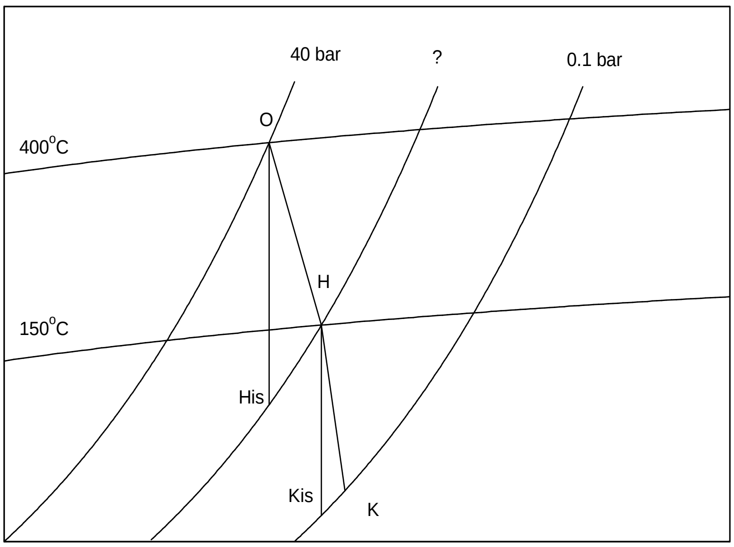
Esercizi su regolazione di impianti di turbina a vapore

17. Sul diagramma di Mollier si trova il punto O, a 40 bar e 400 gradi C, e si legge $i_O = 3215.7$ kJ/kg e $v_O = 0.0734$ m^3/kg. Scelta un'isobara di tentativo con pressione p_H, si legge, sulla verticale di O, il valore di i_{His}. Si calcola $i_H = i_O - \eta_{AP}(i_O - i_{His})$, ed individuato il corrispondante punto sul diagramma di Mollier, note l'entalpia e la pressione, si legge la temperatura t_H. Se questa risulta maggiore della temperatura prescritta di 150° C si sceglie una pressione di tentativo minore (e viceversa) fino a trovare la pressione che porta ad avere $t_H = 150°$ C. Ciò avviene per $p_H = 3$ bar, con $v_H = 0.634$ m^3/kg e $i_H = 2760.75$ kJ/kg . Sul diagramma di Mollier, sulla verticale di H a $p_K = 0.1$ bar si legge $i_{Kis} = 2242.4$ kJ/kg da cui si ricava $i_K = i_H - \eta_{BP}(i_H - i_{Kis}) = 2346.1$ kJ/kg

    Si verifica che le due turbine siano critiche prima del cambio del generatore:
    $p_H/p_O = 3/40 < (p_H/p_O)_{\text{critico}} = 4/40$ e quindi AP è critica:
    $p_K/p_H = 0.1/3 < (p_K/p_H)_{\text{critico}} = 0.2/3$ e quindi BP è critica.

    Indicando con l'apice ' le condizioni dopo il cambio del generatore, sul diagramma di Mollier si trova il punto O', note temperatura e pressione, e si legge $i'_O = 3316.5$ kJ/kg e $v'_o = 0.0632$ m^3/kg. La turbina di AP è ancora critica, essendo $p'_H/p'_O = 3/50 < (p_H/p_O)_{\text{critico}} = 4/40$ e quindi la nuova portata della turbina di alta pressione è $\dot{m}'_{AP} = \dot{m}_{AP}\sqrt{p'_O/p_O \cdot v_O/v'_O} = 144.6$ t/h.

    Sulla verticale di O' alla pressione $p'_H = 3$ bar si legge $i'_{His} = 2655.8$ kJ/kg e con la stessa espressione utilizzata per il calcolo di i_H si determina $i'_H = 2798.1$ kJ/kg. Trovato il punto H' sul diagramma di Mollier si legge $v'_H = 0.663$ m^3/kg. La turbina di BP è ancora critica (le pressioni da ammissione e scarico non cambiano) e quindi $\dot{m}'_{BP} = \dot{m}_{BP}\sqrt{p'_H/p_H \cdot v_H/v'_H} = 48.9$ t/h. La portata all'utenza termina è $\dot{m}'_u = \dot{m}'_{AP} - \dot{m}'_{BP} = 95.7$ t/h. Dopo aver letto sul diagramma di Mollier $i'_{Kis} = 2270.0$ kJ/kg e trovato come in precedenza il valore di $i'_K = 2375.6$ kJ/kg, si determina la potenza dell'impianto con il nuovo generatore $P' = \dot{m}'_{AP}(i'_O - i'_H) + \dot{m}'_{BP}(i'_H - i'_K) = 26.6$ MW



