot{m} h_T = 28,2 \text{ kW}$$

Allievo: _____ Matricola: _____ Firma: _____

Orario di consegna: _____

#1

Traccia

Si dimensiona un compressore centrifugo monostadio con **pale radiali** (angolo di uscita rotore pari a 90°) che opera nelle seguenti condizioni:

- Fluido elaborato: azoto
- Pressione all'aspirazione $p_0=1$ [bar];
- Temperatura all'aspirazione $T_0=310$ [K];
- Rapporto di compressione manometrico $\beta = 2$ [/];
- Grado di reazione $R=0.4$ [/];
- Rendimento adiabatico di compressione $\eta_{ac}=0.83$;
- Velocità di rotazione $n = 6000$ giro/min;
- Rapporto tra la larghezza della sezione di uscita del rotore (b) ed il diametro del rotore (D): $b/D = 0.05$ [/];
- Fattore di scorrimento $\sigma = 0.9$ [/];
- Velocità $C_0=C_2=40$ [m/s].

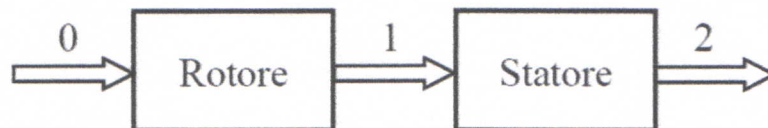
In particolare, si chiede di calcolare la temperatura allo scarico T_2 , il lavoro specifico L , il rendimento politropico, la velocità periferica all'apice del rotore u_1 , il diametro del rotore, la portata massica e la potenza assorbita dal compressore, il triangolo di velocità in corrispondenza della sezione di uscita del rotore. Rappresentare le trasformazioni sul piano (h,s).

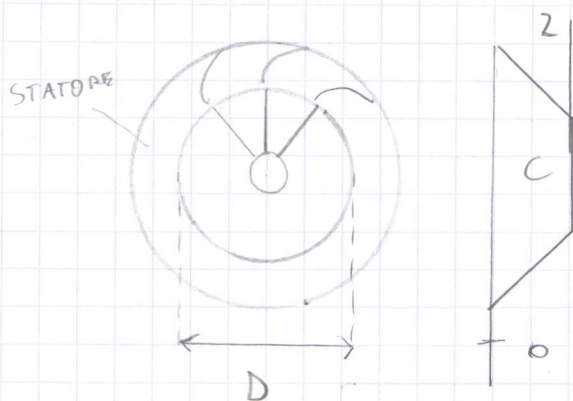
Ipotesi

- Comportamento da gas perfetto dell'azoto.
- Velocità del fluido in ingresso C_0 ortogonale alla velocità periferica u_0 .

Suggerimenti

- Si schematizzi lo stadio di compressione seguendo la seguente terminologia:





COMPRESSORE

$$p_0 = 1 \text{ bar} \quad T_0 = 310 \text{ K} \quad \beta = 2 \quad R = 0,4 \quad \eta_{ad,c} = 0,83$$

$$n = 6000 \text{ rpm} \quad b/D = 0,05 \quad \sigma = 0,9$$

$$C_0 = C_2 = 40 \text{ m/s} \quad C_0 \perp u_0$$

SOSTANZA: $N_2 \rightarrow M_w = 14 \cdot 2 = 28 \text{ g/mol}$ $R = \frac{8,313}{28 \cdot 10^{-3}} = 297 \text{ J/kgK}$

$$c_p = \frac{1,4 \cdot R}{1,4 - 1} = 1039 \text{ J/kgK}$$

$$T_{2s} = T_0 \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}} = 377,89 \text{ K}$$

$$\eta_{ad,c} = \frac{c_p (T_{2s} - T_0)}{c_p (T_2 - T_0)} \rightarrow T_2 = T_0 + \frac{(T_{2s} - T_0)}{\eta_{ad,c}} = 391,80 \text{ K}$$

$$l_n = (h_2 - h_0) = c_p (T_2 - T_0) = 84,99 \text{ kJ/kg}$$

reale \swarrow solo perché $C_2 = C_0$

Dalla temperatura in 2 reale possiamo ricavare m:

$$T_2/T_0 = \beta^{\frac{m-1}{m}} \rightarrow m = 1,510$$

$$\eta_{ad,c} = \frac{m}{m-1} \frac{k-1}{k} = 0,846$$

Dall'equazione di Eulero

$$|l_n| = |C_{0u} u_0 - C_{1u} u_1| = C_{1u} u_1$$

$0 \quad C_0 \perp u_0 \rightarrow C_{0u} = 0$

Allievo: _____ Matricola: _____ Firma: _____

Orario di consegna: _____

#52

Traccia

Un veicolo commerciale è mosso da un motore Diesel sovralimentato. L'aria in ingresso al motore viene portata al valore di pressione desiderato da un sistema di compressione interrefrigerato. Quest'ultimo è a sua volta mosso da una turbina assiale **ad azione** in cui vengono fatti espandere i gas di scarico del motore.

I dati di funzionamento del compressore sono:

- pressione all'aspirazione = 1.02 bar
- temperatura all'aspirazione = 320 K
- fluido elaborato: aria
- rapporto di compressione totale = 2.4
- portata elaborata = .3 kg/s
- rendimento politropico di compressione = .9

La macchina motrice (turbina assiale) opera nelle seguenti condizioni:

- pressione allo scarico pari alla pressione di aspirazione del compressore
- portata elaborata pari a quella del compressore
- temperatura all'ingresso = 560 K
- esponente della politropica di espansione = 1.27
- fluido elaborato: aria

Calcolare:

- la potenza assorbita dal compressore
- la potenza termica sottratta dall'interrefrigeratore
- il risparmio di potenza ottenuto attraverso l'uso della interrefrigerazione
- il salto entalpico reale della turbina
- la pressione a monte della turbina
- la velocità assoluta all'uscita dallo statore della turbina (c_1)
- il **numero di Mach all'uscita dallo statore della turbina** (M_1).

Ipotesi:

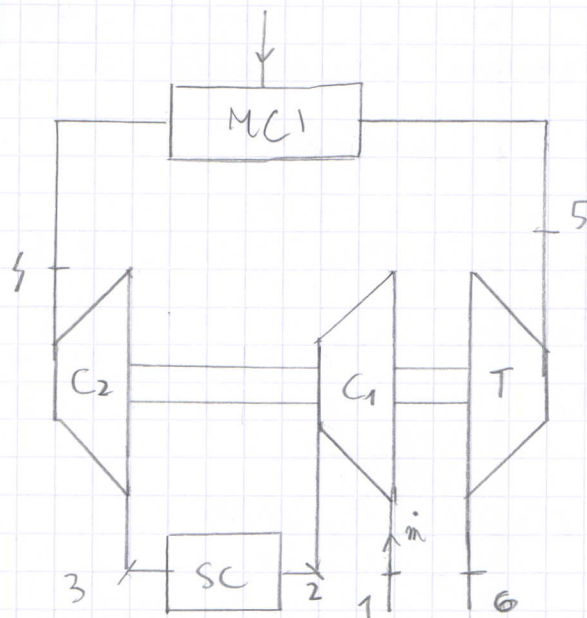
- Comportamento da gas perfetto dei fluidi elaborati dai compressori e dalla turbina.
- Analogo grado di irreversibilità delle trasformazioni di compressione.
- Temperatura a termine interrefrigerazione pari alla temperatura di aspirazione.
- Si assuma che il rapporto di compressione del singolo stadio sia pari al valore ottimale.
- Si assuma che le velocità di ingresso statore (c_0) ed uscita turbina (c_2) siano entrambe trascurabili.

Risultati numerici

Variabile	Valore
Potenza assorbita dal compressore (kW)	
Potenza termica sottratta dall'interrefrigeratore (kW)	
Risparmio di potenza dovuto all' interrefrigerazione (kW)	
Salto entalpico reale della turbina (kJ/kg)	
Pressione a monte della turbina (bar)	
C_1 (m/s)	
M_1	

Formule utilizzate ed eventuali commenti (continuare sul retro del foglio):

26/06/06



CICLO

1

$$P_1 = 1,02 \text{ bar} \quad T_1 = 320 \text{ K}$$

$$P_{12} = 2,4 \quad \dot{m} = 0,3 \text{ kg/s}$$

$$\eta_{\text{rel},c} = 0,9 \quad \text{Gas = aria}$$

TURBINA

Ossiale e con $R=0$ (ad anelli)

$$P_6 = P_1 \quad T_5 = 560 \text{ K}$$

$$m_T = 1,27$$

IPOTESI: $m_{c1} = m_{c2}$ $T_3 = T_1$ $P_{12} = P_{34} = \sqrt{P_{15}} = 1,559$
 $C_0 \approx 0$ $C_2 \approx 0$

$$R_{\text{aria}} = \frac{\tilde{R}}{M_w} = \frac{8,313}{28,9 \cdot 10^{-3}} = 288 \text{ J/kg K} \rightarrow C_p = \frac{k R_{\text{aria}}}{k-1} = 1006,6 \text{ J/kg K}$$

l_c si può calcolare dalle condizioni di operazione, mi serve m_c :

$$\eta_{\text{rel}} = \frac{l_{\text{rel}}}{l_n} = \frac{\frac{m}{m-1} \frac{k-1}{k}}{1} \Rightarrow \frac{m}{m-1} = 3,15 \rightarrow \frac{m-1}{m} = 0,317$$

$$l_{c1} = l_{c2} = C_p (T_2 - T_1) = \frac{R k T_1}{k-1} (P_{12}^{\frac{m-1}{m}} - 1) = 57,998 \text{ KJ/kg K}$$

$$l_c = l_{c1} + l_{c2} = l_{c1} \cdot 2 = 96 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} \rightarrow P_c = \dot{m} l_c = \boxed{28,8 \text{ kW}}$$

Nel caso in esame, dove i compressori sono uguali e lavorano alle stesse condizioni di aspirazione (e quindi di scarico) si ha che \dot{Q} è pari al lavoro necessario di singolo compressore. Quindi per n_s stadi:

$$\dot{Q}_i = \frac{P_c (m_s - 1)}{m_s} \xrightarrow[\text{nel nostro caso}]{\text{dell'ultimo stadio non raffreddato più}} \dot{Q} = \frac{P_c}{2} = \boxed{14,4 \text{ kW}}$$

Altrimenti si calcolava T_2 come $T_2 = T_1 P_{12}^{\frac{m-1}{m}}$ e poi $\dot{Q} = \dot{m} C_p (T_3 - T_2)$

26/06/06 (2)

In assenza di interrefrigerazione ovviamente non si avrà
più $T_3 = T_1$ ma $T_2 = T_3$ quindi:

$$l'_c = c_p (T_3 - T_1) = c_p T_1 \left(\beta_{1,2}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) = 103,03 \text{ kJ/kg}$$

anche perché $m_{c1} = m_{c2}$

$$P' = \dot{m} l'_c = 30,9 \text{ kW}$$

$$P_{\text{res}} = P' - P = 30,9 - 28,8 = \boxed{2,1 \text{ kW}}$$

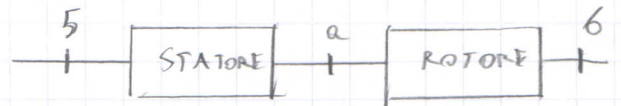
Per la turbina non conosco P_5 ma so che il lavoro necessario ai compressori (se $\eta_m = 1$) è quello che esse genera:

$$l_T = l_{c1} + l_{c2} = \boxed{96 \text{ kJ/kg}} = h_5 - h_6 \rightarrow \Delta h = c_p \Delta T \rightarrow T_6 = 463 \text{ K}$$

Se la turbina è ad azione, tutto il salto entalpico è smaltito nello statore. Indicando con a l'anulus:

$$h_5 - h_6 = h_5 - h_a \approx 0$$

$$h_5 - h_a = \frac{c_a^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} \rightarrow c_a = \sqrt{2 \cdot 96 \cdot 10^3} = \boxed{438,2 \text{ m/s}}$$



Conoscendo T_6 posso sapere $P_5 \rightarrow \frac{T_5}{T_6} = (\beta_T)^{\frac{\gamma_T-1}{\gamma_T}} \rightarrow \beta_T = 2,42$

$$\beta_T = \frac{P_5}{P_6} \rightarrow P_5 = 2,42 \cdot 1,02 = \boxed{2,47 \text{ bar}}$$

$P_6 = P_a$ e $T_6 = T_a$ perché nel rotore non vi è più variazione di entalpia (quindi di proprietà del fluido).

$$a_a = \sqrt{\gamma R T_a} = \sqrt{\gamma R T_6} = \sqrt{1,4 \cdot 288 \cdot 463} = 432,5 \text{ m/s}$$

$$M_a = \frac{c_a}{a_a} = \boxed{1,01}$$

Allievo: _____ Matricola: _____ Firma: _____

Orario di consegna: _____

#1

Traccia

Una pompa centrifuga aspira $4.65 \text{ [m}^3/\text{s]}$ di acqua da un bacino per alimentare un serbatoio posto ad un dislivello di 50 [m] . Le perdite di carico nella condotta ed il lavoro Euleriano della pompa sono esprimibili in funzione della portata e del regime di giri attraverso le relazioni seguenti:

$$H_c = 2 \cdot Q^2$$
$$H_E = 25 \cdot \left(\frac{n}{1000} \right)^2 - Q \frac{n}{1000}$$

dove la prevalenza H è espressa in metri, n è la velocità di rotazione pari a 2500 (giro/min) e Q è la portata volumetrica $[\text{m}^3/\text{s}]$.

La pompa è azionata da una turbina assiale a reazione ($R=0.5$) con rendimento di palettatura pari a 0.78 e rapporto di espansione $\beta=35.71$, che elabora una miscela di gas aspirata alla temperatura di 1400 [K] e con una velocità di scarico $c_2=85 \text{ m/s}$.

Calcolare il rendimento della pompa, la prevalenza totale e la potenza della pompa, la portata di gas elaborata in turbina, il numero di stadi, il numero di Mach all'uscita dello statore del primo stadio, la temperatura del gas e l'area di passaggio nella sezione di scarico della turbina.

Ipotesi

- Pressione ambientale nel bacino, nel serbatoio ed allo scarico della turbina
- Rendimento meccanico tra pompa e turbina a gas pari a 0.9
- Proprietà della miscela di gas: $k = 1.3$, peso molecolare = 30 [g/mol]
- Velocità di trascinamento massima: $u_{\max} = 400 \text{ m/s}$
- Velocità di ingresso in turbina pari alla velocità di scarico assiale
- Comportamento da gas perfetto dei fluidi elaborati dalla turbina

24/07/2006 (1)

POMPA: $Q = 4,65 \text{ m}^3/\text{s}$ $Z_{II} - Z_I = 50 \text{ m}$

$$H_c = 2 \cdot Q^2 \quad H_E = 25 \cdot \frac{\text{m}^2}{1000} - Q \frac{\text{m}}{1000}$$

$$n = 2500 \text{ giri/min}$$

TURBINA ASSIALE A REAZIONE ($R=0,5$)

$$M_{pol} = 0,78 \quad (\text{rendimento polottatura})$$

$$\beta = 35,71 \quad T_0 = 1400 \text{ K} \quad c_2 = 85 \text{ m/s}$$

IPOTESI: $P_2 = P_I = P_{II} = P_{amb}$ $M_m = 0,9$ $K_m = 1,3$ $M_{w_m} = 30 \text{ g/mol}$
 $u_{max} = 300 \text{ m/s}$ (per stadio) $|c_{01}| = |c_2| = 85 \text{ m/s}$

POMPA

Cominciamo a calcolare le perdite in condotta per la portata Q :

$$H_c = 2 Q^2 = 43,245 \text{ m}$$

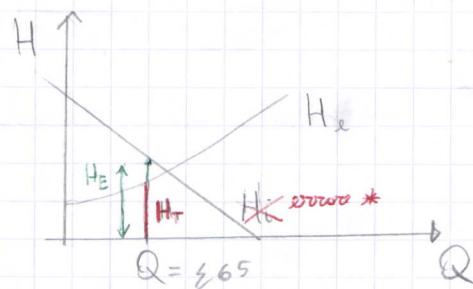
$$H_u = Z_{II} - Z_I = 50 \text{ m}$$

Si è calcolato anche la prevalenza utile considerando che $\frac{P_2 - P_I}{\rho} = 0$ e $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = 0$

$$H_T = H_c + H_u = 93,245 \text{ m}$$

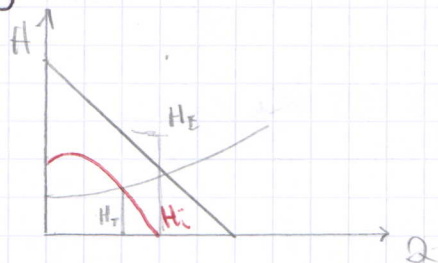
$$H_E = 25 \cdot \left(\frac{2500}{1000}\right)^2 - 4,65 \cdot \frac{2500}{1000} = 154,625 \text{ m}$$

* N.B. In questo tracciato non ha dato la caratteristica interna H_i ma per quelle ideali (prevalenza Euleroiana) che in questo caso è quella di una pompa con pale rivolte all'indietro:



$$\eta_P = \frac{H_T}{H_E} = 0,645 \rightarrow l_P = g H_E = 1518,8 \frac{\text{J}}{\text{kg}} = 1,52 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

$$P_P = g Q l = 1000 \cdot 4,65 \cdot l_P = 6,5974 \text{ MW}$$



Si vede che H_i deve passare di lì per essere una condizione di regime alla portata Q e numero di giri n

TURB.

Se P_{TOT} dei reori eventuali stadi e':

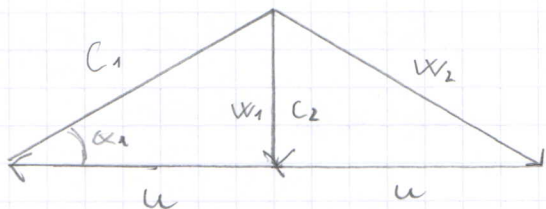
24/07/06 (2)

$$P_{TOT} = P_p / \eta_m = 7,33 \text{ MW}$$

- Per turbine assiale con $R = 0,5$ si ha:

$$R = \frac{-\left(\frac{W_1^2}{2} - \frac{W_2^2}{2}\right)}{\left(\frac{C_1^2}{2} - \frac{C_2^2}{2}\right) - \left(\frac{W_1^2}{2} - \frac{W_2^2}{2}\right)} \xrightarrow{R=0,5} |W_1| = |C_2| \quad |W_2| = |C_1|$$

Se poi C_2 assiale si ha l'assiale:



$$l_i = C_1 u = u = C_1 \cos \alpha u = u^2 \quad \text{lavoro specifico per stadio}$$

- Calcoliamo prima la T_2 di fine espansione ideale (per l'intera turbina)

$$\frac{T_0}{T_{2s}} = \beta^{\frac{K-1}{K}} \Rightarrow T_{2s} = \frac{1400}{35,71^{\frac{1,31-1}{1,31}}} = 600,7 \text{ K}$$

$$R_m = \frac{\tilde{R}}{M_{Wm}} = \frac{8,313}{30 \cdot 10^{-3}} = 277 \text{ J/Kg K} \quad C_p = \frac{R_m K}{K-1} = 1170,6 //$$

- Proviamo il rendimento di paletteatura (lavoro ottenuto su massimo ~~stadio~~ ^{stendiale})

$$\eta_{pal} = \frac{(h_0 - h_2) + \left(\frac{C_0^2}{2} - \frac{C_2^2}{2}\right)}{(h_0 - h_{2s}) + \frac{C_0^2}{2}} \xrightarrow{C_0 = C_2} h_0 - h_2 = 732633 \text{ J/Kg}$$

$\xrightarrow{C_p(T_0 - T_{2s})}$

$$h_0 - h_2 = C_p(T_0 - T_2) \rightarrow T_2 = 744,14 \text{ K}$$

$$\text{Quindi } l_{TOT} = C_p(T_0 - T_2) = 767750 \text{ J/Kg}$$

Questo e' il lavoro specifico per tutti gli stadi! (bilancio tra ingresso ^{assiale} e uscita)

$$\frac{P_{TOT}}{l_{TOT}} = \dot{m} = \frac{7,33 \cdot 10^6}{767750} = 9,55 \text{ Kg/s}$$

Il lavoro specifico massimo ottenibile per stadio i :

$$l_{i\max} = u_{\max}^2 = 400^2 = 160000 \text{ J/kg}$$

$$\frac{l_{TOT}}{l_{i\max}} = n_s \rightarrow n_s = 4,8 \approx \boxed{5} \text{ servono 5 stadi}$$

Quindi il lavoro specifico per stadio reale i :

$$l_i = \frac{l_{TOT}}{n_s} = \frac{764750}{5} = 153550 \text{ J/kg}$$

Per calcolare la T all'uscita dello statoro del primo stadio:

$$R = \frac{\Delta h_{\text{ROTOR}}}{\Delta h_{\text{STADIO}}} = \frac{h_1 - h_{2i}}{h_0 - h_2} = \frac{(h_0 - h_{1i})}{l_i} \xrightarrow{R=0,5} \frac{1}{2}(h_0 - h_{1i}) = R l_i$$

$$T_{1i} = T_0 - \frac{R l_i}{c_p} = 1400 - \frac{0,5 \cdot 153550}{1170,6} = \boxed{1334,4 \text{ K}}$$

Di Palma Felice

OSS. E se volessi la T in uscita al secondo stadio (sempre statoro)?

Basta usare 2 l_i

$$T_{1i2} = T_0 - \frac{R \cdot 2 \cdot l_i}{c_p} = 1268,8 \text{ K}$$

Questo è frutto di $R=0,5$ sia nel rotore che nello statoro si ha stessa caduta di temperatura perché sono uguali i Δh

Per calcolare Mach \rightarrow del triangolo di velocità $c_1 = \sqrt{u^2 + c_2^2}$

$$u = \sqrt{l_i} = 391,85 \text{ m/s} \rightarrow c_1 = 400,96 \text{ m/s}$$

$$a_1 = \sqrt{\gamma R T_1} = \sqrt{1,31 \cdot 247 \cdot 1334,4} = 696 \text{ m/s}$$

$$M_1 = \frac{c_1}{a_1} = \boxed{0,576}$$

Per la sezione di uscita occorre p_2

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R T_2} = \frac{1 \cdot 10^5}{297 \cdot 744,14} = 0,485 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m} = \rho_2 A_2 C_2 \rightarrow A_2 = \boxed{0,232 \text{ m}^2}$$

24/07/06 (S)

Corso di Macchine I – Prova del 21/06/2004

Calcolare la portata massica di aria elaborata e la potenza di un compressore centrifugo monostadio con pale radiali che operi nelle seguenti condizioni:

- pressione all'aspirazione $p_0 = 2.5$ [bar];
- temperatura all'aspirazione $T_0 = 290$ [K];
- rapporto di compressione manometrico $\beta = 3$ [/];
- grado di reazione $R = .3$ [/];
- rendimento adiabatico di compressione $\eta_{ac} = .89$ [/];
- velocità di rotazione $n = 3000$ giro/min;
- velocità periferica all'apice del rotore $u_1 = 250$ [m/s];
- rapporto tra la larghezza della sezione di uscita del rotore (b) e il diametro del rotore (D) - $b/D = 0.05$ [/];
- fattore di scorrimento $\sigma = 1$ [/];
- velocità $C_0 = C_2 = 40$ [m/s]

Rappresentare le trasformazioni sul piano (h,s).

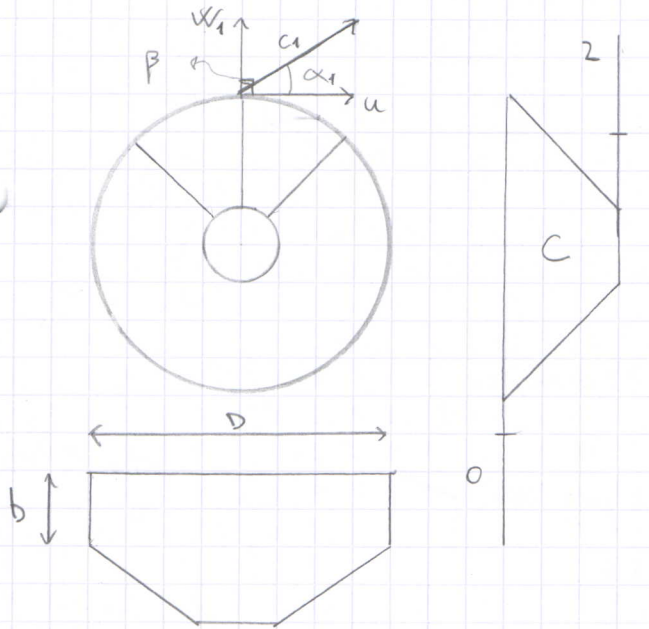
Ipotesi:

- Comportamento da gas perfetto dell'aria.

Risultati:

T2 [K] (reale)	410
Lavoro reale [KJ/Kg]	121.2
C1 [m/s]	413.9
D [m]	1.59
Portata massica [Kg/s]	506
Potenza [KW]	61352

21/06/04 (1)



$R = 287,65$ $C_p = 1006,8$

IPOTESI: Gas perfetto $\rightarrow pV = RT$

COMPR. $p_0 = 2,5 \text{ bar}$ $T_0 = 290 \text{ K}$
Radiale $\rightarrow \beta_{\infty} = 90^\circ$

$$\beta_c = \frac{p_2}{p_0} = 3 \quad R = 0,3$$

$$\eta_{ad} = 0,89 \quad n = 3000 \text{ giri/min}$$

$$u_1 = 250 \text{ m/s} \quad \frac{b}{D} = 0,05$$

$$\sigma = \frac{c_{u1}}{c_{u\infty}} = 1 \rightarrow c_{u1} = c_{u\infty} \rightarrow \beta = \beta_{\infty}$$

Non c'è scorrimento

$$c_0 = c_2 = 40 \text{ m/s}$$

$$T_{2s} = T_0 \beta_c^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \rightarrow T_{2s} = 290 \cdot 3^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 397 \text{ K}$$

$$\eta_{ad} = \frac{h_{2s} - h_0}{h_2 - h_0} = \frac{c_p (T_{2s} - T_0)}{c_p (T_2 - T_0)} \rightarrow T_2 = 410 \text{ K}$$

$$h_r = c_p (T_2 - T_0) = 121 \text{ KJ/kg}$$

$$u_1 = \frac{2\pi n D}{60} \rightarrow D = 1,592 \text{ m} \rightarrow b = D \cdot 0,05 = 90,796 \text{ mm}$$

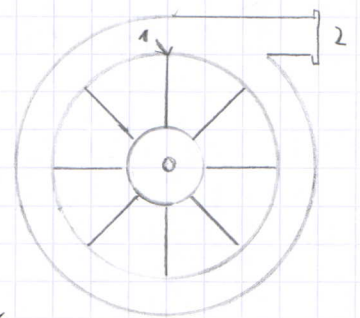
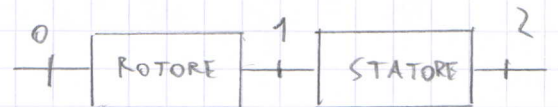
NOTE: $h_r = 1 - c_{u1} \cdot u_1 = c_1 \cos \alpha_1 \quad u_1 = u_1^2 = 62500 \text{ J/kg}$

N.B. h_r sarebbe dovuto risultare uguale a $h_r = 121 \text{ KJ/kg}$ probabilmente (siccome la traccia non lo dice) non è $c_0 \perp u_0$ e quindi non è trascurabile $c_{u0} \cdot u_0$ nel lavoro.

$$R = \frac{h_1 - h_0}{h_2 - h_0} \rightarrow h_1 - h_0 = R c_p (T_2 - T_0) = 36,24 \text{ KJ/kg}$$

$$h_1 - h_0 = c_p (T_1 - T_0) \rightarrow T_1 = 326 \text{ K}$$

Da bilancio su rotore: $h_r = (h_1 - h_0) + \left(\frac{c_1^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} \right) \rightarrow c_1 = 13,7 \text{ m/s}$



(disegno reverse diffusore)

$$\frac{V_1}{u_1} = \tan \alpha_1 \rightarrow \alpha_1 \text{ lo trovo da qui}$$

• also pitagora $w_1 = \sqrt{c_1^2 - u_1^2} = 329,6 \text{ m/s}$

Quindi in realtà il triangolo di velocità è più così →
Calcolo la portata volumetrica in 1:

$$Q_1 = w_1 A_1 = w_1 \pi D b = 131 \text{ m}^3/\text{s}$$

Per quella massima serve p_1 dell'equazione di stato. Ma calcolo prima:

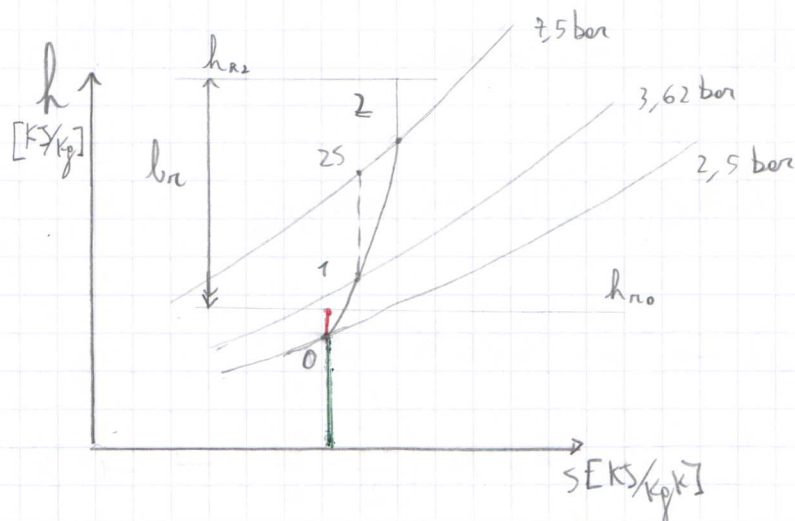
$$\frac{T_2}{T_0} = \beta_c^{\frac{m-1}{m}} \rightarrow \frac{m-1}{m} = 0,3152$$

$$326 \text{ e} \quad \frac{T_1}{T_0} = \beta_{01}^{\frac{m-1}{m}} \rightarrow \beta_{01} = 1,45 = \frac{p_1}{p_0} \rightarrow p_1 = p_0 \cdot \beta = 3,62 \text{ bar}$$

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} = \frac{3,62 \cdot 10^5}{287,65 \cdot 326} = 3,86 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m} = \rho_1 w_1 A_1 = \rho_1 Q_1 = 506 \text{ kg/s}$$

$$P = \dot{m} h_n = 506 \cdot 121 = 61,226 \text{ kW}$$



$$p_2 = \beta_c \cdot p_0 = 7,5$$

h_{p_0} = entalpia di ristagno in 0

$$h_{r_0} = h_0 + \frac{C_0^2}{2}$$

$$\begin{aligned} L_2 &= (h_2 - h_0) + \left(\frac{c_2^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} \right) \\ &= \left(h_2 + \frac{c_2^2}{2} \right) - \left(h_0 + \frac{c_0^2}{2} \right) \\ &= h_{22} - h_{11} \quad \left(\begin{array}{l} \text{anche se } c_0 = c_2 \\ \text{quindi } h_2 - h_1 \end{array} \right) \end{aligned}$$

Traccia

In un impianto di pompaggio si adotta il metodo di regolazione con by-pass per sollevare 5 m³/s di acqua da un bacino ad un serbatoio posto ad un dislivello di 60 m. La pressione del serbatoio è uguale a quella del bacino da cui è prelevata l'acqua. La pompa opera a regime di giri fisso, pari a 3000 giri/min, con un rendimento del 70%; sono note inoltre le relazioni che legano le curve caratteristiche alla portata volumetrica [m³/s] ed al regime di giri [giri/min], di seguito riportate (la prevalenza è espressa in metri):

$$H_{\text{int}} = k_1 \cdot n^2 + k_2 \cdot n \cdot Q + k_3 \cdot Q^2$$

$$H_{\text{est}} = H_u + Y_{\text{tot}}$$

$$Y_{\text{tot}} = k_4 \cdot Q^2$$

$$k_1 = 20 \cdot 10^{-6}; k_2 = 10^{-3}; k_3 = -2; k_4 = 1$$

La pompa è azionata da un impianto a gas (ITG), che aspira aria dall'ambiente (T=298 K, p=1 bar). Per esigenze di processo, una frazione 0.09 di aria compressa viene spillata a valle del compressore prima dell'ingresso in camera di combustione. La temperatura di ingresso in camera di combustione è pari a 550 K. Nell'ITG è bruciato metano (i.e. Hi=50100 kJ/kg) con un rendimento di combustione pari a 0.94 ed un rapporto di miscela $\alpha=90$.

