

Appunti ed Esercizi di *Fisica Tecnica e Macchine Termiche*

Appendici 6-7

Paolo Di Marco

Versione 01.01 – 13.10.01.

6. Risoluzione di parte degli esercizi proposti

7. Problemi assegnati nei compiti

La presente dispensa è redatta ad esclusivo uso didattico per gli allievi dei corsi di studi universitari dell'Università di Pisa. L'autore se ne riserva tutti i diritti. Essa può essere riprodotta solo totalmente ed al fine summenzionato, non può essere alterata in alcuna maniera o essere rivenduta ad un costo superiore a quello netto della riproduzione. Ogni altra forma di uso e riproduzione deve essere autorizzata per scritto dall'autore.

L'autore sarà grato a chiunque gli segnali errori, inesattezze o possibili miglioramenti.

APPENDICE 6 – Soluzioni di alcuni degli esercizi proposti

Capitolo 1

Le soluzioni degli esercizi 1.2-1.16 sono state redatte dallo studente Leonardo Caruso

Esercizio 1.2

Utilizzando la legge di Stevin (Cap. I) $P_a = P_{atm} + \rho gh = 40.9 \text{ MPa}$

Esercizio 1.3

Utilizzando la portata volumetrica (Cap. I) $G = wA$ da cui $D = \sqrt{\frac{4G}{\pi w}} = 7 \text{ m}$

Esercizio 1.4

L'ossido nitroso si può considerare un gas ideale. Dalla relazione tra energia interna, temperatura e volume (Cap. I)

$$du = c_v dT + B_u dv = c_v dT \quad \text{per un gas ideale}$$

$$\text{quindi } u_2 - u_1 = c_v (T_2 - T_1) \Rightarrow u_2 = c_v T = 80880 \text{ J/kg}$$

si ha inoltre

$$e_c = \frac{1}{2} w^2 = 12.5 \text{ J/kg}, \quad e_p = gh = 1177 \text{ J/kg}$$

Esercizio 1.5

In un sistema chiuso il lavoro di dilatazione è dato da (Cap. I)

$$L_{12} = \int_{V_1}^{V_2} p dV = p_1 \int_{V_1}^{V_2} dV = p_1 (V_2 - V_1) = 4 \cdot 10^5 \cdot (0.36 - 0.15) = 84 \text{ kJ}$$

notare che non è necessario moltiplicare per la massa del sistema, dato che il volume indicato è quello totale e non quello specifico.

Esercizio 1.6

Il lavoro di dilatazione (analogamente al caso precedente) sarà

$$L_{12} = \int_{V_1}^{V_2} p dV = \text{cost} \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V} = p_1 V_1 \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right) = 4 \cdot 10^5 \cdot 0.15 \cdot \ln \left(\frac{0.36}{0.15} \right) = 52.5 \text{ kJ}$$

Esercizio 1.7

Il lavoro di dilatazione (analogamente al caso precedente) sarà

$$L_{12} = \int_{V_1}^{V_2} p dV = \int_{V_1}^{V_2} \frac{\text{const}}{V^n} dV = p_1 V_1^n \int V^{-n} dV = \frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{1-n}$$

con

$$p_2 = p_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n$$

e quindi

$$L_{12} = \left[p_1 V_2 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n - p_1 V_1 \right] \frac{1}{1-n} = \left[4 \cdot 10^5 \cdot 0.36 \cdot \left(\frac{0.15}{0.36} \right)^{1.4} - 4 \cdot 10^5 \cdot 0.15 \right] \cdot \frac{1}{1-1.4} = 44.3 \text{ kJ}$$

Esercizio 1.9

Dalla definizione di volume specifico (Cap. I) si giunge al volume iniziale e quello finale,

rispettivamente indicati nelle soluzioni come

$$V_1 = Mv_1 = 1,5 \cdot 83,54 \cdot 10^{-3} = 0,125 \text{ m}^3$$

$$V_2 = Mv_2 = 1,5 \cdot 21,34 \cdot 10^{-3} = 0,0032 \text{ m}^3$$

il valore di n può essere determinato risolvendo l'equazione esponenziale

$$pv^n = \text{const} \Rightarrow p_1 v_1^n = p_2 v_2^n$$

$$\ln p_1 + n \ln v_1 = \ln p_2 + n \ln v_2$$

$$n = \frac{\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}{\ln\left(\frac{v_1}{v_2}\right)} = 1.18$$

che poteva essere anche risolta numericamente, es. con il risolutore di Excel.

Il lavoro infine è

$$\begin{aligned} L_{1 \rightarrow 2} &= M \int_{v_1}^{v_2} p dv = M \int_{v_1}^{v_2} \frac{\text{const}}{v^n} dv = M \frac{p_2 v_2 - p_1 v_1}{1 - n} = \\ &= 1.5 \cdot (1 \cdot 10^6 \cdot 21.34 \cdot 10^{-3} - 200 \cdot 10^3 \cdot 83.54 \cdot 10^{-3}) \cdot \frac{1}{1 - 1.18} = -57.9 \text{ kJ} \end{aligned}$$

Esercizio 1.10

Allo stato 2 si giunge a un volume dato da

$$v_2 = \frac{p_1 v_1}{p_2} = \frac{300 \cdot 0.019}{150} = 0.038 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

il lavoro specifico sarà dato dalla somma dei lavori delle singole trasformazioni

$$\begin{aligned} l_{13} &= l_{12} + l_{23} = \int_{v_1}^{v_2} p dv + \int_{v_2}^{v_3} p dv = p_1 v_1 \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) + p_2 (v_3 - v_2) = \\ &= 3 \cdot 10^5 \cdot 0.019 \ln 2 - + 15 \cdot 10^4 \cdot 0.019 = 1.1 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Esercizio 1.11

Applicando il I principio della Termodinamica (Cap. I) si ottiene

$$L = Q - U = (85 - 800) \cdot 10^3 = 50 \text{ kJ}$$

Esercizio 1.12

- a) In un sistema aperto a regime, per una compressione reversibile, il lavoro da fornire per unità di massa sarà dato da

$$l'_{12} = - \int_{p_1}^{p_2} v dp = - p_1 v_1 \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = - 0.1 \cdot 10^6 \cdot 1.5 \ln\left(\frac{0.4}{0.1}\right) = -208 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

- b) In tal caso si ha

$$L = - \int_{p_1}^{p_2} v dp = - v (p_2 - p_1) = - 1.5 \cdot (400 \cdot 10^3 - 0.1 \cdot 10^6) = - 400 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Esercizio 1.13

- a) Dato che il contenitore è a pareti rigide, l'effetto del mulinello non comporterà alcuna variazione del volume dell'aria, ed essendo il contenitore chiuso non varierà neppure il volume specifico. Quindi

$$v_2 = v_1 = \frac{1}{\rho} = 0.83 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

b) Applicando il I principio della Termodinamica e considerando che

$l_{12} = 0$ (contenitore rigido)

$$\Delta u = q_{12} = \frac{W\Delta t}{V\rho} = \frac{40 \cdot 20 \cdot 60}{0.2 \cdot 1.2} = 200 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Esercizio 1.14

Applicando il I principio della Termodinamica si ottiene:

$$1 \rightarrow 2: \quad U_2 - U_1 = Q_{12} - \Delta L \quad , \quad V_1 = V_2 \quad , \quad \Delta L = 0$$

$$2 \rightarrow 3: \quad U_3 - U_2 = Q_{23} - \Delta L \quad , \quad \Delta L = p_2(V_3 - V_2)$$

Da cui

$$V_3 - V_1 = \frac{1}{p_2}(Q_{23} + U_2 - U_3)$$

$$U_2 = Q_{12} + U_1$$

$$V_3 - V_1 = \frac{1}{p_2}(Q_{23} + Q_{12} + U_1 - U_3) = -5.625 \text{ m}^3$$

notare che l'ultima relazione poteva essere ricavata applicando direttamente il I principio alla trasformazione 2-3.