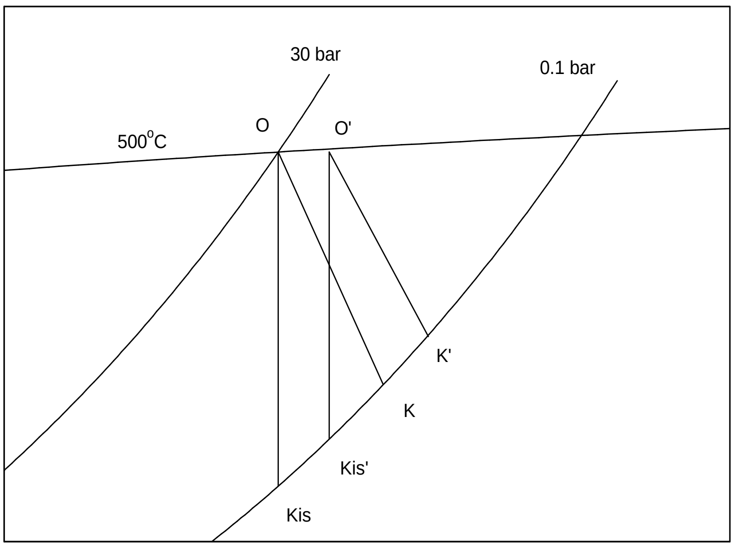
18. Si individuano i punti significativi sul diagramma di Mollier: a 30 bar e 500° C il punto O con $i_O = 3456.2$ kJ/kg e $v_O = 0.116$ m^3/kg; sulla verticale di O a 0.1 bar il punto Kis, con $i_{Kis} = 2292.4$ kJ/kg, da cui si ricava $i_K = i_O - \eta(i_O - i_{Kis}) = 2525.2$ kJ/kg. Da tabelle delle proprietà dell'acqua si legge l'entalpia del punto L, corrispondente alle condizioni di liquido saturo a 0.1 bar $i_L = 191.8$ kJ/kg.

Scrivendo l'equazione della combustione prima e dopo la regolazione (condizioni indicate con l'apice ')
$\eta_b \dot{m}_b H_i = \dot{m}(i_O - i_L)$ e
$\eta_b \dot{m}'_b H_i = \dot{m}'(i'_O - i'_L)$
si ricava $\dot{m}'/\dot{m} = \dot{m}'_b/\dot{m}_b H_i = 0.75$ essendo $i_O = i'_O$ a seguito della laminazione isentalpica e $i_L = i'_L$ per ipotesi.

La turbina è critica nelle condizioni di progetto essendo $p_K < (p_K)_{\text{critico}}$. Supponendo che la turbina sia ancora critica dopo la regolazione (ipotesi da verificare a posteriori) si ha

$$\frac{\dot{m}'}{\dot{m}} = \frac{p'_O}{p_O}\sqrt{\frac{p_O v_O}{p'_O v'_O}} \approx \frac{p'_O}{p_O}$$

essendo il prodotto pv approssimativamente cosatante in una laminazione. Si ricava quindi $p'_O = 0.75 p_O = 22.5$ bar e si verifica la criticità della turbina, confermata essendo $p'_K/p'_O = 0.1/22.5 < (p_K/p_O)_{\text{critico}} = 0.3/30$. Si trova quindi sulla verticale di O' il punto Kis'; si legge $i'_{Kis} = 2333.9$ kJ/kg e si determina $i'_K = i'_O - \eta(i'_O - i'_{Kis}) = 2558.3$ kJ/kg. Dall'equaione della combustione si ricava quindi la portata $\dot{m}' = \eta_b \dot{m}'_b H_i/(i'_O - i'_L) = 44.93$ kg/s e poi la potenza interna $P'_i = \dot{m}'(i'_O - i'_K) = 40.3$ MW. Si noti che a causa della diminuzione del salto entalpico in turbina ($i'_O = i_O$ ma $i'_K > i_K$) la diminuzione di potenza è percentualmente maggiore rispetto alla diminuzione di portata di vapore e di combustibile, con un peggioramento del rendimento.