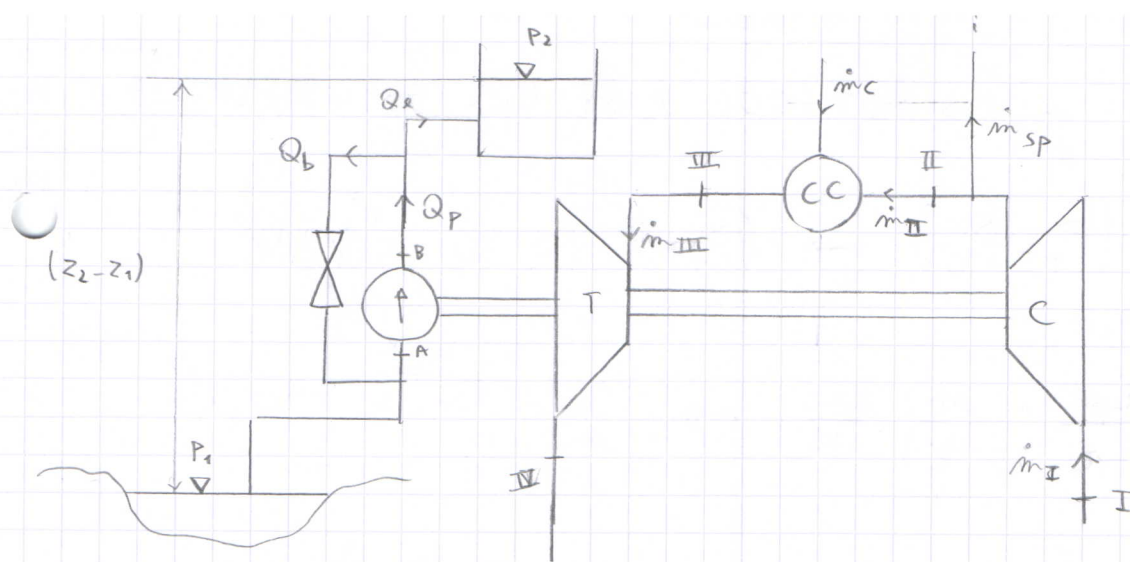
Nell'ipotesi che la turbina ed il compressore presentino il medesimo rendimento politropico, pari a 0.94, e che il rendimento meccanico (tra ITG e pompa) sia 0.91, calcolare: i) la potenza assorbita dalla pompa; ii) la prevalenza totale dell'impianto di pompaggio; iii) la portata di acqua by-passata. iv) il consumo orario di metano; v) la temperatura massima raggiunta dai gas elaborati dall'ITG; vi) il rendimento dell'impianto a gas.

Si tracci qualitativamente uno schema di impianto e si rappresentino il punto di funzionamento dell'impianto di pompaggio ed il ciclo Joule (piano T,S) secondo cui evolve l'ITG.

Trascrivere i risultati numerici nella seguente tabella:

Variabile	Valore
Potenza assorbita dalla pompa (MW)	9.15
Prevalenza totale (m)	85
Portata by-pass (m ³ /s)	2.68
Consumo orario di metano (kg/h)	0.64
Temperatura max ITG (K)	1062.90
Rendimento ITG	0.28

Riportare le formule utilizzate ed eventuali commenti, utilizzando il retro del foglio ed altri fogli se necessario (indicare i propri dati ed il numero progressivo dell'esercizio su tutti i fogli).



POMPA: $Q_e = 5 \text{ m}^3/\text{s}$ di H_2O $z_2 - z_1 = 60 \text{ m}$ $P_2 - P_1 = 0$
 $n = 3000 \text{ giri/min}$ $\eta_P = 0,7$.

$$H_i = k_1 n^2 + k_2 m \cdot Q + k_3 Q^2 \quad H_e = H_u + Y_{\text{tot}}$$

$$Y_{\text{tot}} = k_4 Q^2 \quad k_1 = 20 \cdot 10^{-6}, \quad k_2 = 10^{-3}, \quad k_3 = -2, \quad k_4 = 1$$

ITG: $T_I = 298 \text{ K}$ $P_I = 1 \text{ bar}$ $\dot{m}_{\text{sp}} = 0,09 \dot{m}_I$ $T_{II} = 550 \text{ K}$
 \dot{m}_C di $\text{CH}_4 \rightarrow H_i = 50100 \text{ kJ/kg}$ $\eta_b = 0,94$ $\alpha = 90$

IPOTESI: $\eta_{\text{relT}} = \eta_{\text{relC}} = 0,94$ $\eta_m = 0,91$

POMPA: $H_u = (z_2 - z_1) = 60 \text{ m}$

$$H_e(Q_e) = 60 + 5^2 = \boxed{85 \text{ m}} = H_T$$

$$H_i(Q_p) = H_e(Q_e)$$

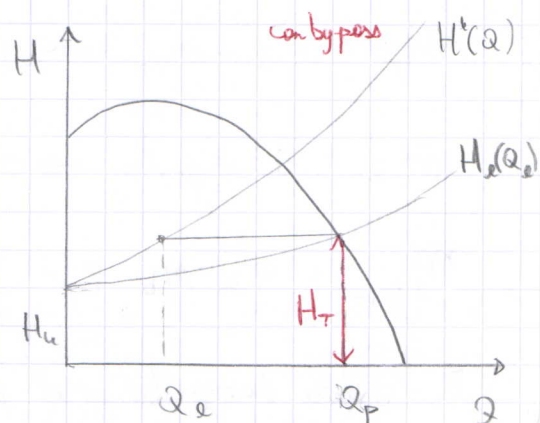
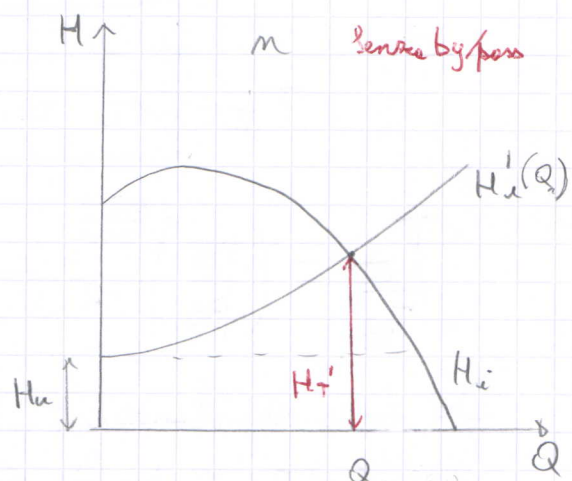
$$k_1 n^2 + k_2 m \cdot Q_p + k_3 Q_p^2 = 85 \rightarrow Q_p = 7,68 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_b = Q_p - Q_e = \boxed{2,68 \text{ m}^3/\text{s}}$$

Percezione Euleriana:

$$H_E = \frac{H_T}{\eta_P} = 121,53 \text{ m}$$

$$l_p = H_E \cdot g = 1191 \text{ J/kg}$$



$$P_P = \dot{m} l_P = \rho Q_P l_P = 1000 \cdot 7,68 \cdot l_P = 9,14 \text{ MW} \approx \boxed{9,15 \text{ MW}}$$

$$P_P = \eta_m (P_T - P_C) \rightarrow (P_T - P_C) = 10,05 \text{ MW}$$

$$\eta_{pol,c} = \frac{L_{pol}}{L_c} = \frac{m_c}{m_c - 1} \frac{k-1}{k} \rightarrow \frac{m_c - 1}{m_c} = \frac{\eta_{pol,c} (k-1)}{k} = 0,305$$

$$\eta_{pol,T} = \frac{L_r}{L_{pol}} = \frac{k}{k-1} \frac{m_r - 1}{m_r} \rightarrow \frac{m_r - 1}{m_r} = \frac{\eta_{pol,T} (k-1)}{k} = 0,269$$

$$\frac{T_{II}}{T_I} = \beta_c^{\frac{m_c - 1}{m_c}} \rightarrow \beta_c = 7,5 \rightarrow P_{II} = P_I \cdot \beta_c = 7,5 \text{ bar} = P_{III}$$

Bilancio in CC:

$$\dot{m}_{II} h_{II} + \dot{m}_c h_{II} + \dot{Q} = \dot{m}_{III} h_{III}$$

$$\dot{m}_{II} h_{II} + \dot{m}_c h_{II} + \eta_b \dot{m}_c H_i = (\dot{m}_{II} + \dot{m}_c) h_{III}$$

$$\eta_b H_i = \frac{c_p (\dot{m}_{II} + \dot{m}_c) (T_{III} - T_{II})}{\dot{m}_c} = c_p (\alpha + 1) (T_{III} - T_{II})$$

$$T_{III} = \boxed{1064 \text{ K}} \quad \text{La turbina scocca nell'ambiente quindi } P_{II} = P_{III}$$

$$\frac{T_{IV}}{T_{III}} = \left(\frac{P_{IV}}{P_{III}} \right)^{\frac{m_r - 1}{m_r}} \rightarrow T_{IV} = 1064 \cdot \left(\frac{1}{7,5} \right)^{0,269} = 619 \text{ K}$$

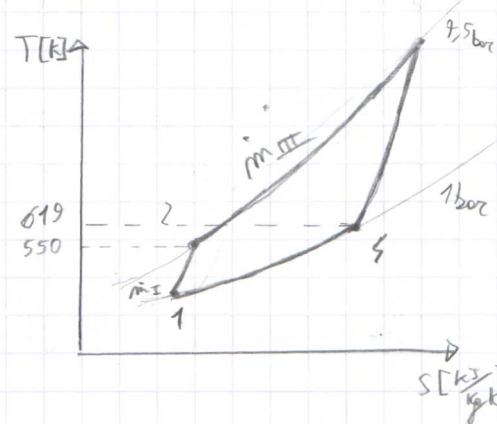
Da bilancio potenza: $(P_T - P_C) = 10,05 \text{ MW}$

$$\dot{m}_{III} c_p (T_{III} - T_{IV}) - \dot{m}_I c_p (T_{II} - T_I) = 10,05 \text{ MW}$$

$$\dot{m}_{III} = \dot{m}_I - \dot{m}_{sp} + \dot{m}_c = \dot{m}_I - 0,09 \dot{m}_I + \frac{\dot{m}_I}{\alpha}$$

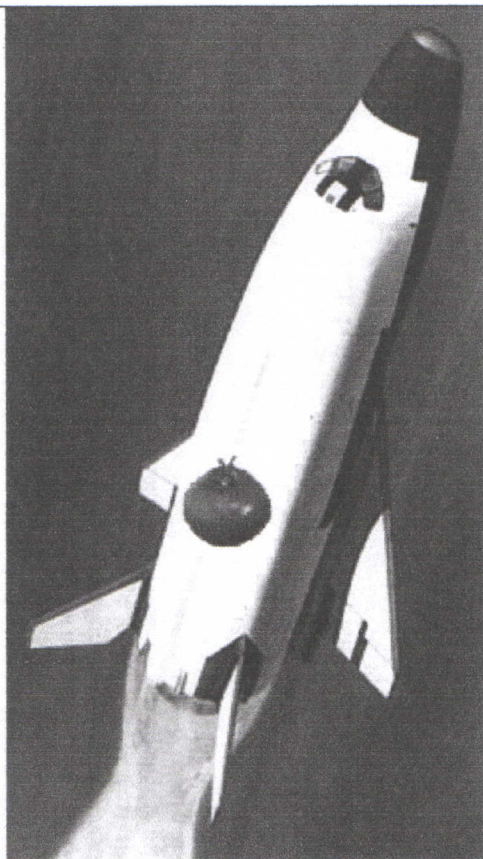
$$\dot{m}_I = 63 \text{ kg/s} \rightarrow \dot{m}_c = \frac{\dot{m}_I}{90} = \boxed{0,7 \text{ kg/s}}$$

$$\eta_{gite} = \eta_m \cdot \eta_b \cdot \eta_r = \frac{P_u}{\dot{m}_c H_i} = \frac{P_P}{\dot{m}_c H_i} = \frac{9,15 \cdot 10^6}{0,7 \cdot 501 \cdot 10^6} = \boxed{0,26}$$



N.B. Valori diversi dal prof. probabilmente per c_p diversi utilizzati.

Prova Intracorso di Macchine 1 del 2/5/2005



Il "San Marzano Space Shuttle", velivolo a decollo verticale, viene lanciato dalla base del Camerelle Space Center, per trasportare un carico di pomodori S.Marzano su una stazione orbitante.

Il velivolo è caratterizzato dai seguenti dati:

Massa del velivolo senza carico: 900 t

Carico: 325 t

Accelerazione al decollo: 3.25 m/s^2

Pressione a valle: 1 bar.

Il gas (aria) espande in un ugello fuoriuscendo da un serbatoio alle seguenti condizioni:

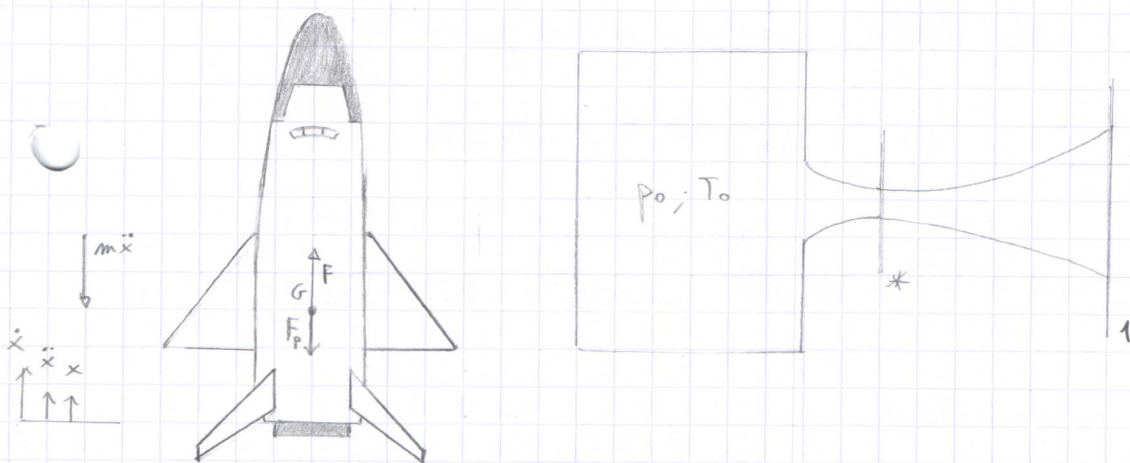
Pressione di ristagno: 24 bar

Temperatura di ristagno: 900 K

La spinta verticale al decollo è pari al prodotto della portata massica di gas effluenti dall'ugello per la loro velocità.

Calcolare la sezione di scarico e la sezione di gola dell'ugello in grado di assicurare l'accelerazione verticale richiesta.

Valutare se il velivolo è in grado di decollare in presenza di riduzione della pressione a monte pari al 20%.



$$m = 900 + m_w = 325 + m_{Tot} = m + m_w = 1225 \text{ t.}$$

$$\ddot{x} = a = 3,25 \text{ m/s}^2 \quad p_1 = 1 \text{ bar} \quad p_0 = 24 \text{ bar} \quad T_0 = 900 \text{ K}$$

$$F = \dot{m}_{air} C_1$$

Trascurando la massa persa per consumo di combustibile: $\dot{m}_{tot} \cdot f$

(A) $F - F_p - m_{tot} \ddot{x} = 0 \rightarrow F = F_p + m \ddot{x} = 1225 \cdot 10^3 (9,81 + 3,25) = 16 \text{ MN}$

PASSAGGI AGGIUNTIVI

Scegliamo le proprietà alle p_0 (di restagno) e T_0 . Bilancio energia:

$$h_0 = h + \frac{C^2}{2} \rightarrow C_p T_0 = C_p T + \frac{C^2}{2} \rightarrow \frac{T_0}{T} = 1 + \frac{C^2}{2 C_p T} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{T_0}{T} = 1 + \frac{C^2}{2 \frac{k R}{k-1} T} = \left[1 + \frac{(k-1)}{2} M^2 \right] = \frac{T_0}{T}$$

Applicando la adiabatica isentropica: $\frac{T_0}{T} = \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} \rightarrow \frac{p_0}{p} = \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\frac{k}{k-1}}$

$$\frac{p_0}{p_1} = \left[1 + \frac{(k-1)}{2} M_1^2 \right]^{\frac{k}{k-1}} \rightarrow M_1 = 2,72$$

$$a_1 = \sqrt{k R T_1} = \sqrt{1,4 \cdot 288 \cdot 363} = 383 \text{ m/s} \rightarrow C_1 = M_1 a_1 = 1041 \text{ m/s}$$

$$\frac{T_0}{T_1} = 1 + \frac{(k-1)}{2} M^2 \rightarrow T_1 = 363 \text{ K}$$

Calcolo la portata

$$F = \dot{m}_{air} \cdot C_1 \rightarrow \dot{m}_{air} = \frac{16 \cdot 10^6}{1041} = 15369 \text{ Kg/s}$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R T_1} = \frac{1 \cdot 10^5}{288 \cdot 363} = 0,956 \text{ Kg/m}^3$$

$$\dot{m}_1 = \rho_1 A_1 C_1 \rightarrow A_1 = 15,44 \text{ m}^2$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 A_1}{\pi}} = 4,44 \text{ m}$$

Per calcolare l'area della sezione * si pone $M=1$

$$\frac{T_0}{T^*} = 1 + \frac{(k-1)}{2} = 1,2 \rightarrow T^* = 750 K$$

$$\frac{P_0}{P^*} = \left[1 + \frac{(k-1)}{2} \right]^{\frac{k}{k-1}} = 1,89 \rightarrow P^* = 12,7 \text{ bar}$$

$$\rho^* = \frac{P^*}{R T^*} = \frac{12,7 \cdot 10^5}{R \cdot 750} = 5,88 \text{ kg/m}^3$$

Se $M=1$ $C^* = a^* = \sqrt{k R T^*} = 550 \text{ m/s}$

$$\dot{m}^* = \dot{m}_{air} = \rho^* A^* C^* \rightarrow A^* = \frac{15369}{5,88 \cdot 550} = 4,75 \text{ m}^2$$

$$D^* = \sqrt{\frac{4 A^*}{\pi}} = 2,46 \text{ m}$$

(B) $P_0' = P_0 \cdot (1 - 0,2) = 19,2 \text{ bar}$ $T^{*'} = T^* = 750 K$

$$P_0/P^{*'} = 1,89 \rightarrow P^{*'} = \frac{19,2}{1,89} = 10,16 \text{ bar}$$

$$C^{*'} = C^* = 550 \text{ m/s} \quad A^{*'} = A^* \text{ (non le variano)}$$

$$\rho^{*'} = \frac{P^{*'}}{R T^{*'}} = \frac{10,16 \cdot 10^5}{288 \cdot 750} = 4,7 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}' = \rho^{*'} A^* C^* = 4,7 \cdot 4,75 \cdot 550 = 12279 \text{ kg/s}$$

$$M_1' = 2,545 \quad \left(\text{calcolato da } \frac{P_0'}{P_1} = \left(1 - \frac{(k-1)}{2} M_1'^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} \right)$$

$$C_1' = M_1' \cdot a_1' = M_1' \cdot \sqrt{k R T_1'} = 1017 \text{ m/s}$$

$$T_1' = T_0 \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 900 \left(\frac{1}{19,2} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 387 K$$

N.B. Ora non posso dire che

avrei ottenuto lo stesso risultato variando la p_2 valle (avremmo ottenuto $\dot{m}' = \dot{m}$)
Idoscaggio delle portate

$$F' = \dot{m}' C_1' = 12,5 \text{ MN} > F_P = 12,0 \text{ MN} \quad \text{Fino a DECOLLARE}$$

Ma con accelerazione pari a:

$$\ddot{x}' = \frac{F' - F_P}{m_{TOT}} = \frac{(12,5 - 12) \cdot 10^6}{1225 \cdot 10^3} = 0,41 \text{ m/s}^2$$

Molto minore

Allievo: _____ Matricola: _____ Firma: _____

Orario di consegna: _____

#1

Traccia

Un impianto turbo-gas, composto da un compressore e da una turbina a struttura assiale, opera nelle seguenti condizioni di funzionamento:

Fluido di lavoro:

- Aria (gas perfetto)

Compressore:

- Pressione all'aspirazione $p_1 = 1$ bar
- Temperatura all'aspirazione $T_1 = 300$ K
- Rapporto di compressione $\beta_c = 10$
- Rendimento politropico di compressione $\eta_{pol,c} = 0.9$

Turbina:

- Pressione allo scarico $p_4 = p_1$
- Rapporto di espansione $\beta_e = \beta_c$
- Rendimento politropico di espansione $\eta_{pol,e} = \eta_{pol,c}$
- Velocità di trascinamento massima: $u_{max} = 450$ m/s
- Velocità di ingresso turbina $C_0 = 20$ m/s

Ipotesi:

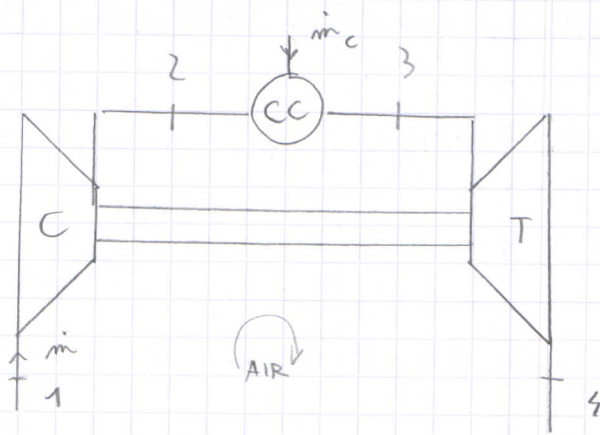
- Stadi di turbina a reazione ($R = 0.5$)
- Per entrambe le turbomacchine, si assuma che la velocità di scarico assiale sia pari alla velocità di ingresso

Con i dati a disposizione, si calcoli la temperatura minima d'ingresso in turbina affinché il lavoro d'espansione superi il lavoro necessario alla compressione del fluido. In queste condizioni si valutino anche l'energia termica richiesta nella fase di adduzione del calore, il numero di stadi della turbina e la velocità di uscita dello statore del primo stadio di turbina.

Risultati numerici

Variabile	Valore
T_3 (temperatura minima di ingresso in turbina) [K]	
q_1 (calore addotto) [kJ/kg]	
N (numero di stadi di turbina a reazione)	
C_1 (velocità di uscita statore primo stadio turbina) [m/s]	

Formule utilizzate ed eventuali commenti (continuare sul retro del foglio):



COMPRESSOR: $p_1 = 1 \text{ bar}$
 $T_1 = 300 \text{ K}$
 $\beta_c = 10$ $\eta_{\text{rel},c} = 0,9$

TURBINE: $p_3 = p_1$ $\beta_c = \beta_T$
 $\eta_{\text{rel},T} = \eta_{\text{rel},c}$ $u_{\text{max}} = 450 \text{ m/s}$
 $C_3 = 20 \text{ m/s}$

IPOTESI Gas perfetto, $R_T = 0,5$ $C_1 = C_2$
 $C_3 = C_4$

$$p_2 = p_3 = \beta_c \cdot p_1 = 10 \text{ bar}$$

Calcoliamo prima il lavoro necessario al compressore:

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = (\beta_c)^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} \rightarrow T_2 = 623 \text{ K}$$

$$\eta_{\text{rel},c} = \frac{l_{\text{pol}}}{l_r} = \frac{\gamma_c}{\gamma_c - 1} \frac{k - 1}{k} \rightarrow \frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c} = \frac{1,4 - 1}{1,4 \cdot 0,9} = 0,31756$$

$$l_c = c_p (T_2 - T_1) = 325,13 \text{ KJ/kg}$$

$$R_{\text{air}} = \frac{\tilde{R}}{M_{\text{air}}} = \frac{8,313}{28,9 \cdot 10^{-3}} = 287,6 \text{ J/kgK} \rightarrow c_p = \frac{k R_{\text{air}}}{k - 1} = 1006,6$$

Al limite quindi il lavoro della turbina deve essere uguale:

$$l_T \geq |l_c| \leadsto c_p (T_3 - T_4) = l_c \rightarrow (T_3 - T_4) = (T_2 - T_1)$$

(Giustamente, nell'ipotesi di $c_{p,c} = c_{p,T}$, avviene che \uparrow)

Calcolo l'esponente delle politropiche:

$$\eta_{\text{rel},T} = \frac{l_r}{l_{\text{pol}}} = \frac{k}{k - 1} \frac{\gamma_T - 1}{\gamma_T} \rightarrow \frac{\gamma_T - 1}{\gamma_T} = 0,25414$$

$$\frac{T_3}{T_4} = (\beta_T)^{\frac{\gamma_T - 1}{\gamma_T}} = 1,81 \rightarrow T_3 = 1,81 \cdot T_4 \text{ sostituisco nella}$$

$$1,81 T_4 - T_4 = (623 - 300) \rightarrow T_4 = 399 \text{ K}$$

$$T_3 = T_4 \cdot 1,81 = 722 \text{ K}$$

Posso calcolare l'energia termica specifica richiesta:

01/02/2007 ②

$$q = c_p (T_3 - T_2) = 99,7 \text{ kJ/kg}$$

$$l_T = c_p (T_3 - T_2) = 325,13 \text{ kJ/kg} (= l_c)$$

Nel caso di stadio a reazione con $R=0,5 \rightarrow$

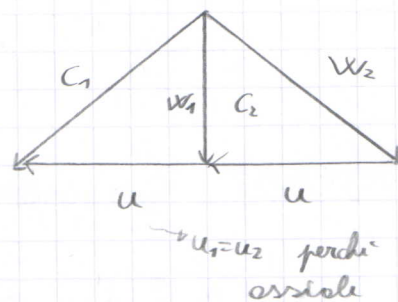
Quindi per il singolo stadio

$$l_{Ti} = C_{1u} u - C_{2u}^0 u = u^2$$

$$l_{Ti \max} = u_{\max}^2 = 202,5 \text{ kJ/kg}$$

$$m_s = \frac{l_T}{l_{Ti \max}} = \frac{325,13}{202,5} = 1,6 \approx 2$$

Occorrono 2 stadi

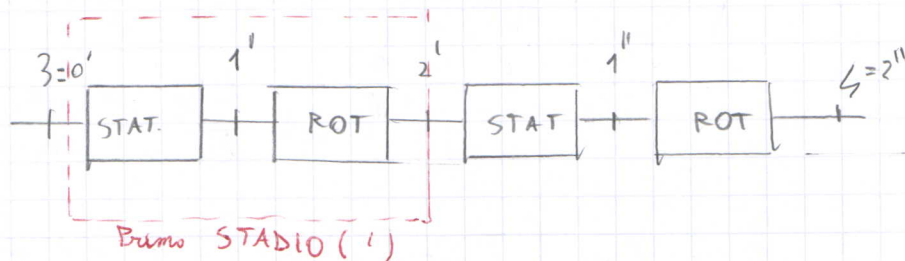


chiamo $3=0'$ e $4=2''$

~~Assumiamo che...~~

Per $R=0,5$, per ogni stadio

$$R = \frac{h_{1'} - h_{2'}}{h_{0'} - h_{2'}} = 0,5$$



Di Palma Felice

* Quindi per ogni stadio si ha lo stesso Δh come per ogni statore o rotore

$$l_{Ti} = \frac{l_T}{m_s} = \frac{325,13}{2} = 162,6 \text{ kJ/kg} \rightarrow u = \sqrt{l_{Ti}} = 403 \text{ m/s}$$

$$l_{Ti} = (h_{0'} - h_{2'}) \quad (\text{bilancio su singolo stadio})$$

$$h_{1'} - h_{2'} = R l_{Ti} = 81,3 \text{ kJ/kg} \rightarrow l_{Ti} - (h_{1'} - h_{2'}) = (h_{0'} - h_{1'}) \rightarrow$$

$$\rightarrow h_{0'} - h_{1'} = 81,3 \text{ kJ/kg} \quad (\text{e' conseguenza di } R=0,5 *)$$

Bilancio su STATORE

$$h_{0'} + \frac{C_{0'}^2}{2} = h_{1'} + \frac{C_{1'}^2}{2} \rightarrow C_1 = \sqrt{2(h_{0'} - h_{1'}) + C_3^2} = 404 \text{ m/s}$$

in Sole

Esame di “Sistemi Energetici” e “Macchine e Sistemi Energetici” – 22/01/2010

Allievo/a: _____ Matricola: _____

e-mail (facoltativa): _____ **1**

Orale: 29/01/10 ☐ 9/01/10 ☐ altra data ☐

Traccia

Un'azienda deve valutare l'impatto ambientale (emissioni di CO_2) di due impianti per la generazione di energia elettrica con potenza massima di **1280** [kW]. La scelta deve essere eseguita tra un impianto con turbina a gas ed un impianto motore termico a combustione interna. Il combustibile disponibile per i due impianti è metano (CH_4) con potere calorifico pari a **44000** [kJ/kg].

Il compressore della turbina a gas aspira aria ambiente alla temperatura di **290** [K] ed alla pressione di **1.05** [bar] e comprime il gas fino alla temperatura di **780** [K]. Il metano è bruciato in camera di combustione con un rendimento di **.955**, il rapporto di miscela è **56**. I rendimenti politropici di compressione ed espansione sono uguali e pari a **.89**, mentre il rendimento meccanico è **.945**.

L'impianto motore termico evolve secondo un ciclo termodinamico con temperatura media di adduzione di calore pari a **750** [K] e temperatura media di sottrazione di calore di **470** [K]. Il rendimento meccanico dell'impianto è **.945**.

Si stimi il consumo di combustibile, il rendimento globale dei due impianti e la portata di arai elaborata dal compressore. Ai fini della valutazione di impatto ambientale si calcoli la portata di anidride carbonica (CO_2) emessa dai due impianti. Si ipotizzi il medesimo rendimento di combustione per i due impianti termici.

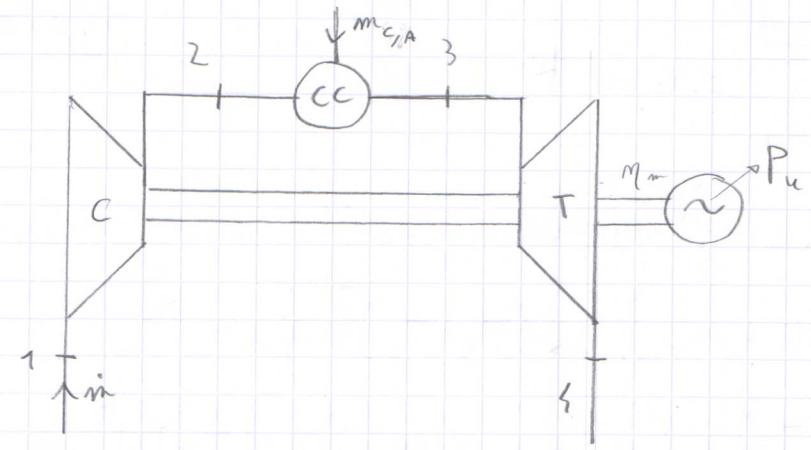
Per l'impianto a gas si rappresenti lo schema e si tracci qualitativamente il ciclo termodinamico di riferimento.

Trascrivere i risultati numerici nella seguente tabella:

Variabile	Valore
Consumo di combustibile TG [kg/h]	249.
Portata aria TG [kg/h]	13992.
Rendimento globale TG	0.419
Rendimento globale IMT	0.336
Consumo di combustibile IMT [kg/h]	310.
Portata di CO_2 TG [kg/h]	687.
Portata di CO_2 IMT [kg/h]	854.

Riportare le formule utilizzate ed eventuali commenti, utilizzando il retro del foglio ed altri fogli se necessario (indicare i propri dati ed il numero progressivo dell'esercizio su tutti i fogli).