Esercizio 1.15

Essendo un sistema chiuso a regime si ha

$$dQ = dL \quad , \text{ovvero} \quad W_t = W_m + W_{el}$$

La potenza meccanica erogata dal motore può essere calcolata come (ricordare che il omento va espresso in N/m e la velocità angolare in rad/s)

$$W_m = M\Omega = 2 \cdot 9.8 \cdot \frac{500 \cdot 2\pi}{60} = 1025.7 \text{ W}$$

la potenza termica scambiata dal motore è la somma algebrica delle potenze elettrica e meccanica

$$W_t = W_m + W_{el} = 1025.7 - 1500 = -474 \text{ W}$$

dove il segno negativo indica che il calore viene ceduto all'esterno. Si ha quindi

$$Q = W_t \cdot \Delta t = -1.7 \text{ MJ}$$

la temperatura del motore può essere calcolata da

$$W_t = hA(T_c - T_a)$$

$$T_c = T_a \frac{W_t}{hA} = 114.8^\circ\text{C}$$

Esercizio 1.16

Poiché abbiamo un ciclo termodinamico possiamo dire che

$$\Delta U = 0 \quad , \quad Q_{ciclo} = L_{ciclo}$$

calcoliamo quindi

$$L_{ciclo} = L_{12} + L_{23} + L_{31}$$

essendo la trasformazione 2-3 isovolumica si ha $L_{23} = 0$; è noto inoltre che $L_{31} = 150 \text{ kJ}$ e infine

$$L_{12} = \int_{V_1}^{V_2} p dV = p_1 V_1 \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right) = 1 \cdot 10^5 \cdot 1.5 \cdot \ln \left(\frac{1}{2} \right) = -103 \text{ kJ}$$

si ha quindi

$$L_{tot} = Q_{tot} = 47 \text{ kJ}$$

Esercizio 1.18

a. Si può applicare il primo principio della termodinamica ad ogni trasformazione del ciclo, per cui

$$\Delta U_{12} = Q_{12} - L_{12}$$

$$\Delta U_{23} = Q_{23} - L_{23}$$

$$\Delta U_{31} = Q_{31} - L_{31}$$

In relazione al ciclo completo, la variazione di energia interna è nulla, quindi:

$$\Delta U_{12} + \Delta U_{23} + \Delta U_{31} = 0$$

Quindi

$$\Delta U_{12} = 23 - 5$$

$$\Delta U_{23} = -50 - 0$$

$$\Delta U_{31} = -(\Delta U_{12} + \Delta U_{23}) = -(18 - 50) = 32 \text{ kJ}$$

Il lavoro scambiato nella terza trasformazione, essendo $Q_{31}=0$, vale $L_{31}=-32 \text{ kJ}$.

Capitolo 2

Le soluzioni degli esercizi 2.8-2.10 sono state redatte da A. Franco

Esercizio 2.8

Espressa per unità di superficie il calore trasmesso dalla massa di carbone all'ambiente è pari a

$$q'' = \dot{q}H = 20 \cdot 2 = 40 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Il calore scambiato attraverso la superficie a temperatura T_w si può determinare grazie alla legge

$$q'' = \alpha \cdot (T_w - T_\infty)$$

da cui si ricava che

$$T_w = T_\infty + \frac{q''}{\alpha} = 25 + \frac{40}{5} = 25 + 8 = 33^\circ \text{C}$$

Esercizio 2.9

a) Applicando la definizione si ha

$$\frac{1}{u} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{s}{k} + \frac{1}{\alpha_e} = \frac{1}{10} + \frac{0.25}{0.5} + \frac{1}{25} = 0.64 \frac{\text{m}^2 \text{K}}{\text{W}}$$

da cui

$$u = 1.56 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

b) Nota la conduttanza della parete si può valutare il flusso termico q'' : si ha che
 $q'' = u \cdot (T_i - T_e) = 1.56 \cdot 20 = 31.25 \text{ W/m}^2$

c) La potenza termica ceduta dal fluido interno alla parete interna è:

$$q'' = \alpha_i \cdot (T_i - T_1)$$

quindi

$$T_1 = T_i - \frac{q''}{\alpha_i} = 20 - \frac{31.25}{10} \approx 16.9^\circ \text{C}$$

quella ceduta dalla parete esterna al fluido esterno è invece

$$q'' = \alpha_e \cdot (T_2 - T_e)$$

e quindi

$$T_2 = T_e + \frac{q''}{\alpha_e} = \frac{31.25}{25} = 1.25^\circ \text{C}$$

Esercizio 2.10

a) Scriviamo l'equazione di bilancio energetico relativa a tutta la barra, che vale in condizioni di regime che definisce l'uguaglianza tra la potenza termica prodotta e la potenza termica scambiata con il fluido.

$$q_s \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot l = \pi \cdot D \cdot l \cdot h \cdot (T_p - T_a)$$

da cui si può ricavare la temperatura di parete

$$T_p = T_a + \frac{q_s \cdot D}{4\alpha} = 30 + \frac{3 \cdot 10^{-2} \cdot 10^6}{400} = 105^\circ \text{C}$$

b) la potenza termica ceduta dalla barra per unità di lunghezza si valuta in maniera abbastanza semplice come

$$q' = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot q_s = \pi \frac{(3 \cdot 10^{-2})^2}{4} \cdot 10^6 \approx 707 \text{ W/m}$$

Capitolo 3

Le soluzioni degli esercizi 3.1-3.13 sono state redatte dallo studente Leonardo Caruso

Esercizio n°3.1

Considerando l'Argon come un gas ideale

$$pV = MRT \rightarrow M = \frac{pV}{RT} = \frac{200 \cdot 10^5 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{293 \cdot 208.18} = 1.639 \text{ kg}$$

il volume occupato in condizioni normali è ottenibile tramite la medesima legge

$$pV = MRT \rightarrow V = \frac{MRT}{p} = \frac{1.639 \cdot 208.18 \cdot 273.15}{1 \cdot 10^5} = 0.932 \text{ m}^3$$

Esercizio n°3.2

Considerando l' azoto un gas perfetto si ha

$$pV = MRT$$

$$p = p_e + p_c = p_e + \frac{F_e}{S} = p_e + \frac{M_p g}{\frac{\pi D^2}{4}} = 97 \cdot 10^3 + \frac{5 \cdot 9.8}{\pi \cdot 0.0025} = 103.23 \text{ kPa}$$

e

$$M = \frac{pV}{RT} = \frac{103.23 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 10^{-3}}{296.8 \cdot 373.15} = 1.864 \text{ kg}$$

Esercizio n°3.4

Considerando $x = \frac{M_v}{M}$ ed impostando le equazioni si ottiene

$$\begin{cases} V = V_l + V_v \\ V_v = \frac{8}{10} V \end{cases} \rightarrow \begin{cases} Mv = M_l v_l + M_v v_v \\ M_v v_v = \frac{8}{10} Mv \end{cases} \rightarrow \begin{cases} v = \frac{M_l v_l}{M} + \frac{M_v v_v}{M} \\ v = \frac{10 \cdot M_v v_v}{8 \cdot M} \end{cases}$$

ed essendo anche $\frac{M_l}{M} = (1-x)$

$$\begin{cases} v = (1-x)v_l + xv_v \\ v = \frac{8}{10} xv_v \end{cases} \rightarrow (1-x)v_l + xv_v = \frac{10}{8} xv_v$$

$$x = \frac{v_l}{\frac{10}{8} v_v - v_v + v_l} = \frac{0.001121}{\frac{10}{8} \cdot 0.194045 + 0.001127} = 0.022$$

Utilizzeremo la legge di Stevin per calcolare Δp

$$\Delta p = p_{10m} - p_{0m} = \rho_l g h_l + \rho_v g h_v \cong \frac{g h_l}{v_l} = \frac{2 \cdot 9.8}{0.001191} = 17391 \text{ Pa}$$

Esercizio n°3.5

$$v = v_l + x(v_g - v_l) \rightarrow x = \left(\frac{V}{M} - v_l \right) \frac{1}{v_g - v_l} = \left(\frac{0.1}{10.79} - 0.000757 \right) \cdot \left(\frac{1}{0.029132 - 0.000757} \right) = 0.3$$

$$h = h_l + x(h_g - h_l) = 56.799 + 0.3 \cdot (196.568 - 56.799) = 98.73 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

la soluzione può anche essere verificata tramite il programma CATT.