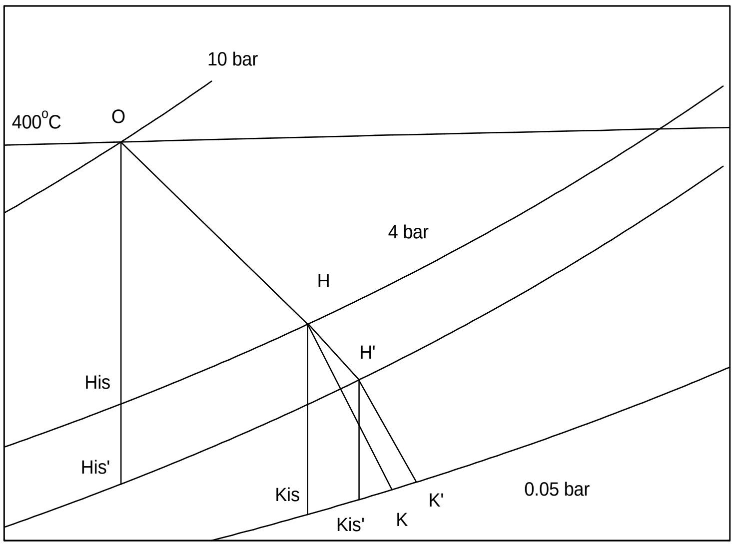


19. Sul diagramma di Mollier si trova il punto O, a 10 bar e 400 gradi C, e si legge $i_O = 3264.4$ kJ/kg e $v_O = 0.306$ m^3/kg. Sulla verticale di O a 4 bar si legge il valore di $i_{His} = 3010.7$ kJ/kg. Si calcola quindi $i_H = i_O - \eta_{AP}(i_O - i_{His}) = 3086.84$ kJ/kg ed individuato il punto H sul diagramma di Mollier si legge $v_H = 0.666$ m^3/kg. Sulla verticale di H a 0.05 bar si trova il punto Kis e si legge $i_{Kis} = 2318.4$ kJ/kg da cui si ricava $i_K = i_H - \eta_{BP}(i_H - i_{Kis}) = 2456.8$ kJ/kg.

Un singolo stadio ad azione, come la turbina di alta pressione in esame, è certamente critico se il valore di p_H/p_O è inferiore al rapporto critico di un ugello semplicemente convergente $[2/(k+1)]^{k/(k-1)}$ che, per il vapore acqueo, è di poco superiore a 0.5. Nel caso in esame $p_H/p_O = 0.4$ e quindi la turbina AP è critica. Indicando con ε il grado di parzializzazione, non variando le condizioni all'ammissione, si ha che la portata dopo la regolazione (apice ') è $\dot{m}' = (1-\varepsilon)\dot{m} = 70$ t/h.

Poiché nelle condizioni di progetto $p_K < (p_K)_{\mathrm{critico}}$ la turbina BP è, in queste condizioni, critica. Essa smaltisce la stessa portata della turbina AP e supponendo che la turbina BP sia critica anche dopo la regolazione, deve valere la relazione $\dot{m}' = \dot{m}\sqrt{p'_H/p_H \cdot v_H/v'_H}$, che permette di ricavare p'_H (e v'_H) con il seguente procedimento iterativo: scelta una pressione di tentativo p'_H (ad esempio $p'_H = p_H\dot{m}'/\dot{m}$), si legge, sulla verticale di O il valore di i'_{His}; si calcola $i'_H = i_O - \eta_{AP}(i_O - i'_{His})$, ed individuato il corrispondante punto sul diagramma di Mollier, note l'entalpia e la pressione, si legge il volume specifico v'_H e si determina $\dot{m}'$; se il valore ottenuto è maggiore del valore richiesto pari a 70 t/h è necessario scegliere una pressione minore, e viceversa. Il risultato ottenuto è $p'_H = 2.7$ bar, $i'_H = 3021.4$ kJ/kg e $v'_H == 0.931$ m^3/kg e si può verificare che la trubina di bassa pressione rimane effettivamente critica dopo la regolazione, essendo $p'_K/p'_H = 0.05/2.7 < (p_K/p_H)_{\mathrm{critico}} = 0.8/4$.

Individuato H' sul diagramma di Mollier, sulla sua verticale a 0.05 bar si determina il punto Kis', leggendo $i'_{Kis} = 2338.1$ bar da cui si ricava $i'_K = i'_H - \eta_{BP}(i'_H - i'_{Kis}) = 2461.1$ kJ/kg. La potenza interna dell'impianto dopo la regolazione è perciò $P'_i = \dot{m}'(i_O - i'_K) = 15.6$ MW.



20. Si individuano i punti significativi sul diagramma di Mollier: a 50 bar e 450° C il punto O con $i_O = 3316.3$ kJ/kg e $v_O = 0.0633$ m^3/kg; a 30 bar e 350° C il punto O' con $i'_O = 3114.8$ kJ/kg e $v'_O = 0.0905$ m^3/kg

In condizioni di progetto $p_K/p_O = 0.2/50 < (p_K/p_O)_{\text{critico}} = 1/50$ e quindi la turbina è critica; cambiando le condizioni all'ammissione si ha invece $p'_K/p'_O = 10/30 > (p_K/p_O)_{\text{critico}} = 1/50$ e quindi la turbina NON è più critica dopo la regolazione. Adottando l'approssimazione ellittica della portata si ha che, per valori di $p_K/p_O > (p_K/p_O)_{\text{critico}}$, si può scrivere

$$\left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{\text{critica}}}\right)^2 + \left(\frac{p_K/p_O - (p_K/p_O)_{\text{critico}}}{1 - (p_K/p_O)_{\text{critico}}}\right)^2 = 1$$