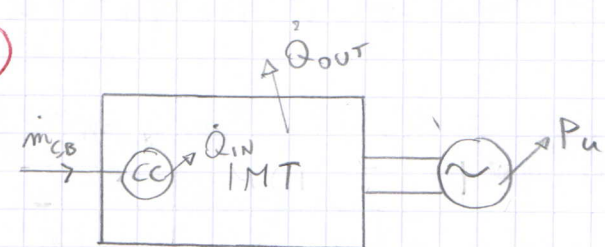
(A)



$P_u = 1280 \text{ kW}$
 $\text{CH}_4 \Rightarrow H_i = 44000 \text{ kJ/kg}$
 $M_w = 16,04 \text{ g/mol}$

(A) $T_1 = 290 \text{ K}$ $p_1 = 1,05 \text{ bar}$
 $T_2 = 480 \text{ K}$ $\eta_b = 0,955$
 $\alpha = 56$ $\eta_{\text{rel},c} = \eta_{\text{rel},T} = 0,89$
 $\eta_m = 0,945$

(B)



(B) $T_{m,a} = 750 \text{ K}$ $T_{m,s} = 470 \text{ K}$
 $\eta_m = 0,945$

IPOTESI: $\eta_{b,A} = \eta_{b,B}$

(B)

$$\eta_r = \frac{P_i}{\dot{Q}_{IN}} = \frac{\dot{Q}_{IN} - \dot{Q}_{OUT}}{\dot{Q}_{IN}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{OUT}}{\dot{Q}_{IN}} = 1 - \frac{\Delta \dot{S} T_{m,s}}{\Delta \dot{S} T_{m,a}} = 0,373$$

$$\eta_g = \eta_b \cdot \eta_r \cdot \eta_m = 0,955 \cdot 0,373 \cdot 0,945 = 0,3366$$

$$\eta_g = \frac{P_u}{\dot{m}_{C,B} H_i} \rightarrow \dot{m}_{C,B} = \frac{1280 \cdot 10^3}{0,3366 \cdot 44 \cdot 10^6} = 0,0864 \text{ kg/s} = 311 \text{ kg/h}$$

(A)

$$\eta_{\text{pol},c} = \frac{l_{\text{pol}}}{l_a} = \frac{m_c}{m_c - 1} \frac{k-1}{K} \Rightarrow \frac{m_c - 1}{m_c} = \frac{k-1}{\eta_{\text{pol},c} K} = 0,321$$

$$P_c = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{m_c}{m_c - 1}} = \left(\frac{480}{290} \right)^{\frac{1}{0,321}} = 21,81 \rightarrow P_2 = P_c \cdot P_1 = 22,9 \text{ bar}$$

$$P_3 = P_2 \quad P_4 = P_1$$

$$\eta_{\text{rel},T} = \frac{l_r}{l_{\text{pol}}} = \frac{m_T - 1}{m_T} \cdot \frac{K}{K-1} \rightarrow \frac{m_T - 1}{m_T} = \frac{0,89 \cdot (1,4 - 1)}{1,4} = 0,2543$$

Bilancio su CC

$$\dot{m} h_2 + \dot{m}_{C,A} h_2 + \dot{Q} = (\dot{m} + \dot{m}_{C,A}) h_3$$

$$(\dot{m} + \dot{m}_{C,A}) h_2 + \eta_b \dot{m}_{C,A} H_i = (\dot{m} + \dot{m}_{C,A}) h_3$$

$$\eta_b \dot{m}_{C,A} H_i = c_p (\dot{m} + \dot{m}_{C,A}) (T_3 - T_2)$$

$$T_3 = T_2 + \frac{\eta_b H_i}{c_p (1 + \alpha)}$$

$$T_3 = 1512 \text{ K}$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{1}{\beta_T} \right)^{\frac{m_T - 1}{m_T}} = 690 \text{ K}$$

Bilancio Potenza: (supponiamo $c_p(\dot{m}) = c_p(\dot{m} + \dot{m}_{c,A})$)

$$[-\dot{m}c_p(T_2 - T_1) + (\dot{m} + \dot{m}_{c,A})c_p(T_3 - T_4)] \cdot \eta_m = P_u$$

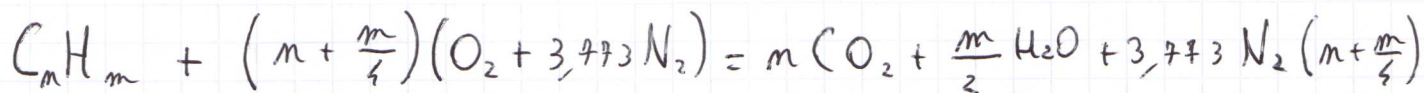
$$[-\dot{m}_{c,A} \cdot \alpha c_p(T_2 - T_1) + (\alpha \dot{m}_{c,A} + \dot{m}_{c,A})c_p(T_3 - T_4)] \cdot \eta_m = P_u$$

$$\dot{m}_{c,A} = \frac{P_u}{[(\alpha + 1)c_p(T_3 - T_4) - \alpha c_p(T_2 - T_1)] \eta_m} = 0,693 \text{ kg/s} = 249 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m} = \alpha \dot{m}_{c,A} = 56 \cdot 0,693 = 38,81 \text{ kg/s} = 140,046 \text{ kg/h}$$

$$\eta_{gT} = \frac{P_u}{\dot{m}_{c,H_i}} = \frac{1280 \cdot 10^3}{0,693 \cdot 44 \cdot 10^6} = 0,420$$

Per calcolare la massa di CO_2 ricordiamo la reazione di combustione



Per ogni mole di C_mH_m abbiamo m moli di CO_2 :

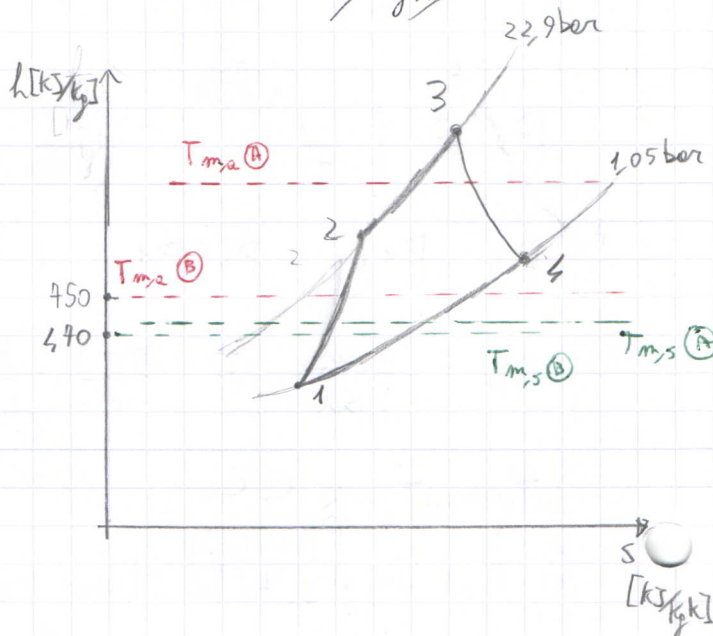
Nel caso del metano CH_4 , $m=1$. Troviamo il rapporto in kg:

$$\frac{\text{kg}[\text{CO}_2]}{\text{kg}[\text{CH}_4]} = \frac{m \cdot M_{w\text{CO}_2}}{M_{w\text{CH}_4}} = \frac{1 \cdot (12,011 + 32)}{1 \cdot 16,04} = 2,75 \quad \frac{\text{mol g/mol}}{\text{mol g/mol}}$$

$$\textcircled{B} \quad \dot{m}_{\text{CO}_2} = \dot{m}_{c,B} \cdot 2,75 = 855 \text{ kg/h}$$

$$\textcircled{A} \quad \dot{m}_{\text{CO}_2} = \dot{m}_{c,A} \cdot 2,75 = 685 \text{ kg/h}$$

Motore che \textcircled{B} ha η_g minore quindi \textcircled{A} è migliore per quanto riguarda le emissioni. In effetti \textcircled{A} lavora a una $T_{m,a}$ più alta mentre ha una $T_{m,s}$ comparabile. $\rightarrow \eta_{gA} > \eta_{gB}$



Allievo: _____ Matricola: _____ Firma: _____

Orario di consegna: _____

#1

Traccia

Un compressore alternativo monostadio è caratterizzato dai seguenti dati:

- Rapporto di compressione volumetrico $\rho = 10$ [/]
- Rapporto di compressione manometrico $\beta = 5$ [/]
- Pressione all'aspirazione $p_1 = 1$ [bar]
- Temperatura all'aspirazione $T_1 = 293$ [K]
- Regime di giri $n = 3000$ [giro/min]
- Cilindrata $= 250$ [cm³]
- Fluido di lavoro: aria
- Trasformazioni di compressione ed espansione adiabatiche reversibili

Calcolare la temperatura di mandata, il rendimento volumetrico, la portata massica di fluido aspirata e la potenza assorbita dal compressore.

Suggerimento:

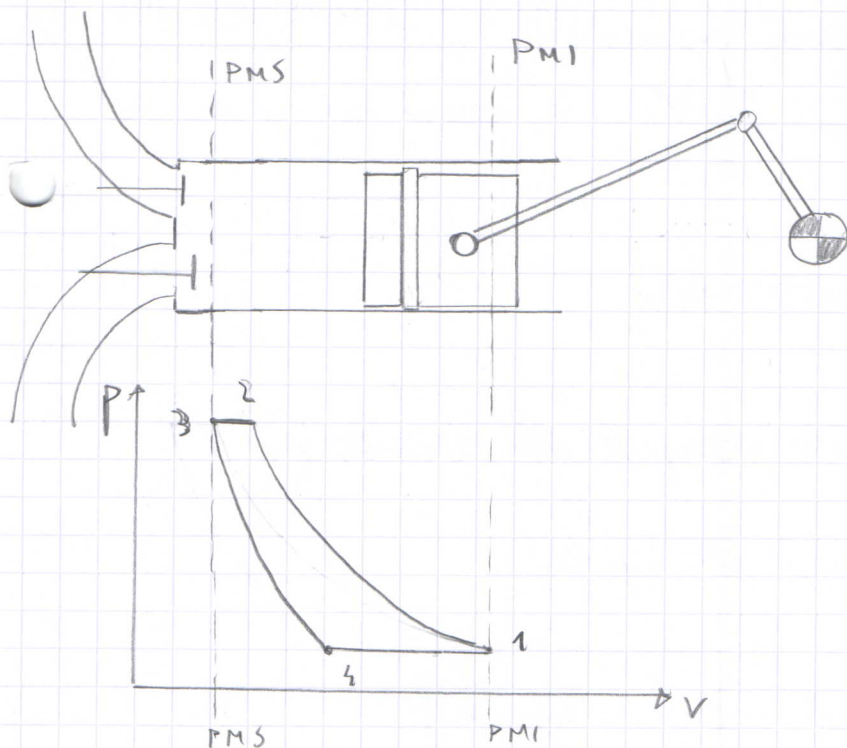
la potenza assorbita dal compressore è calcolabile mediante la seguente formula:

$$P = \dot{m} \cdot \int_1^2 v dp$$

in cui \dot{m} rappresenta la portata di fluido aspirata.

Riportare i risultati nella seguente tabella:

Variabile	Valore
Temperatura di mandata [K]	
Rendimento volumetrico compressore (aria) [/]	
Portata massica elaborata (aria) [kg/h]	
Potenza del compressore (aria) [kW]	



$$\beta = 10$$

$$\beta = 5$$

$$P_1 = 1 \text{ bar}$$

$$T_1 = 293 \text{ K}$$

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

$$V = 250 \text{ cm}^3$$

$$m = k \text{ politropiche}$$

$$T_2 = T_1 \beta^{\frac{k-1}{k}} = 464 \text{ K}$$

Calcolo rendim. volum.

$$\lambda_v = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3}$$

(Quanto è grande il volume espulso rispetto alla cilindrata, infatti $V_1 - V_3 = V$)

Ricordando che $\beta = \frac{V_1}{V_3} \rightarrow \begin{cases} V_1 - V_3 = 250 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 0,00025 \text{ m}^3 \\ V_1 = 10V_3 \rightarrow 10V_3 - V_3 = 0,00025 \end{cases}$

Il volume 4 si calcola a partire da V_3 :

VOLUM. MORTE $V_3 = 27,8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$

$V_1 = 278 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$

$$P V^k = \text{cost} \rightarrow \frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^k \rightarrow V_4 = 87,76 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$\lambda_v = \frac{278 \cdot 10^{-6} - 87,76 \cdot 10^{-6}}{278 \cdot 10^{-6} - 27,8 \cdot 10^{-6}} = 0,46$$

Si poteva operare più velocemente prendendo l'espressione di λ_v e moltiplicando e dividendo per V_3

$$\lambda_v = \frac{V_3}{V_3} \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3} = \frac{\frac{V_1}{V_3} - \frac{V_4}{V_3}}{\frac{V_1}{V_3} - \frac{V_4}{V_3}} = \frac{\beta - \beta^{1/k}}{\beta - 1} = 0,46$$

Ogni ciclo viene riempito con porzione $2v$ della cilindrata $\rightarrow V_{ciclo} = 2vV$ e viene riempito n volte al minuto:

$$\dot{V} = \frac{2v V \cdot n}{60} = 0,0095 \text{ m}^3/\text{s}$$

Tale volume è ovviamente occupato alla densità ρ_1

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} = \frac{1 \cdot 10^5}{288 \cdot 293} = 1,185 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = 0,01126 \text{ kg/s} = \boxed{40,5 \text{ kg/h}}$$

Potenza compressore:

$$T_2 = T_1 (\beta)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 564 \text{ K} \rightarrow P_c = \dot{m} (T_2 - T_1) c_p = \boxed{1,94 \text{ kW}}$$

OSSERVAZIONI

Di Palma Felice

N.B. Questa è la potenza assorbita nel tratto 1-2 ^{metto, infatti} mentre nel tratto 3-4 ^{compiono lavoro} ce la restituisce al compressore (i cui che compie lavoro).

~~Non si può ottenere calore dalla rete (infatti non è un motore) e per il 3-4 è assorbito calore (anche da fonte) e quindi calore specifico e quindi~~
~~il calore di 3-4 non può essere dato. In sostanza il ciclo~~
~~che si indica è errato. Nel caso avessimo avuto li:~~

$$P_c = \frac{\dot{m}}{\eta_m} l_i = \frac{2v V \cdot n}{60 \eta_m} \cdot l_i$$

Se avessimo la pressione media indicata P_{mi}

lavoro indicato

$$\rightarrow P_c = \frac{2v \rho V n}{60 \eta_m} P_{mi} v = \frac{2v \rho V n}{60 \eta_m} P_{mi} \frac{1}{\beta}$$

Se chiedesse β_{max} :

$$\beta_{max} = \rho^{\kappa} = 25,1$$

Allievo: _____ Matricola: _____ Firma: _____

Orario di consegna: _____

#1

Traccia

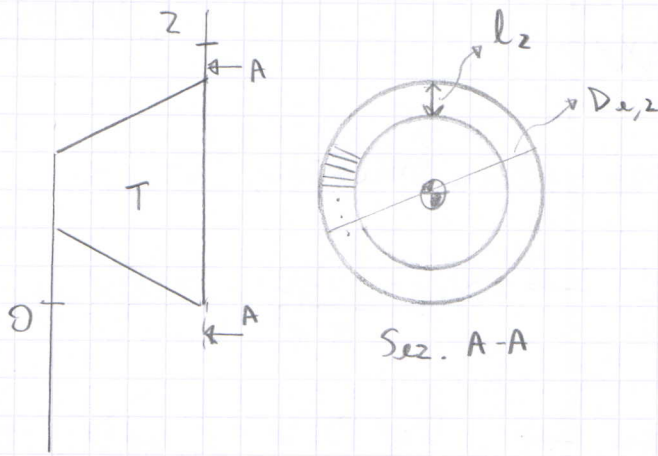
Una turbina a gas assiale multistadio per applicazioni marine è alimentata alla temperatura di 950 °C e ad una pressione di 25.2 bar. Si esegua il dimensionamento della turbina a partire dai seguenti dati:

- Pressione a valle = 1.1 bar
- Rendimento politropico di espansione = 0.77
- Numero di giri = 3000 giri/min
- Rapporto tra altezza della palettatura e diametro massimo nella sezione d'uscita = 0.29
- Velocità di trascinamento massima: $u_{\max} = 350$ m/s
- Fluido di lavoro: aria (gas perfetto)
- Portata massica = 70 kg/s
- Velocità di scarico assiale C_2 pari alla velocità di ingresso C_0
- Si imponga che i primi due stadi siano ad azione ed i restanti a reazione ($R = 0.5$)

Risultati numerici

Variabile	Valore
Temperatura nella sezione di uscita [°C]	
Numero di stadi a reazione	
Altezza della palettatura nella sezione d'uscita [m]	
Potenza fornita [MW]	
Velocità di scarico assiale C_2 [m/s]	
Angolo di uscita statorico dell'ultimo stadio [deg]	
Numero di Mach all'uscita dello statore dell'ultimo stadio	

Formule utilizzate ed eventuali commenti (continuare sul retro del foglio):



$$T_0 = 950^\circ\text{C} = 1223,15\text{ K}$$

$$p_0 = 25,2\text{ bar}$$

$$p_2 = 1,1\text{ bar} \quad \eta_{\text{rel},2} = 0,77$$

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

$$\frac{l_2}{D_{2,\text{MAX}}} = 0,29 \quad u_{\text{max}} = 350\text{ m/s}$$

$$\dot{m} = 70\text{ kg/s}$$

$$C_2 = C_0$$

due stadi od orazione ($R=0$) e i reattori
a Reazione ($R=0,5$) $\rightarrow m_{s,A}$

$$\eta_{\text{rel},2} = \frac{l_r}{l_{\text{pol}}} = \frac{K}{K-1} \cdot \frac{m-1}{m} \rightarrow \frac{m-1}{m} = 0,22$$

$$T_2 = T_0 \left(\frac{1}{\beta} \right)^{\frac{m-1}{m}} = 614,15\text{ K}$$

$\rightarrow p_0/p_2 = 22,91$

Calcoliamo il lavoro necessario:

$$l_r = c_p (T_0 - T_2) = 613,02\text{ KJ/kg}$$

$\rightarrow 1006,6$

- Ogni stadio od orazione porta un lavoro ^{massimo} propria: $l_{A,i,\text{MAX}} = 2u_{\text{max}}^2 = 245\text{ KJ/kg}$
- Ogni stadio a reazione (i -esimo): $l_{R,i,\text{max}} = u_{\text{max}}^2 = 122,5\text{ KJ/kg}$

Quindi occorrono $m_{s,R}$ stadi a reazione:

$$l_r = m_{s,A} l_{A,i,\text{MAX}} + m_{s,R} l_{R,i,\text{max}} \rightarrow m_{s,R} = \frac{l_r - m_{s,A} l_{A,i,\text{max}}}{l_{R,i,\text{max}}} =$$

$$= \frac{613,02 - 2 \cdot 245}{122,5} = 1,005 \approx \boxed{2}$$

Calcoliamo quindi la u effettiva:

$$l_r = 2 \cdot 2 u^2 + 2 \cdot u^2 \rightarrow u = \sqrt{\frac{l_r}{6}} = \sqrt{\frac{613,02 \cdot 10^3}{6}} = 320\text{ m/s}$$

$$P = \dot{m} h_n = \boxed{42,91 \text{ MW}}$$

Calcoliamo da u il diametro esterno (massimo):

$$u = \omega R_2 = \omega \frac{D_{e,2}}{2} = \frac{\pi n D_{e,2}}{60} \rightarrow D_{e,2} = \frac{u \cdot 60}{\pi n} = 2,04 \text{ m}$$

$$h_2 = 0,29 \cdot D_{e,2} = \boxed{0,59 \text{ m}} \rightarrow \frac{D_{e,2} - D_{i,2}}{2} = l \rightarrow D_{i,2} = 0,86 \text{ m}$$

$$A_2 = \frac{\pi (D_{e,2}^2 - D_{i,2}^2)}{4} = 2,69 \text{ m}^2$$

La portata massica è costante:

$$\dot{m} = g_2 A_2 c_2 \rightarrow c_2 = \boxed{41,97 \text{ m/s}}$$

$$g_2 = \frac{P_2}{RT_2} = \frac{1,1 \cdot 10^5}{288 \cdot 614,15} = 0,62 \text{ kg/m}^3$$

Q1 METODO LENTO

Del salto entalpico totale $(h_0 - h_2) = h_n$, l'ultimo stadio dovrà smaltirne:

$$h_n - 4 u^2 - u^2 = \frac{h_n}{6} = 102,17 \text{ KJ/kg} = \Delta h_{0,4-2} \quad \text{ultimo stadio}$$

Siccome il rotore smaltisce metà dell'entalpia ($R=0,5$) nel 4° ultimo stadio si ha:

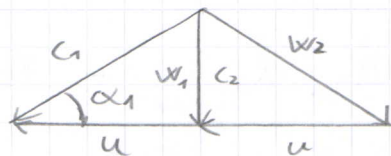
$$\Delta h_{1,4-2} = 0,5 \Delta h_{0,4-2} = 51,085 \text{ KJ/kg}$$

Bilancio su rotore:

$$h_{1,1} + \frac{c_{1,1}^2}{2} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} + \Delta h_{0,4-2} \rightarrow c_1 = \sqrt{2 \cdot [(102,17 - 51,085) \cdot 10^3] + \frac{41,97^2}{2}} = 322,4 \text{ m/s}$$

Q1 METODO RAPIDO

Ricordando il triangolo di velocità per $R=0,5$ con scorcio assiale



$$c_1 = \sqrt{u^2 + c_2^2} = 322,7 \approx 323 \text{ m/s}$$

$$c_1 \cos \alpha_1 = u \rightarrow \alpha_1 = \arccos \frac{u}{c_1} = \boxed{7,42^\circ}$$

$$M_1 = \frac{c_1}{a_1} = \frac{323}{518} = \boxed{0,62} \quad \text{SUBSONICO}$$

$$a_1 = \sqrt{KRT_1} = 517,8 \approx 518 \text{ m/s}$$

$$\frac{h_n}{6} = c_p (T_1 - T_2) \rightarrow T_1 = 665 \text{ K}$$

Esame di "Sistemi Energetici" e "Macchine e Sistemi Energetici" -16/1/2009

Allievo/a: _____ Matricola: _____

Firma: _____ e-mail (facoltativa): _____ # 1

Orale: 23/1/09 ☐ 23/2/09 ☐ altra data ☐

Traccia

Un impianto a ciclo combinato gas-vapore è costituito da un ITG monoalbero e da una turbina a vapore, gli assi delle due turbine sono collegati a due alternatori per la generazione di energia elettrica. La temperatura minima del ciclo a vapore Rankine è pari alla temperatura ambiente **300 [K]**, mentre la temperatura massima è di **290 [°C]**.

L'impianto a gas eroga una potenza di **205 [MW]** ed aspira aria dalle condizioni ambiente. Il compressore opera con un rapporto di compressione pari a **8.5** ed è caratterizzato da un rendimento politropico di compressione pari a **.92**. In camera di combustione è bruciato metano ($H_i = 44000 \text{ kJ/kg}$) con un rendimento di **.97**. La turbina presenta il medesimo rendimento politropico del compressore.

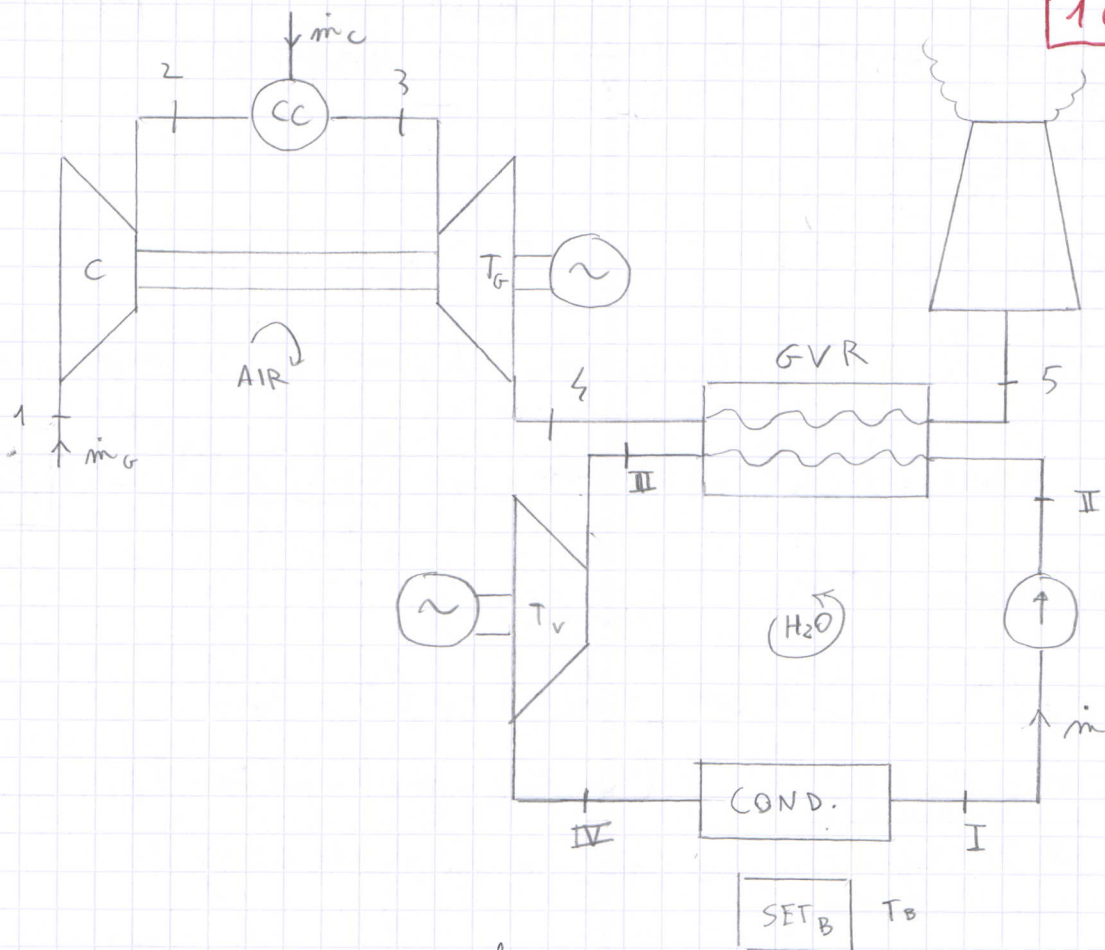
Il generatore di vapore a recupero garantisce una differenza di temperatura tra i gas di uscita dalla turbina a gas ed il vapore saturo pari a **52**, mentre la temperatura dei gas al camino è di **90 [°C]**.

Si rappresenti lo schema di impianto ed il ciclo nel piano (T,s), si calcolino la potenza erogata dalla turbina a vapore e la portata di vapore. Si valuti il consumo orario di combustibile, il rapporto di miscela in camera di combustione ed il rendimento complessivo del ciclo combinato.

Trascrivere i risultati numerici nella seguente tabella:

Variabile	Valore
Potenza IV [MW]	112.1
Portata di vapore [kg/s] \rightarrow Kg/s	108.8
Consumo di combustibile [kg/s] \rightarrow Kg/s	13.2
Rapporto di miscela	84.3
Rendimento ciclo combinato	0.55

Riportare le formule utilizzate ed eventuali commenti, utilizzando il retro del foglio ed altri fogli se necessario (indicare i propri dati ed il numero progressivo dell'esercizio su tutti i fogli).



RANKINE: $T_I = 300\text{K} = T_B$ $T_{III} = 290^\circ\text{C} = 563,15\text{K}$

ITG: $P = 205\text{MW}$ $p_1 = 1\text{bar}$ $T_1 = T_B = 300\text{K}$ $\beta_c = 8,5 \rightarrow p_2 = 8,5$
 $\eta_{\text{pol},c} = 0,92 = \eta_{\text{pol},T}$ $H_i = 44000\text{kJ/kg}$ CH_4 $\eta_b = 0,94$

G.V.R.: $T_4 - T_{III} = 52$ $T_5 = 90^\circ\text{C} = 363,15\text{K}$

ITG: $\eta_{\text{pol},c} = \frac{\ln}{\ln} = \frac{m_c}{m_c - 1} \frac{k-1}{K} \rightarrow \frac{m_c - 1}{m_c} = \frac{K-1}{K\eta_{\text{pol}}} = 0,3106$

$$T_2 = T_1 (\beta_c)^{\frac{m_c - 1}{m_c}} = 583,2\text{K}$$

$$T_4 - T_{III} = 52 \rightarrow T_4 = 563,15 + 52 = 615,15\text{K}$$

Il camino scarica nell'ambiente, quindi $p_5 = p_{\text{amb}}$ ma quindi anche $p_4 = p_5$ (scambiatore di calore). Invece $p_2 = p_3$:

$$\eta_{\text{pol},T} = \frac{\ln}{\ln} = \frac{K}{K-1} \frac{m_T - 1}{m_T} \rightarrow \frac{m_T - 1}{m_T} = \frac{\eta_{\text{pol},T} (K-1)}{K} = 0,263$$

$$\frac{T_3}{T_1} = \left(\frac{P_3}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow T_3 = T_1 \left(8,5 \right)^{0,263} = 1080 \text{ K}$$
$$\frac{P_3}{P_1} = \frac{P_2}{P_1}$$

Bilancio su cc

$$\dot{m}_G h_2 + \dot{m}_C h_2 + \dot{Q}_c = (\dot{m}_G + \dot{m}_C) h_3 \rightarrow \dot{Q}_c = (\dot{m}_G + \dot{m}_C) c_p (T_3 - T_2)$$
$$\eta_b H_i = (\alpha + 1) c_p (T_3 - T_2) \rightarrow \alpha = \left(\frac{c_p (T_3 - T_2)}{\eta_b H_i} \right)^{-1} = 84$$

Bilancio potenza ITG:

$$P = -\dot{m}_G c_p (T_2 - T_1) + (\dot{m}_G + \dot{m}_C) c_p (T_3 - T_4)$$
$$P = -\alpha \dot{m}_C c_p (T_2 - T_1) + (\alpha \dot{m}_C + \dot{m}_C) c_p (T_3 - T_4)$$
$$\dot{m}_C = 13 \text{ Kg/s} \rightarrow \dot{m}_G = \alpha \dot{m}_C = 1092 \text{ Kg/s}$$

Di Palma Felice

• RANKINE

1) dati in I e III sono presi da tabelle (per III sono entrato con la $T_{II} = 290^\circ\text{C}$ e in I con la $T_I = 26,85$ nella tabella per le pressioni ($T_I \approx 26,68$)).

i dati rossi sono delle tabelle

	P [bar]	T [K]	h [KJ/kg]	x
I	0,0350	300	111,9	0
II _s	74,36		112,0	0
III	74,36	563,15	2766	1
IV _s	0,0350		1729	0,663

BILANCIO SU GVR:

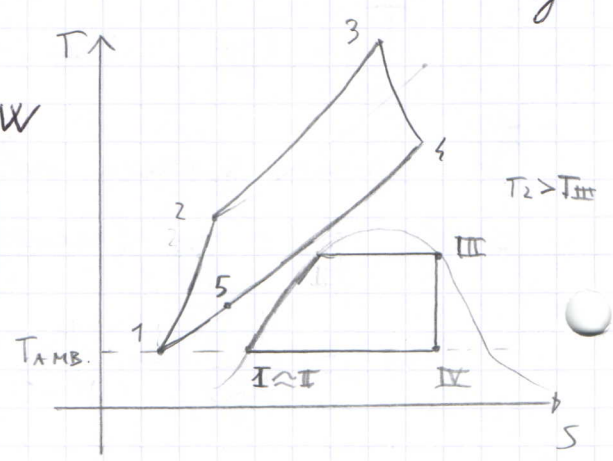
$$(\dot{m}_G + \dot{m}_C) h_I + \dot{m} h_{II} = (\dot{m}_G + \dot{m}_C) h_5 + \dot{m} h_{III}$$
$$h_{II} = h_I + v \Delta p = 111,9 + 0,001 \cdot (74,36 - 0,35) = 1120$$
$$\dot{m} = \frac{(\dot{m}_G + \dot{m}_C) c_p (T_5 - T_4)}{h_{II} - h_{III}} = \frac{1105 \cdot 1,0066 (363,15 - 615,15)}{112 - 2766} = 106 \text{ Kg/s}$$

Per calcolare lo stato IV suppongo la turbina ideale $\rightarrow S_{III} = S_{IV} = 5,782 \text{ KJ/kgK}$

$$x_{IV} = \frac{5,782 - 0,3908}{8,522 - 0,3908} = 0,663 \rightarrow h_{IVs} = x_{III} (h_5 - h_I) + h_I = 1729 \text{ KJ/kg}$$

$$P_{RANK} = \dot{m} (h_{III} - h_{IV}) - \dot{m} (h_{II} - h_I) = 109,91 \text{ MW}$$

$$\eta_{cc} = \frac{P_{ITG} + P_{IV}}{\dot{Q}} = \frac{205 \cdot 10^6 + 109,91 \cdot 10^6}{\eta_b \dot{m}_C H_i} = 0,57$$



Esame di Sistemi Energetici –11/9/2008

Allievo/a: _____ Matricola: _____

Firma: _____ Orario di consegna: _____ # 1

Orale: 18/7/07 ☐ altra data ☐

Traccia

L'elica di una nave è azionata da un impianto con turbina a gas bialbero. Per la navigazione in condizioni di crociera è necessaria una spinta di **1050 [kN]** in grado di garantire una velocità della nave di **13 nodi** (1 nodo = 0,514 [m/s]). L'elica è collegata alla turbina di bassa pressione mediante un sistema riduttore di giri con un rendimento meccanico pari a **.91**.

Il compressore elabora aria aspirata alla pressione di **.98 [bar]** ed alla temperatura di **299.9 [K]**, il rapporto di compressione è pari a **5.2**. Per la combustione viene impiegato gasolio ($H_i=40000$ [kJ/kg]), il processo di combustione presenta un rendimento di **.96**, la temperatura allo scarico dell'impianto è di **650 [K]**.

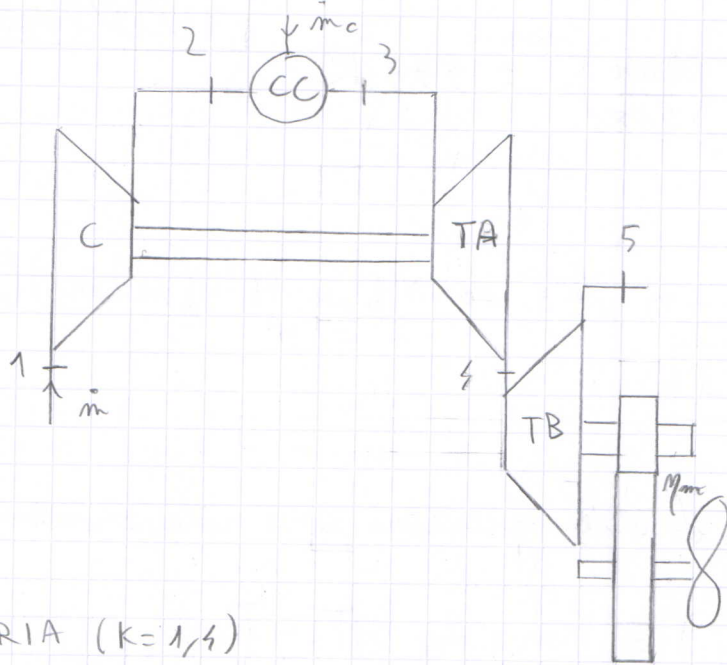
Si calcoli la potenza utile dell'impianto motore, i rapporti di espansione delle due turbine, la temperatura dei gas a valle della prima turbina, il consumo orario di combustibile, il rapporto di miscela ed il rendimento globale dell'impianto.