Esercizio n°3.6

$$v = v_l + x(v_g - v_l) \rightarrow x = \left(\frac{V}{M} - v_f \right) \cdot \left(\frac{1}{v_v - v_f} \right) = \left(\frac{0.1}{1.5} - 0.001658 \right) \cdot \left(\frac{1}{0.1285 - 0.0016} \right) = 0.51$$

Esercizio n°3.7

Nel caso che i calori specifici siano costanti, si ottiene:

$$\Delta h = c_p \Delta T = 1039.15 \cdot (1100 - 300) = 831 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\Delta u = c_v \Delta T = (1100 - 300) \cdot 742 = 593 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\Delta s = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_p}{T} dT - \int_{p_1}^{p_2} \frac{R}{p} dp = c_p \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = 1039 \ln\left(\frac{1100}{300}\right) - 296.91 \ln\left(\frac{13 \cdot 10^5}{1 \cdot 10^5}\right) = 588 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$$

Utilizzando la relazione polinomiale che lega c_p alla temperatura si ha invece, dopo aver sviluppato gli integrali (v. dispense, Cap.III)

$$\Delta h = R \left[\alpha(T_2 - T_1) + \frac{\beta}{2}(T_2^2 - T_1^2) + \frac{\gamma}{3}(T_2^3 - T_1^3) + \frac{\delta}{4}(T_2^4 - T_1^4) + \frac{\varepsilon}{5}(T_2^5 - T_1^5) \right] = 882.1 \text{ J/kg}$$

$$\Delta u = \Delta h - \Delta(pv) = \Delta h - R\Delta T = 644.6 \text{ J/kg}$$

$$\Delta s = R \left[\alpha \ln \frac{T_2}{T_1} + \beta(T_2 - T_1) + \frac{\gamma}{2}(T_2^2 - T_1^2) + \frac{\delta}{3}(T_2^3 - T_1^3) + \frac{\varepsilon}{4}(T_2^4 - T_1^4) \right] - R \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = 649.6 \text{ J/kg K}$$

Esercizio n°3.8

Si calcolano i valori della pressione e della temperatura ridotte

$$p_r = \frac{p}{p_c} = \frac{2}{11.28} = 0,18 \quad T_r = \frac{T}{T_c} = \frac{373}{405.4} = 0,92$$

dal diagramma di Fig.8, Cap.III, si ottiene approssimativamente $Z = 0.9$.
con l'utilizzo del programma CATT si ha

$$Z = \frac{pv}{RT} = \frac{2 \cdot 10^6 \cdot 0.08248}{488.38 \cdot 373.15} = 0.905$$

Esercizio n°3.9

Tracciando una trasformazione isovolumica sul diagramma $p-v$ è facile convincersi che

- se $v < v_{crit}$ lo stato finale è liquido;
- se $v > v_{crit}$ lo stato finale è vapore surriscaldato.

Dato che per l'acqua si ha $v_{crit} = 0.0031 \text{ m}^3/\text{kg}$, ne segue che nel caso a) ($v = 0.0015 \text{ m}^3/\text{kg}$) lo stato finale è liquido, mentre nel caso b) ($v = 0.0150 \text{ m}^3/\text{kg}$) lo stato finale è vapore surriscaldato.

Esercizio n°3.10

La massa è nota una volta noto il volume specifico

$$Mv = V \rightarrow M = \frac{V}{v}$$

Per il gas ideale si ha quindi

$$v = \frac{RT}{p} = \frac{518.46 \cdot 298.15}{2 \cdot 10^7} = 0.00773 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$M = \frac{V}{v} = \frac{0.5}{0.00773} = 64.7 \text{ kg}$$

Mentre nello stesso caso, prendendo il valore di v dalle tabelle, si ha

$$v = 0.00637 \text{ m}^3/\text{kg} \Rightarrow M = \frac{V}{v} = \frac{0.5}{0.0637} = 78.5 \text{ kg}$$

La differenza è dovuta al fatto che nelle condizioni specificate il metano si discosta leggermente dalle condizioni di gas ideale.

Per il vapore saturo, dal CATT

$$v = 0.00382 \text{ m}^3/\text{kg} \Rightarrow M = \frac{V}{v} = \frac{0.5}{0.0382} = 130.9 \text{ kg}$$

lo stesso valore poteva essere determinato, dopo aver ricavato v_l e v_g dalle tabelle termodinamiche, tramite

$$v = v_l + x(v_g - v_l)$$

Esercizio n°3.11

È una trasformazione reversibile isoterma, e, dato che il vapore è saturo, anche isobara; mediante il programma CATT o le tabelle termodinamiche si ottengono i seguenti valori

$p_1 = 0.1 \text{ MPa}$, $T_1 = 400 \text{ K}$, $x_1 = 1$, $u_1 = 2506 \text{ kJ/kg}$, $s_1 = 7.35 \text{ kJ/kg K}$, $v_1 = 1.694 \text{ m}^3/\text{kg}$

$p_2 = 0.1 \text{ MPa}$, $T_2 = 400 \text{ K}$, $x_2 = 0$, $u_2 = 414.13 \text{ kJ/kg}$, $s_2 = 1.306 \text{ kJ/kg K}$, $v_2 = 0.001443 \text{ m}^3/\text{kg}$

si ha inoltre

$$\begin{cases} du = dq - dl \\ Tds = dq \end{cases} \rightarrow \begin{cases} u_2 - u_1 = q_{12} - l_{12} \\ q_{12} = T(s_2 - s_1) \end{cases}$$

$$l_{12} = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p(v_2 - v_1) \quad L_{12} = M l_{12} = -42.3 \text{ kJ}$$

$$\Delta U = M(u_2 - u_1) = -522 \text{ kJ}$$

$$Q_{12} = \Delta U + L_{12} = -564 \text{ kJ}$$

$$\Delta S = M(s_2 - s_1) = -1.51 \text{ kJ/K}$$

si può anche verificare che (essendo la trasformazione isoterma)

$$\Delta S = \frac{Q_{12}}{T}$$

Esercizio n°3.12

Si ha a che fare con un sistema chiuso. Ovviamente $T_2 = T_1 = 298.15 \text{ K}$.

La temperatura nello stato finale 3 può essere ottenuta da

$$T_3 p_3^{\frac{1-k}{k}} = T_2 p_2^{\frac{1-k}{k}} \quad \frac{k-1}{k} = \frac{R}{c_p} = 0.2893$$

$$T_3 = T_2 \left(\frac{p_2}{p_3} \right)^{\frac{R}{c_p}} = 298.15 \cdot \left(\frac{20}{1} \right)^{-0.289} = 125.3 \text{ K}$$

(Notare che in tali condizioni il modello di gas ideale potrebbe cadere in difetto).

Il volume finale v_3 è dato da

$$v_3 = \frac{RT_3}{p_3} = \frac{287 \cdot 125.3}{1 \cdot 10^5} = 0.36 \text{ m}^3/\text{kg}$$

(Notare: nella formula per il calcolo di T , in cui compare il rapporto delle pressioni, non è stato necessario convertire le medesima in Pa; è stato invece necessario convertire la temperatura in K; nella formula per il calcolo di v invece la conversione della pressione in Pa è indispensabile)

Il lavoro si trova sommando i contributi delle trasformazioni isoterma e adiabatica

$$l_{13} = l_{12} + l_{23} = -RT_1 \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) + \frac{R}{k-1}(T_2 - T_3)$$

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_p}{R - c_p} = 1.407$$

$$l_{13} = -287 \cdot 298.5 \cdot \ln\left(\frac{20}{1}\right) + 705 \cdot (298.15 - 125.3) = -135 \text{ kJ/kg}$$

notare che il lavoro ha un contributo negativo (compressione isoterma) ed uno positivo (espansione adiabatica): il primo predomina sul secondo, come ci si può rendere conto tracciando le trasformazioni in un diagramma $p-v$.