Nel caso in esame (condizioni ') si ricava

$$\dot{m}' = \dot{m}'_{\text{critica}}\sqrt{1 - \left(\frac{p'_K/p'_O - (p_K/p_O)_{\text{critico}}}{1 - (p_K/p_O)_{\text{critico}}}\right)^2} = 17.05\text{kg/s}$$

con la portata critica nelle nuove condizioni data da $\dot{m}'_{\text{critica}} = \dot{m}_{\text{critica}}\sqrt{p'_O/p_O \cdot v_O/v'_O} =$ 64.8 t/h = 18 kg/s (mentre la portata critica nelle vecchie condizioni $\dot{m}_{\text{critica}}$ coincide con $\dot{m} = 100$ t/h, essendo la turbina critica)

Esercizi su compressori di gas

21. Noto il punto di funzionamento A sulla caratteristica del compressore si leggono i valori di progetto:
$\dot{m}\sqrt{T_1/T_{10}}/(p_1/P_{10}) = 9.15$ kg/s, $\beta_c = 9.1$, $\eta_c = 0.73$. Poiché $p_1 = p_{10}$ e $T_1 = T_{10}$ la portata coincide con la portata corretta $\dot{m} = 9.15$ kg/s. Il lavoro di compressione è $L_c = C_p T_1[\beta_c^{(k-1)/k} - 1]/\eta_c = 363$ kJ/kg e la potenza interna $P_i = \dot{m}L_c = 3.32$ MW.

    La regolazione "industriale" prevede di variare la portata mantenedo costanti le condizioni di aspirazione, quindi $p_a = p_{10}$ e $T_a = T_{10}$, e di mandata, $p_m = (\beta_c)_{\text{progetto}} p_a = 9.1$ bar.

    Regolazione per variazione del numero di giri (apice '):
non intervenevdo sulle pressioni si ha che $p_1' = p_a$ e $p_2' = p_m$ (oltre a $T_1' = T_a$) ed il rapporto di compressione non cambia rispetto alle condizioni di progetto; il punto di funzionamento corrispondente alla minima portata si trova quindi dove la linea orizzontale $\beta_c = 9.1$ interseca la linea del pompaggio. Si leggono quindi $\dot{m}'\sqrt{T_1'/T_{10}}/(p_1'/p_{10}) = 6.28$ kg/s, $\beta_c' = 9.1$, $\eta_c' = 0.79$, da cui $\dot{m}' = 6.28$ kg/s, $L_c' = 335.4$ kJ/kg e $P_i' = 21.1$ MW.

    Regolazione per laminazione alla mandata (apice "):
non intervenevdo all'aspirazione si ha $p_1'' = p_a$ (oltre a $T_1'' = T_a$) ed essendo a giri costanti $n''\sqrt{T_{10}/T_1''}/n_0 = 1$, cioè il numero di giri corretto non varia rispetto alle condizioni di progetto; il punto di funzionamento corrispondente alla minima portata si trova quindi dove la caratteristica $n\sqrt{T_{10}/T_1}/n_0 = 1$ interseca la linea del pompaggio. Si leggono quindi $\dot{m}''\sqrt{T_1''/T_{10}}/(p_1''/p_{10}) = 6.94$ kg/s, $\beta_c'' = 10.41$, $\eta_c'' = 0.78$, da cui $\dot{m}'' = 6.94$ kg/s $L_c'' = 368.2$ kJ/kg e $P_i'' = 25.5$ MW.

    Regolazione per laminazione all'aspirazione (apice "'):
per un gas ideale la laminazione è isoterma ($T_1''' = T_a$) ed essendo a giri costanti il numero di giri corretto $n'''\sqrt{T_{10}/T_1'''}/n_0 = 1$ non varia rispetto alle condizioni di progetto; il punto di funzionamento corrispondente alla minima portata si trova ancora dove la caratteristica $n\sqrt{T_{10}/T_1}/n_0 = 1$ interseca la linea del pompaggio, e coincide con quello del caso precedente. Si leggono ancora $\dot{m}'''\sqrt{T_1'''/T_{10}}/(p_1'''/p_{10}) = 6.94$ kg/s, $\beta_c''' = 10.41$, $\eta_c''' = 0.78$, ma ora $\dot{m}''' = 6.07$ kg/s (essendo ora $p_1''' = p_1\beta_c/\beta_c''' \neq p_{10}$), $L_c''' = 368.2$ kJ/kg e $P_i''' = 22.3$ MW.

22. Noto il punto di funzionamento A sulla caratteristica del compressore si leggono i valori di progetto:
$\dot{m}\sqrt{T/T_0}/(p/P_0) = 33.9$ kg/s, $\beta_c = 3.2$, $\eta_c = 0.865$. Poiché $p_1 = p_0$ e $T_1 = T_0$ la portata coincide con la portata corretta $\dot{m} = 33.9$ kg/s. Il lavoro di compressione è $L_c = C_p T_1[\beta_c^{(k-1)/k} - 1]/\eta_c = 131.84$ kJ/kg e la potenza assorbita $P_a = \dot{m}L_c/\eta_m = 4.7$ MW; la temperatura di mandata è $T_2 = T_1 + L_c/C_p = 419.2$ K.