Si consideri un rendimento politropico di compressione pari a **.88**, mentre per le turbine si assuma il medesimo valore del rendimento politropico pari a **.9**.

Trascrivere i risultati numerici nella seguente tabella:

Variabile	Valore
Potenza utile [kW]	7016.1
Rapporto di espansione turbina di alta pressione	2.54790539197041
Rapporto di espansione turbina di bassa pressione	2.04089210548694
Temperatura di uscita turbina di alta pressione [K]	780.874729316388
Consumo orario di gasolio [kg/h]	2690.38840013171
Rapporto di miscela	78.1367839003612
Rendimento globale	.234705516857376

Riportare le formule utilizzate ed eventuali commenti, utilizzando il retro del foglio ed altri fogli se necessario (indicare i propri dati ed il numero progressivo dell'esercizio su tutti i fogli).



$$\dot{m} = \text{ARIA} \quad (K=1,4)$$

$$F = 1050 \text{ kN}$$

$$v = 13 \text{ m/s} = 0,514 \text{ m/s} \cdot 13 = 6,682 \text{ m/s}$$

$$\eta_m = 0,91$$

$$p_1 = 0,98 \text{ bar} \quad T_1 = 299,9 \text{ K}$$

$$\beta_c = 5,2 \rightarrow p_2 = 5,096 \text{ bar}$$

$$H_i = 40 \cdot 10^6 \text{ J/kg}$$

$$\eta_b = 0,96 \quad T_5 = 650 \text{ K}$$

$$\eta_{\text{rel},c} = 0,88 \quad \eta_{\text{rel},TA} = \eta_{\text{rel},TB} = 0,9$$

COMPR.

$$\eta_{\text{rel},c} = \frac{h_{\text{rel},c}}{h_r} = \frac{m_c}{m_c - 1} \frac{K-1}{K} \rightarrow \frac{m_c - 1}{m_c} = \frac{K-1}{\eta_{\text{rel},c} K} = 0,3247$$

$$T_2 = T_1 \beta_c^{\frac{m_c - 1}{m_c}} = 299,9 \cdot 5,2^{0,3247} = 512 \text{ K}$$

A regime la potenza è costante. Essa è il prodotto di forza e velocità. Quindi la potenza dell'elica è:

$$P_u = P_{\text{elica}} = F \cdot v = 1050 \cdot 6,682 = 7016,1 \text{ kW} \quad \text{il netto delle perdite nei riduttori.}$$

$$P_{TB} = \frac{P_{\text{elica}}}{\eta_m} = \frac{7016,1}{0,91} = 7710 \text{ kW}$$

Le turbine TB scarica nell'ambiente $\rightarrow p_5 = p_1 = 0,98 \text{ bar}$
 E siccome $\eta_{\text{rel},T} = 0,9 = \frac{h_r}{h_{\text{rel}}} = \frac{K}{K-1} \frac{m_T - 1}{m_T} \rightarrow \frac{m_T - 1}{m_T} = 0,257$

$$\text{Inoltre } \eta_{\text{rel},TA} = \eta_{\text{rel},TB} \rightarrow m_{TA} = m_{TB}! \rightarrow$$

$$\text{TA} \quad (1) \quad \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{0,257} \quad \text{TB} \quad (2) \quad \frac{T_4}{T_5} = \left(\frac{p_4}{p_5} \right)^{0,257}$$

moltip e diviso per T_5

$$\frac{T_3}{T_5} \frac{T_5}{T_4} = \frac{T_3}{T_5} \cdot \left(\frac{p_4}{p_5} \right)^{-0,257} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{0,257} \rightarrow \frac{T_3}{T_5} = \left(\frac{p_4}{p_5} \right)^{0,257} \cdot \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{0,257} = \left(\frac{p_3}{p_5} \right)^{0,257}$$

$$T_3 = T_5 \left(\frac{P_3}{P_5} \right)^{0,25^{\frac{1}{\gamma}}} = 650 \cdot \left(\frac{5,096}{0,98} \right)^{0,25^{\frac{1}{\gamma}}} = 993 \text{ K}$$

Bilancio in CC:

$$\dot{m} h_2 + \dot{m}_c h_2 + \dot{Q} = (\dot{m} + \dot{m}_c) h_3 \rightarrow \eta_b \dot{m}_c H_i = c_p (\dot{m} + \dot{m}_c) (T_3 - T_2)$$

$$\alpha = \frac{\eta_b H_i}{c_p (T_3 - T_2)} - 1 = \boxed{78}$$

Il lavoro della turbina di alta pressione serve solo per azionare il compressore:

$$\dot{m}_a (T_2 - T_1) = (\dot{m} + \dot{m}_c) (T_3 - T_4)$$

$$T_4 = T_3 - \frac{\alpha}{\alpha + 1} (T_2 - T_1) = \boxed{783,6 \text{ K}}$$

Si può calcolare ora il rapporto di espansione nella TA

$$\frac{T_3}{T_4} = \beta_A^{0,25^{\frac{1}{\gamma}}} \rightarrow \beta_A = \boxed{2,51}$$

Nella TB invece:

$$\frac{T_4}{T_5} = \beta_B^{0,25^{\frac{1}{\gamma}}} \rightarrow \beta_B = \left(\frac{783,6}{650} \right)^{\frac{1}{0,25^{\frac{1}{\gamma}}}} = \boxed{2,07}$$

Per calcolare la massa d'aria e combustibile:

$$P_{TB} = (\dot{m} + \dot{m}_c) c_p (T_4 - T_5) = (\alpha \dot{m}_c + \dot{m}_c) c_p (T_4 - T_5)$$

$$\dot{m}_c = \frac{P_{TD}}{(\alpha + 1) c_p (T_4 - T_5)} = \frac{7410 \cdot 10^3}{(78 + 1) 1006,6 (783,6 - 650)} = 0,7257 \text{ kg/s} = \boxed{2612 \text{ kg/h}}$$

$$\eta_f = \frac{P_u}{\dot{m}_c H_i} = \frac{7016,1 \cdot 10^3}{0,7257 \cdot 40 \cdot 10^6} = \boxed{0,242}$$

Prova di Macchine - Allievi Chimici - 28/04/2003

Allievo/a: _____ Matricola: _____

Firma: _____ Orario di consegna: _____ # 1

Traccia

Un impianto di compressione è costituito da tre compressori dinamici azionati da una turbina a vapore di un impianto a ciclo Rankine. Nel primo compressore viene elaborata una portata di 5.3 [kg/s] di metano ($H_i = 44 \text{ [MJ/kg]}$) che è aspirato alla pressione di $.8 \text{ [bar]}$ ed alla temperatura di 300 [K] , le condizioni di mandata sono: pressione 3.3 [bar] e temperatura 455 [K] . Una frazione di metano all'uscita del primo compressore alimenta il generatore di vapore dell'impianto motore e la rimanente parte viene compressa nel secondo compressore fino alla pressione di 5.7 [bar] . Il terzo compressore aspira una portata di 12 [kg/s] di azoto alla pressione di 1 [bar] ed alla temperatura di 300 [K] , la pressione di mandata è di 8.8 [bar] .

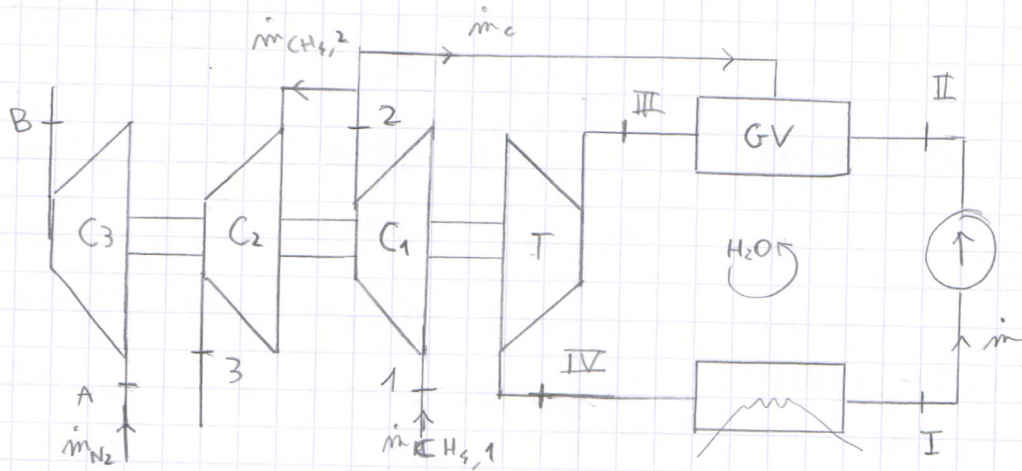
L'impianto a vapore opera tra le pressioni minima e massima di $.082 \text{ [bar]}$ e 19.5 [bar] , si assuma un rendimento di combustione per il generatore di vapore pari a $.84$ ed un rendimento meccanico della turbina di $.93$.

Si calcoli il consumo di metano, la portata di vapore, il rendimento globale dell'impianto motore ed il titolo del vapore allo scarico della turbina dell'impianto a vapore. Si calcoli il rendimento politropico dei compressori nell'ipotesi che i tre compressori presentino lo stesso rendimento politropico e si valuti la potenza assorbita dall'impianto di compressione

Trascrivere i risultati numerici nella seguente tabella:

Variabile	Valore
Portata di metano al GV [kg/s]	0.66
Portata di vapore IV [kg/s]	9.32
Rendimento globale IV	0.23
Titolo del vapore	0.75
Rendimento politropico dei compressori	0.80
Potenza totale assorbita dai tre compresori [kW]	6964

Riportare le formule utilizzate ed eventuali commenti, utilizzando il retro del foglio ed altri fogli se necessario (indicare i propri dati ed il numero progressivo dell'esercizio su tutti i fogli).



C₁: $\dot{m}_{CH_4,1} = 5,3 \text{ kg/s}$ di CH_4 $H_i = 44 \text{ MJ/kg}$ $P_1 = 0,8 \text{ bar}$ $T_1 = 300 \text{ K}$
 $P_2 = 3,3 \text{ bar}$ $T_2 = 455 \text{ K}$ **C₂:** $P_3 = 5,7 \text{ bar}$

C₃: $\dot{m}_{N_2} = 12 \text{ kg/s}$ di N_2 $P_A = 1 \text{ bar}$ $T_A = 300 \text{ K}$ $P_B = 8,8 \text{ bar}$

I V (RANKINE): $P_{II,III} = 19,5 \text{ bar}$ $P_{IV,I} = 0,082 \text{ bar}$

G-V: $\eta_b = 0,84$ $\eta_{m,r} = 0,93$

IPOTESI: $\eta_{rel,c1} = \eta_{rel,c2} = \eta_{rel,c3} = \eta_{rel}$

Calcolo proprietà CH_4 e N_2 : $R_{N_2} = \frac{R}{M_{WN_2}} = 297 \frac{J}{kg \cdot K}$ $R_{CH_4} = 518 \frac{J}{kg \cdot K}$

$C_{PN_2} = \frac{R_{N_2} \cdot K}{K-1} = 1039,5 //$

$C_{PCH_4} = \frac{R_{CH_4} \cdot K}{K-1} = 2189,0 //$

C₁: $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow \frac{\gamma-1}{\gamma} = 0,2939$

$\eta_{rel} = \frac{l_{pol}}{l_r} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{K-1}{K} = 0,80$

C₂: $\frac{T_3}{T_2} = \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_3 = 455 \left(\frac{5,7}{3,3} \right)^{0,2939} = 534 \text{ K}$

C₃: $\eta_{rel} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{K-1}{K} \rightarrow \frac{\gamma-1}{\gamma} = \frac{K-1}{\eta_{rel} K} = 0,3571$

$T_B = T_A \left(\frac{P_B}{P_A} \right)^{0,3571} = 652 \text{ K}$

Non abbiamo le portate spillate quindi serve un bilancio di potenza con il rankine.

IV(RANKINE):

28/04/2003 (2)

I In tabella non c'è $p=0,082$ uso l'interpolaz.

$$\frac{0,082-0,08}{0,09-0,08} = 0,25$$

$$T = 41,51 + 0,25(43,76 - 41,51) = 42,07^\circ\text{C} = 315,2\text{ K}$$

	P[bar]	T[K]	h[kJ/kg]	s[kJ/kg]	x
I	0,082	315,2	176,2	0,6000	0
II _s	19,5	315,2	176,2	0,6000	Liq. sott.
III	19,5	484,25	2799	6,3505	1
IV _s	0,082	315,2	1989	6,3505	0,7548

II_s Per la $p=19,5$ non c'è il valore in tabella \rightarrow interpolaz: $\frac{19,5-18}{20-18} = 0,75$
 $p=19,5 \mid T=484,25\text{ K} \mid h_l=902,79 \mid h_s=2798,9 \mid s_l=2,435 \mid s_s=6,3505$

$$h_{II_s} = 176,2 + v \Delta p = 176,22 \text{ quindi lo ipotizziamo uguale}$$

III Da tabella creata per $p=19,5$

IV $p=0,082 \mid T=315,2\text{ K} \mid h_l=176,16 \mid h_s=2577,98 \mid s_l=0,6000 \mid s_s=8,2183$

$$x = \frac{6,3505 - 0,6000}{8,2183 - 0,6000} = 0,7548 \quad h_{IV} = 176,16 + x(2577,98 - 176,16) = 1989 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Di Palma Felice

Bilancio su G.V:

$$h_2 + \dot{Q}_{in} = \dot{m} h_3 \rightarrow \eta_b \dot{m}_c H_i = \dot{m} (h_3 - h_2) \rightarrow \dot{m}_c = 0,071 \dot{m} \quad \dot{m} = 14,1 \dot{m}_c$$

Bilancio potenza:

$$P_T \cdot \eta_m = P_{C1} + P_{C2} + P_{C3} \rightarrow \dot{m} (h_{III} - h_{IV}) = \dot{m}_{CH_4,1} c_{p1} (T_2 - T_1) + \dot{m}_{CH_4,2} c_{p2} (T_3 - T_2) + \dot{m}_{N_2} c_{p2} (T_B - T_A)$$

Prendendo conto che $\dot{m}_{CH_4,2} = \dot{m}_{CH_4,1} - \dot{m}_c$:

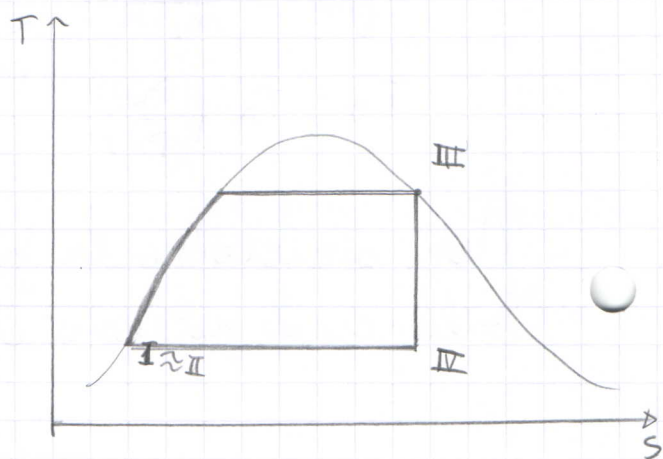
$$14,1 \dot{m}_c \cdot 810 = 5,3 \cdot 2189 (455 - 300) + (5,3 - \dot{m}_c) 2189 (534 - 455) + 12 \cdot 1039,5 (652 - 300)$$

$$\dot{m}_c = 0,66 \text{ kg/s} \rightarrow \dot{m} = 14,1 \cdot \dot{m}_c = 9,31 \text{ kg/s}$$

La potenza assorbita dai compressori è:

$$P_u = P_T \cdot \eta_m = 7013 \text{ kW}$$

$$\eta_g = \frac{P_u}{\dot{m}_c H_i} = \frac{7013 \cdot 10^3}{0,66 \cdot 44 \cdot 10^6} = 0,24$$



Prova di recupero Macchine - Allievi Chimici - 24/06/2003

Allievo/a: _____ Matricola: _____

Firma: _____ Orario di consegna: _____ # 1

Traccia

Un impianto di compressione interrefrigerato a due stadi elabora metano ($H_i = 44$ [MJ/kg], $k = 1.31$) aspirato alla pressione di **.8 [bar]** ed alla temperatura di **300 [K]**. L'impianto è costituito da due macchine dinamiche azionate da una turbina a vapore di un impianto a ciclo Rankine. Il primo stadio di compressione elabora una portata di **4.7 [kg/s]** fino alla pressione di mandata corrispondente al rapporto di compressione ottimale del sistema a due stadi ed alla temperatura di **425 [K]**. A valle del primo compressore il metano viene raffreddato fino alla temperatura di aspirazione (**300 [K]**) ed inviato nel secondo stadio che provvede a comprimere il gas fino ad una pressione di **6.3 [bar]**.

L'impianto a vapore opera tra le pressioni minima e massima di **.082 [bar]** e **19.5 [bar]**. Il generatore di vapore è alimentato da gas metano prelevato a valle del primo stadio di compressione prima della interrefrigerazione. Si assuma un rendimento di combustione per il generatore di vapore pari a **.84** ed un rendimento meccanico della turbina di **.93**.

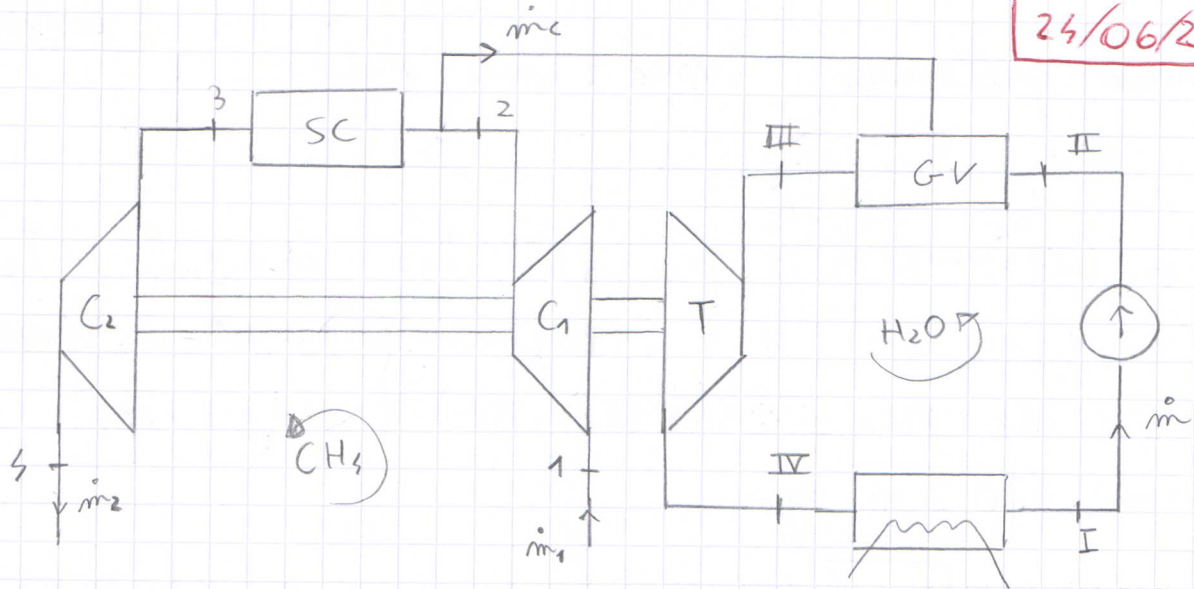
Si calcoli il consumo di metano del generatore di vapore, la portata di vapore, il rendimento globale dell'impianto motore ed il titolo del vapore allo scarico della turbina. Nell'ipotesi di rendimento politropico uguale per i due compressori se ne calcoli il valore e si valuti la potenza assorbita dall'impianto di compressione.

Trascrivere i risultati numerici nella seguente tabella:

Variabile	Valore
Portata di metano al GV [kg/s]	0.23
Portata di vapore IV [kg/s]	3.36
Rendimento globale IV	0.23
Titolo del vapore	0.75
Rendimento politropico dei compressori	0.70
Potenza totale assorbita dai due compressori [kW]	2514

Riportare le formule utilizzate ed eventuali commenti, utilizzando il retro del foglio ed altri fogli se necessario (indicare i propri dati ed il numero progressivo dell'esercizio su tutti i fogli).

24/06/2003 (1)



C_1 : $K=1,31$ $H_i=44 \text{ MJ/kg}$ $p_1=0,8 \text{ bar}$ $T_1=300 \text{ K}$ $\dot{m}_1=4,7 \text{ kg/s}$
 $T_2=425 \text{ K}$ C_2 : $T_3=300 \text{ K}$ $p_3=6,3 \text{ bar}$

IV: $p_{I-II}=0,082 \text{ bar}$ $p_{II-III}=19,5 \text{ bar}$ $\eta_m=0,93$

GV: $\eta_b=0,84$

IPOTESI: $\eta_{\text{Rel } C_1} = \eta_{\text{Rel } C_2} = \eta_{\text{Rel}}$

Il rapporto di compressione ottimale è la radice di quello totale:

$\beta_{C_1} = \beta_{C_2} = \sqrt{\beta} = \sqrt{\frac{6,3}{0,8}} = 2,806 \rightarrow p_2 = p_3 = \beta_{C_1} \cdot p_1 = 2,245 \text{ bar}$

C_1 $\frac{T_2}{T_1} = \beta_{C_1}^{\frac{m-1}{m}} \Rightarrow \frac{m-1}{m} = 0,3376 \rightarrow \eta_{\text{Rel}} = \frac{m}{m-1} \cdot \frac{k-1}{k} = 0,70$

C_2 $\frac{T_4}{T_3} = \beta_{C_2}^{\frac{m-1}{m}} \rightarrow T_4 = 300 \cdot 2,806^{0,3376} = 425 \text{ K} = T_2$ come ci aspettavamo

IV: 3 valori di pressione sono uguali a quelli dell'esercizio del 28/04/2003 e si tratta sempre di Rankine, pertanto prendiamo quelle tabelle:

Da bilancio su GV:

$\dot{m} h_{II} + \dot{Q}_{IV} = \dot{m} h_{III}$

$\eta_b \dot{m}_c H_i = \dot{m} (h_{III} - h_{II})$

$\dot{m} = \frac{0,84 \cdot 44 \cdot 10^6}{(2799 - 176,2) \cdot 10^3} = 14,1 \dot{m}_c$

	p [bar]	T [K]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	x
I	0,082	315,2	176,2	0,6000	0
II _s	19,5	315,2	176,2	0,6000	Liq. sott.
III	19,5	484,25	2799	6,3505	1
IV _s	0,082	315,2	198,9	6,3505	0,75

Bilancio potenza: ($\dot{m}_2 = \dot{m}_1 - \dot{m}_c$)

24/06/2003 (2)

$$P_T \cdot \eta_m = P_{C1} + P_{C2}$$

$$0,93 \cdot \dot{m} (2799 - 2189) \cdot 10^3 = \dot{m}_1 c_p (T_2 - T_1) + \dot{m}_2 c_p (T_4 - T_3)$$

$$0,93 \cdot 14,1 \cdot \dot{m}_c \cdot 810 \cdot 10^3 = 4,7 \cdot 2189 (425 - 300) + (4,7 - \dot{m}_c) 2189 (425 - 300)$$

$$10^3 \cdot 0,93 \cdot 14,1 \cdot 810 \dot{m}_c = 2189 (425 - 300) \cdot (4,7 + 4,7 - \dot{m}_c)$$

$$\dot{m}_c = 0,236 \text{ Kg/s}$$

$$\dot{m} = 14,1 \cdot \dot{m}_c = 3,33 \text{ Kg/s}$$

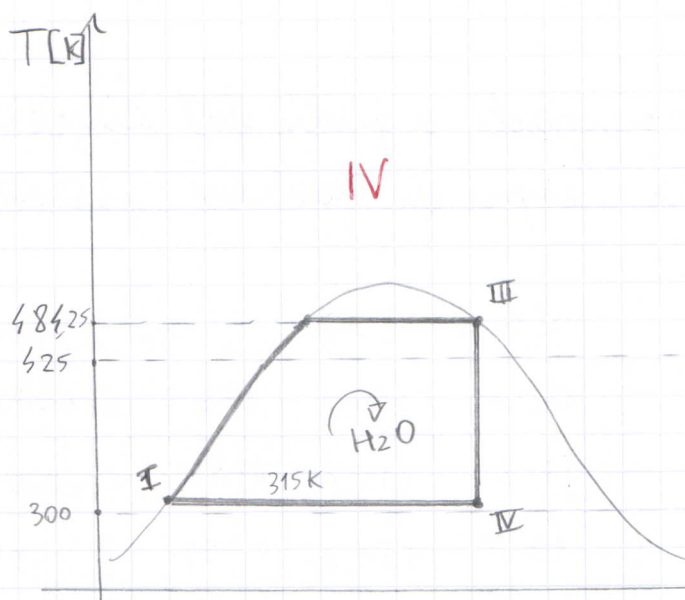
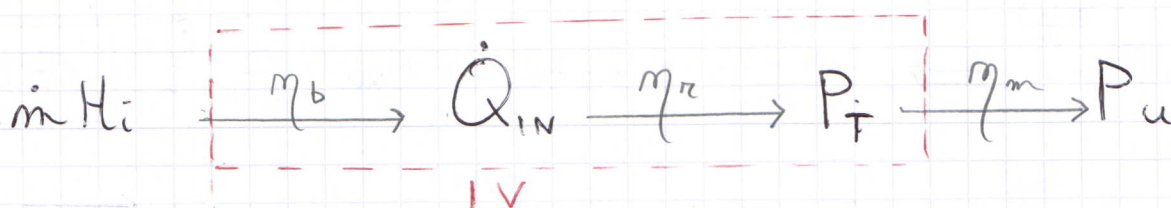
$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 - \dot{m}_c = 4,464 \text{ Kg/s}$$

La potenza totale assorbita dai due compressori è:

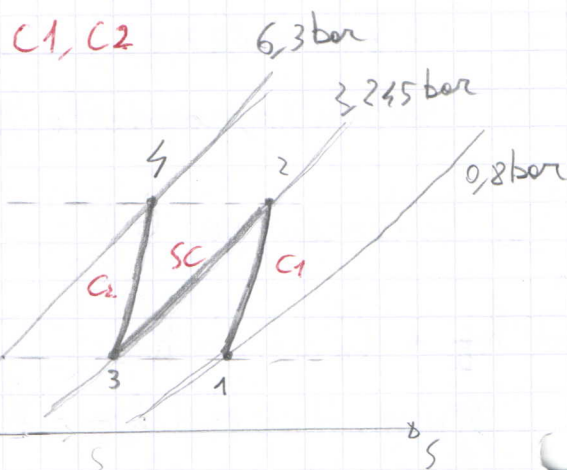
$$P_u = P_T \cdot \eta_m = 2508 \text{ kW}$$

Il rendimento globale è:

$$\eta_g = \frac{P_u}{\dot{m}_c H_i} = \frac{2508 \cdot 10^3}{0,236 \cdot 44 \cdot 10^6} = 0,24$$



su scale di entropie diverse



Esame di "Sistemi Energetici" e "Macchine e Sistemi Energetici" – 22/06/2009

Allievo/a: _____ Matricola: _____

Indirizzo e-mail (facoltativo): _____ # 1

Un impianto a ciclo combinato è costituito da un IMT con turbina a gas monoalbero e da un IMT con turbina a vapore. Le due turbine sono collegate ad un alternatore per la generazione di energia elettrica.

Il compressore dell'IMT con turbina a gas aspira aria dall'ambiente alla temperatura di 295 [K], l'aria è compressa secondo una trasformazione reale con rendimento politropico pari a .91. L'aria compressa è inviata nella camera di combustione dove è miscelata con il combustibile (metano, $H_i = 44.000$ [kJ/kg]) che è bruciato con un rendimento pari a .94. Ai fini della valutazione dei consumi energetici sono disponibili le misure della portata di metano, pari a 10.98 [kg/s], e della portata dei gas allo scarico della turbina, pari a 660 [kg/s]. I gas di scarico della turbina, alla temperatura di 730 [K], sono inviati al generatore di vapore a recupero dell'impianto a vapore e successivamente evacuati nell'ambiente alla temperatura di 385 [K].

L'impianto a vapore a ciclo Rankine opera tra le temperature minima di 30.1 [°C] e massima di 345 [°C].

Si calcoli il rendimento complessivo dell'impianto a ciclo combinato e la potenza utile erogata dai due IMT, nell'ipotesi che il rendimento meccanico sia pari a .925. Nell'ipotesi che la turbina ed il compressore dell'IMT a gas presentino lo stesso rendimento politropico, si calcoli il rapporto di compressione e la temperatura massima dell'impianto a gas.

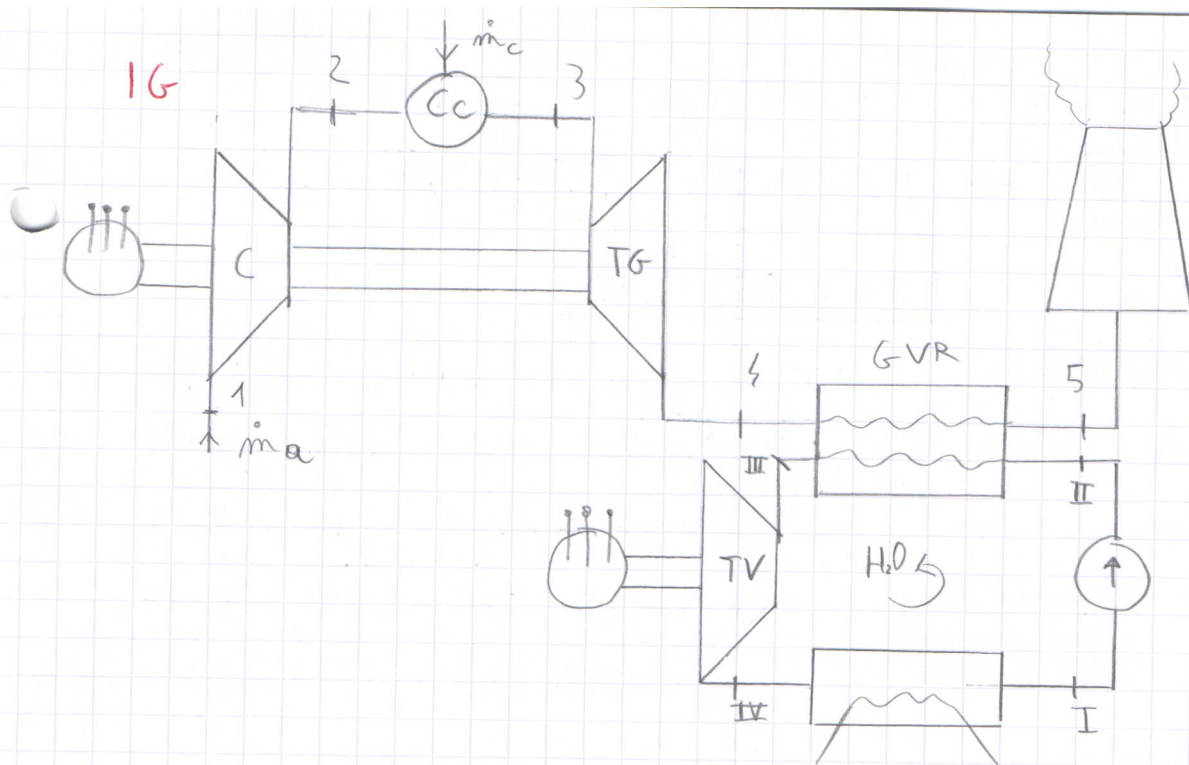
Si rappresenti lo schema d'impianto complessivo e si ponga particolare attenzione alla collocazione dei componenti secondo i criteri tecnici necessari al corretto funzionamento degli impianti.

Si traccino qualitativamente i cicli termodinamici di riferimento dei due IMT sul medesimo piano (T,s), ponendo l'opportuna attenzione alle scale di rappresentazione grafica.

Trascrivere i risultati numerici nella seguente tabella:

Variabile	Valore
Rendimento ciclo combinato	.493
Potenza utile impianto a gas [kW]	152152
Potenza utile impianto a vapore [kW]	86208
Rapporto di compressione	7.76
Temperatura massima impianto a gas [K]	1244

Riportare le formule utilizzate ed eventuali commenti, utilizzando il retro del foglio ed altri fogli se necessario (indicare i propri dati ed il numero progressivo dell'esercizio su tutti i fogli).