Il calore viene scambiato solo nella prima trasformazione ed è dato da

$$q_{13} = q_{12} = -RT_1 \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = -256 \text{ kJ/kg}$$

Esercizio n°3.13

La pressione interna è la somma di quella esterna più il contributo dovuto al peso del mantello:

$$p_i = p_e + \frac{Mg}{\pi R^2} = 980 \cdot 100 + \frac{500000 \cdot 9.81}{\pi 20^2} = 98000 + 3900 = 1019 \text{ hPa}$$

il dislivello nella guardia idraulica può essere determinato tramite la legge di Stevin

$$\Delta L = \frac{p_e - p_i}{\rho_{H_2O} g} = \frac{3900}{1000 \cdot 9.81} = 0.397 \text{ m}$$

e la massa di metano contenuta è data da

$$M = \frac{p_i V}{RT} = \frac{p_i}{RT} \frac{\pi D^2}{4} H = 12400 \text{ kg}$$

nel caso in cui la pressione atmosferica aumenta, aumenta anche la pressione interna ed il volume si riduce in ragione inversamente proporzionale alla pressione

$$\frac{V'}{V} = \frac{H'}{H} = \frac{p_i}{p_i'} \Rightarrow H' = H \frac{p_i}{p_i'} = 15 \frac{1019}{1079} = 14.16 \text{ m}$$

$$\Delta H = H - H' = 0.83 \text{ m}$$

invece, il dislivello nella guardia idraulica, che dipende solo dalla differenza di pressione tra interno ed esterno, e quindi dal peso del mantello, rimane invariato.

Capitolo 5

Esercizio 5.16

a) Essendo la trasformazione isoentropica abbiamo che, nell'ipotesi di velocità e quota rispettivamente uguali tra monte e valle:

$$-l'_{id} = \int_1^2 v dp = \frac{p_2 - p_1}{\rho}$$

$$p_1 = p_{vs}(27^\circ C) = 0.0360 \text{ bar}$$

$$l'_{id} = - \frac{7,00 \cdot 10^{-6} - 0,0360 \cdot 10^5}{1,00 \cdot 10^3} = -7.00 \cdot 10^3 \text{ J/kg}$$

$$|W'_{m,id}| = G \cdot |l'_{id}| = 0.50 \cdot (7.00 \cdot 10^3) = 3.50 \text{ kW}$$

Notare che per un fluido incomprimibile, essendo $ds=c \, dT/T$, la variazione di temperatura è nulla in una trasformazione isoentropica.

b) La potenza reale è data da

$$|W'_{m,R}| = |W'_{m,id}| / \eta_p = 3.50 \cdot 10^3 / 0.6 = 5.83 \text{ kW}$$

Il bilancio di energia sulla pompa è dato da:

$$W'_{m,R} = G(h_1 - h_{2R})$$

quindi

$$-l'_R = - \frac{W'_{m,R}}{G} = h_{2R} - h_1 = c \cdot (T_{2R} - T_1) + v \cdot (p_2 - p_1) = c \cdot (T_{2R} - T_1) - l'_{id}$$

$$T_{2R} - T_1 = \frac{-l'_R + l'_{id}}{c} = \frac{-l'_R \cdot (1 - \eta_p)}{c} = 1.1 \text{ K}$$

La equazione precedente mostra chiaramente che il lavoro in eccesso rispetto a quello ideale si traduce in riscaldamento del fluido. E' facile verificare che in questo caso il processo è irreversibile, essendo il sistema adiabatico e

$$\Delta s = c \ln \left(\frac{T_{2R}}{T_1} \right) > 0$$

Esercizio 5.17 (Soluzione redatta dallo studente Renato Lison)

Si parte dall'equazione di bilancio dell'energia nella sua forma più generale:

$$\frac{d(U + E_c + E_p)}{dt} = W_t - W_m + \sum_i G_i(u_i + e_{ci} + e_{pi}) - \sum_u G_u(u_u + e_{cu} + e_{pu})$$

e la si specializza in base alle circostanze. Essendo le pareti della caldaia rigide la potenza meccanica utile raccolta è nulla. Dato che si tratta di un caso stazionario, il primo termine è nullo. Si suppone infine di poter trascurare le variazioni di energia cinetica e potenziale, e si ottiene

$$0 = W_t - 0 + \sum_e G_e h_e - \sum_u G_u h_u$$

e poiché si tratta di un sistema aperto a regime con un solo ingresso ed una sola uscita, dal bilancio di massa si ha

$$G_e = G_u = G$$

e quindi

$$W_T = G(h_u - h_e)$$

dal programma di calcolo CATT si ha

$$h_u (p = 2 \text{ MPa} ; x = 1) = 2799,515 \text{ kJ/kg}$$

$$h_e (p = 2 \text{ MPa} ; T = 20 \text{ °C}) = 85,821 \text{ kJ/kg}$$

da cui infine (tenuto conto che la portata va convertita in kg/s)

$$W_T = G(h_u - h_e) = \frac{50000}{3600} (2799,15 - 85,821) = 37,69 \text{ MW}$$

Esercizio 5.18 (Soluzione redatta da Alessandro Franco)

Considerando il sistema aperto e a regime, il bilancio di energia nel compressore porge (la seconda uguaglianza è verificata solo per un gas ideale con calore specifico costante):

$$l' = -(h_2 - h_1) = -c_p (T_2 - T_1)$$

il lavoro di compressione può essere calcolato a partire dal lavoro isoentropico, che a sua volta è noto una volta nota la temperatura finale della compressione reversibile.

Per una trasformazione adiabatica e reversibile (quindi isoentropica), denotando con il pedice $2i$ lo stato finale

$$\frac{T_{2i}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\frac{T_{2i}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 289 \cdot (4,00)^{0,4/1,4} = 429 \text{ K}$$

dalla definizione di rendimento isoentropico si ottengono la temperatura di uscita ed il lavoro reali

$$\eta_c = \frac{(h_{2i} - h_1)}{(h_{2R} - h_1)} = \frac{c_p \cdot (T_{2i} - T_1)}{c_p \cdot (T_{2R} - T_1)} = \frac{(T_{2i} - T_1)}{(T_{2R} - T_1)}$$

da cui

$$T_{2R} = T_1 + \frac{1}{\eta_c} (T_{2i} - T_1) = 289 + \frac{1}{0,650} \cdot (429 - 289) = 505 \text{ K}$$

Una volta nota T_{2R} , il lavoro reale è ottenibile anche direttamente dal bilancio di energia

$$l' = -c_p \cdot (T_{2R} - T_1) = -1,01 \cdot (505 - 289) = -218 \text{ kJ/kg}$$

La potenza di compressione è infine data da

$$|W_m| = G |l'| = 0,03 \cdot 218 = 6,55 \text{ kW}$$

Esercizio 5.19 (Soluzione redatta dallo studente Fabrizio Leverone)

Bisogna innanzitutto convertire la portata volumetrica in unità SI

$$G_{V1} = 50 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 50 \frac{\text{m}^3}{3600 \text{ s}} = 0,0139 \text{ m}^3/\text{s}$$

La portata massica (che rimane costante) è data da

$$G = \frac{G_{V1}}{v_1} = G_{V1} \cdot \frac{p_1}{RT_1} = 0,0139 \frac{100000}{296,8 \cdot 293,15} = 0,016 \text{ kg/s}$$

La pressione intermedia ottimale si ricava dalla radice quadrata del prodotto delle pressioni iniziale e finale:

$$p_i = \sqrt{p_1 p_2} = 249 \text{ kPa}$$

La potenza di compressione è data dalla somma dei contributi delle due trasformazioni adiabatiche (si ha quindi $N=2$ nella formula seguente):

$$W_c = G \cdot l'_{ad2} = -G \cdot \frac{NRk}{k-1} T_1 \left(r_p^{\frac{k-1}{kN}} - 1 \right) = -0.016 \cdot \frac{2 \cdot 296.8 \cdot 1.40}{0.4} 293.15 \left(6.2^{\frac{0.4}{1.4 \cdot 2}} - 1 \right) = -2.90 \text{ kW}$$

Dato che il rigeneratore riporta la temperatura al valore iniziale, per ottenere la temperatura finale basta calcolarla tenendo conto solo dell'ultima trasformazione adiabatica la quale avviene sempre con temperatura iniziale di 20 °C ma con rapporto di compressione $r_{p2} = r_{p1} = p_2/p_i \approx 2.5$:

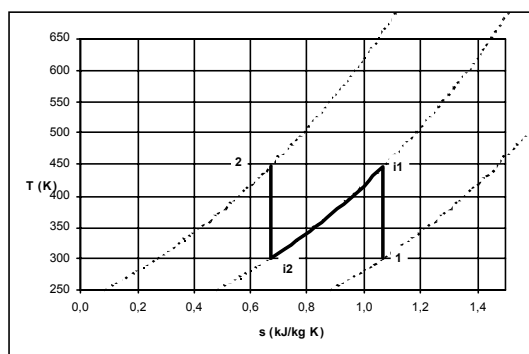
$$T_2 = T_1 \sqrt[k]{r_{p2}^{k-1}} = 293.15 \sqrt[1.4]{2.5^{0.4}} = 380 \text{ K}$$

La potenza scambiata con l'ambiente è dovuta solo alla trasformazione isobara di raffreddamento. Per altro, il calore scambiato in questa fase è uguale al lavoro compiuto sul gas nel primo stadio di compressione

$$W_t = G \cdot l'_{ad1} = -G \cdot \frac{Rk}{k-1} T_1 \left(r_{p1}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = -1.44 \text{ kW}$$

Per la portata volumetrica in uscita basta il volume specifico con i nuovi dati:

$$G_{V2} = G \cdot v_2 = G \cdot \frac{RT_2}{p_2} = 10.3 \text{ m}^3/\text{kg}$$



Nota: l'allievo può verificare che la potenza di compressione è ottenibile anche mediante l'espressione

$$W_c = -NG \cdot c_p (T_2 - T_1)$$

Esercizio 5.20 (Soluzione redatta da Alessandro Franco)

Facendo uso delle tabelle dell'acqua, si valutano dapprima le condizioni finali per una espansione ideale (isoentropica)

Stato 1: $h_1 = 4020 \text{ kJ/kg}$ $s_1 = 7.67 \text{ kJ/kg K}$

Stato 2i: $p_2 = 4.5 \text{ bar}$ $s_{2i} = s_1$ $h_{2i} = 3180 \text{ kJ/kg}$

Lo stato finale nella espansione reale può essere valutato utilizzando l'espressione del rendimento isoentropico

$$\eta_T = \frac{h_2 - h_1}{h_{2s} - h_1} = 0.85$$

$$h_2 = h_1 + \eta_T \cdot (h_{2s} - h_1) = 4020 + 0.85 \cdot (3180 - 4020) = 3.31 \cdot 10^3 \text{ kJ/kg}$$

Dal bilancio di energia sulla turbina (sistema adiabatico, aperto ed a regime) si ottiene il lavoro erogato e quindi la potenza

$$l' = (h_1 - h_2) = 4020 - 3310 = 710 \text{ kJ/kg}$$

$$W_m = G l' = 0.2 \cdot 710 = 142 \text{ kW}$$

Conoscendo l'entalpia della corrente in uscita e la pressione si ha infine:

$$\text{Stato 2: } T_2 = 418 \text{ °C} \quad s_2 = 7.90 \text{ kJ/kg K}$$

Esercizio 5.21 (Soluzione redatta da Alessandro Franco)

I bilanci di energia e di entropia nello scambiatore sono:

$$G_w \cdot h_1 + G_R \cdot h_3 = G_w \cdot h_2 + G_R \cdot h_4$$

$$G_w \cdot s_1 + G_R \cdot s_3 + \dot{S}_{irr} = G_w \cdot s_2 + G_R \cdot s_4$$

$$\text{Stato 3: vapore surriscaldato: } h_3 = 457.1 \text{ kJ/kg} \quad s_3 = 1.803 \text{ kJ/kg K}$$

$$\text{Stato 4: liquido saturo: } h_4 = 274.5 \text{ kJ/kg} \quad s_4 = 1.246 \text{ kJ/kg K}$$

a) Dal bilancio di energia

$$G_w = \frac{G_R \cdot (h_3 - h_4)}{c \cdot (T_2 - T_1)} = \frac{5.0 \cdot (457.1 - 274.5)}{60 \cdot 4.187 \cdot (25 - 15)} = 0.363 \text{ kg/s}$$

b) Dal bilancio di entropia

$$\dot{S}_{irr} = G_w \cdot (s_2 - s_1) + G_R \cdot (s_4 - s_3) = G_w \cdot c \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} + G_R \cdot (s_4 - s_3) =$$

$$= 0.363 \cdot 4.187 \cdot \ln \frac{298}{288} + \frac{5.0}{60} \cdot (1.246 - 1.803) = 5.46 \text{ W/K}$$

Si nota che, come prevedibile, vi è generazione di entropia: lo scambio termico con differenze finite di temperatura è un fenomeno irreversibile.

Esercizio 5.22 (Soluzione redatta da Alessandro Franco)

Bilancio di energia sullo scambiatore

$$G_R \cdot h_1 + G_a \cdot h_3 = G_R \cdot h_2 + G_a \cdot h_4$$

$$p_1 = 10 \text{ bar}, \quad T_1 = 60^\circ\text{C} \Rightarrow h_1 = 441.3 \text{ kJ/kg} \quad s_1 = 1.781 \text{ kJ/kg K}$$

$$p_2 = 10 \text{ bar}, \quad x_2 = 0 \Rightarrow h_2 = 255.4 \text{ kJ/kg} \quad s_2 = 1.188 \text{ kJ/kg K} \quad T_2 = 39.4^\circ\text{C}$$

$$G_a \cdot (h_3 - h_4) = G_R \cdot (h_2 - h_1)$$

$$G_a \cdot c_p \cdot (T_3 - T_4) = G_R \cdot (h_2 - h_1)$$

$$T_4 = T_3 - \frac{G_R}{G_a \cdot c_p} \cdot (h_2 - h_1)$$

$$T_4 = 60 - \frac{10}{80 \cdot 1.01} \cdot (255.3 - 441.3) = 83^\circ\text{C}$$

Notare che, dato che nelle formule risolutive compare solo il rapporto delle portate, non è necessario riportare le medesime in unità SI.

Il bilancio entropico dello scambiatore è

$$G_R \cdot s_1 + G_a \cdot s_3 + \dot{S}_{irr} = G_R \cdot s_2 + G_a \cdot s_4$$

quindi

$$\begin{aligned} \dot{S}_{irr} &= G_R \cdot (s_2 - s_1) + G_a \cdot (s_4 - s_3) = G_R \cdot (s_2 - s_1) + G_a \cdot c_p \cdot \ln \frac{T_4}{T_3} = \\ &= \frac{10}{60} \cdot (1.188 - 1.781) + \frac{80}{60} \cdot 1.01 \cdot \ln \frac{356.15}{333.15} = -0.0988 + 0.0899 = -0.0089 \text{ kW/K} \end{aligned}$$

quindi lo scambiatore, pur non violando il primo principio della T.D., non è in grado di funzionare perché viola il secondo principio. Del resto, sarebbe sorprendente se l'R134a, condensando, cedesse *spontaneamente* del calore a una corrente di acqua a temperatura superiore ... una circostanza di cui il primo principio non tiene assolutamente conto.

Capitolo 7

Esercizio 7.6 (Soluzione redatta da Alessandro Franco)

a. Applicando il primo principio della termodinamica al motore termico abbiamo:

$$W_{Th} = W_{Tc} + W_M = 9.0 + 7.5 = 16.5 \text{ kW}$$

il rendimento del motore è quindi

$$\eta = \frac{W_M}{W_{Th}} = \frac{7.5}{16.5} = 0.455$$

b. Il rendimento di un motore che operasse in maniera reversibile tra le stesse due sorgenti termiche dovrebbe essere funzione soltanto delle temperature di queste ultime, essendo in particolare

$$\eta_{rev} = 1 - \frac{T_c}{T_h} = 1 - \frac{323.15}{673.15} = 0.520$$

dal momento che $\eta < \eta_{rev}$, si può concludere che il motore opera seguendo un ciclo irreversibile con produzione entropica.