    La determinazione del punto di funzionamento nel caso di laminazione all'aspirazione è complicata dalla mancata conoscenza del valore di p_1' dopo la regolazione, che impedisce, nota la portata, di determinare la portata corretta (essa invece coinciderebbe con la portata nel caso di variazione del numero di giri o di laminazione alla mandata). Considerando però la necessita di mantenere invariate le pressioni nell'ambiente di aspirazione ($p_a = p_1 = p_0$) e mandata ($p_m = \beta_c p_1 = \beta_c' p_1'$) e che $T_1 = T_1'$ (laminazione isoterma) si puo' scrivere

$$\frac{\beta_c'}{\dot{m}'\sqrt{T_1'/T_0}/(p_1'/p_0)} = \frac{\beta_c\, p_1/p_1'}{\dot{m}'\sqrt{T_1'/T_0}/(p_1'/p_0)} = \frac{\beta_c}{\dot{m}'\sqrt{T_1/T_0}/(p_1/p_0)}$$

Questa relazione permette di individuare graficamente il nuovo punto di funzionamento di coordinate $\dot{m}'\sqrt{T_1'/T_0}/(p_1'/p_0)$, β_c' all'intersezione tra la curva a numero di giri caratteristico $n'\sqrt{T_1'/T_0}/n_0 = n\sqrt{T_1/T_0}/n_0 = 1.1$ (cioè quella passante per il punto di progetto) e la retta che passa per l'origine $\dot{m}\sqrt{T/T_0}/(p/p_0) = 0$, $\beta_c' = 0$ (trovata prolungando opportunamente gli assi) ed il punto di coordinate $\dot{m}'\sqrt{T_1/T_0}/(p_1/p_0) = 32$ kg/s, $\beta_c = 3.2$. Si possono quindi leggere $\beta_c' = 3.31$ e $\eta_c' = 0.83$ (si noti che ora la portata non coincide più con la portata corretta). Il lavoro di compressione è $L_c' = 142.12$ kJ/kg e la potenza assorbita $P_a = \dot{m}L_c/\eta_m = 4.8$ MW; la temperatura di mandata è $T_2 = T_1 + L_c/C_p = 429.5$ K.

23. Trovato il punto di funzionamento del primo compressore, essendo noti portata corretta e numero di giri corretto, si leggono $\beta_c = 2.79$, $\dot{m} = 5$ kg/s e $\eta_c = 0.78$. Si ha quindi $L_c = C_p T_1[\beta_c^{(k-1)/k} - 1]/\eta_c = 131.6$ kJ/kg e la temperatura di mandata è $T_2 = T_1 + L_c/C_p = 431$ K. Per il secondo compressore $n^* = n$, $\dot{m}^* = \dot{m}$, $p_1^* = p_2 = p_1\beta_c$ e $T_1^* = T_2$. È quindi immediato ricavare i valori di portata corretta e numero di giri corretto per il secondo compressore

$$\frac{\dot{m}^*\sqrt{T_1^*}}{p_1^*}\frac{\dot{m}'\sqrt{T_0'}}{p_0'} = 0.43$$

$$\frac{n^*\sqrt{T_1'}}{n'\sqrt{T_1^*}} = 0.834$$

da cui si deduce che il secondo compressore è in pompaggio.

Si noti che si è continuato ad indicare con il pedice 1 (anziché 0, come in figura) i valori all'aspirazione

Esercizi su turbopompe

24. A $n = 2500$ rpm si rileva dalla caratteristica in figura che la portata si annulla ($Q = 0$) per $H_u = 37.2$ m. In condizioni di similitudine (ovvia, se $Q' = Q = 0$) si ha $H'_u/H_u = (n'/n)^2$; essendo $H'_u = 15$ m (in assenza di portata non si hanno perdite nei condotti), si ottiene $n' = 1587.5$ rpm.

    A $n = 1587.5$ rpm si vuole ora $H_u = 10$ m; in condizioni di similitudine, a $n' = 2500$ rpm si avrebbe $H'_u = H_u n'/n = 24.8$ m, e dalla caratteristica manometrica si legge $Q' = 500$ m^3/h e $\eta' = 0.8$; quindi, per la similitudine, $Q = Q'n/n' = 317.5$ m^3/h

25. La prevalenza utile data dalla pompa è $H_u = H_g + Y$, con perdite nei condotti $Y = kQ^2$; poiché $Y = 1$m se $Q = 1$m^3/s, si ha che $k = 1$s^2/m^5.

    Le due condizioni di funzionamento hanno rendimento massimo e sono quindi in similitudine; si ottiene perciò'equazione di secondo grado in n
    $H_u = 160 + kQ^2 = 160 + k(Q_0 n/n_0)^2 = H_{u0}(n/n_0)^2$,
    che dà $n = 1.451 n_0 = 2103.9$ rpm; si calcolano poi $H_u = 168.42$ m e $Q = 2.902$ m^3/s

26. La potenza assorbita è $P = \rho Q g H_u/(\eta_y \eta_v \eta_m) = 20.2$ kW; il numero di giri caratteristico $n_c = n\sqrt{P}/H_u^{5/4} = 198.35$ rpm, dove P è espressa in cavalli $(20200/(9.81 \cdot 75) = 27.45$ CV$)$ e H_u in metri.