I G. $T_1 = 295 \text{ K}$ $\eta_{\text{rel},c} = 0,91$ $\dot{m}_c = 10,98 \text{ kg/s}$ di CH_4 ($H_i = 44 \text{ MJ/kg}$)
 $\eta_b = 0,94$ $\dot{m}_a + \dot{m}_c = 660 \text{ kg/s} \rightarrow \dot{m}_a = 649,02 \text{ kg/s}$
 $T_4 = 730 \text{ K}$ $T_5 = 385$

IV. $T_{\text{I,IV}} = 30,1^\circ\text{C} = 303,25 \text{ K}$ $T_{\text{II,III}} = 345^\circ\text{C} = 618,15 \text{ K}$

IPOTESI. $\eta_m = 0,925$ $\eta_{\text{rel},c} = \eta_{\text{rel},T}$

L'impianto a gas aspira e scarica nell'ambiente $\rightarrow p_1 = p_2 = p_5 = 1 \text{ bar}$

$$\eta_{\text{rel},c} = \frac{l_{\text{rel}}}{l_{\text{r}}} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_c - 1} \frac{k-1}{k} \rightarrow \frac{\dot{m}_c - 1}{\dot{m}_c} = 0,314$$

$$\eta_{\text{rel},T} = \frac{\dot{m}_T - 1}{\dot{m}_T} \frac{k}{k-1} \rightarrow \frac{\dot{m}_T - 1}{\dot{m}_T} = \frac{0,91 \cdot (1,4 - 1)}{1,4} = 0,260$$

Siccome $p_2 = p_3$ e $p_4 = p_1 \rightarrow \beta_c = \beta_T = \beta$. Bilancio su CC:

$$\dot{m}_a h_2 + \dot{m}_c h_2 + \dot{Q} = \dot{m} h_3 \rightarrow 1) \eta_b H_i = \overset{1008,9}{C_p} (T_3 - T_2) (\alpha + 1)$$

$$\alpha = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c} = 59,11 \quad 1) T_3 = T_2 + 68,2 \text{ K} \rightarrow T_3 - T_2 = 68,2$$

$$2) T_3 = T_4 (\beta)^{0,260} = 730 (\beta)^{0,260}$$

$$3) T_2 = T_1 (\beta)^{0,314} = 295 (\beta)^{0,314}$$

Potrei mettere a sistema
 1) 2) 3) perché ho 3 equaz.
 in 3 incognite
 me:

Sottraggo la 3) alla 2) e ottengo la 1)

$$T_3 - T_2 = 430 (p)^{0,260} - 295 (p)^{0,314} = 68$$

$$p = 7,75 \rightarrow p_2 = p_1 p = 7,75 \text{ bar} = p_3$$

$$T_2 = 561 \text{ K}$$

$$T_3 = 1243 \text{ K}$$

IV. Calcolo proprietà

30,1 non è presente in tabella \rightarrow

allora interpolo:

$$\frac{30,1 - 30}{35 - 30} = 0,02 \quad \text{errore del 2\%}$$

allora prendo il valore in tabella a 30°

	P [bar]	T [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg]	x
I	0,0425	30,1	126,0	0,440	0
II _s	155,25	30,1	126	0,44	≈ 0
III	155,25	345	2595	5,276	1
IV _s	0,0425	30,1	1584	5,276	0,60

$$x_{IV_s} = \frac{5,276 - 0,4369}{8,45332 - 0,4369} = 0,60 \rightarrow h_{IV_s} = h_2 + x(h_3 - h_2)$$

Calcolo potenza - Prima ITG.

$$P_{u_{ITG}} = (P_T - P_C) \eta_m = \left[\dot{m}_a + \dot{m}_c \left(\frac{1}{\gamma} (T_3 - T_4) - \frac{1}{\gamma} (T_2 - T_1) \right) \right] 0,925 = 1,55 \text{ MW}$$

$$IV \quad P_{u_{IV}} = (P_T - P_P) \cdot \eta_m = \dot{m} (h_{III} - h_{IV_s}) \eta_m = 86,97 \text{ MW}$$

bilancio su GVR $\rightarrow \dot{m} h_{II} + (\dot{m}_a + \dot{m}_c) h_2 = \dot{m} h_{III} + (\dot{m}_a + \dot{m}_c) h_5$
 $\dot{m} = 93 \text{ kg/s}$

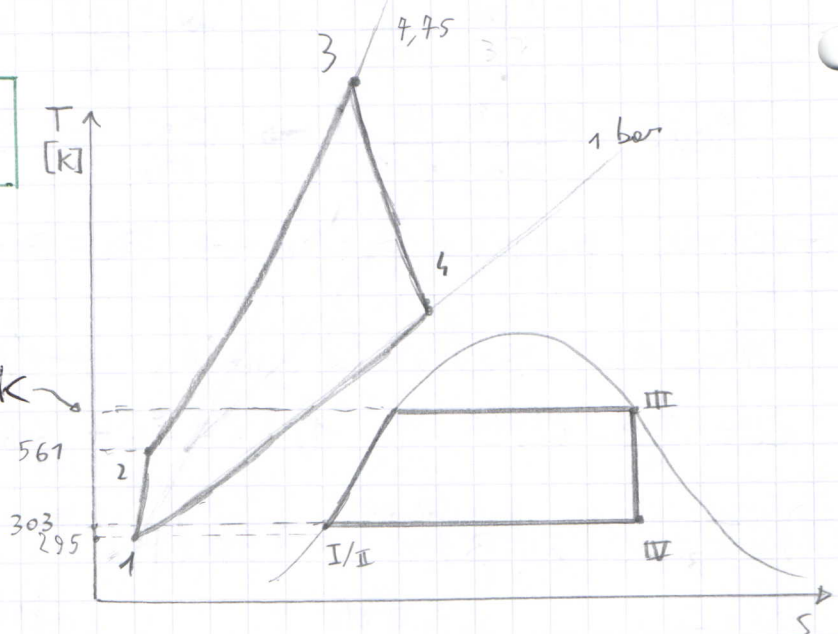
Rendim. ciclo combin:

$$\eta_{cc} = \frac{P_{u_{ITG}} + P_{u_{IV}}}{\dot{m}_c H_i} = 0,50$$

Per il grafico:

$$T_I = 30,1 + 273,15 \text{ K} = 303,25 \text{ K}$$

$$T_{III} = 345 + 273,15 \text{ K} = 618,15 \text{ K}$$



Allievo: _____ Matricola: _____ Firma: _____

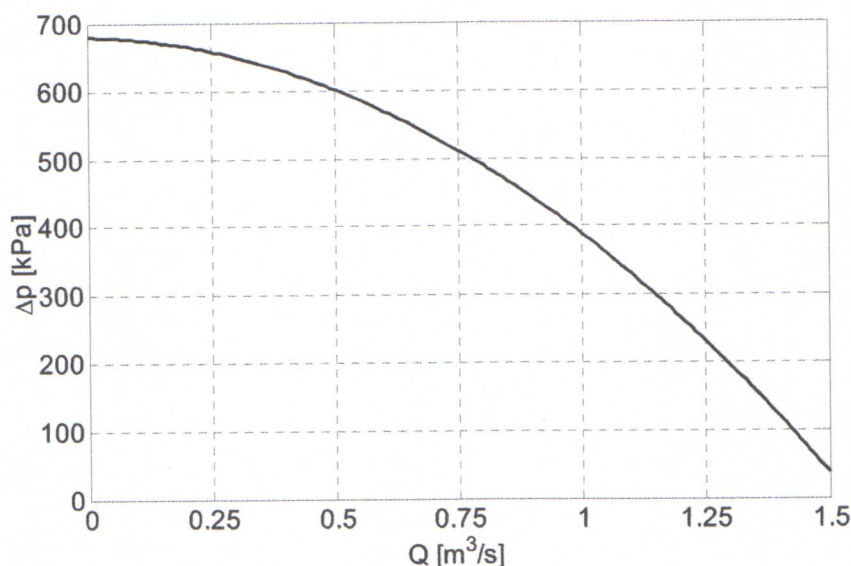
In un impianto petrolchimico è installata, ad una quota di 2 m, una pompa centrifuga azionata da un motore elettrico. La pompa è stata caratterizzata sperimentalmente misurando la differenza fra la pressione di mandata e la pressione di aspirazione. Nella figura è riportato l'andamento delle misure effettuate al variare della portata elaborata ed a regime di giri fissato.

L'impianto, che elabora un fluido la cui tensione di vapore è di 1.3 m e la cui densità è di 900 kg/m³, è costituito da:

- un serbatoio di aspirazione alla pressione di 1 bar il cui pelo libero è alla quota di 4 m sul livello del suolo;
- un serbatoio di mandata alla pressione di 2 bar il cui pelo libero è alla quota di 10 m sul livello del suolo;
- una tubazione di diametro di 300 mm che origina una perdita di carico nei rami di aspirazione e mandata pari rispettivamente a 3 e 12 volte la quota cinetica ($c^2/2g$).

Si calcoli il punto di funzionamento della pompa, in termini di portata elaborata e prevalenza totale, il valore di NPSH_a e la potenza richiesta al motore elettrico, assumendo un rendimento della pompa pari al 90%.

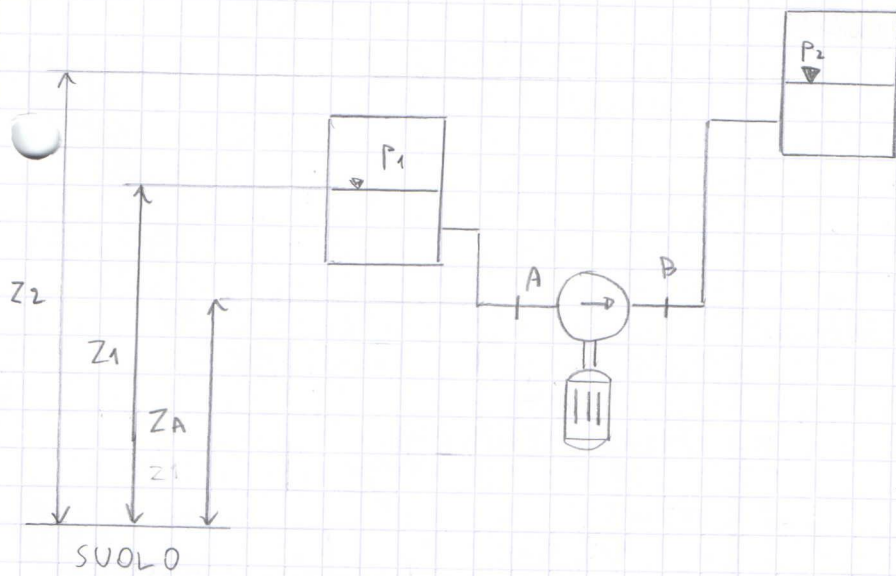
Ipotesi: per la pompa, si trascurino le differenze di quota e velocità tra la sezione di aspirazione e quella di mandata.



Trascrivere i risultati numerici nella seguente tabella:

Variabile	Valore
Portata elaborata [m ³ /s]	
Prevalenza totale [m]	
Potenza richiesta al motore elettrico [kW]	
NPSH _a [m]	

Riportare le formule utilizzate ed eventuali commenti, utilizzando il retro del foglio ed altri fogli se necessario (indicare i propri dati ed il numero progressivo dell'esercizio su tutti i fogli).



$$Z_A = 2 \text{ m}$$

$$Z_{\text{tot}} = 1,3 \text{ m} \quad \rho = 900 \text{ kg/m}^3$$

$$Z_1 = 4 \text{ m} \quad Z_2 = 10 \text{ m}$$

$$P_1 = 1 \text{ bar} \quad P_2 = 2 \text{ bar}$$

$$D = 300 \text{ mm} = 0,3 \text{ m}$$

$$\Delta P_{C_{1-A}} = 3 \frac{C^2}{2\varphi} \quad \Delta P_{C_{B-2}} = 12 \frac{C^2}{2\varphi}$$

$$\eta_P = 0,90$$

Per determinare la caratteristica interna si ricorda che la funzione $H(Q)$ è una parabola:

$$H_i = a Q^2 + b Q + c$$

Mettiamo a sistema per i 3 valori di

$$\begin{cases} Q=0 & 77 = c \\ Q=1 & 54,17 = a + b + c \\ Q=1,25 & 26,05 = 1,565 a + 1,25 b + c \end{cases} \rightarrow \begin{cases} c = 77 \\ a = -31,71 \\ b = -1,362 \end{cases}$$

$$H_i = -31,71 Q^2 - 1,362 Q + 77$$

$$H_u = (Z_2 - Z_1) + \frac{1}{\gamma} (P_2 - P_1) = 6 + \frac{1}{900 \cdot 9,81} \cdot (2 - 1) \cdot 10^5 = 17,33 \text{ m}$$

Le perdite di carico sono proporzionali alla velocità e:

$$Q = A C = \frac{\pi D^2}{4} C \rightarrow C = \frac{4 Q}{\pi D^2}$$

$$H_c = \Delta P_{C_{1-A}} + \Delta P_{C_{B-2}} = 15 \cdot \frac{C^2}{2\varphi} = \frac{15 \cdot 16 Q^2}{\pi^2 D^4 \cdot 2\varphi} = 153 Q^2$$

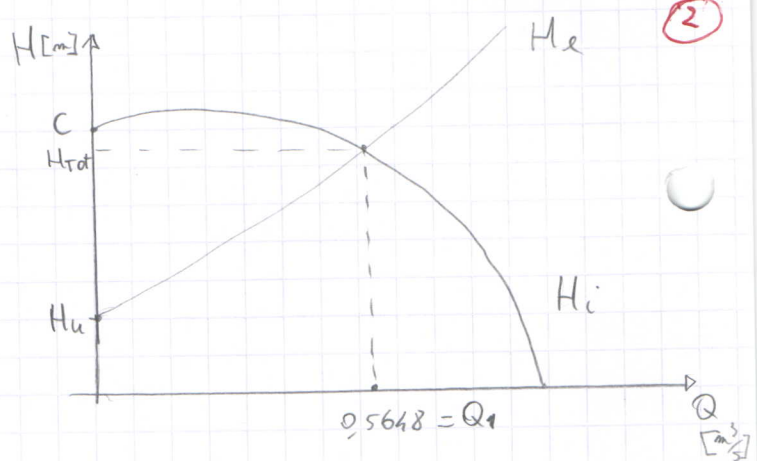
$$H_e = H_u + H_c = 17,33 + 153 Q^2$$

Il regime si realizza per $H_i = H_e$:

$$-31,71 Q_1^2 - 1,362 Q_1 + 77 = 17,33 + 153 Q_1^2 \rightarrow Q_1 = 0,5648 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Per la prevalenza totale si valuta H_e per la Q_1 :

$$H_e(Q_1) = H_{tot} = 66,14 \text{ m}$$



Calcoliamo la prevalenza euleroiana:

$$H_E = \frac{H_{tot}}{\eta_p} = 73,49 \text{ m} \quad l_E = H_E \cdot \rho = 720,9 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$P_p = \rho Q_1 l_E = 900 \cdot 0,5648 \cdot 720,9 = 366448 \text{ W} = 366,4 \text{ kW}$$

Bilancio da 1 ad A:

isole le grandezze in A

$$\frac{C_1^2}{2} + \frac{P_1}{\rho} + Z_1 = \frac{C_A^2}{2} + \frac{P_A}{\rho} + Z_A + \Delta P_{c1-A} \rightarrow \left(\frac{C_A^2}{2} + \frac{P_A}{\rho} \right) = \frac{P_1}{\rho} + Z_1 - Z_A - \Delta P_{c1-A}$$

$$NPSH_{A} = \left(\frac{P_A}{\rho} + \frac{C_A^2}{2} \right) - \frac{P_{sat}}{\rho} = \left(\frac{P_A}{\rho} + \frac{C_A^2}{2} \right) - Z_{sat}$$

$$NPSH_{A} = \frac{P_1}{\rho} + Z_1 - Z_A - \frac{3 \cdot 16 Q_1^2}{\pi D^5 \rho} - Z_{sat}$$

ΔP_{c1-A}

Pascal

$$= \frac{1 \cdot 10^5}{900 \cdot 9,81} + 4 - 2 - 9,762 - 1,3 = 2,26 \text{ m}$$

Corso di Macchine - Prova del 25/06/2009

In un impianto petrolchimico è installata una pompa centrifuga azionata da un motore elettrico che opera ad un regime di rotazione di 1500 giri/min. La pompa elabora un fluido la cui tensione di vapore è di 15 kPa e la cui densità è di 800 kg/m^3 ed è inserita in un impianto costituito da:

- un serbatoio di aspirazione alla pressione di 1 bar il cui pelo libero è alla quota di 10 m sul livello del suolo;
- un serbatoio di mandata alla pressione di 3 bar il cui pelo libero è alla quota di 5 m sul livello del suolo;
- una tubazione di diametro di 350 mm che origina una perdita di carico nella condotta esprimibile con la relazione $H_c = 0.9 c^2$ (in cui H_c è espresso in [m] e c in [m/s])

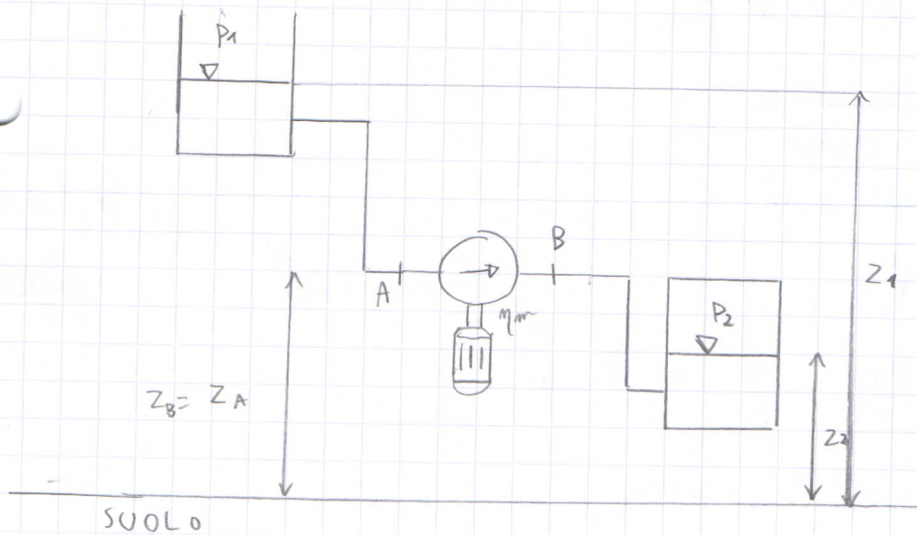
Si calcoli il punto di funzionamento della pompa, in termini di portata elaborata e prevalenza totale, e la potenza richiesta al motore elettrico, assumendo una differenza di pressione di 500 kPa tra le flange di mandata ed aspirazione, un rendimento della pompa $\eta_p = 0.9$ ed un rendimento di trasmissione $\eta_m = 0.95$.

Si calcoli inoltre la massima quota di installazione della pompa rispetto al livello del suolo al fine di garantire un funzionamento esente da cavitazione nell'ipotesi che le perdite di carico nel ramo di aspirazione siano pari ad $1/3$ del totale e che NPSH_r sia pari a 4 m.

Considerando che la pompa presenta una girante con pale dritte e che la velocità del fluido in ingresso è puramente assiale e pari a 10 m/s, si calcolino i diametri della cassa della girante nelle sezioni di ingresso d_{c1} ed uscita d_{c2} , fissando un rapporto tra i raggi di mozzo e di cassa all'ingresso della girante pari a 0.25.

Trascrivere i risultati numerici nella seguente tabella:

Variabile	Valore
Portata elaborata [m^3/s]	0.670
Prevalenza totale [m]	63.7
Potenza richiesta al motore elettrico [kW]	390
Max quota di installazione [m]	2.42
D_{c1} [cm]	30.2



$$M = 1500 \text{ gpm/min}$$

$$P_{\text{sat}} = 15 \text{ kPa} \quad \rho = 800 \text{ kg/m}^3$$

$$P_1 = 1 \text{ bar} \quad Z_1 = 10 \text{ m}$$

$$P_2 = 3 \text{ bar} \quad Z_2 = 5 \text{ m}$$

$$D = 350 \text{ mm} = 0,35 \text{ m}$$

$$H_c = 0,9 \text{ c}^2$$

$$P_B - P_A = 500 \text{ kPa}$$

$$NPSH_R = 4 \text{ m}$$

$$\eta_p = 0,9 \quad \eta_m = 0,95 \quad Y_{1-A} = \frac{1}{3} Y_{\text{TOT}}$$

$$\Delta P_{C_{1-A}}$$

$$C_0 = 10 \text{ m/s}$$

$$\frac{\pi_0}{R_0} = 0,25$$

Siccome a regime si suppone che la differenza $\frac{C_B^2}{2g} - \frac{C_A^2}{2g} = 0$ e supponendo $Z_B - Z_A \approx 0$ si ha che la prevalenza fornita a regime della pompa (H_{TOT}) è pari a quella manometrica: $\frac{P_B - P_A}{\rho g}$:

$$H_{\text{TOT}} = \frac{P_B - P_A}{\rho g} = \frac{500 \cdot 10^3}{800 \cdot 9,81} = 63,71 \text{ m}$$

Calcolo la prevalenza utile:

$$H_u = (Z_2 - Z_1) + \frac{(P_2 - P_1)}{\rho g} = (5 - 10) + \frac{(3 - 1) \cdot 10^5}{800 \cdot 9,81} = 20,48 \text{ m}$$

Posso calcolare quindi $H_c(Q)$:

$$H_{\text{TOT}} = H_u + H_c \rightarrow H_c = 43,23 \text{ m}$$

Ma H_c è anche pari a:

$$H_c = 0,9 c^2 = 43,23 \text{ m} \rightarrow c = \sqrt{\frac{43,23}{0,9}} = 6,93 \text{ m/s}$$

La portata è pari a:

$$Q = c A = c \cdot \frac{\pi D^2}{4} = 6,93 \cdot \frac{\pi \cdot 0,35^2}{4} = 0,667 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$P_u = \rho Q \frac{H_{TOT}}{\eta_p} = 390,6 \text{ kW}$$

$$P_m = \frac{P_u}{\eta_m} = \boxed{390,1 \text{ kW}}$$

Bilancio tra 1 e A:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} = Z_A + \frac{P_A}{\gamma} + \frac{C_A^2}{2} + Y_{1-A}$$

$$\frac{P_A}{\gamma} + \frac{C_A^2}{2} = Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} - Y_{1-A} - Z_A$$

Sostituisco nell' NPSH_A:

$$(Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} - Y_{1-A} - Z_A) - \frac{P_{sat}}{\gamma} \geq \text{NPSH}_R$$

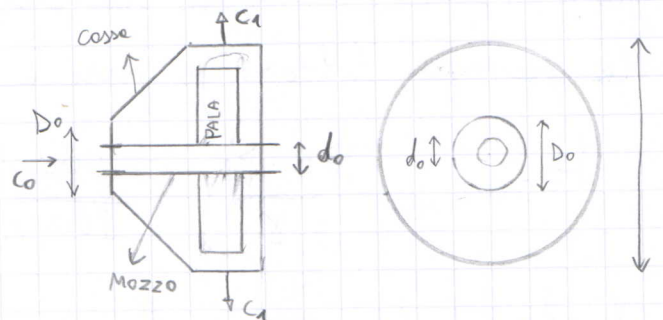
$$\left(10 + \frac{1 \cdot 10^5}{800 \cdot 9,81} - \frac{1}{3} \cdot 43,23 - Z_A - \frac{15 \cdot 10^3}{800 \cdot 9,81} \right) \geq 4 \rightarrow \boxed{Z_{A_{MAX}} = 2,42 \text{ m}}$$

(secondo $2' - Z_A \rightarrow Z_A \leq 2,42$)

Di Palma Felice Nella sezione di ingresso (sezione 0)

Il motore (l'albero) su cui sono coltate le pale ha diametro d_0 (raggiato)

Due corse invece D_0 :



$$\dot{m} = \rho Q = 800 \cdot 0,667 = 533,6 \text{ kg/s}$$

Esse si conservano. Ed e' anche pari in 0 e:

$$\dot{m} = \rho A_0 c_0 = \rho \pi \left(\frac{D_0^2 - d_0^2}{4} \right) c_0 = \rho \pi (R_0^2 - r_0^2) c_0 = \rho \pi (R_0^2 - 0,25 R_0^2) c_0$$

$$\frac{r_0}{R_0} = 0,25 \rightarrow r_0 = 0,25 R_0$$

Eguaglio le due espressioni di \dot{m} :

$$\rho Q = \rho \pi (R_0^2 - 0,25 R_0^2) c_0 \rightarrow R_0 = \sqrt{\frac{\dot{Q}}{c_0 \pi (1 - 0,25)}} = 0,168 \text{ m}$$

$$D_0 = R_0 \cdot 2 = \boxed{0,33 \text{ m}}$$

Per il diametro in 2 occorre eguagliare l'espressione del lavoro euleriano a quello dell'esercizio e inserirci il numero di giri $n=1500$ e da li trovare W_{2r} poi D_2 ma la braccio non lo richiede

Allievo: _____ Matricola: _____ Firma: _____

Orario di consegna: _____

#16

Traccia

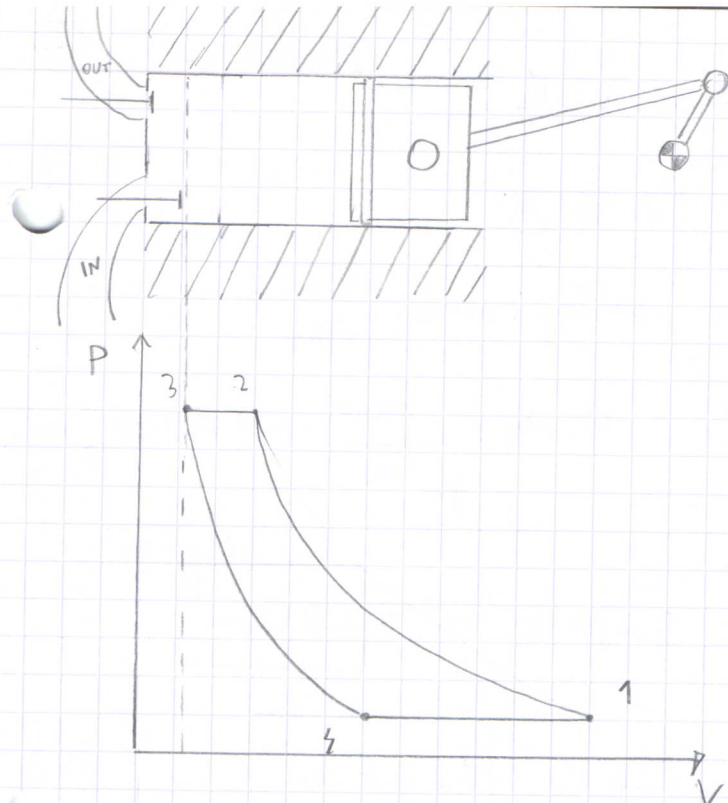
Un compressore alternativo monostadio è caratterizzato dai seguenti dati:

- Rapporto di compressione volumetrico $\rho = 8.24$ [/]
- Rapporto di compressione manometrico $\beta = \frac{1}{2}$ rapporto di compressione limite [/]
- Pressione all'aspirazione $p_1 = 1.16$ [bar]
- Temperatura all'aspirazione $T_1 = 302$ [K]
- Regime di giri $n = 2705$ [giro/min]
- Potenza assorbita = 6.54 kW
- Fluido di lavoro: idrogeno
- Trasformazioni di compressione ed espansione adiabatiche reversibili

Calcolare il rapporto di compressione manometrico, la portata massica elaborata, il rendimento volumetrico, la cilindrata ed il volume morto del compressore. Si valutino inoltre le variazioni di portata massica e di potenza conseguenti alla sostituzione del fluido di lavoro con una miscela azoto-idrogeno al 88 % di idrogeno.

Riportare i risultati nella seguente tabella:

Variabile	Valore
Rapporto di compressione manometrico [/]	8,58
Portata massica elaborata [kg/h]	73
Rendimento volumetrico [/]	0,444
Cilindrata [cm ³]	85,6
Volume morto [cm ³]	11
Portata mix [kg/h]	
Potenza mix [kW]	



$$\rho = 8,24$$

$$\beta = \frac{1}{2} \beta_{\max}$$

$$P_1 = 1,16 \text{ bar}$$

$$T_1 = 302 \text{ K}$$

$$n = 2705 \text{ giro/min}$$

$$P = 6,54 \text{ kW}$$

(A) Fluido: $H_2 \rightarrow M_w = 2,016 \text{ g/mol}$
 $m = k$ (trasf. reversibili)

(B) Fluido $N_2 + H_2$ 88% H_2

$$M_w = 0,12 \cdot M_w N_2 + 0,88 M_w H_2$$

(A) $R_{H_2} = \frac{\tilde{R}}{M_{wH_2}} = \frac{8,313}{2,016 \cdot 10^{-3}} = 4123,5 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$ $C_p = \frac{R \cdot k}{k-1} = 14432 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$ ↑ 1,4 (isotermico)

$\rho = \frac{V_1}{V_3}$ la condizione limite si ha per $V_2 = V_3$:

$\rho = \frac{V_1}{V_3} \xrightarrow{\text{legge gas}} \frac{V_1}{V_3} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} = \left(\beta_{\max} \right)^{\frac{1}{k}} \rightarrow \beta_{\max} = \rho^k = 12156$

$$\beta = \frac{1}{2} \beta_{\max} = 9,578$$

$$\rightarrow P_2 = P_1 \beta = 11,11 \text{ bar}$$

$$\lambda_v = \frac{V_1 - V_3}{V_1 - V_3} = \frac{\frac{V_1}{V_3} - \frac{V_2}{V_3}}{\frac{V_1}{V_3} - 1} = \frac{\rho - \beta^{\frac{1}{k}}}{\rho - 1} = \frac{8,24 - 9,578^{\frac{1}{1,4}}}{8,24 - 1} = 0,444$$

↑ moltiplicando per $\frac{1}{V_3}$
 ↓ cilindrate v

La potenza e' pari a:

$$P = \dot{m} C_p (T_2 - T_1) = \dot{m} C_p T_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \rightarrow \text{calcolo } \dot{m}$$

$$\dot{m} = \frac{P}{C_p T_1 (\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1)} = \frac{6,54 \cdot 10^3}{14432 \cdot 302 \cdot (9,578^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1)} = 0,001654 \text{ kg/s} \cdot 3600$$

$$= 5,95 \text{ kg/h}$$

Il compressore aspira ed aspira solo $V_1 - V_3$:

$$\dot{m} = \rho_1 Q = \rho_1 (V_1 - V_3) f = \rho_1 (V_1 - V_3) \frac{m}{60}$$

giri/sec giri/min → giri/sec

Da qui ricaviamo $V_1 - V_3$:

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R T_1} = \frac{1,16 \cdot 10^5}{R T_1} = 0,093 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$V_1 - V_3 = \frac{\dot{m} \cdot 60}{\rho_1 \cdot m} = 3,945 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$\lambda_v = \frac{V_1 - V_3}{V_1 - V_3} = \frac{V_1 - V_3}{V} \rightarrow V = 8,885 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 = 888,5 \text{ cm}^3$$

$$\frac{V_1}{V_3} = \beta_{\max}^{1/\kappa} \rightarrow \frac{V_3 + V}{V_3} = \beta_{\max}^{1/\kappa} \rightarrow V_3 = 122,7 \text{ cm}^3$$

(B) $M_{W} = 0,12 M_{W_{N_2}} + 0,88 \cdot M_{W_{H_2}} = 0,12 \cdot 28 + 0,88 \cdot 2,016 = 5,134 \text{ g/mol}$

$$R_B = \frac{\tilde{R}}{M_W} = 1619,2 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \rightarrow c_{pB} = \frac{1619,2 \cdot 1,4}{1,4 - 1} = 5667 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Varcando la sostanza varia la potenza e la portata massica ma la geometria rimane quella. La portata varia perché ho una diversa densità all'aspirazione:

$$\rho_{1B} = \frac{P_1}{R_B T_1} = \frac{1,16 \cdot 10^5}{1619,2 \cdot 302} = 0,237 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_B = \rho_1 (V_1 - V_3) \frac{m}{60} = 0,0042 \text{ kg/s} = 15,12 \text{ kg/h}$$

La potenza è:

$$P_B = \dot{m} c_p T_1 (\beta^{1/\kappa} - 1) = 6520 \text{ W} = 6,52 \text{ kW}$$

non dipende dalla sostanza

Confronto caso A e caso B:

Le potenze sono comparabili nonostante aspiri 15,12 kg/h invece di 5,95 kg/h a causa dell'aumento di densità. Questo è dovuto al fatto che tale svantaggio è recuperato dall'avere c_{pB} più basso quindi un minore aumento della temperatura che aumenta il lavoro di compressione nel caso A.

Corso di Macchine – Prova finale del 15/06/2001

Un compressore, comprime una portata di metano (CH_4 , $k=1.31$) pari a 350 kg/h dalle condizioni ($P_1=1$ bar, $T_1=300$ K) alle condizioni di mandata ($P_2=3$ bar). Il compressore è mosso da un motore ad accensione comandata a 4 tempi, alimentato da una portata di combustibile spillata a valle del compressore.

Calcolare:

- La temperatura di mandata del compressore.
- La potenza del motore.
- Il rendimento globale del motore
- Portata di metano disponibile a valle dello spillamento.
- La cilindrata del motore.
- Il frazionamento minimo richiesto per limitare la vmp a 10 m/s.
- Temperatura dei gas allo scarico.