Capitolo 8

Esercizio 8.8 (Soluzione redatta da Alessandro Franco)

a) Con riferimento ai dati del programma CATT, o al diagramma di Mollier del vapor d'acqua saturo, possiamo rappresentare i dati relativi al ciclo nella successiva tabella (in cui la coppia di dati a partire dai quali si ricavano le altre variabili è evidenziata in colore):

Stato	p , bar	T , °C	x	h , kJ/kg	s , kJ/kgK	Note
1	0.2	60.06	0.0	251.4	0.8320	
2	20.0	60.6	-	253.4	0.8320	$s_2 = s_1$
3	20.0	400.0	-	3247.6	7.1271	
4	0.2	60.06	0.8896	2349.3	7.1271	$s_4 = s_3$

h_2 , dato in genere non reperibile nelle tabelle, può essere ricavato dalla equazione

$$w_x = -v(p_2 - p_1)$$

che permette di determinare il lavoro per unità di massa che si spende nel caso di compressione reversibile di un liquido, quindi

$$h_2 = h_1 - w_x = h_1 + v_1(p_2 - p_1) = 251.4 + 0.001017 \times (2000 - 20) = 253.4 \text{ kJ/kg}$$

b) Gli scambi termici e i lavori relativi alle singole trasformazioni sono:

$$q_{12} = 0 \quad (l')_{12} = h_1 - h_2 = -2.0 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{23} = h_3 - h_2 = 2994.3 \text{ kJ/kg} \quad (l')_{23} = 0$$

$$q_{34} = 0 \quad (l')_{34} = h_3 - h_4 = 898.3 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{41} = h_1 - h_4 = -2097.9 \text{ kJ/kg} \quad (l')_{41} = 0$$

$$q_{tot} = \sum q_i = 896.3 \text{ kJ/kg} \quad (l')_{tot} = \sum l'_i = 896.3 \text{ kJ/kg}$$

c) Il rendimento del ciclo si valuta come

$$\eta = \frac{(l')_{tot}}{q_{in}} = \frac{896.3}{2994.2} = 0.299$$

dato che il lavoro della pompa (1-2) è trascurabile ed h_2 è molto vicino ad h_1 , il rendimento è anche calcolabile con buona approssimazione come

$$\eta = \frac{(l')_{34}}{q_{23}} \approx \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_1} = 0.2998$$

che consente di evitare il calcolo di h_2

d) Il rendimento del Ciclo di Carnot equivalente tra la temperatura minima e la temperatura massima del presente ciclo è:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_c}{T_h} = 1 - \frac{(273.15 + 60.0)}{(273.15 + 400)} = 0.505$$

Esercizio 8.9 (Soluzione redatta da Alessandro Franco)

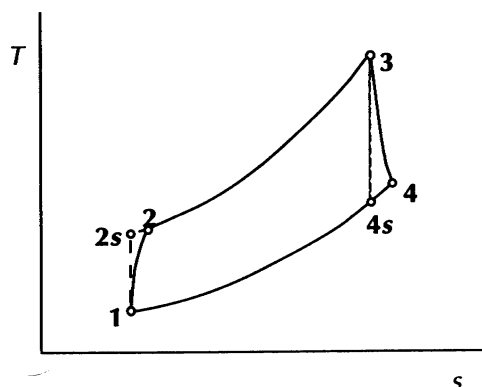
Le seguenti conclusioni possono essere verificate facendo uso del diagramma $T-s$ e di quello di Mollier e dei calcoli svolti nell'esercizio precedente (per farsi un'idea, si può fissare la temperatura di ammissione del vapore in turbina a 500 °C e la pressione nel condensatore a 0.05 bar).

- il lavoro della pompa cresce in quanto cresce la pressione di uscita
- il lavoro della turbina aumenta perché cresce il salto di pressione relativo all'espansione; sul piano $h-s$ il punto 3 ha praticamente la stessa entalpia, mentre l'entalpia del punto 4 decresce;
- Il calore fornito in caldaia diminuisce anche se di molto poco; infatti h_3 subisce una lieve diminuzione (bisogna tenere conto che il vapore nel punto 3 è vicino alle condizioni di gas ideale e quindi l'entalpia ha una debole dipendenza dalla pressione) ed h_2 aumenta un po';
- Il calore trasferito nel condensatore diminuisce in quanto, a parità di h_1 , h_4 diminuisce. Nel piano $T-s$ si vede che a parità di temperatura diminuisce il Δs .
- Il rendimento del ciclo aumenta in quanto il calore ceduto in caldaia resta praticamente costante, mentre il lavoro in turbina aumenta; (in termini di temperature medie termodinamiche del fluido si ha che a parità di quella inferiore cresce quella superiore).

- Il titolo del vapore all'uscita della turbina diminuisce perché il punto 4 si sposta verso sinistra sul piano T - s o h - s .

Esercizio 8.10 (Soluzione redatta da Alessandro Franco)

I cicli ideale e reale sono rappresentati nel sottostante diagramma T - s del gas ideale.



- a) Nel caso del ciclo ideale, le temperature incognite T_{2s} e T_{4s} si trovano alla seguente maniera:

$$T_{2s} = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 300 \cdot 4^{0.4/1.4} = 445.8 \text{ K}$$

$$T_{4s} = T_3 \cdot \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 1200 \cdot 0.25^{0.4/1.4} = 807.5 \text{ K}$$

Il rendimento del ciclo ideale è dato da

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{300}{445.8} = 0.3271$$

- b) La potenza in uscita è data da

$$W = G \cdot l_{tot}$$

dove

$$l_{tot} = (h_3 - h_{4s}) + (h_1 - h_{2s}) = \frac{kR}{k-1} (T_3 - T_{4s} + T_1 - T_{2s}) =$$

$$= 3.5 \cdot \left(\frac{8.3143}{29} \right) \cdot (1200 - 807.5 + 300 - 445.8) = 247.6 \text{ kJ / kg}$$

Quindi

$$W = 5 \cdot 247.6 = 1238 \text{ kW}$$

- c) Affinchè il lavoro netto in uscita sia nullo, il lavoro ottenuto in turbina deve uguagliare quello speso nel compressore. Deve quindi essere

$$(h_3 - h_{4s}) \cdot \eta_e = \frac{(h_{2s} - h_1)}{\eta_c}$$

quindi

$$\eta_e \cdot \eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_3 - h_{4s}} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_3 - T_{4s}} = 0.3715$$

Per cui nel caso particolare in cui si abbia $\eta_e = \eta_c$

$$\eta_e = \eta_c = \sqrt{0.3715} = 0.6095$$

d) T_2 e T_4 sono trovati mediante le relazioni:

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_c} = 300 + \left(\frac{445.8 - 300}{0.6095} \right) = 539.2 \text{ K}$$

$$T_4 = T_3 + \eta_e \cdot (T_{4s} - T_3) = 1200 + 0.6095 \cdot (807.5 - 1200) = 960.8 \text{ K}$$

Esercizio 8.11 (Soluzione redatta da Alessandro Franco)

Per prima cosa si calcolano pressione e temperatura in ogni punto del ciclo come definiti in figura.

$$p_4 = p_1 = 100 \text{ kPa}$$

$$p_2 = p_3 = 4 p_1 = 400 \text{ kPa}$$

e assumendo per l'aria $k=1.4$

$$T_{2s} = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 300 \cdot 4^{0.286} = 445.8 \text{ K}$$

$$T_{4s} = T_3 \cdot \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 1200 \cdot 0.25^{0.286} = 807.54 \text{ K}$$

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_c} = 300 + \frac{445.8 - 300}{0.85} = 471.53 \text{ K}$$

$$T_4 = T_3 + (T_{4s} - T_3) \cdot \eta_e = 1200 + (807.54 - 1200) \cdot 0.9 = 846.79 \text{ K}$$

Dato che le portate negli stati 2 e 4 sono uguali, che il gas è considerato ideale con c_p costante, e che il rigeneratore è considerato ideale, ne segue che il flusso caldo esce dal rigeneratore alla temperatura del flusso freddo ed il flusso freddo esce alla temperatura iniziale del flusso caldo. In altri termini si ha

$$T_{4*} = T_2 = 471.53 \text{ K} \quad \text{e} \quad T_{2*} = T_4 = 846.79 \text{ K}$$

La potenza netta in uscita è

$$W_m = G \cdot [(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)] = G \cdot c_p \cdot [(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)] =$$

$$= 8 \cdot 1.0035 \cdot [(1200 - 846.79) - (471.53 - 300)] = 1458.5 \text{ kW}$$

b) Il rendimento del ciclo è pari a

$$\eta = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_{2*})} = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{(T_3 - T_{2*})} = 0.514$$