    Il battente netto positivo all'aspirazione è $NPSH_{\text{pompa}} = (c_1^2 + \lambda w_1^2)/(2g) = h_0$; per non avere cavitazione dev'essere $NPSH_{\text{circuito}} = (p_a - p_v)/(\rho g) - z_1 - L_{wc1}/g > h_0$. Applicando il primo principio in forma mista tra l'ambiente d'aspirazione e l'ingresso della pompa si ottiene $p_1/\rho + c_1^2/2 + gz_1 + L_{wc1} = p_a/\rho$, che sostituita nella disequazione precedente dà $(p_1 - p_v)/(\rho g) + c_1^2/(2g) > h_0$. La pressione di vapore a 40 gradi $p_v = 0.074$ bar, mentre la velocità in ingresso alla pompa è $c_1 = Q/(\pi d^2/4) = 3.14$ m/s. Risolvendo si ha $p1/(\rho g) > 6.75$ m, valore che corrisponde alla pressione minima per non avere cavitazione.

Esercizi su impianti di turbina a gas

Nomenclatura:
punto 1 ingresso compressore
2 uscita compressore
5 uscita gas compressi dal rigeneratore (se presente)
3 ingresso turbina
4 uscita turbina
6 uscita gas scarico turbina dal rigeneratore (se presente)

27. Argon: $R = R^*/\mu = 8314/40 = 207.85$ J/kg/K
$C_p = Rk/(k-1) = 517.825$ J/kg/K
lavoro compressore $L_c = C_p(T_2 - T_1) = 58.51$ kJ/kg
lavoro turbina $L_t = C_p(T_3 - T_4) = 80.78$ kJ/kg
lavoro interno $L_i = L_t - L_c = 22.27$ kJ/kg (nota: sono lavori massici).

Essendo la potenza interna $P_i = P_u/\eta_m = \dot{m}L_i$ si ottiene la portata
$\dot{m} = P_i/L_i = 0.463$ kg/s.

Il calore massico fornito è $Q_1 = \dot{Q}_1/\dot{m} = 57.8/0.463 = 124.8$ kJ/Kg
Poiché si ha $Q_1 = C_p(T_3 - T_5)$ si ottiene
$T_5 = T_3 - Q_1/C_p = 554°$C e quindi
$Rs = (T_5 - T_2)/(T_4 - T_2) = 0.8$.
Il rendimento utile è $\eta_u = P_u/\dot{Q}_1 = \eta_m L_i/Q_1 = 0.173$
I rendimenti isentropici sono:
$\eta_c = L_{cis}/L_c = C_p(T_{2is} - T_1)/[Cp(T_2 - T_1)] = 0.783$
$\eta_t = L_t/L_{tis} = C_p(T_3 - T_4)/]C_p(T_3 - T_{4is})] = 0.835$
con $T_{2is} = T_1(p_2/p_1)^{(k-1)/k} = T_1\beta_c^{(k-1)/k}$
$T_{4is} = T_3/(p_3/p_4)^{(k-1)/k} = T_3/\beta_t^{(k-1)/k}$

28. Sono dati i rendimenti idraulici $\eta_{yc} = (L_c - L_w)/L_c = [m/(m-1)]/[k/(k-1)]$, $\eta_{yt} = L_t/(L_t + L_w) = [k'/(k'-1)]/[m/(m-1)]$
con m esponente della politropica (ovviamente diverso per turbina e compressore); si ha inoltre che $(k-1)/k = R/Cp$ e $(k'-1)/k' = R'/C'_p$.

Si determinano T_2 e T_4:
$T_2 = T_1\beta_c^{(m-1)/m} = T_1\beta_c^{R/(C_p\eta_{yc})} = 492.7$K e $T_4 = T_3/\beta_t^{(m-1)/m} = T_3/\beta_t^{R'\eta_{yt}/C'_p} = 907.6$ K
La caduta di pressione negli scambiatori è $\eta_{\pi s} = p_5/p_2 = p_6/p_4$; per ciclo aperto $p_6 = p_1$ (un ciclo chiuso avrebbe $\eta_{\pi s} = p_1/p_6$), mentre la caduta di pressione nella fornitura di calore è $\eta_{\pi b} = p_3/p_5$: si ha perciò $\beta_t = p_3/p_4 = \eta_{\pi s}\eta_{\pi b}\eta_{\pi s}\beta_c = 4.61$