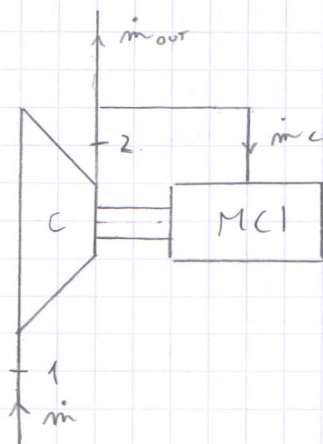
Dati ed ipotesi:

- Rendimento adiabatico compressione pari a 0.85.
- Rendimenti meccanico e di combustione del motore pari a 0.9.
- Rendimento termodinamico pari al 50% del rendimento ideale.
- Rapporto di miscela α stechiometrico.
- Potere calorifico del combustibile $H_i=40$ MJ/Kg.
- Rapporto di compressione pari ad 8.
- Regime di rotazione pari a 3000 giri/min.
- $S/D=1$.
- Nel calcolo del coefficiente di riempimento, assumere le condizioni di fine aspirazione pari alle condizioni ambientali ($P=1$ bar, $T=300$ K).

Soluzione:

- Temperatura di mandata del compressore = 404.8 K
- Potenza del motore = 22.4 kW
- Rendimento globale del motore = 0.229
- Portata di metano disponibile a valle dello spillamento = 341.2 kg/h
- Cilindrata del motore = 1.44 l
- Frazionamento minimo richiesto per limitare la vmp a 10 m/s = 2

15/06/2001 (1)

C. Metano (CH_4 $K=1,31$)

$$\dot{m} = 350 \text{ kg/h} = 0,0972 \text{ kg/s}$$

$$P_1 = 1 \text{ bar} \quad T_1 = 300 \text{ K}$$

$$P_2 = 3 \text{ bar}$$

$$\text{MCI, } \dot{Q} T \rightarrow \varepsilon = 2$$

Occurs. comandata \rightarrow CICLO OTTO ($2v=1$)

$$v_{mp} = 10 \text{ m/s}$$

$$\text{I POTESI: } \eta_{ad,c} = 0,85 \quad \eta_b = 0,9 = \eta_m$$

$$\eta_r = \frac{1}{2} \eta_{id.}$$

$$\alpha = \alpha_{st}$$

$$H_i = 40 \text{ MJ/kg}$$

$$\rho = 8$$

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

$$S/D = 1$$

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

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

$$\text{C. } T_{2s} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} = 300 \cdot \left(\frac{3}{1} \right)^{\frac{1,31-1}{1,31}} = 389,1 \text{ K}$$

$$\eta_{ad,c} = \frac{h_w}{h_r} = \frac{c_p(T_{2s} - T_1)}{c_p(T_2 - T_1)} \rightarrow T_2 = 300 + \frac{389,1 - 300}{0,85} = 404,8 \text{ K}$$

MCI.

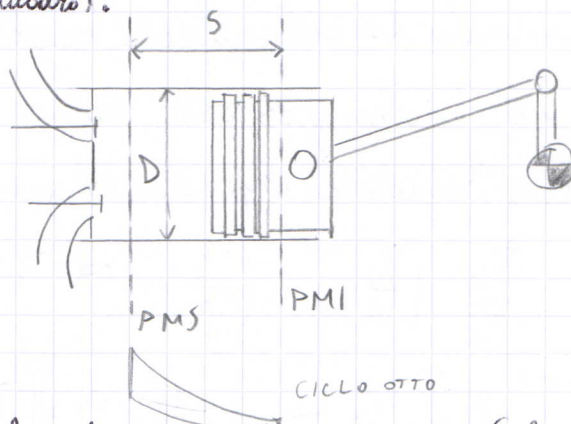
Dalla formula della velocità media:

$$v_m = 2Sf = \frac{2S \cdot n}{6030} \Rightarrow S = \frac{10 \cdot 30}{3000} = 0,1 \text{ m} = 10 \text{ cm}$$

Sapendo che $S/D = 1$ (motore quadrato):

$$D = S = 0,1 \text{ m}$$

$$V_c = \frac{S \pi D^2}{4} = 7,854 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 = 785,4 \text{ cm}^3$$



Questa non è però la cilindrata del motore perché non sappiamo quanti cilindri ci servirebbero. Calcoliamo:

$$\alpha_{st} = \frac{(n + \frac{m}{4}) (M_{W_{O_2}} + 3,77 M_{W_{N_2}})}{M_{W_{CH_4}}} = \frac{(1+1) (32 + 3,77 \cdot 28)}{16} = 17,1$$

Per metano

$$n = 1$$

$$m = 4$$

- Per il rendimento globale invece manca $\eta_{\pi} = 0,5 \eta_{id}$

15/06/2001 (2)

CICLO OTTO $\eta_{id} = 1 - \frac{1}{p^{k-1}} = 1 - \frac{1}{p^{1,4-1}} = 0,5647 \rightarrow \eta_{\pi} = 0,28$
c'è p'ossibile

$$\eta_g = \eta_b \cdot \eta_{\pi} \cdot \eta_m = 0,9 \cdot 0,28 \cdot 0,9 = 0,227$$

- Calcolo potenza MCI:

$$P_u = \eta_g \dot{m}_c H_i = \eta_g \frac{p_a}{\alpha} Q H_i = \eta_g \frac{p_{amb} \dot{V}}{\alpha} \frac{V_m}{60s} H_i$$

1 in ciclo Otto

- Se P_u deve essere pari a quella necessaria al compressore $P_c = \dot{m} c_p (T_2 - T_1)$
 Se densità ambiente invece:

$$\rho_{amb} = \frac{p_a}{R T_a} = \frac{1 \cdot 10^5}{288 \cdot 300} = 1,157 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_c = \dot{m} c_p (T_2 - T_1) = 22,3 \text{ kW}$$

- Da qui calcolo il volume totale necessario:

$$V_{TOT} = \frac{P_u \cdot 60s \alpha}{\eta_g p_{amb} H_i \dot{m}} = \frac{22,3 \cdot 10^3 \cdot 60 \cdot 2 \cdot 17,1}{0,227 \cdot 1,157 \cdot 40 \cdot 10^6 \cdot 3000} = 0,00145 \text{ m}^3$$

Reale cilindrate lo devo "spalmare" su cilindri di volume V_i :

$$\frac{V_{TOT}}{V_i} = \frac{0,00145}{7,854 \cdot 10^{-4}} = 1,85 \approx 2 \text{ servono 2 cilindri}$$

$\dot{m}_{OUT} = 350 - 9,56 = 340,44 \text{ Kg/h}$

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_a}{\alpha} = \frac{p_a V_m}{60s \alpha} = 0,0265 \frac{\text{Kg}}{s} = 9,56 \text{ Kg/h}$$

- Quindi la cilindrata reale è $V = V_i \cdot 2 = 0,00157 \text{ m}^3 = 1,57 \text{ l}$

Per la T dei gas allo scorcio ricordiamo che si parla di T_2 nel ciclo Otto. Seguiamo il percorso del punto che conosciamo (1):

1-2 $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{k-1} \Rightarrow T_2 = 300 \cdot 8^{1,4-1} = 689 \text{ K}$

addizione calore combust
2-3

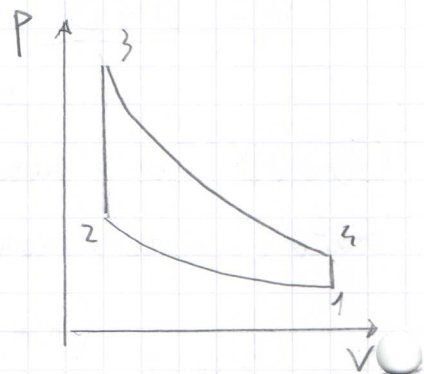
$$\Delta \dot{U} = \dot{Q} \rightarrow \dot{Q} = (\dot{m}_c + \dot{m}_a) (T_3 - T_2) c_v$$

$R = c_p - c_v \rightarrow c_v = 1008,9 - 288,2 = 721$

$$\eta_b \dot{m}_c H_i = (\dot{m}_c + \dot{m}_a) (T_3 - T_2) c_v$$

$$T_3 = \frac{H_i \eta_b}{(\alpha + 1) c_v} + T_2 = 3448 \text{ K}$$

3-4 $\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} = \left(\frac{1}{\beta}\right)^{k-1} \rightarrow T_4 = 1501 \text{ K}$



In una raffineria una pompa dinamica alimenta una cisterna di gasolio per autotrazione ($\rho=0.815$ kg/l). La pompa opera in condizioni di progetto e la prevalenza manometrica misurata tra le flange di mandata ed aspirazione è di 10 bar. Le perdite per attrito $H_{p,a}$ e di imbocco $H_{p,i}$ all'interno della pompa sono espresse in funzione della portata volumetrica Q [m³/h] mediante le seguenti relazioni: $H_{p,a}=7(Q/100)^2$ [J/kg]; $H_{p,i}=50-2(Q/100)^2$ [J/kg].

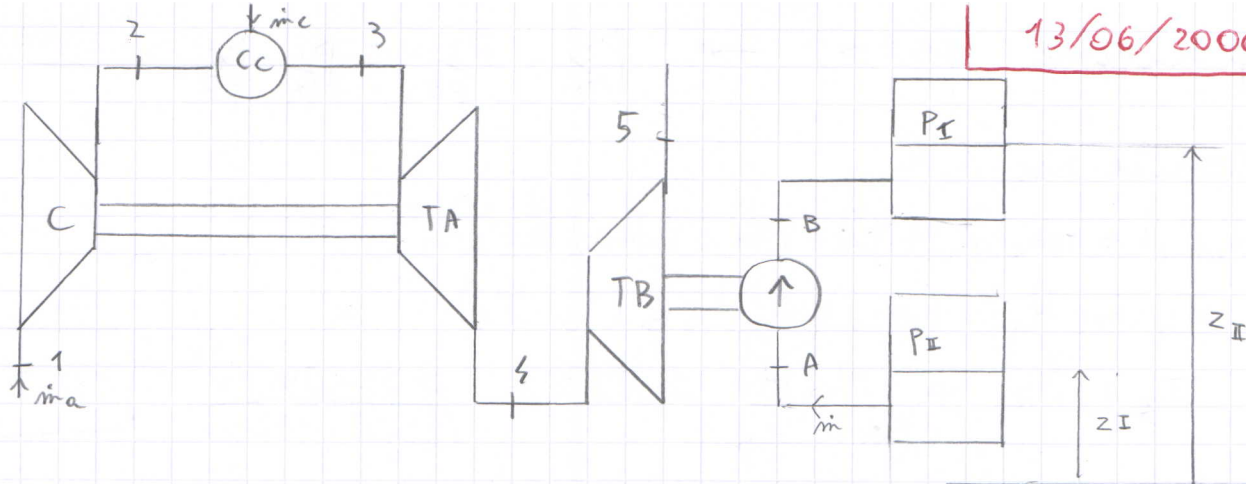
La pompa è azionata da un impianto a gas bialbero a circuito aperto in cui la turbina di alta pressione aziona il compressore, mentre la turbina di bassa pressione è collegata meccanicamente alla pompa con un rendimento di trasmissione pari a 0.95. L'impianto aspira aria alla temperatura di 290 K ed alla pressione di 1 bar mentre a valle del compressore si misura una temperatura di 525 K ed una pressione di 6 bar. La camera di combustione dell'impianto a gas è alimentata da gas metano ($h_f=50$ MJ/kg) ed il processo di combustione presenta un rendimento di 0.95. Dall'analisi dei gas di scarico si rileva un rapporto di miscela pari a 60.

Calcolare la prevalenza totale, la portata volumetrica, il rendimento e la potenza della pompa. Calcolare inoltre la temperatura massima dell'impianto a gas, la pressione a valle della turbina di alta pressione, il consumo di metano ed il rendimento globale dell'impianto.

Ipotesi: si trascurino le differenze di quota e di velocità tra le flange di aspirazione e mandata della pompa; si assuma il medesimo rendimento politropico per il compressore e le turbine dell'impianto a gas; si trascurino le variazioni del calore specifico del fluido di lavoro nell'impianto a gas.

Trascrivere i risultati numerici nella seguente tabella:

Variabile	Valore
Prevalenza totale [m]	125
Portata volumetrica [m ³ /h]	500
Rendimento della pompa	0.875
Potenza della pompa [KW]	159
Temperatura ingresso turbina alta pressione [K]	1296
Pressione scarico turbina alta pressione [bar]	2.70
Consumo metano [kg/h]	42.16
Rendimento impianto a gas	0.28



POMPAGGIO

$$\rho = 0,815 \text{ kg/l} = 815 \text{ kg/m}^3 \quad p_B - p_A = 10 \text{ bar}$$

$$H_{p,a} = 7(Q/100)^2 \quad H_{p,i} = 50 - 2(Q/100)^2 \quad [5/\text{kg}] \times Q [\text{m}^3/\text{s}]$$

ITG: $\eta_m = 0,95$ $T_1 = 290\text{ K}$ $p_1 = 1\text{ bar}$ $T_2 = 525\text{ K}$ $p_2 = 6\text{ bar}$
 CH_4 $H_i = 50\text{ MJ/kg}$ $\eta_b = 0,95$ $\alpha = 60$

! POTESI: $Z_B - Z_A = 0$ $|C_B| - |C_A| = 0$ $\eta_{\text{Rel}, C} = \eta_{\text{Rel}, T_A} = \eta_{\text{Rel}, T_B}$

POMPA: Sopprimendo la pompa in condizioni di regime:

$$H_{TOT} = H_i(Q) = \frac{P_B - P_A}{\gamma} + \frac{C_B^2 - C_A^2}{2g} + Z_B - Z_A = \frac{10 \cdot 10^5}{850 \cdot 9,81} = 125 \text{ m}$$

Per le condizioni di regime $H_i(Q) = H_e(Q) = H_u + H_c$ dove H_c è la somma delle perdite di carico, ma bisogna fare attenzione perché sono date in N/kg e non in m !

$$H_T = H_{p,e} + H_{p,i} = \left[\overset{H_u}{50} + 5 \left(\frac{2}{100} \right)^2 \right] \quad \text{J/kg}$$

g → per convertire in metri

$$125 = \frac{50 + 5(Q/100)^2}{9.81} \rightarrow Q = 500 \text{ m}^3/\text{h}$$

Dove si è notato che 50 è la prevalenza utile perché le perdite di carico dovrebbero essere nulle per fluido fermo ($Q=0$) se non lo sono significa che l'area inglobata.

1 TG: scarico nell'ambiente $\rightarrow p_1 = p_5 \quad T_1 = T_5$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} \rightarrow \frac{m-1}{m} = 0,331 \rightarrow \eta_{\text{rel}} = \frac{m}{m-1} \frac{k-1}{k} = 0,863$$

Esso coincide con quello delle turbine $\rightarrow \eta_{Rel,T} = \frac{k}{k-1} \frac{m_T^{-1}}{m_T} \rightarrow \frac{m_T^{-1}}{m_T} = \frac{0.863(1.4-1)}{1.4} = 0.257$

13/06/2006 12

$$\text{siccome } p_2 = p_3 \rightarrow \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_5} = \frac{p_3}{p_4} \cdot \frac{p_4}{p_5}$$

Bilancio su CC:

$$\dot{m}_a h_2 + \dot{m}_c h_2 + \dot{Q} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) h_3$$

$$\eta_b \dot{m}_c H_i = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) c_p (T_3 - T_2)$$

$$T_3 = T_2 + \frac{\eta_b H_i}{(\alpha + 1) c_p} = 525 + \frac{0,95 \cdot 50 \cdot 10^6}{(60 + 1) \cdot 1008,9} = 1297 \text{ K}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{\gamma_T - 1}{\gamma_T}}$$

$$p_4 = \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{\gamma_T}{\gamma_T - 1}} p_3 = \left(\frac{1066}{1297} \right)^{\frac{1}{0,247}} \cdot 6 = 2,71 \text{ bar}$$

T_4 : Bilancio Potenza

$$P_c = P_{TA}$$

$$\dot{m}_a c_p (T_2 - T_1) = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) c_p (T_3 - T_4)$$

$$\alpha (T_2 - T_1) = (\alpha + 1) (T_3 - T_4)$$

$$T_4 = 1066 \text{ K}$$

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\gamma_T - 1}{\gamma_T}}$$

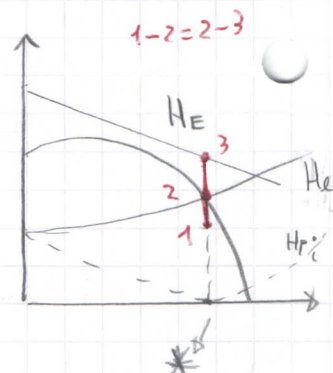
$$T_5 = \left(\frac{1}{2,71} \right)^{0,247} = 833 \text{ K}$$

POMPA. Ci serve il rendimento della pompa: la differenza tra lavoro euleriano e quello che effettivamente giunge alla pompa è dato proprio dalle perdite per attrito, perché quelle per imbraccio nelle condotte di progetto sono nulle: $H_{p,i} = \frac{50 - 2 \left(\frac{500}{1000} \right)^2}{9,81} = 0$ invece per $H_{p,e}$:

$$H_{p,e} = \frac{7 \left(\frac{Q}{1000} \right)^2}{9,81} = 17,83 \text{ m}$$

$$\eta_p = \frac{H_I}{H_E} = \frac{H_I}{H_I + H_{p,e}} = \frac{125}{125 + 17,83} = 0,875$$

$$L_p = \rho Q H_E \eta_p = 815 \cdot \frac{500}{3600} \cdot (125 + 17,83) \cdot 9,81 = 158,6 \text{ kW}$$



ITG: La potenza delle turbine T_B , al netto delle perdite meccaniche deve essere pari a quella delle pompe:

$$P_{TB} \cdot \eta_m = P_p \rightarrow (\dot{m}_a + \dot{m}_c) c_p (T_4 - T_5) = 158,6 \cdot 10^3$$

$$\eta_m (\alpha \dot{m}_c + \dot{m}_c) c_p (T_4 - T_5) = \dots \rightarrow \dot{m}_c = 0,01164 \text{ kg/s}$$

Per η_p si ricorda che la potenza utile è quella caduta alla pompa:

$$\eta_p = \frac{P_p}{\dot{m}_c H_i} = \frac{158,6 \cdot 10^3}{0,01164 \cdot 50 \cdot 10^6} = 0,27 \quad (P_{TA} - P_c = 0)$$

$$= 41,9 \text{ kg/h}$$



①

~~Corso di Macchine – Prova del 1/02/2008~~

Allievo: _____ Matricola: _____ Firma: _____

In un impianto a gas di $P_u = 5$ MW, il compressore preleva aria dall'ambiente ($p_1 = 1$ bar, $T_1 = 290$ K) e la comprime fino a 16 bar con un rendimento $\eta_c \equiv 0.85$. Nel combustore (che ha rendimento $\eta_b = 0.95$) l'aria raggiunge la temperatura di 1500 K. La turbina ha un rendimento $\eta_t = 0.85$ ed espande il gas fino alla pressione ambiente. Determinare la portata di aria, quella di combustibile ($H_i = 44000$ kJ/kg) ed il rendimento globale dell'impianto. Aggiungendo al ciclo uno scambiatore di rigenerazione con grado di rigenerazione $R = 0.8$, calcolare il nuovo consumo di combustibile ed il nuovo rendimento globale.

Si consideri come fluido di lavoro aria, trascurando le variazioni di calore specifico e di portata massica nel combustore.

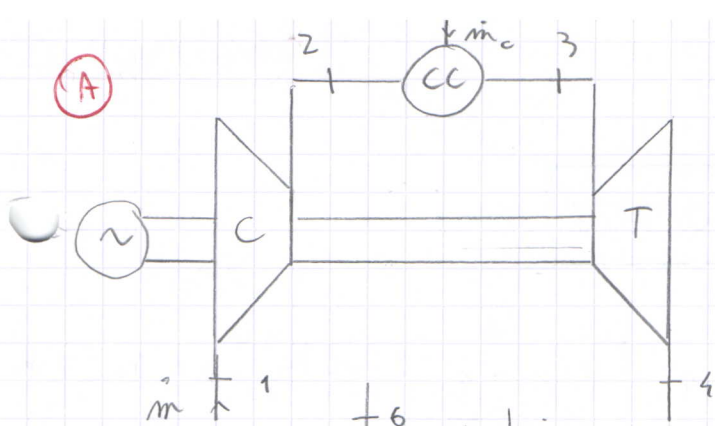
Trascrivere i risultati numerici nella seguente tabella:

Variabile	Valore
Temperatura di mandata del compressore [K]	
Temperatura di scarico della turbina [K]	
Portata di aria [kg/s]	
Consumo di combustibile [kg/s]	
Rendimento globale	
Consumo di combustibile in caso di Rigenerazione [kg/s] m_c	
<u>Rendimento globale</u> in caso di Rigenerazione	
Temperatura dei gas di scarico a valle del rigeneratore [K]	

Riportare le formule utilizzate ed eventuali commenti, utilizzando il retro del foglio ed altri fogli se necessario (Indicare i propri dati ed il numero progressivo dell'esercizio su tutti i fogli).

01/02/2008 (1)

(A)



(A)

COMP. $P_u = 5 \text{ MW}$ $p_1 = 1 \text{ bar}$ $T_1 = 290 \text{ K}$
 $p_2 = 16 \text{ bar}$ $\eta_{ad,c} = 0,85$

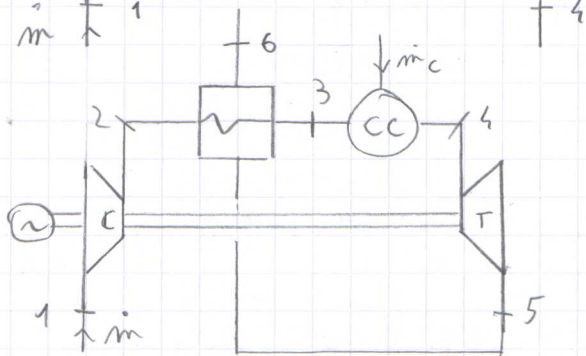
CC. $\eta_b = 0,95$ $T_3 = 1500 \text{ K}$

TURB. $\eta_{ad,T} = 0,85$ $p_4 = p_1$
 $H_i = 44 \text{ MJ/kg}$

(B) $R = 0,8$

$p_4 = p_1$ $p_2 = p_3$

(B)



(A) C. $T_{2s} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 640,4 \text{ K}$

$\eta_{ad,c} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \rightarrow T_2 = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_{ad,c}} = 702,2 \text{ K}$

CC. Bilancio:

$\dot{m} h_2 + \dot{m}_c h_2 + \dot{Q} = \dot{m} h_3 \rightarrow \eta_b \dot{m}_c H_i = c_p (\dot{m} + \dot{m}_c) (T_3 - T_2)$

$\frac{\eta_b H_i}{c_p (T_3 - T_2)} = (\alpha + 1) \rightarrow \alpha = \frac{0,95 \cdot 44 \cdot 10^6}{1008,9 (1500 - 702,2)} - 1 = 52$

TURB. $T_{4s} = T_3 \cdot \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 679,3 \text{ K}$
 $p_3 = p_2$

$\eta_{ad,T} = \frac{\ln}{\ln} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \rightarrow T_4 = T_3 - \eta_{ad,T} (T_3 - T_{4s}) = 802,4 \text{ K}$

Bilancio potenza (se $\eta_m = 1$):

$P_T - P_C = P_u \rightarrow c_p (\dot{m} + \dot{m}_c) (T_3 - T_4) - c_p \dot{m} (T_2 - T_1) = P_u$

$\dot{m} = \alpha \dot{m}_c$

$c_p (\alpha \dot{m}_c + \dot{m}_c) (T_3 - T_4) - c_p \alpha \dot{m}_c (T_2 - T_1) = P_u \rightarrow \dot{m}_c = 0,319 \text{ kg/s}$
 $\downarrow 1008,9$ $\uparrow 5 \cdot 10^6$

01/02/2008 (2)

$$\dot{m} = \alpha \dot{m}_c = 16,6 \text{ kg/s}$$

$$\eta_g = \frac{P_u}{\dot{m}_c H_i} = \frac{5 \cdot 10^6}{0,318 \cdot 44 \cdot 10^6} = 0,356$$

(B) Rimangono invariate $T_1, T_2, T_4 = 1500 \text{ K}, T_5 = 802,4 \text{ K}$

Bilancio su Regeneratore:

$$\dot{m} h_2 + (\dot{m} + \dot{m}_c) h_5 = \dot{m} h_3 + (\dot{m} + \dot{m}_c) h_6$$

$$\dot{m} c_p (T_3 - T_2) = (\dot{m} + \dot{m}_c) c_p (T_5 - T_6)$$

Bilancio CC

$$\eta_b \cdot H_i = c_p (\alpha + 1) (T_4 - T_3)$$

Non posso calcolare α della prima, (Non ho T_6)

Allora sfrutto il grado di rigenerazione: $R = \frac{T_3 - T_2}{T_5 - T_2}$

Da $R \rightarrow T_3 = T_2 + R (T_5 - T_2) = 702,5 + 0,8 (802,4 - 702,5) = 782,4 \text{ K}$

Da bilancio su CC:

$$\alpha = \frac{\eta_b H_i}{c_p (T_4 - T_3)} - 1 = \frac{0,95 \cdot 44 \cdot 10^6}{1008,9 (1500 - 782,4)} - 1 = 5,7$$

Da bilancio su regeneratore (dividendo tutto per \dot{m}_c per avere α)

$$T_6 = T_5 - \frac{(T_3 - T_2) \cdot \alpha}{\alpha + 1} = 724 \text{ K}$$

Da bilancio potenza:

$$-\dot{m} c_p (T_2 - T_1) + (\dot{m} + \dot{m}_c) c_p (T_4 - T_5) = P_u$$

$$-\alpha \dot{m}_c c_p (T_2 - T_1) + (\alpha \dot{m}_c + \dot{m}_c) c_p (T_4 - T_5) = P_u$$

$$\dot{m}_c = 0,292 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_a = 16,6 \text{ (piuttosto ora c'è più aria che combustibile)}$$

$$\eta_g = \frac{P_u}{\dot{Q} + c_p (T_3 - T_2) \dot{m}} = \frac{P_u}{\eta_b \dot{m}_c H_i + c_p (T_3 - T_2) \dot{m}} = 0,369$$

e' aumentato

Ora entra anche il calore del regeneratore



Corso di Macchine – Prova del 2/07/2001 – I Parte

Una turbina assiale a reazione ($R=0.5$) è connessa meccanicamente ad un compressore che elabora una portata di metano ($k=1.31$) pari a 54000 kg/h.

Assumendo:

- Portata di aria elaborata dalla turbina = 7 kg/s;
- Pressione a monte della turbina: $P = 10.5$ bar;
- Pressione a valle della turbina: $P = 0.95$ bar;
- Temperatura a monte del compressore: $T = 300$ K;
- Rapporto di compressione del compressore: $\beta = 3$;
- Rendimento politropico di espansione: $\eta = 0.90$;
- Rendimento politropico di compressione: $\eta = 0.85$;
- Velocità di rotazione della turbina: $n = 6500$ giri/min;

Calcolare:

- La potenza assorbita dal compressore;
- La temperatura dell'aria in ingresso alla turbina;
- Il numero di stadi della turbina;
- L'altezza della palettatura nella sezione di uscita della turbina;
- La riduzione di potenza ottenibile operando una compressione interrefrigerata in due stadi (assumere lo stesso valore del rendimento politropico del compressore per ognuno dei due stadi).

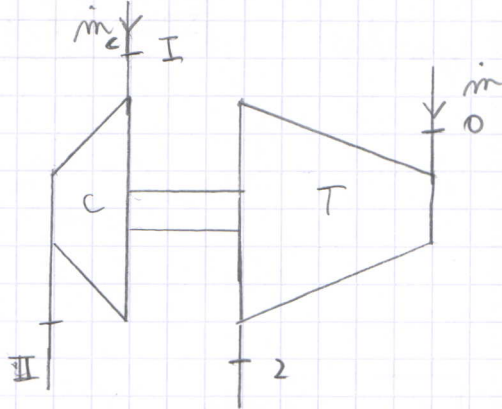
Ipotesi:

- Fluido di lavoro: aria;
- Comportamento da gas perfetto;
- Angolo di uscita pala statorica = 12° .

Soluzione:

- Potenza assorbita dal compressore = 3.53 MW
- Temperatura dell'aria in ingresso alla turbina = 1092 K
- Numero di stadi della turbina = 4
- Altezza della palettatura nella sezione di uscita della turbina = 5 cm
- Riduzione di potenza ottenibile = 270 kW

(A)



① COMPR. CH_4 ($K=1,31$)

$$T_I = 300 \text{ K} \quad \beta = 3$$

$$\eta_{\text{rel}} = 0,85$$

$$\dot{m}_c = 54000 \text{ kg/h} = 15 \text{ kg/s}$$

TURB. Assume a reaction $R=0,5$

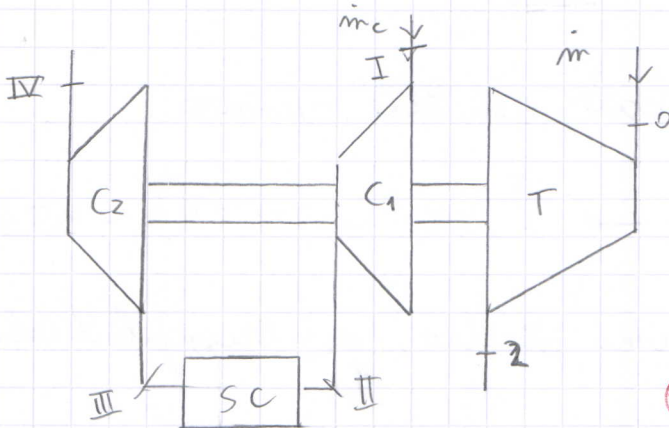
$$\dot{m} = 7 \text{ kg/s} \quad p_0 = 10,5 \text{ bar}$$

$$p_2 = 0,95 \quad \eta_{\text{rel}} = 0,90$$

$$M = 6500 \text{ g/mol}$$

$$\alpha_1 = 12^\circ \quad \text{Orde.}$$

(B)



② COMPR. intercooler $\eta_{\text{rel } C_1} = \eta_{\text{rel } C_2}$
 $T_I = T_{III} \quad T_{IV} = T_{II}$

(A)

COMPR.

$$\eta_{\text{rel}} = \frac{l_{\text{rel}}}{l_c} = \frac{m_c}{m_c - 1} \frac{K-1}{K} \rightarrow \frac{m_c - 1}{m_c} = \frac{1,31-1}{1,31 \cdot 0,85} = 0,2784$$

$$T_{II} = T_I \beta^{0,2784} = 407 \text{ K}$$

$$R = \frac{\tilde{R}}{16,04 \cdot 10^{-3}} = 518,3 \quad c_p = \frac{R \cdot K}{K-1} = 2190$$

$$P_c = \dot{m}_c c_p (T_2 - T_1) = 3,515 \text{ MW}$$

TURB.

$$P_T = P_c \rightarrow P_T = \dot{m} (h_0 - h_2) = \dot{m} c_p (T_0 - T_2) = 3,515$$

$$(T_0 - T_2) = \frac{3,515 \cdot 10^6}{7 \cdot 1008,9} = 497,7 \text{ K}$$

$$\eta_{\text{rel}, T} = \frac{l_c}{l_{\text{rel}}} = \frac{K}{K-1} \frac{m_T - 1}{m_T} \rightarrow \frac{m_T - 1}{m_T} = \frac{0,9 \cdot (1,4-1)}{1,4} = 0,257$$

$$T_0 - T_2 = 497,7 \quad T_0 = T_2 \beta_T^{0,257} \rightarrow T_2 \beta_T^{0,257} - T_2 = 497,7 \rightarrow$$

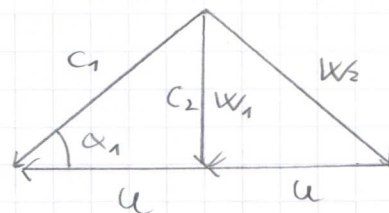
$$T_2 = \frac{497,7}{\beta_T^{0,257} - 1} = 582,6 \text{ K} \rightarrow T_0 = 497,7 + T_2 = 1080,3 \text{ K}$$

Supponendo $u_{\text{max}} = 400 \text{ m/s}$ si ha che per $R=0,5$:
 $h_{\text{max}} = u^2 = 160000 \text{ J/kg}$

Quindi per smaltire un lavoro specifico pari a:

Parte 02/07/2001 (2)

$$\frac{P_T}{\dot{m}} = l_T = 502143 \text{ J/kg}$$



Occorrono:

$$n_s = \frac{l_T}{l_{max}} = \frac{502143}{160000} = 3,14 \approx \boxed{4} \text{ STADI}$$

• Calcoliamo la u completa con tale numero:

$$l_i = \frac{l_T}{4} = 125536 \text{ J/kg} \rightarrow l_i = u^2 \rightarrow u = \sqrt{l_i} = 354,3 \text{ m/s}$$

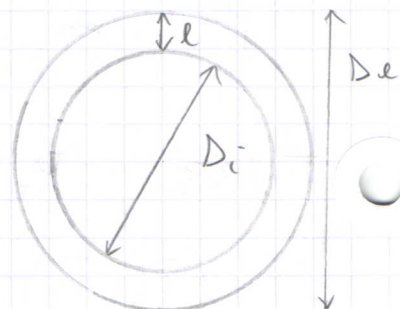
La c_2 (in uscita dall'ultimo stadio) del triangolo di velocità:

$$c_2 = u \cdot \tan \alpha_1 = 94,9 \text{ m/s}$$

Inoltre: $u = \omega R = \omega \frac{D_e}{2} = 2\pi f \frac{D_e}{2} = \frac{2\pi n D_e}{60}$

Quindi il diametro esterno: $D_e = \frac{u \cdot 60}{\pi n} = \frac{354,3 \cdot 60}{\pi \cdot 6500} = 1,04 \text{ m}$

Per calcolare il diametro interno:



$$\dot{m} = \rho_2 A_2 c_2 = \rho_2 \pi \frac{D_e^2 - D_i^2}{4} c_2 \rightarrow D_i = 0,954 \text{ m}$$

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R T_2} = \frac{0,95 \cdot 10^5}{288 \cdot 582,6} = 0,566 \text{ kg/m}^3$$

$$l = \frac{D_e - D_i}{2} = 0,0415 \text{ m} = \boxed{4,15 \text{ cm}}$$

(B) Calcolo il β ottimale $\rightarrow \beta_B = \sqrt{\beta} = 1,732$ Supponendo stesso T all'ispirazione: $T_I = T_{III}$

$$P_c = 2 \cdot \dot{m} c_p T_I (\beta_B^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) = 2 \cdot 15 \cdot 2190 \cdot 300 (1,732^{0,2784} - 1) = 3256,7 \text{ kW}$$

La riduzione di potenza è:

$$P_{c_A} - P_{c_B} = 3515 - 3257 = \boxed{258 \text{ kW}}$$



Corso di Macchine – Prova del 2/07/2001 - II Parte

Un compressore caratterizzato da un rendimento politropico pari a 0.9 elabora una portata di ossigeno pari a 650 kg/h dalle condizioni ambientali ($p_1=0.9$ bar, $T_1=290$ K) sino alle condizioni vigenti nel serbatoio 1 ($T_2=510$ K). Il compressore è mosso da un motore Diesel a 4 tempi, che opera nelle seguenti condizioni:

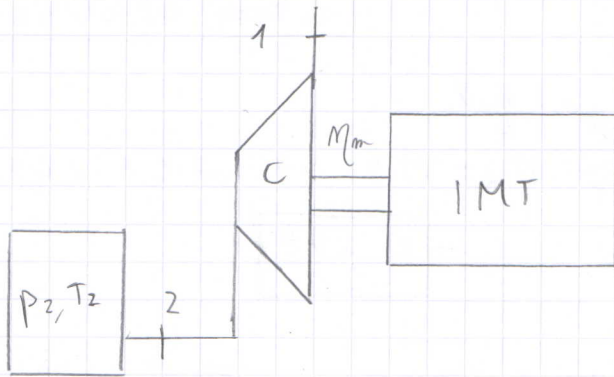
- Rendimento meccanico pari a 0.9
- Rendimento di combustione pari a 0.9.
- Rendimento interno pari a 0.9.
- Rendimento limite pari al 70% del rendimento ideale.
- Rapporto di miscela $\alpha=30$.
- Potere calorifico del combustibile $H_i=40$ MJ/Kg.
- Rapporto di compressione volumetrico = 18
- Numero di giri del motore 3000 giro/min

Calcolare:

- La pressione nel serbatoio 1
- La potenza del motore.
- Il rendimento globale del motore
- Il consumo orario di combustibile.
- La cilindrata del motore, assumendo le condizioni di fine aspirazione pari alle condizioni ambientali.
- La cilindrata del motore, assumendo un rapporto di sovralimentazione pari a 1.5.