Capitolo 9

Esercizio 9.1 (Soluzione redatta da Alessandro Franco)

a) Poiché una differenza di temperatura di 3 K è richiesta nello scambiatore, la temperatura di evaporazione è di -10°C e la temperatura di condensazione è di 41°C . La pressione superiore del ciclo si trova a partire dalla temperatura di condensazione (41°C) e, consultando le tabelle o mediante il programma CATT risulta essere 0.9845 Mpa. La

pressione inferiore viene determinata a partire dalla temperatura di evaporazione (-10 °C) e risulta essere 0.2191 Mpa. Se assumiamo che lo stato 1 sia quello di vapore saturo (a bassa temperatura) e lo stato 3 quello di liquido saturo (ad alta temperatura), le relative proprietà sono riportate nella successiva tabella, dove le caselle corrispondenti ai dati di ingresso sono evidenziate in grigio.

	p MPa	T °C	h kJ/kg	s kJ/kg K	x	stato
1	0.2191	-10	183.2	0.7019	1	Satur. Vapor
2i	0.9845	49.03	209.8	0.7019		Superh. Vapor
2	0.9845	60.6	218.7	0.7289		Superh. Vapor
3	0.9845	41	75.6	0.275	0	Satur. Liquid
4	0.2191	-10	75.6	0.2931	0.3117	Two-phase

l'entalpia del punto finale della compressione reale (h_2) è stata ricavata dalla definizione di rendimento isoentropico

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2i} - h_1}{\eta_c} = 183.2 + \frac{209.8 - 183.2}{0.75} = 218.7 \text{ kJ/kg}$$

b) Il coefficiente di prestazione (COP) è dato da

$$COP = \frac{Q_C}{L} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{183.2 - 75.6}{218.7 - 183.2} = 3.03$$

c) la portata di fluido necessaria è ottenibile dal bilancio dell'evaporatore:

$$W_F = G(h_1 - h_4) = 6 \text{ kW}$$

$$G = \frac{W_F}{h_1 - h_4} = \frac{6}{183.2 - 75.6} = 0.056 \text{ kg/s}$$

d) La potenza ideale richiesta dal compressore è data da

$$W_{m,id} = G(h_{2s} - h_1) = 0.056(209.8 - 183.2) = 1.49 \text{ kW}$$

e quella assorbita dalla rete elettrica, tenuto conto di tutti i rendimenti

$$W_m = \frac{W_{m,id}}{\eta_c \eta_m} = \frac{1.49}{0.75 \cdot 0.94} = 2.11 \text{ kW}$$

l'allievo può verificare che quest'ultimo risultato era ottenibile più rapidamente anche tramite

$$W_m = \frac{W_f}{COP \eta_m}$$

APPENDICE 7 – Problemi assegnati nei compiti

ESERCIZIO C.1 (1994, gruppo A)

In un sistema aperto a regime fluisce una portata $G=2$ kg/s di vapor d'acqua inizialmente nelle condizioni: $p_1=2$ bar, $x_1=1$.

Il fluido subisce le seguenti trasformazioni:

- 1-2 compressione adiabatica reversibile fino a $p_2=5$ MPa;
- 2-3 raffreddamento isobaro fino a $x_3=0.86$.

Tracciare le trasformazioni sul diagramma allegato e determinare:

- il valore di T_2 e T_3 ;
- la potenza meccanica necessaria per effettuare la compressione;
- il calore scambiato per unità di tempo durante la fase 2-3;
- la potenza necessaria e la temperatura finale T_2' del vapore se la fase di compressione (1-2') avviene in una macchina reale con rendimento isoentropico $\varepsilon=0.8$ fino alla pressione $p_2'=p_2$.

DOMANDA OPZIONALE

- Determinare le condizioni finali T_4 e x_4 se, a partire dalle condizioni 3, il fluido viene fatto laminare (*trasformazione irreversibile, adiabatica in cui non si raccoglie lavoro utile*) in una valvola fino a pressione $p_4=0.01$ MPa.

[825 K; 535 K; -1696 kW; -1980 kW; -2120 kW, 916 K; 320K, 0.99]

ESERCIZIO C.2 (1994, gruppo B)

In un sistema aperto a regime fluisce una portata $G=5$ kg/s di ammoniaca inizialmente nelle condizioni: $p_1=2$ MPa, $x_1=0.9$.

Il fluido subisce le seguenti trasformazioni:

- 1-2 riscaldamento isobaro fino a $T_2=400$ K;
- 2-3 espansione adiabatica reversibile fino a $p_3=1.4$ bar.

Tracciare le trasformazioni sul diagramma allegato e determinare:

- il calore scambiato per unità di tempo durante la fase 1-2;
- la potenza meccanica erogata nell'espansione;
- il valore di x_3 e di T_3 ;
- la potenza erogata e il titolo finale x_3' del vapore se la fase di espansione (2-3') avviene in una macchina reale con rendimento isoentropico $\varepsilon=0.9$ fino alla pressione $p_3'=p_3$.

DOMANDA OPZIONALE

Determinare le condizioni finali T_4 e x_4 se, a partire dalle condizioni 1, il fluido viene fatto laminare (*trasformazione irreversibile, adiabatica in cui non si raccoglie lavoro utile*) in una valvola fino a pressione $p_4=1$ bar.

[1680 kW; 1855 kW; 0.945, 247 K; 0.97, 247 K; 0.975, 236 K]

ESERCIZIO C.3 (1994, gruppo A)

Un cilindro, dotato di un pistone per cui si possono trascurare massa e attrito con la parete, contiene una massa $M=0.05$ kg di azoto nelle seguenti condizioni iniziali:

$p_1=2$ bar $T_1=300$ K.

Il sistema subisce la seguente trasformazione ciclica:

- 1-2 compressione adiabatica fino a $p_2=15$ bar;
- 2-3 espansione isovolumica fino a $p_3=p_1$.
- 3-1 dilatazione isobara fino a tornare nelle condizioni iniziali.

Assumendo di poter considerare il fluido un gas ideale con calore specifico costante, tracciare (approssimativamente) uno schema del ciclo sul diagramma $p-v$ e determinare:

- il valore di T_2 ;
 - il lavoro scambiato durante la fase 1-2;
 - lavoro totale scambiato durante il ciclo;
 - il calore totale scambiato durante il ciclo.
- Dati per l'azoto: $R=297 \text{ J/kg K}$, $c_p=1041 \text{ J/kg K}$, $k=1.40$.
 [534 K; -8705 J; -5312 J; -5312 J]

ESERCIZIO C.4 (1994, gruppo B)

Un cilindro, dotato di un pistone per cui si possono trascurare massa e attrito con la parete, contiene una massa $M=0.02 \text{ kg}$ di elio nelle seguenti condizioni iniziali:

$p_1=15 \text{ bar}$ $T_1=300 \text{ K}$.

Il sistema subisce la seguente trasformazione ciclica:

- 1-2 espansione adiabatica fino a $p_2=2 \text{ bar}$;
- 2-3 contrazione isobara fino a $v_3=v_1$.
- 3-1 compressione isovolumica fino a tornare nelle condizioni iniziali.

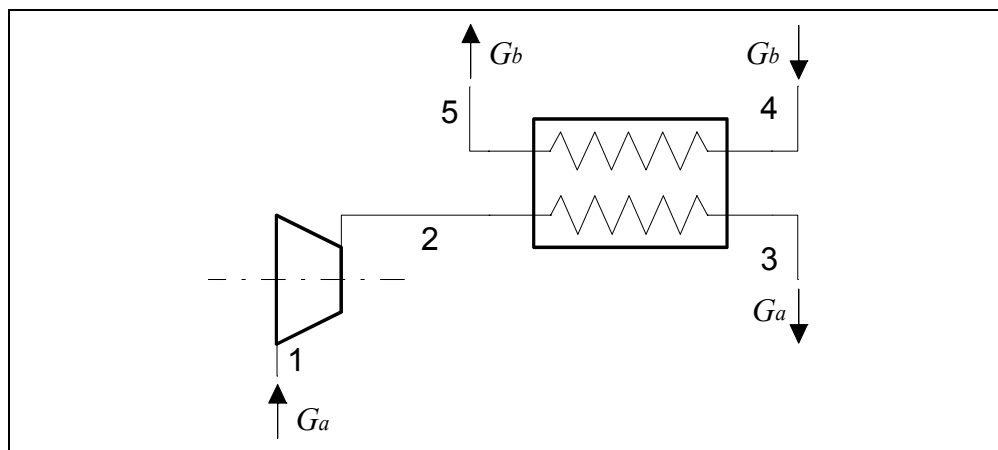
Assumendo di poter considerare il fluido un gas ideale con calore specifico costante, tracciare (approssimativamente) uno schema del ciclo sul diagramma $p-v$ e determinare:

- il valore di T_2 ;
- il lavoro scambiato durante la fase 1-2;
- lavoro totale scambiato durante il ciclo;
- il calore totale scambiato durante il ciclo.