Equazione della combustione:
$\eta_b \dot{m}_b H_i = (\dot{m} + \dot{m}_b)C'_p(T_3 - T_5)$ (per ciclo non rigenerativo $T_5 = T_2$)
dove $\dot{m}$ è la portata d'aria e $\dot{m}_b$ è la portata di combustibile; si introduce la dosatura $\alpha = \dot{m}/\dot{m}_b = \eta_b H_i/[C'_p(T_3 - T_5)] - 1 = 82.9$ con $T_5 = T_2 + R_s(T_4 - T_2) = 824.6$ K

Si ottiene quindi
$L_c = C_p(T_2 - T_1) = 208.9$ kJ/kg e $L_t = C'_p(T_3 - T_4) = 401.3$ kJ/kg
$L_u = P_u/\dot{m} = \eta_o P_i/\dot{m} = \eta_o(P_t - P_c)/\dot{m} = \eta_o[L_t(1+\alpha)/\alpha - L_c] = 189.3$ kJ/kg (la potenza è il prodotto di portata e lavoro massico, e la portata nella turbina è $\dot{m} + \dot{m}_b = \dot{m}(1+\alpha)/\alpha$)
il rendimento globale è $\eta_g = P_u/(\dot{m}_b H_i) = L_u\alpha/H_i = 0.368$

29. La compressione interrefrigerata uniforme prevede stesso β_c e temperatura iniziale per i due stadi di compressione. Trascurando la caduta di pressione nell'interrefrigeratore si ha $\beta_1 = \beta_2 = \sqrt{\beta_c} = 3.606$.

    La temperatura di fine compressione (uguale per i due stadi) è $T_2 = T_1 \sqrt{\beta_c}^{R/(C_p \eta_{yc})} = 440.6$ K e $L_{c1} = L_{c2} = C_p(T_2 - T_1) = 154.95$ kJ/kg; il lavoro di compressione complessivo è $L_c = L_{c1} + L_{c2} = 309.9$ kJ/kg

    Il rapporta di espansione in turbina è $\beta_t = \eta_{\pi b}\beta_c = 12.61$ da cui si ottiene
    $T_4 = T_3/\beta_t^{R'\eta_{yt}/C'_p} = 791.9$ K e $L_t = C'_p(T_3 - T_4) = 658.6$ kJ/kg; trascurando la variazione di portata tra turbina e compressore ($(1+\alpha)/\alpha \approx 1$) la potenza specifica è $L_u = P_u/\dot{m} = \eta_o[L_t(1+\alpha)/\alpha - L_c] \approx \eta_o[L_t - L_c] = 338.2$ kJ/kg

    Il calore fornito nell'unità di tempo è $\dot{Q}_1 = (\dot{m} + \dot{m}_b)C'_p(T_3 - T_2)$ ed il calore massico (riferito alla massa d'aria) $Q_1 = \dot{Q}_1/\dot{m} = (1+\alpha)/\alpha \cdot C'_p(T_3 - T_2) \approx C'_p(T_3 - T_2) = 1073.1$ kJ/kg.

    Il rendimento utile è $\eta_u = P_u/\dot{Q}_1 = L_u/Q_1 = 0.315$ ed il rendimento globale $\eta_g = \eta_b\eta_u = 0.303$

30. Dati aria $R = 287$ J/kg/K, $k = 1.4$, $C_p = Rk/(k-1) = 1004.5$ J/kg/K
    Con le stesse espressioni dell'esercizio 28 si calcolano $T_2 = 603.5$ K e $L_c = 304.9$ kJ/kg $\alpha = 68.13$, ed inoltre
    $L_t = \eta_t C_p T_3(1 - 1/\beta_t^{R/C_p}) = 475.2$ kJ/kg con $\beta_t = \beta_c$.
    Si ha quindi $L_u = 172.0$ kJ/kg e la portata d'aria si calcola come
    $\dot{m} = P_u/L_u = 58.15$ kg/s con $\eta_g = L_u\alpha/H_i = 0.274$

    Si indicano con ' i valori dopo la regolazione.
    Essendo $T'_1 = T_1$ (la laminazione e' isentalpica e quindi, per un gas ideale, isoterma) e $\beta'_c = \beta_c$ e $T'_3 = T_3$ (per ipotesi) si ha che T_2, L_c e α non variano rispetto al caso precedente.
    Il rapporto di espansione diventa $\beta'_t = p'_3/p'_4 = p'_3/p_1 = p'_3/p'_1 \cdot p'_1/p_1 = 8 \cdot 0.7 = 5.6$ (mentre tutti i punti ' sono a pressione piu' bassa dei rispettivi corrispondenti, la pressione di scarico è ancora $p'_4 = p_1 = p_4$) e quindi $L'_t = 412.4$ kJ/kg $< L_t$; si ottiene $L'_u = 110.1$ kJ/kg $< L_u$ e $\eta'_g = 0.176 < \eta_g$

    Supponendo la turbina critica sia prima che dopo la regolazione si ha infine
    $\dot{m}' = \dot{m}p'_3/p_3\sqrt{T_3/T'_3} = 40.7$ kg/s e $P_u = \dot{m}'L'_u = 4.48$ MW