Soluzione:

- Pressione nel serbatoio 1 = 5.33 bar
- Potenza del motore = 36.1 kW
- Rendimento globale del motore = 0.316
- Consumo orario di combustibile = 8.47 kg/h
- Cilindrata del motore, assumendo le condizioni di fine aspirazione pari alle condizioni ambientali = 3200 cm³
- La cilindrata del motore, assumendo un rapporto di sovralimentazione pari a 1.5 = 2100 cm³



C. $\eta_{rel} = 0,9$ $P_1 = 0,9 \text{ bar}$ $T_1 = 290 \text{ K}$

$\dot{m} = 650 \text{ kg/h} = 0,18 \text{ kg/s}$

$T_2 = 510 \text{ K}$ O_2

IMT. $\eta_i = \frac{P_{re} \text{ reale}}{P_{el} \text{ ideale}} = \frac{\eta_{re}}{\eta_{el}} = 0,9$

$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_{in}} = 0,7 \eta_{id}$

$\lambda_v = 1,1$

IMT = MC1 + ciclo Diesel 4T ($\epsilon = 2$)

$\alpha = 30$ $\eta_m = 0,9$

$H_c = 40 \text{ MJ/kg}$ $\rho = 18$ $n = 3000 \text{ giri/min}$

$\rho_1 = \rho_{amb}$ $P_1 = P_{amb}$ $T_1 = T_{amb}$ $\lambda_v = 1,1$

COMPR.

$\eta_{rel} = \frac{l_{pol}}{l_{re}} = \frac{m}{m-1} \frac{k-1}{k} \Rightarrow \frac{m-1}{m} = \frac{1,4-1}{1,4 \cdot 0,9} = 0,314$

$\frac{T_2}{T_1} = \beta^{\frac{m-1}{m}} \rightarrow \beta = \sqrt[0,314]{\frac{510}{290}} = 5,935 \rightarrow P_2 = \beta \cdot P_1 = 5,34 \text{ bar}$

$P_c = \dot{m} c_p (T_2 - T_1) = 0,18 \cdot 909,23 \cdot (510 - 290) = 36 \text{ kW}$

$R_{O_2} = \frac{\tilde{R}}{M_w} = \frac{\tilde{R}}{32} = 259,78 \rightarrow c_p = \frac{R \cdot k}{k-1} = 909,23 \text{ J/kgK}$

$P_{IMT} = \frac{P_c}{\eta_m} = \frac{36}{0,9} = 40 \text{ kW}$

Per il ciclo stabiliamo le condizioni in 1:

$P_1 = 0,9 \text{ bar}$ $T_1 = 290 \text{ K}$ $\rho_{amb} = \frac{P_1}{R T_1} = \frac{0,9 \cdot 10^5}{288 \cdot 290} = 1,0776 \text{ kg/m}^3$

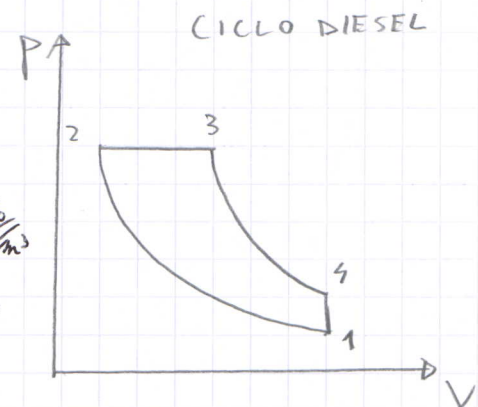
$\rho_{amb} \neq \rho_1$

1-2

$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = \rho^{k-1} = 18^{1,4-1} = 3,18 = b$

Il rendimento ideale del ciclo diesel è:

$\eta_{id} = 1 - \frac{1}{\rho^{k-1}} \frac{(b^k - 1)}{k(b-1)} = 0,582$



CICLO DIESEL

Il rendimento globale è:

$$\eta_g = \eta_b \cdot \eta_r \cdot \eta_m = \eta_b \cdot \eta_i \cdot \eta_d \cdot \eta_m = 0,9 \cdot 0,9 \cdot 0,7 \cdot 0,582 \cdot 0,9$$

$$= 0,297$$

La potenza è:

$$P_{INT} = \eta_g \dot{m}_c H_i = \eta_g \frac{\dot{m}_a H_i}{\alpha} = \eta_g \frac{p_a Q H_i}{\alpha}$$

$$= \eta_g \frac{\lambda_v p_{amb}}{\alpha} \frac{V_m}{60 \text{ s}} H_i$$

$$V = \frac{40 \cdot 10^{-3} \cdot 60 \cdot 2 \cdot 30}{0,297 \cdot 1,1 \cdot 1,0776 \cdot 3000 \cdot 40 \cdot 10^6} = 3400 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 3400 \text{ cm}^3$$

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_a}{\alpha} = \frac{p_a \cdot Q}{\alpha} = \frac{\lambda_v p_{amb} Q}{\alpha} = \frac{\lambda_v p_{amb} V_m}{60 \text{ s} \alpha} = 0,00336 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_c = 0,00336 \cdot 3600 = 12 \text{ kg/h}$$

Nel caso in cui $\lambda_v = 1,5$ basta ricalcolare V

$$V' = \frac{40 \cdot 10^{-3} \cdot 60 \cdot 2 \cdot 30}{0,297 \cdot 1,5 \cdot 1,0776 \cdot 3000 \cdot 40 \cdot 10^6} = 0,002500 \text{ m}^3 = 2500 \text{ cm}^3$$

Prova di Sistemi Energetici (Meccanici e Gestionali) - 11/12/2008

Allievo/a: _____

Matricola: _____

Firma: _____

E-mail (facoltativa) _____

Orale: 15/12/08 - 22/12/08 - altra data _____

11

Traccia

L'ufficio tecnico di un'azienda deve dimensionare un impianto con turbina a gas per la generazione di energia elettrica in grado di soddisfare i propri bisogni. L'azienda intende recuperare anche una parte del calore dei gas di scarico per riscaldare acqua di processo. L'impianto con turbina a gas (ITG) selezionato è di tipo bialbero in grado di erogare una potenza di 2600 [kW]; tra lo scarico della turbina ed il camino è posto uno scambiatore di calore gas-acqua.

L'ITG aspira aria alla temperatura ambiente di 305 [K] ed alla pressione di 1 [bar] che viene elaborata dal compressore con una temperatura di mandata pari a 600 [K]. Per la combustione si utilizza metano ($H_i = 44000$ kJ/kg) in rapporto 1:75 con l'aria, la combustione avviene con un rendimento pari a .97. Il compressore ha un rendimento politropico di .92, mentre l'espansione è caratterizzata da un rendimento politropico di .88. Le perdite meccaniche tra ITG e generatore elettrico sono pari al .92%.

L'acqua di processo è prelevata dalla rete alla temperatura di 310 [K] e deve essere inviata alle utenze alla temperatura di 410 [K]. Per garantire le giuste condizioni di scarico, i gas combusti all'ingresso del camino devono avere una temperatura superiore a 455 [K].

Si calcolino la portata d'aria elaborata dall'ITG, il consumo orario di metano, il rapporto di compressione del compressore ed il rapporto di espansione della turbina di alta pressione, la temperatura massima di esercizio dell'ITG la temperatura di ingresso dei gas allo scambiatore e la portata di acqua che può essere trattata. Si rappresenti lo schema di impianto ed il ciclo di riferimento sul piano (T, S).

Trascrivere i risultati numerici nella seguente tabella:

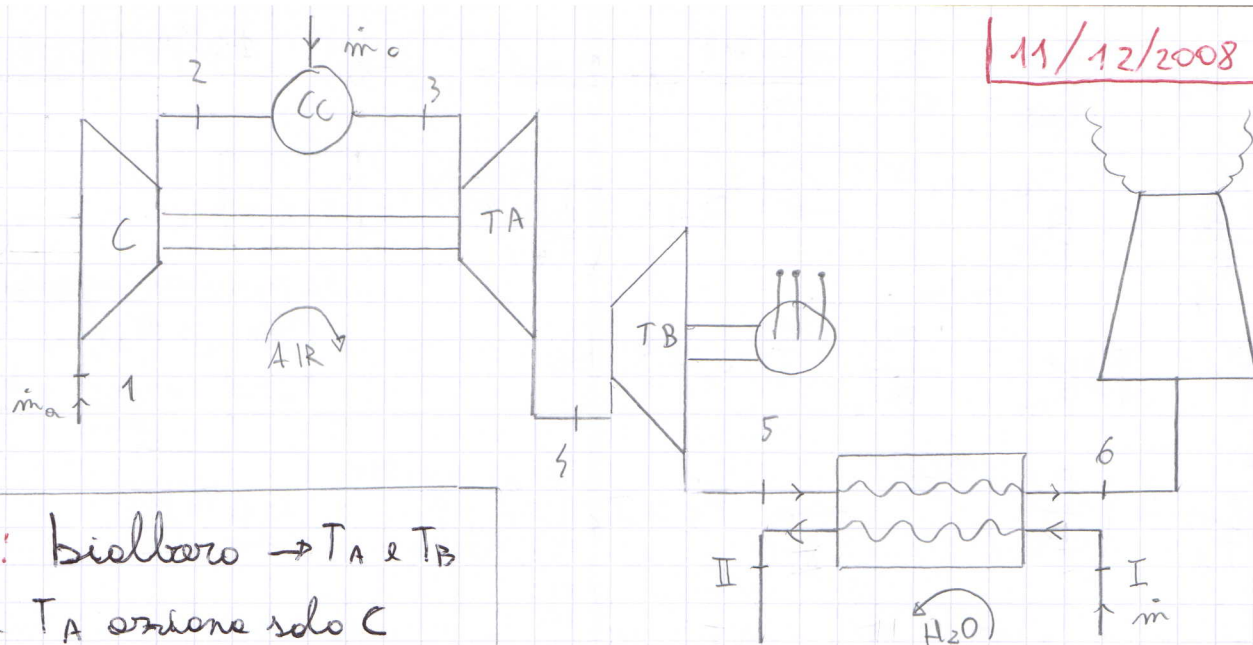
Variabile	Valore
Portata d'aria [kg/s]	14,25
Consumo di combustibile [kg/h] m_g	640
Rapporto di compressione [/]	2,83
Rapporto di espansione turbina di alta pressione [/]	3,20
Temperatura massima [K] T_3	1165
Temperatura di ingresso dei gas allo scambiatore [K]	645
Portata di acqua trattata [kg/h]	4,62

22?

Riportare le formule utilizzate ed eventuali commenti, utilizzando il retro del foglio ed altri fogli se necessario (indicare i propri dati ed il numero progressivo dell'esercizio su tutti i fogli).

11/12/2008

①



1 TG: biellero \rightarrow TA e TB

due TA ordina solo C

$$P_u = 2600 \text{ kW}$$

$$T_1 = 305 \text{ K}$$

$$p_1 = 1 \text{ bar} = p_5 = p_6$$

$$T_2 = 600 \text{ K}$$

$$\alpha = 75$$

$$H_i = 44 \cdot 10^6 \text{ J/kg}$$

$$\text{CH}_4$$

$$\eta_b = 0,97$$

$$\eta_{\text{rel},c} = 0,92$$

$$\eta_{\text{rel},e} = 0,88$$

$$\eta_{m-1TG} = 0,92$$

$$\text{UTE NZA. } T_I = 310 \text{ K}$$

$$T_{II} = 410 \text{ K}$$

$$T_6 > 455 \text{ K}$$

$$\eta_{\text{rel},c} = \frac{l_{\text{pol}}}{l_n} = \frac{\frac{m_c}{m_c-1} \frac{K-1}{K}}{\frac{m_c-1}{m_c}} \rightarrow \frac{m_c-1}{m_c} = \frac{K-1}{K \eta_{\text{rel},c}} = 0,3106$$

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right) = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m_c-1}{m_c}} \rightarrow p_2 = p_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{m_c}{m_c-1}} = 8,83 \text{ bar}$$

$$p_c = \frac{p_2}{p_1} = \boxed{8,83}$$

Bilancio su CC:

$$\eta_b H_i = (\alpha + 1) c_p (T_3 - T_2) \rightarrow T_3 = T_2 + \frac{\eta_b H_i}{(\alpha + 1) c_p} = \boxed{1154 \text{ K}}$$

Bilancio potenza TA + C:

$$\begin{cases} P_{TA} = P_C = \dot{m}_a \cdot c_p (T_2 - T_1) \\ P_{TA} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) c_p (T_3 - T_4) \end{cases}$$

$$\dot{m}_a \cdot c_p (T_2 - T_1) = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) c_p (T_3 - T_4)$$

$$T_4 = T_3 - \frac{\alpha}{\alpha + 1} (T_2 - T_1) = 866 \text{ K}$$

Esprimendo le due espressioni e isolando T_4 lo possiamo trovare

dividendo tutto per \dot{m}_c cosidò per comparare $\alpha = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c}$

11/12/2008

(2)

$$\eta_{\text{Prel}} = \frac{h_{r2}}{h_{\text{pel}}} = \frac{k}{k-1} \frac{m_T - 1}{m} \rightarrow \frac{m_T - 1}{m} = 0,2514$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \beta_{TA}^{0,2514} \rightarrow \beta_{TA} = \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{1}{0,2514}} = 3,17$$

$$P_4 = P_3 / \beta_{TA} = \frac{P_2}{\beta_{TA}} = 2,79 \text{ bar}$$

La traccia dice in generale:

$$\eta_{\text{Prel}, TA} = \eta_{\text{Prel}, TB}$$

$$\frac{m_{TA} - 1}{m_{TA}} = \frac{m_{TB} - 1}{m_{TB}} = \frac{m_T - 1}{m_T}$$

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{P_5}{P_4}\right)^{\frac{m_T - 1}{m_T}} \rightarrow T_5 = T_4 \left(\frac{1}{2,79}\right)^{0,2514} = 669 \text{ K}$$

$$\beta_{TB} = \frac{2,79}{1} = \frac{P_4}{P_5} = 2,79$$

$$P_{TB} = \frac{P_u}{\eta_m} = \frac{2600}{0,92} = 2826 \text{ kW} \rightarrow P_{TB} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) c_p (T_4 - T_5)$$

$$\dot{m}_c = \frac{P_{TB}}{(\alpha + 1) c_p (T_4 - T_5)} = 0,187 \text{ kg/s} = 673 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_a = \alpha \dot{m}_c = 14,0 \text{ kg/s}$$

Bilancio su lo scambiatore:

$$(\dot{m}_a + \dot{m}_c) h_5 + \dot{m} h_{II} = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) h_6 + \dot{m} h_I$$

$$\dot{m} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_c) (h_5 - h_6)}{(h_{II} - h_I)} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_c) c_p (T_5 - T_6)}{(h_{II} - h_I)}$$

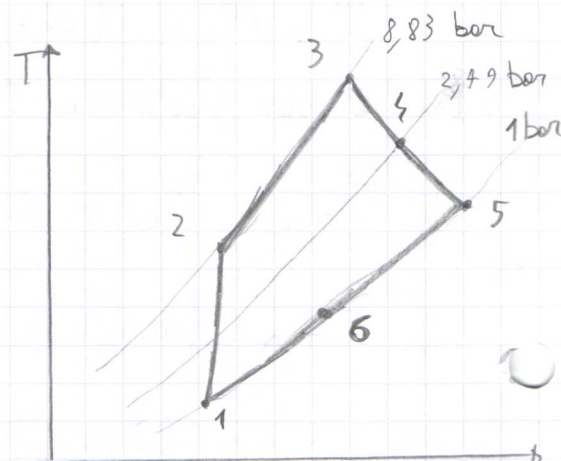
Non sappiamo la pressione dell'acqua quindi approssimiamo

$$h_{II} - h_I = c_{H_2O} (T_{II} - T_I)$$

$$c_{H_2O} \approx 4,2 \text{ kJ/kg K}$$

$$\dot{m} = \frac{(14 + 0,187) \cdot 1008,9 (669 - 455)}{4200 (410 - 310)} = 7,3 \text{ kg/s} = 26255 \text{ kg/h}$$

In realtà: $0 < \dot{m} < 7,3 \text{ kg/s}$
perché $T_6 > 455$



3-4 ha la stessa inclinazione di 4-5
perché $m_{TA} = m_{TB}$

Prova di Sistemi Energetici - 12/12/2007 ✕

Allievo/a: _____ Matricola: _____

Firma: _____ Orario di consegna: _____ # 1

Traccia

Una pompa dinamica elabora una portata di acqua di $500 \text{ [m}^3/\text{h]}$, il lavoro euleriano trasferito al fluido è di 5945 [J/kg] .

La pompa è azionata da un impianto a gas bialbero a circuito aperto in cui la turbina di alta pressione muove il compressore, mentre la turbina di bassa pressione è collegata meccanicamente alla pompa. Per l'impianto a gas sono disponibili le seguenti misure di temperatura: aspirazione 300 K ; fine compressione 510 K ; uscita turbina di alta pressione 765 K . Il rendimento politropico del compressore e delle turbine è pari a 0.89 . La camera di combustione dell'impianto a gas è alimentata da gas metano ($h_i = 40 \text{ MJ/kg}$) ed il processo di combustione presenta un rendimento di 0.9 .

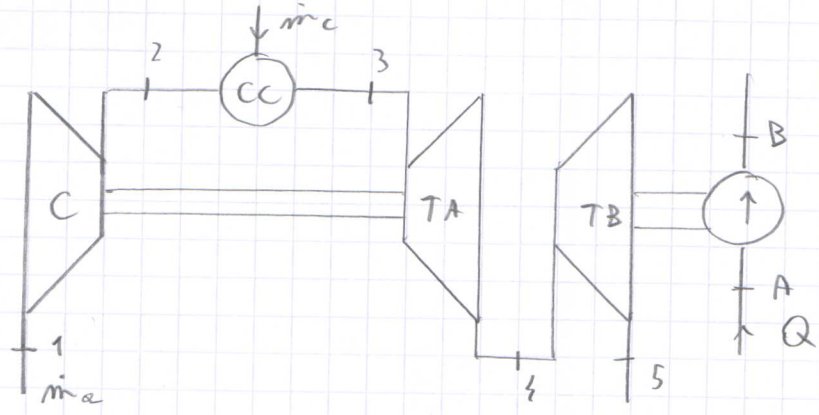
Si calcoli la portata di aria evolvente all'interno dell'impianto a gas, la temperatura di ingresso nella turbina di alta pressione, il rapporto aria combustibile ed il rendimento dell'impianto a gas.

Trascrivere i risultati numerici nella seguente tabella:

Variabile	Valore
Potenza della pompa [kW]	825 ✕
Portata d'aria Impianto a Gas [kg/s]	6.56 ✕
Temperatura ingresso turbina alta pressione [K]	975 ✕
Rapporto aria combustibile	76.7 ✕
Rendimento Impianto a Gas	0.24 ✕

$T_3 - T_4 = \dots$

Riportare le formule utilizzate ed eventuali commenti, utilizzando il retro del foglio ed altri fogli se necessario (indicare i propri dati ed il numero progressivo dell'esercizio su tutti i fogli).



H_2O
 P. $Q = 500 \text{ m}^3/\text{h} = 0,139 \text{ m}^3/\text{s}$
 $l_E = 5945 \text{ J/kg}$
 ITG: $T_1 = 300 \text{ K}$ $T_2 = 510 \text{ K}$
 $T_3 = 765 \text{ K}$
 $\eta_{rel, TA} = \eta_{rel, TB} = \eta_{rel, C} = 0,89$
 $m_c: CH_4$ $H_i = 50 \text{ MJ/kg}$ $\eta_b = 0,9$

P: Ci da già il lavoro euleriano:

$$P_P = \rho Q l_E = 1000 \cdot 0,139 \cdot 5945 = \boxed{826 \text{ kW}} = P_{TB} \rightarrow \eta_m = 1$$

ITG: Non ci da se scivola nell'ambiente quindi non conosciamo P_1, P_5 :

$$\eta_{rel, C} = \frac{l_{rel}}{l_n} = \frac{m_c}{m_c - 1} \frac{K - 1}{K} = 0,89 \rightarrow \frac{m_c - 1}{m_c} = \frac{K - 1}{K \eta_{rel, C}} = \frac{1,4 - 1}{1,4 \cdot 0,89} = 0,321$$

$$\eta_{rel, TA} = \eta_{rel, TB} = \frac{l_n}{l_{rel}} = \frac{K}{K - 1} \frac{m_T - 1}{m_T} \Rightarrow \frac{m_T - 1}{m_T} = 0,254$$

uguale per TB e TA
 perché η_{rel} uguali

$$\frac{T_2}{T_1} = \beta_c^{\frac{m_c - 1}{m_c}} \rightarrow \beta_c = \left(\frac{510}{300} \right)^{\frac{1}{0,321}} = 5,22$$

BILANCIO CC *

BILANCIO POTENZA ($P_C = P_{TA}$)

$$\eta_b H_i = (\alpha + 1) c_p (T_3 - T_2)$$

$$\cancel{c_p m_a (T_2 - T_1)} = (\cancel{m_a} + m_c) (T_3 - T_4) \cancel{c_p}$$

$$\alpha (T_2 - T_1) = (\alpha + 1) (T_3 - T_4)$$

↓
 $T_3 = T_2 + \frac{\eta_b H_i}{(\alpha + 1) c_p} = 510 + \frac{35682}{(\alpha + 1)}$

ho incognite T_3 e α → SISTEMA

sostituisco

$$\alpha (210) = (\alpha + 1) \left(\frac{35682}{\alpha + 1} - 255 \right)$$

$$\boxed{\alpha = 76,2}$$

$$T_3 = \boxed{972 \text{ K}}$$

BILANCIO TB:

$$(m_c + m_a) c_p (T_4 - T_5) = P_P \quad m_a = \alpha m_c$$

$$(m_c + \alpha m_c) c_p (T_4 - T_5) = 826 \cdot 10^3$$

$$T_5 = T_3 \left(\frac{1}{\beta_c} \right)^{\frac{m_T - 1}{m_T}} = 639 \text{ K}$$

$$m_c = 0,085 \text{ kg/s} \rightarrow m_a = \alpha m_c = \boxed{6,5 \text{ kg/s}}$$

$$P_1 = P_5 \rightarrow \frac{P_1}{P_2} = \frac{P_3}{P_5} = \beta$$

$$\eta_g = \frac{P_u}{\dot{m}_c H_i} = \frac{P_P}{\dot{m}_c H_i} = \frac{826 \cdot 10^3}{0,084 \cdot 50 \cdot 10^6} = \boxed{0,246}$$

*
 N.B. Nel sistema si è ricercato T_3 del bilancio in CC si è sostituito nel bilancio di potenza ricercando α e poi tramite α si è trovato T_3

Corso di Macchine – Prova del 15/07/2002

Una pompa centrifuga aspira $45 \text{ [m}^3/\text{h}]$ di acqua da un bacino per alimentare un serbatoio a pressione atmosferica posto ad un dislivello di 55 [m] . Il lavoro Euleriano della pompa è espresso in funzione del regime di rotazione $n \text{ [rpm]}$ e della portata volumetrica $Q \text{ [m}^3/\text{h}]$ attraverso la relazione: $H_E \text{ [m]} = 20 (n / 1000)^2 - (n/1000)(Q/10)$, mentre le perdite di carico distribuite dell'impianto sono espresse dalla relazione: $H_c \text{ [m]} = (Q/10)^2$.

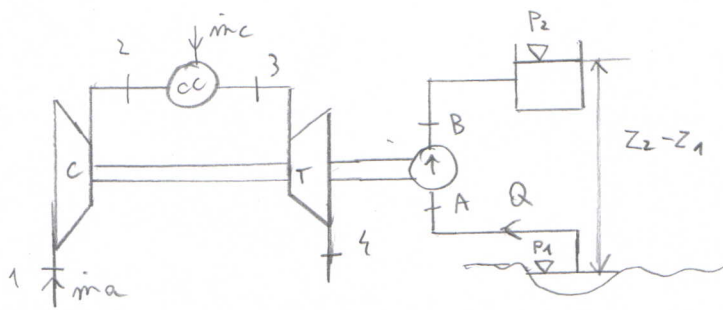
Assumendo un regime di rotazione di 2400 [rpm] , calcolare la prevalenza totale della pompa, il rendimento e la potenza assorbita.

Considerato che la pompa è azionata da un impianto motore termico alimentato a gasolio ($H_i = 44000 \text{ KJ/Kg}$, $\rho = 0,75 \text{ Kg/m}^3$) con un rapporto tra le potenze termiche ceduta ed addotta pari a $.725$ e con rendimenti meccanico e di combustione pari a $.85$, calcolare il rendimento globale dell'impianto motore ed il consumo orario (l/h) di combustibile

Ipotesi: si trascurino le perdite meccaniche nel collegamento tra IMT e pompa.

Soluzione

Variabile	Valore ed unità
Prevalenza totale [m]	75.25
Rendimento della pompa [/]	0.7
Potenza assorbita dalla pompa [kW]	12.8
Consumo orario di combustibile [l/h]	7
Rendimento globale IMT [/]	0.2



$$P. Q = 45 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Z_2 - Z_1 = 55 \text{ m}$$

$$P_1 = P_2 = P_{\text{atm}}$$

$$H_E = 20 \left(\frac{m}{1000} \right)^2 - \left(\frac{m}{1000} \right) \left(\frac{Q}{10} \right)$$

$$H_c = (Q/10)^2 \quad m = 2400 \text{ kg/m}^3$$

$$ITG. H_c = 44000 \text{ kg/kg} \quad \rho = 0.95 \text{ kg/m}^3 \quad ? = 750 \text{ kg/m}^3$$

$$\frac{Q_2}{Q_1} = 0.95 \quad \eta_b = \eta_m = 0.85$$

P. Calcolo la prevalenza utile:

$$H_u = Z_2 - Z_1 + \frac{(P_2 - P_1)}{\rho} = 55 \text{ m}$$

$$H_{\text{TOT}} = H_c(Q) = H_u + H_c(Q) = 55 + \frac{Q^2}{100} = 75.25 \text{ m}$$

$$\eta_P = \frac{H_{\text{TOT}}}{H_E} = \frac{75.25}{103.4} = 0.72$$

$$P_P = \rho Q H_E \eta_P = 1000 \cdot \frac{45}{3600} \cdot 103.4 \cdot 0.981 = 12.8 \text{ kW}$$

$$P_T = \frac{P_P}{\eta_m} = \frac{12.8}{0.85} = 15.06 \text{ kW}$$

$$\eta_g = \eta_b \cdot \eta_r \cdot \eta_m = 0.85 \cdot 0.275 \cdot 0.85 = 0.2$$

$$\eta_r = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - 0.95 = 0.05$$

$$\eta_g = \frac{P_u}{\dot{m}_c H_i} = \frac{P_P}{\dot{m}_c H_i} \rightarrow \dot{m}_c = \frac{12.8 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 44 \cdot 10^6} = 0.00145 \text{ kg/s}$$

$$Q_c = \frac{\dot{m}_c}{\rho} = \frac{0.00145}{750} = 1.9 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 1.9 \cdot 10^{-6} \cdot 10^3 \frac{\text{l}}{\text{s}} = 1.9 \cdot 10^{-3} \frac{\text{l}}{\text{s}} = 6.84 \frac{\text{l}}{\text{h}} = 7 \frac{\text{l}}{\text{h}}$$

Corso di Macchine I – Prova del 16/07/2002

Un impianto di pompaggio è costituito da due serbatoi A e B connessi da una condotta e da una pompa centrifuga. La curva caratteristica interna della pompa è esprimibile con la relazione:

$$H_{int} = k_1 n^2 + k_2 Q n + k_3 Q^2$$

dove la prevalenza H è espressa in metri, n è la velocità di rotazione (giro/min) e Q è la portata volumetrica (m^3/s). I coefficienti sono pari a:

$$k_1 = 20 \cdot 10^{-6}$$

$$k_2 = 1 \cdot 10^{-3}$$

$$k_3 = -2$$

La caratteristica esterna è esprimibile con la relazione: $H_{est} = H_u + k_4 Q^2$

dove è $H_u = 20$ [m] e $k_4 = 1$.

Calcolare portata, prevalenza della pompa e potenza assorbita al punto di equilibrio ed operando con una portata ridotta del 20 % rispetto al valore nominale, regolando la pompa attraverso laminazione e by-pass.

Siano noti i seguenti dati:

- Velocità di rotazione in condizioni nominali: 1500 [giro/min].
- Rendimento della pompa: 0.9 [/]
- Fluido di lavoro: acqua;

Soluzione:

Variabile	Portata (m^3/s)	Prevalenza (m)	Potenza (KW)
Punto di equilibrio	3.15	29.91	1026
Regolazione tramite laminazione	2.52	36.09	990.7
Regolazione tramite by-pass	2.52	26.34	991.2

$$H_i = K_1 m^2 + K_2 Q m + K_3 Q^2 ; K_1 = 20 \cdot 10^{-6} \quad K_2 = 1 \cdot 10^{-3} \quad K_3 = -2 \text{ negativo } K_3$$

$$H_a = H_u + K_4 Q^2 \quad H_u = 20 \quad K_4 = 1$$

$$Q_B = Q_C = Q_A - 0,2 Q_A \quad m = 1500 \text{ g/min} \quad \eta_P = 0,9$$

$$H_{H_2O} \Rightarrow \rho = 1000 \text{ kg/m}^3$$

(A) $H_i(Q_A) = H_a(Q_A) \quad (\text{Per } Q = Q_A)$

$$K_1 m^2 + K_2 Q_A m + K_3 Q_A^2 = H_u + K_4 Q_A^2$$

$$Q_A = 3,15 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H_i(Q_A) = 20 \cdot 10^{-6} \cdot 1500^2 + 10^{-3} \cdot 3,15 \cdot 1500 - 2 \cdot 3,15^2 = H_{TOT} = 29,88 \text{ m}$$

$$P_P = \frac{1}{\eta_P} \rho g H_{TOT} \cdot Q_A = 102,6 \text{ kW}$$

(B) $Q_B = Q_A - 0,2 Q_A = 2,52 \text{ m}^3/\text{s}$

$$H_i(Q_B) = H_{TOT} = 36,08 \text{ m}$$

La pompa deve fornire più prevalenza perché ha una perdita di carico voluta (a causa della velocità di lamiera).

$$P_P = \frac{1}{\eta_P} \rho g H_{TOT} Q_B = \frac{1}{0,9} \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 36,08 \cdot 2,52 = 99,1 \text{ kW}$$

(C) $Q_C = Q_B = 2,52 \text{ m}^3/\text{s}$

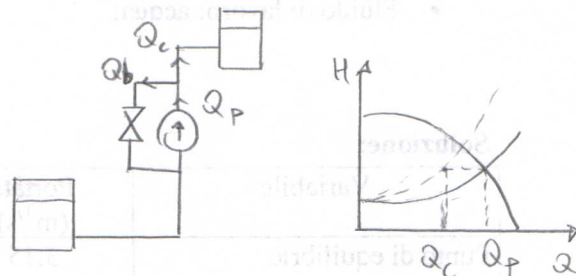
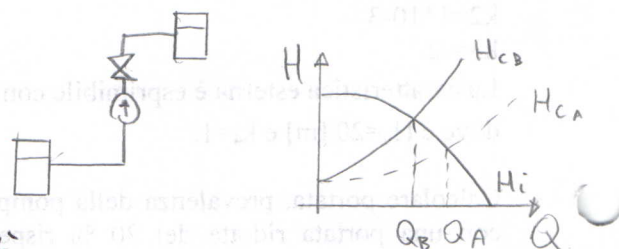
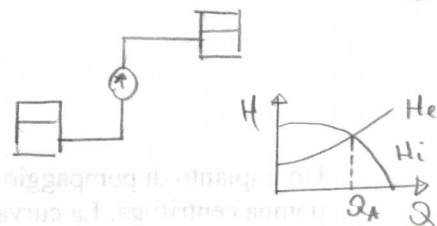
La pompa lavora a una prevalenza minore a causa della diminuzione di H_c ma a una portata maggiore:

$$H_i(Q_P) = H_a(Q_C) = 20 + 1 \cdot 2,52^2 = 26,35 \text{ m} = H_{TOT}$$

$$20 \cdot 10^{-6} \cdot 1500^2 + 10^{-3} \cdot Q_P \cdot 1500 - 2 \cdot Q_P^2 = 26,35 \rightarrow Q_P = 3,45 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_B = Q_P - Q_C = 3,45 - 2,52 = 0,93 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$P_P = \frac{1}{\eta_P} \rho g Q_P H_{TOT} = \frac{1}{0,9} \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 3,45 \cdot 26,35 = 99,1 \text{ kW}$$



Corso di Macchine – Parte I – 18/07/2001

Un compressore centrifugo monostadio è caratterizzato dai seguenti dati:

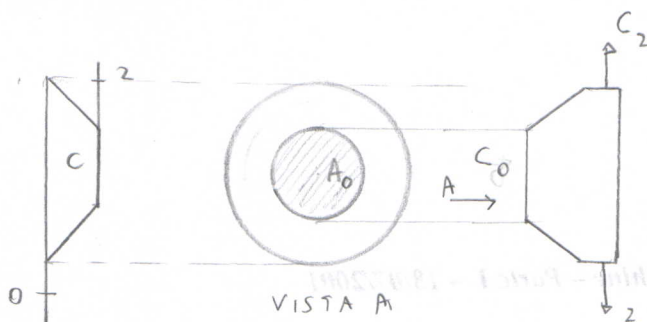
- Pressione all'aspirazione $p_0 = 1$ bar;
- Temperatura all'aspirazione $T_0 = 300$ K;
- Potenza assorbita = 800 kW;
- Rendimento politropico di compressione = 0.92;
- Fluido elaborato = Azoto;
- Grado di reazione $R = 0.4$ (riferito alle condizioni reali);
- Velocità di ingresso C_0 = Velocità di uscita $C_2 = 3$ m/s;
- Area della sezione di aspirazione = 2 m^2 .

Calcolare:

- La portata massica (Kg/s);
- La pressione di mandata (bar);
- La velocità C_1 all'uscita del rotore (m/s);
- La pressione P_1 all'uscita del rotore (bar);

Soluzione:

- Portata massica (Kg/s) = 6.736
- Pressione di mandata (bar) = 2.827
- Velocità C_1 all'uscita del rotore (m/s) = 377.5
- Pressione P_1 all'uscita del rotore (bar) = 1.579



$$p_0 = 1 \text{ bar} \quad T_0 = 300 \text{ K}$$

$$P = 800 \text{ kW}$$

$$\eta_{rel} = 0,92$$

$$N_2 \rightarrow M_w = 28 \text{ g/mol}$$

$$R = 0,4 \quad C_0 = C_2 = 3 \text{ m/s}$$

$$A_0 = 2 \text{ m}^2$$

Calcolo densità nel punto 0:

$$\rho_0 = \frac{p_0}{R T_0} = \frac{1 \cdot 10^5}{297 \cdot 300} = 1,12 \text{ kg/m}^3$$

$$R = \frac{\tilde{R}}{M_w} = \frac{2975 \text{ J/kg K}}{28 \cdot 10^{-3}} \rightarrow c_p = \frac{R K}{K-1} = 1039,5 \text{ J/kg K} \quad \text{perché biatomico}$$

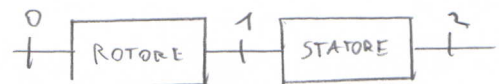
$$\dot{m} = \rho_0 A_0 C_0 = 1,12 \cdot 2 \cdot 3 = 6,72 \text{ kg/s}$$

$$P = \dot{m} c_p (T_2 - T_0) \rightarrow T_2 = \frac{P}{\dot{m} c_p} + T_0 = \frac{800 \cdot 10^3}{6,72 \cdot 1039,5} + 300 = 414,5 \text{ K}$$

$$\eta_{rel} = \frac{h_{pol}}{h_{1,2}} = \frac{m}{m-1} \frac{K-1}{K} \rightarrow \frac{m-1}{m} = 0,311$$

$$\frac{T_2}{T_0} = \beta^{0,311} \rightarrow \beta = \left(\frac{414,5}{300} \right)^{\frac{1}{0,311}} = 2,83 \rightarrow p_2 = \beta p_0 = 2,83 \text{ bar}$$

$$R = \frac{h_0 - h_1}{h_0 - h_2} = \frac{h_0 - h_1}{c_p (T_0 - T_2)}$$



$$h_0 - h_1 = -71,61 \text{ kJ/kg} \rightarrow h_1 - h_2 = (h_0 - h_2) - (h_0 - h_1) = c_p (T_0 - T_2) - (h_0 - h_1) = -71,61 \text{ kJ/kg}$$

Bilancio statore:

$$h_1 + \frac{C_1^2}{2} = h_2 + \frac{C_2^2}{2}$$

$$C_1 = \sqrt{2(h_2 - h_1) + \frac{C_2^2}{2}} = \sqrt{2 \cdot 71,61 \cdot 10^3 + \frac{3^2}{2}} = 377,9 \text{ m/s}$$

$$h_1 - h_2 = c_p (T_1 - T_2) \rightarrow T_1 = \frac{-71,61 \cdot 10^3}{1039,5} + 414,5 = 345,8 \text{ K}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \beta^{\frac{m-1}{m}} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,311} \rightarrow p_1 = \frac{p_2}{\left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{1}{0,311}}} = \frac{2,83}{\left(\frac{414,5}{345,8} \right)^{\frac{1}{0,311}}} = 1,58 \text{ bar}$$

Corso di Macchine I - Prova del 20/06/2002

Un veicolo con la massa di 2000[kg] mosso da un motore Diesel 4 tempi 4 cilindri percorre una salita, con una pendenza del 13%, muovendosi ad una velocità di 70 Km/h. La resistenza aerodinamica, in unità del Sistema Internazionale, è data dall'espressione:

$$F_a = C_x S \frac{1}{2} \rho_{amb} v_{veic}^2$$

Dati:

- Coefficiente di penetrazione aerodinamica $C_x = .37$
- Sezione frontale del veicolo $S = 5 \text{ m}^2$
- $p_{amb} = .95 \text{ bar}$
- $T_{amb} = 280 \text{ K}$
- Rapporto di miscela $\alpha = 26$
- Coefficiente di riempimento $\lambda_v = 1$
- Rapporto di compressione volumetrico $\rho = 16$
- Rendimento globale = 70% del Rendimento ideale
- Potere calorifico $H_i = 44 \text{ MJ/kg}$
- Rapporto $S/D = 1$
- $v_{mp} = 15 \text{ m/s}$

Trascurare le perdite meccaniche nella trasmissione (cambio+differenziale).

Calcolare la potenza, la cilindrata totale ed il numero di giri del motore e la massa di combustibile iniettata per cilindro e per ciclo.

Soluzione:

- Potenza = 57.18 kW
- Cilindrata totale = 1.486 litri = 1486 cm^3
- Numero di giri = 5775 rpm
- Massa iniettata per cilindro e per ciclo = 1.68 g

$$C = 0,37 \quad S_f = 5 \text{ m}^2 \quad m = 2000 \text{ kg}$$

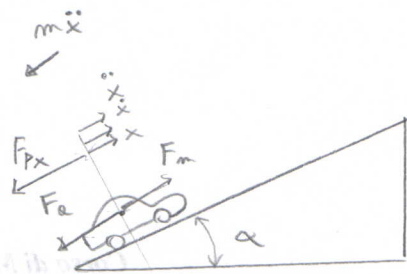
$$4T \rightarrow E=2 \quad i=4 \text{ cilindri}$$

$$\alpha = 0,13 \cdot 45^\circ = 5,85^\circ \quad v_{VEIC} = 70 \text{ km/h} = 19,4 \text{ m/s}$$

$$p_{amb} = 0,95 \text{ bar} \quad T_{amb} = 280 \text{ K} \quad \alpha = 26$$

$$\lambda_v = 1 \quad p = 16 \quad \eta_g = 0,7 \eta_{id}$$

$$H_i = 54 \text{ MJ/kg} \quad S_D = 1 \quad v_{mp} = 15 \text{ m/s}$$



Equilibrio dinamico (somma delle forze):

$$F_m - F_a - F_{px} - m\ddot{x} = 0 \rightarrow F_m = \dots N$$

si muove a velocità costante

$$F_a = 0,37 \cdot 5 \cdot \frac{1}{2} \cdot 1,178 \cdot 19,4^2 = 410 \text{ N}$$

FORZA Peso lungo x

$$F_{px} = mg \sin \alpha$$

$$= 2000 \cdot 9,81 \cdot \sin 5,85^\circ$$

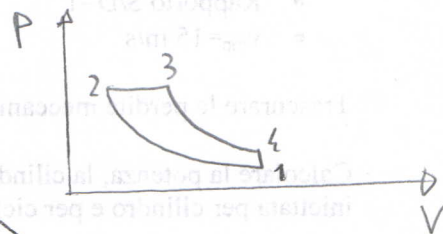
$$= 1999,8 \text{ N}$$

$$p_{amb} = \frac{p_{amb}}{R \cdot T_{amb}} = \frac{0,95 \cdot 10^5}{288 \cdot 280} = 1,178 \text{ kg/m}^3$$

$$P = F_m \cdot v_{VEIC} = (1999,8 + 410) 19,4 = 46,750 \text{ kW}$$

?

$$\eta_{id \text{ CICLO DIESEL}} = 1 - \frac{1}{p^{k-1}} \frac{(T_3/T_2)^k - 1}{k(T_3/T_2 - 1)} = 0,573$$



$$T_2 = T_1 p^{(k-1)} = 280 \cdot 16^{(1,4-1)} = 888,8 \text{ K}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_3 - T_2) = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) c_p (T_3 - T_2)$$

$$\eta_b \dot{m}_c H_i = (\dot{m}_a + \dot{m}_c) c_p (T_3 - T_2)$$

$$T_3 = T_2 + \frac{\eta_b H_i}{(\alpha + 1) c_p} = 2464 \text{ K} \rightarrow \frac{T_3}{T_2} = 2,9$$

$$\eta_g = 0,7 \cdot 0,573 = 0,4$$

N.B. se come P uso il suo valore $v_T = 1486 \text{ cm}^3$ (Droced. corretto)

$$\left\{ \begin{aligned} P &= \eta_g \frac{V + m}{60 \epsilon} p_{amb} \lambda_v \frac{1}{\alpha} H_i \\ V_{mp} &= \frac{30 v_{mp}}{\sqrt[3]{\frac{4V + (5V)^2}{\pi i}}} \end{aligned} \right. \rightarrow V_T = 0,0011 \text{ m}^3 = 1100 \text{ cm}^3$$

sostituisco sopra e trovo V+

$$m = 6385 \text{ g/men}$$

$$P_i = \frac{P}{\epsilon} = \frac{P}{4} = 11,687 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_c = \frac{P_i}{\eta_g H_i} = 0,000664 \text{ kg/s}$$

$$V_i = \frac{V_T}{4} = 275 \text{ cm}^3 \quad V = V_i + V_1 = V_i + p V_2 \rightarrow V_1 = \frac{V_i}{1 + 16} = 16,18 \text{ cm}^3$$

$$m_a = \rho_a V_1 = 1,178 \cdot 258,8 \cdot 10^{-6} = 0,0003049 \text{ kg}$$

$$V_1 = 258,8 \text{ cm}^3$$

$$\rightarrow m_c = \frac{m_a}{\alpha}$$

DA RIVEDERE

Corso di Macchine I – Prova Intracorso del 23/04/2003

Un impianto di compressione ad n stadi interrefrigerati invia una miscela gassosa composta da ossigeno ed azoto ad un serbatoio S_1 , collegato ad un serbatoio S_2 attraverso un ugello. L'impianto opera nelle seguenti condizioni:

- Pressione ambiente = 1 bar
- Temperatura ambiente = 300 K
- Percentuale di ossigeno nella miscela = 30 % vol.
- Rendimento adiabatico di compressione = .88
- Rapporto di compressione totale = 30
- Numero degli stadi di compressione = 4
- Potenza dell'impianto di compressione = 100 KW
- Pressione nel serbatoio S_2 = 13 bar

Calcolare:

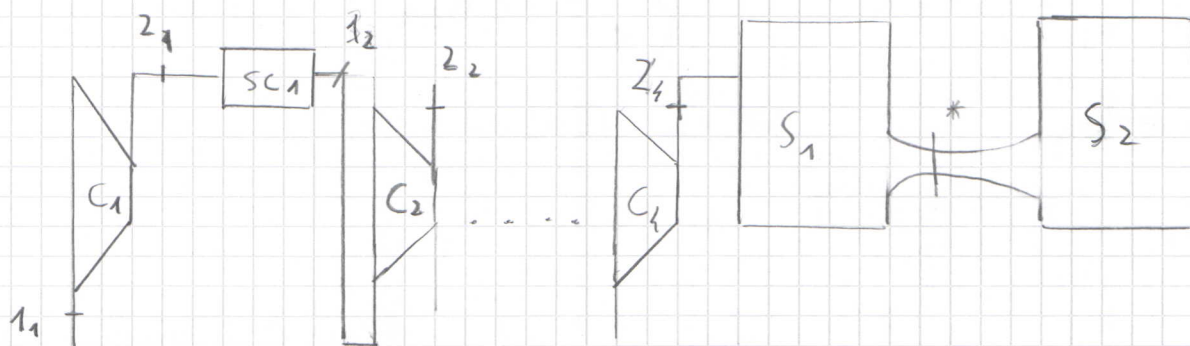
- Temperatura di mandata (pari alla temperatura di ristagno nel serbatoio S_1)
- Portata massica di gas elaborata
- Potenza termica smaltita durante l'interrefrigerazione
- Numero di Mach nella sezione di uscita dell'ugello
- Diametro della sezione di uscita dell'ugello
- Tipo di ugello (Convergente / Convergente-Divergente)

Ipotesi:

- Comportamento da gas perfetto dei fluidi elaborati.
- Temperatura a valle dell'interrefrigerazione pari alla temperatura ambientale

Risultati:

Temperatura di mandata [K]	393.7
Portata massica di gas [kg/s]	0.2676
Potenza termica smaltita durante l'interrefrigerazione [KW]	75
Numero di Mach nella sezione di uscita dell'ugello	1.16
Diametro della sezione di uscita dell'ugello [cm]	0.75
Tipo di ugello [Convergente / Convergente-Divergente]	Conv.-Div.



$$P_1 = 1 \text{ bar} \quad T_1 = 300 \text{ K} \quad \frac{V_{02}}{V} = 0,3 \quad \eta_{ad,c} = 0,88 \quad \beta_{tot} = 30$$

$$n_s = 5 \quad P_{TOT} = 100 \text{ kW} \quad P_{s2} = 13 \text{ bar}$$

● Calcolo β per stadio: **1 STADIO**

$$\beta_i = \sqrt[5]{30} = 2,34$$

$$T_{2s} = T_1 \cdot \beta_i^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 382 \text{ K}$$

$$\eta_{ad,c} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \rightarrow T_2 = 393 \text{ K}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \beta_i^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \rightarrow \frac{\kappa-1}{\kappa} = 0,3176$$

Calcolo le caratteristiche della miscela:

$$M_{W_{N_2+O_2}} = 0,3 M_{W_{O_2}} + 0,7 M_{W_{N_2}} = 0,3 \cdot 32 + 0,7 \cdot 28 = 29,2 \text{ g/mol}$$

$$R = \frac{\tilde{R}}{M_W \cdot 10^{-3}} = 284,1 \text{ J/kg K} \rightarrow c_p = \frac{R \cdot \kappa}{\kappa - 1} = 996 \text{ J/kg K}$$

La potenza termica ceduta negli scambiatori (per il primo)

$$\dot{Q}_{SC1} = \dot{m} c_p (T_{21} - T_{12})$$

● Bilancio potenza: $T_{12} = T_{11}$ (per ogni stadio)

$$P_{TOT} = \sum_{i=1}^5 P_i = \sum_{i=1}^5 \dot{m} c_p (T_2 - T_1) = 5 \cdot \dot{m} c_p (T_2 - T_1)$$

$$\dot{m} = \frac{100 \cdot 10^3}{5 c_p (T_2 - T_1)} = 0,27 \text{ kg/s}$$

$$\dot{Q}_{TOT} = \dot{m} c_p (T_2 - T_1) \cdot (n-1) = 75 \text{ kW}$$

per 5 compressori ci sono 3 scambiatori

Condizioni nel serbatoio

$$T_{s1} = T_{s2} = 393 \text{ K}$$

$$P_{s1} = 30 \text{ bar}$$

$$(P \cdot \rho = 30)$$

La T_{s2} si calcola facilmente:

$$T_{s2} = T_{s1} \left(\frac{P_{s2}}{P_{s1}} \right)^{\frac{K-1}{K}} = 309,5 \text{ K}$$

La relazione con le condizioni nel serbatoio è: (tra due punti generici 0 e 1)

$$h_0 = h_1 + \frac{C_1^2}{2} \rightarrow c_p T_0 = c_p T_1 + \frac{a_1^2 M_1^2}{2} \rightarrow \frac{c}{a} = M$$

$$T_0 = T_1 + \frac{a_1^2 M_1^2}{c_p} = T_1 + \frac{K R T_1 (K-1) M_1^2}{R K}$$

$$\left| \frac{T_0}{T_1} = 1 + \frac{K-1}{2} M_1^2 \right|$$

Applicandola tra sezione di ingresso e uscita ugello:

$$M_{s2} = \sqrt{\frac{\left(\frac{T_{s1}}{T_{s2}} - 1 \right)}{\left(\frac{K-1}{2} \right)}} = \sqrt{\frac{\left(\frac{393}{309,5} - 1 \right)}{\left(\frac{1,4-1}{2} \right)}} = 1,16$$

Calcolo la densità in S_2 :

$$\rho_{s2} = \frac{P_{s2}}{R T_{s2}} = \frac{13 \cdot 10^5}{289,7 \cdot 309,5} = 14,75 \text{ kg/m}^3$$

(Olio
di
secco)

$$C_{s2} = M_{s2} a_{s2} = M_{s2} \cdot \sqrt{K R T_{s2}} = 1,16 \sqrt{1,4 \cdot 289,7 \cdot 309,5} = 407,4 \text{ m/s}$$

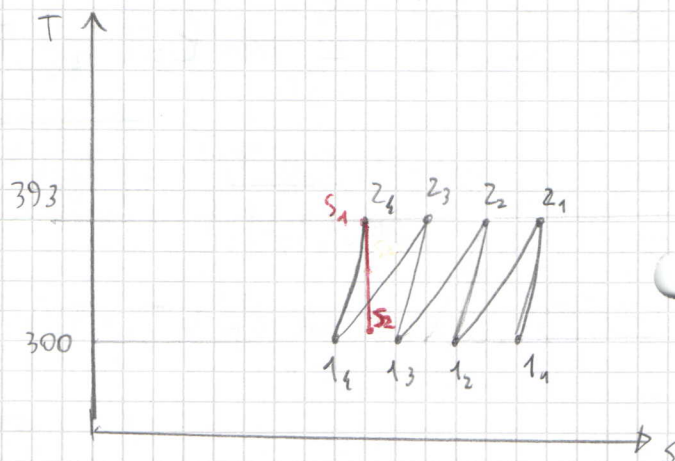
$$\dot{m} = \rho_{s2} A_{s2} C_{s2} \rightarrow A_{s2} = \frac{0,27}{14,75 \cdot 407,4} = 4,49 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$A_{s2} = \frac{\pi D_{s2}^2}{4} \rightarrow D_{s2} = 0,00456 \text{ m} = 0,456 \text{ cm}$$

Calcolo la p nella sezione critica:

$$\frac{P_{s1}}{P^*} = \left(1 + \frac{K-1}{2} \right)^{\frac{K}{K-1}} \rightarrow P^* = 15,8 \text{ bar}$$

È condotto convergente-div. perché la pressione della sezione critica in poi diminuisce altrimenti dovrebbe aumentare e la velocità ridursi



Esame di Macchine e Sistemi Energetici – 06/04/2017

Allievo/a: _____ Matricola: _____

Firma: _____ # 28

Orale: appello corrente ☐ prossimo appello ☐

Traccia

Un compressore centrifugo monostadio, azionato da un motore a combustione interna ad accensione comandata a quattro tempi, elabora una portata di $1,00 \text{ kg/s}$ di aria aspirata dall'ambiente alla temperatura di $298,98 \text{ K}$ ed alla pressione di $99,90 \text{ kPa}$.

La velocità assoluta del fluido in uscita dalla girante presenta un angolo di $6,07^\circ$ rispetto alla direzione tangenziale ed una componente tangenziale (c_{1u}), che nell'ipotesi monodimensionale è pari a $332,62 \text{ m/s}$. Considerando che il compressore presenta un diametro del rotore pari a $41,75 \text{ cm}$ ed opera ad una velocità di rotazione di $16760,16 \text{ giri/min}$, con un rendimento adiabatico pari a $0,87$ ed un fattore di scorrimento $0,96$, calcolare le seguenti grandezze: il lavoro euleriano, la potenza assorbita dal compressore, la pressione di mandata, la pressione all'uscita del rotore, il grado di reazione e l'angolo di uscita della pala rotorica rispetto alla direzione radiale.

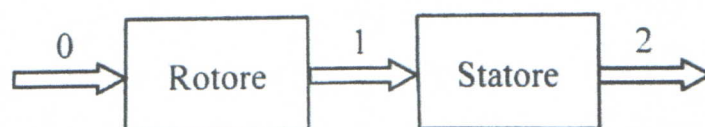
Si calcoli inoltre la cilindrata del motore a combustione interna, per il quale è noto che: i) è alimentato con una miscela stechiometrica aria/metano ($H_i = 11946 \text{ kcal/kg}$), ii) opera a 5000 giri/min con un rendimento globale del $28,71\%$ e iii) preleva aria alle medesime condizioni di aspirazione del compressore con un coefficiente di riempimento pari a 1 .

Si rappresenti lo schema di impianto ed il triangolo di velocità all'apice del rotore del compressore.

Ipotesi: si assuma una velocità assoluta in ingresso alla girante pari a $97,74 \text{ m/s}$, diretta assialmente ed uguale alla velocità in uscita dalla macchina.

Suggerimenti

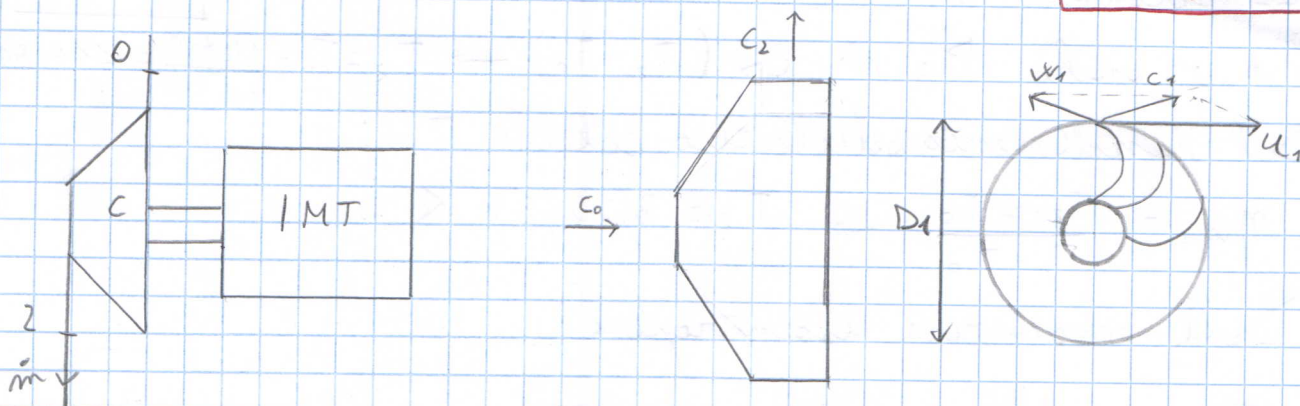
- Si schematizzi lo stadio di compressione seguendo la seguente terminologia:



Trascrivere i risultati numerici nella seguente tabella:

Variabile	Valore
Lavoro euleriano [kJ/kg]	
Potenza del compressore [kW]	
Pressione di mandata [kPa]	
Pressione uscita rotore [kPa]	
Grado di reazione [/]	
Angolo di uscita pala rotorica [°]	
Cilindrata motore a combustione interna [cm ³]	

Riportare le formule utilizzate ed eventuali commenti, utilizzando il retro del foglio ed altri fogli se necessario (indicare i propri dati ed il numero progressivo dell'esercizio su tutti i fogli).



COMPR. (AIR) $\dot{m} = 1,00 \text{ kg/s}$ $p_0 = 99,90 \text{ kPa} = 0,999 \text{ bar}$ $T_0 = 298,98 \text{ K}$
 $\alpha_{100} = 6,07^\circ$ $C_{1u\infty} = 332,62 \text{ m/s}$ $D_1 = 41,75 \text{ cm} = 0,4175 \text{ m}$
 $n = 16860,16 \text{ giri/min}$ $M_{od,c} = 0,87$
 $\sigma = \frac{C_{1u}}{C_{1u\infty}} = 0,96$ $C_0 = C_2 = 97,74 \text{ m/s}$

MCI. (IMT) $\epsilon T \rightarrow \epsilon = 2$ ad accensione comandata \rightarrow ciclo OTTO ($r_v = 1$)
 CH_4 $n_2 = 5000 \text{ giri/min}$ $m_g = 0,2871$ $T_{amb} = T_0$ $p_{amb} = p_0$
 $\epsilon = 11946 \cdot 4186,8 = 50 \cdot \text{MJ/kg}$

COMPR.

Calcolo la velocità tangenziale all'uscita del rotore:

$$u_1 = \omega R_1 = \omega \frac{D_1}{2} = \frac{2\pi n D_1}{260} = 366,38 \text{ m/s}$$

Dello slip factor:

$$C_{1u} = \sigma C_{1u\infty} = 319,315 \text{ m/s}$$

La componente radiale però non varia tra caso con scorrimento e senza, quindi:

$$W_{1r} = C_{1r} = C_{100r} = C_{100} \cdot \sin \alpha_{100} = 35,37 \text{ m/s}$$

$$(C_{1u\infty} = C_{100} \cdot \cos \alpha_{100} \rightarrow C_{100} = 335,5 \text{ m/s})$$

$$C_1 = \sqrt{W_{1r}^2 + C_{1u}^2} = \sqrt{35,37^2 + 319,315^2} = 321,27 \text{ m/s}$$

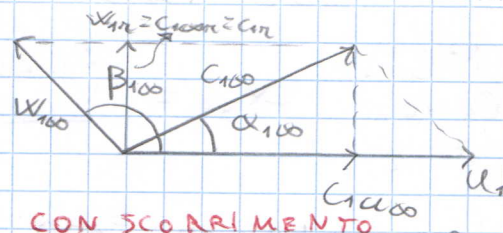
$$C_1 \cos \alpha_1 = C_{1u} \rightarrow \alpha_1 = 6,324^\circ$$

$$W_1 \cdot \cos(\beta_1 - 90^\circ) = W_{1r} \rightarrow \beta_1 = \arccos\left(\frac{W_{1r}}{W_1}\right) + 90^\circ = 53,07^\circ + 90^\circ$$

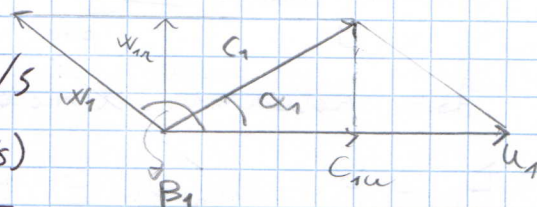
$$W_1 = \sqrt{W_{1r}^2 + (u_1 - C_{1u})^2} = 58,87 \text{ m/s} = 143^\circ$$

Il lavoro Euleriano e : $|l| = |C_{1u} u_1| = 116991,5 \text{ J/kg} = 116,991 \text{ kJ/kg}$

ASSENZA SCORRIMENTO



CON SCORRIMENTO



• La potenza è: $P_c = \dot{m} l = 1 \text{ l} = 116991 \text{ W} = 116,991 \text{ KW}$

Ma è anche $P = \dot{m} c_p (T_2 - T_0) \rightarrow T_2 = T_0 + \frac{116991}{10089} = 418,94 \text{ K}$

• Dal rendimento adiabatico calcolo T_{2s} :

$$\eta_{ad,c} = \frac{T_{2s} - T_0}{T_2 - T_0} \rightarrow T_{2s} = 399,86 \text{ K}$$

• Dall'adiabatica isentropica:

$$\frac{T_{2s}}{T_0} = \beta_{02}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow \beta_{02} = \left(\frac{T_{2s}}{T_0}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 2,77 \rightarrow p_2 = \beta_{02} p_0 = 2,77$$

• Dalla politropica:

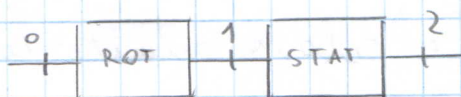
$$\frac{T_2}{T_0} = \beta_{02}^{\frac{m-1}{m}} \rightarrow \frac{m-1}{m} = 0,322$$

• Bilancio di energia nel rotore:

$$h_0 + \frac{C_0^2}{2} + l = h_1 + \frac{C_1^2}{2} \xrightarrow{\Delta h = c_p \Delta T} T_1 = T_0 + \frac{l + \left(\frac{C_0^2}{2} - \frac{C_1^2}{2}\right)}{c_p} = 368,52 \text{ K}$$

• Politropica: $\frac{T_1}{T_0} = \beta_{01}^{\frac{m-1}{m}} \rightarrow \beta_{01} = \left(\frac{368,52}{298,98}\right)^{\frac{1}{0,322}} = 1,91$

$$p_1 = \beta_{01} p_0 = 1,91 \text{ bar}$$



• $R = \frac{\Delta h_{\text{ROTORE}}}{\Delta h_{\text{STATO}}} = \frac{\Delta h_{01}}{\Delta h_{02}} = \frac{c_p (T_1 - T_0)}{l} \xrightarrow{l=116991} 0,6$

MCI.
C_m H_m
h₁ h₂

$$\alpha_{st} = \frac{\left(m + \frac{m}{h}\right) (O_2 + 3,773 N_2)}{m \cdot C + m H} = \frac{2(32 + 3,773 \cdot 28)}{12,011 + 4 \cdot 1,008} = 17,2$$

$$\rho_{amb} = \frac{p_{amb}}{R T_{amb}} = \frac{0,999 \cdot 10^5}{288 \cdot 298,98} = 1,16 \text{ Kg/m}^3$$

La potenza ^{utile} del motore deve essere pari a quella necessario al compressore.

$$P_{MNT} = P_c = \eta_g p_a \frac{Q}{\alpha_{st}} H_i = \eta_g 2 v \frac{\rho_{amb}}{\alpha_{st}} \frac{V_m}{60} H_i \rightarrow \text{ricerco } V$$

$$V = \frac{116991 \cdot 17,2 \cdot 60 \cdot 2}{0,2871 \cdot 1,16 \cdot 5000 \cdot 50 \cdot 10^6} = 0,0029 \text{ m}^3 = 2900 \text{ cm}^3$$