Esercizi su motori a combustione interna

Dati aria $R = 287$ J/kg/K, $k = 1.4$, $C_p = 1004.5$ J/kg/K; 1 CV=735.5 W

DEFINIZIONI E ESPRESSIONI UTILI
cilindrata (singolo cilindro) $V = c\pi d^2/4$ (d = alesaggio (cioe' diametro), c=corsa)
cilindrata (complessiva) iV, con i numero di cilindri

grandezze riferite a un ciclo
L_u lavoro utile; L_i lavoro indicato; m massa aria; m_b massa combustibile; dosatura $\alpha = m/mb$; m giri per compiere 1 ciclo (=2 per motori a 4 tempi, =1 per 2 tempi)

le grandezze riferite all'unita' di tempo (potenze e portate) si ottengono moltiplicando la grandezza riferita al ciclo per cicli/tempo=n/m (attenzione alle unita' di misura) ad esempio $P_u = L_u n/m$

pressione media indicata $p_{mi} = L_i/(iV)$ pressione media effettiva $p_{me} = L_u/(iV)$ pressione di marcia a vuoto $p_v = p_{mi} - p_{me}$

rendimenti
limite $\eta_{lim} = L_{lim}/(m_b/H_i)$; termodinamico interno $\eta_{\theta i} = L_i/L_{lim}$; indicato $\eta_i = L_i/(m_b/H_i) = P_i/(\dot{m}_b H_i)$; organico $\eta_o = L_u/L_i = P_u/P_i = p_{me}/p_{mi}$; utile $\eta_u = L_u/(m_b/H_i) = P_u/(\dot{m}_b H_i) = \eta_{lim}\eta_{\theta i}\eta_o$
consumo specifico $q_b = \dot{m}_b/P_u = 1/(\eta_u H_i)$

coefficiente di riempimento $\lambda_v = m/m_{teorica} = m/(\rho_{amb} iV) = m v_{amb}/(iV)$ (ρ e v sono densita' e volume specifico nell'ambiente di aspirazione); si ha quindi $m_b = m/\alpha = \lambda_v iV/(\alpha v_{amb})$, $p_{me} = \eta_u \lambda_v H_i/(\alpha v_{amb})$ e $p_{mi} = \eta_i \lambda_v H_i/(\alpha v_{amb})$

31. Dalla relazione $P_u = p_{me} iVn/m$ si ricava $p_{me} = 9.73$ bar; $\eta_o = p_{me}/p_{mi} = 0.8$
    Si calcolano poi $v_{amb} = RT/p = 287 * 293/(760 * 133.322) = 0.83$ kg/m^3 $\eta_u = 1/(q_b H_i) = 0.265$ (attenzione alle unità di misura), $\lambda_v = p_{me}/[\eta_u H_i/(\alpha v_{amb})] = 0.9$ e $\eta_{\theta i} = \eta_u/\eta_{lim}/\eta_o = 0.849$

    Una relazione sperimentale comunemente usata mette in relazione il coefficiente di riempimento con la temperatura $\lambda'_v/\lambda_v = \sqrt{T'/T}$, da cui $\lambda'_v = 0.915$

    Posto $\mu = \lambda'_v/\lambda_v \cdot v_{amb}/v'_{amb} = p'/p \cdot \sqrt{T/T'}$ si ha $P'_u = P_u \cdot \mu = 87.7$ CV

32. Si ha $P'_u/P_u = p'_{me}/p_{me} n'/n$;
    essendo $p_{me} = \eta_u \lambda_v H_i/(\alpha v_{amb})$ e $\eta_u = 1/(q_b H_i)$ si ha $p'_{me}/p_{me} = \lambda'_v/\lambda_v q_b/q'_b = 1.101$ e quindi $P'_u = 39.35$ KW

    La coppia è $C = P_u/\omega$ con $\omega = 2\pi n$ (con n in giri al secondo), oppure $\omega = 2\pi n/60$ (con n in rpm) $= 113.7$ Nm. Inoltre $C'/C = P'_u/P_u n/n'$ permette di ricavare $C' = 125.28$ Nm, mentre $\dot{m}'_b = q'_b P'_u = 3.01$ g/s

33. $\dot{m}_b = \rho_b V_b/t = 3.46$ g/s (con $t = 0.534 * 60$ s)
    $P_u = C \cdot \omega = 41.3$ kW
    $q_b = \dot{m}_b/P_u = 301.5$ g/(kW h) (attenzione alle unita' di misura)
    $p_{me} = P_u/(iVn/m) = 8.35$ bar

    Per piccole variazioni di p e T si può supporre η_u costante e quindi q_b costante; si ha perciò $(P_u)_{st}/P_u = (p_{me})_{st}/p_{me} = \mu = p_{st}/p * \sqrt{T/T_{st}}$ da cui $(P_u)_{st} = 42.5$ kW