Dati per l'elio: $R=2073 \text{ J/kg K}$, $c_p=5192 \text{ J/kg K}$, $k=1.667$.

[134 K; 10.3 kJ; 6.46 kJ; 6.46 kJ]

ESERCIZIO C.5 (1995, gruppo A)



Nel sistema aperto a regime indicato nel diagramma scorrono i seguenti fluidi:

- Ramo 1-2-3: $G_a=0.3 \text{ kg/s}$ di R-22 avente le seguenti condizioni:
 punto 1: $x_1=1$, $p_1=0.11 \text{ MPa}$;
 punto 2: $T_2=360 \text{ K}$
 punto 3: $x_3=0$
- Ramo 4-5: $G_b=0.4 \text{ kg/s}$ di acqua avente le seguenti condizioni:
 punto 4: $p_4=1 \text{ bar}$, $t_4=20^\circ\text{C}$.

La trasformazione 1-2 è adiabatica reversibile (ovvero, isoentropica); la trasformazione 2-3 avviene a pressione costante (ovvero $p_3=p_2$); la trasformazione 4-5 avviene a pressione

costante (ovvero $p_4 = p_5$). La superficie esterna dello scambiatore di calore 2-3-4-5 è rigida ed adiabatica.

Determinare:

- la temperatura T_1 ;
- La potenza assorbita dal compressore, W_{12} ;
- la pressione p_2 ;
- la potenza termica scambiata tra i due fluidi nello scambiatore, \dot{Q}_{23} ;
- la temperatura di uscita dell'acqua T_5 .

Tracciare inoltre la trasformazione 1-2-3 sul diagramma allegato.

[235 K; -20.4 kW; 1.6 MPa; -61.5 kW; 445 K]

ESERCIZIO C.6 (1995, gruppo A, facoltativo)

Determinare le condizioni finali del fluido R-22 prelevato nelle condizioni $T_6 = 460$ K, $p_6 = 5$ MPa se lo stesso viene fatto espandere attraverso una valvola (dispositivo dalla superficie rigida schematizzabile come adiabatico) fino alla pressione atmosferica ($p_7 = 100$ kPa). Le variazioni di energia cinetica e potenziale possono essere considerate trascurabili. Tracciare la trasformazione 6-7 sul diagramma allegato.

[la trasformazione è isoentalpica; la temperatura finale vale circa 425 K]

ESERCIZIO C.7 (1995, gruppo A)

In un sistema chiuso cilindro pistone con rapporto di compressione volumetrico $r_v = V_3/V_1 = 20:1$ dell'aria (approssimabile come un gas ideale a c_p costante, con $R = 287$ J/kg K, $k = 1.400$) avente le seguenti condizioni iniziali:

$$p_1 = 35 \text{ bar}, V_1 = 20 \text{ cm}^3, T_1 = 700 \text{ K};$$

subisce le trasformazioni reversibili indicate nel seguito:

1-2: riscaldamento isobaro con $q_{12} = 700$ kJ/kg;

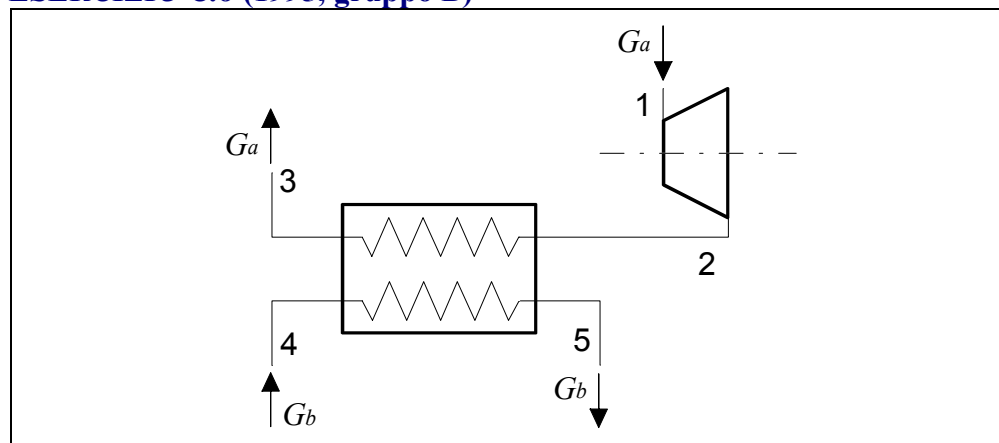
2-3: espansione adiabatica reversibile.

Determinare:

- il lavoro totale scambiato nella fase 1-2, L_{12} ;
- la temperatura e il volume specifico nel punto 2 (T_2, v_2);
- il lavoro totale scambiato nella trasformazione 2-3, L_{23} ;
- la temperatura e la pressione nel punto 3 (T_3, p_3).

[70 J; 1397 K, 0.115 m³/kg; 210 J; 556 K, 0.14 MPa]

ESERCIZIO C.8 (1995, gruppo B)



Nel sistema aperto a regime indicato nel diagramma scorrono i seguenti fluidi:

- Ramo 1-2-3: $G_a = 15$ kg/s di vapor d'acqua avente le seguenti condizioni:
 - punto 1: $T_1 = 900$ K, $p_1 = 1.2$ MPa;
 - punto 2: $x_2 = 1$
 - punto 3: $x_3 = 0$
- Ramo 4-5: Una portata incognita G_b di acqua avente le seguenti condizioni:
 - punto 4: $p_4 = 1$ bar, $T_4 = 20^\circ\text{C}$.
 - punto 5: $p_5 = 1$ bar, $T_5 = 25^\circ\text{C}$.

La trasformazione 1-2 è adiabatica reversibile (ovvero, isoentropica); la trasformazione 2-3 avviene a pressione costante (ovvero $p_3 = p_2$). La superficie esterna del condensatore (scambiatore di calore) 2-3-4-5 è rigida ed adiabatica.

Determinare:

- La potenza erogata dalla turbina, W_{12} ;
- la pressione p_2 ;
- la temperatura T_2 (dare una stima);
- la potenza termica scambiata tra i due fluidi nello scambiatore, \dot{Q}_{23} ;
- la portata di acqua necessaria perché la temperatura di uscita sia limitata a 25°C .

Tracciare inoltre la trasformazione 1-2-3 sul diagramma allegato.

[17.4 MW; 16 kPa; 350 K; -35.3 MW; 1690 kg/s]

ESERCIZIO C.9 (1995, gruppo B, facoltativo)

Determinare le condizioni finali del fluido prelevato nel punto 1 del problema precedente se lo stesso viene fatto espandere attraverso una valvola (dispositivo dalla superficie rigida schematizzabile come adiabatico) fino alla pressione atmosferica ($p_6 = 100$ kPa). Le variazioni di energia cinetica e potenziale possono essere considerate trascurabili. Tracciare la trasformazione 1-6 sul diagramma allegato.

[la trasformazione è isoentalpica; la temperatura rimane pressochè invariata]

ESERCIZIO C.10 (1995, gruppo B)

In un sistema chiuso cilindro pistone con rapporto di compressione volumetrico $r_v = V_1/V_2 = 12:1$ dell'azoto (approssimabile come un gas ideale a c_p costante, con $R = 296.8$ J/kg K, $k = 1.400$) avente le seguenti condizioni iniziali:

$p_1 = 1$ bar, $V_1 = 400$ cm³, $t_1 = 20^\circ\text{C}$;

subisce le trasformazioni reversibili indicate nel seguito:

1-2: compressione politropica con $n = 1.2$;

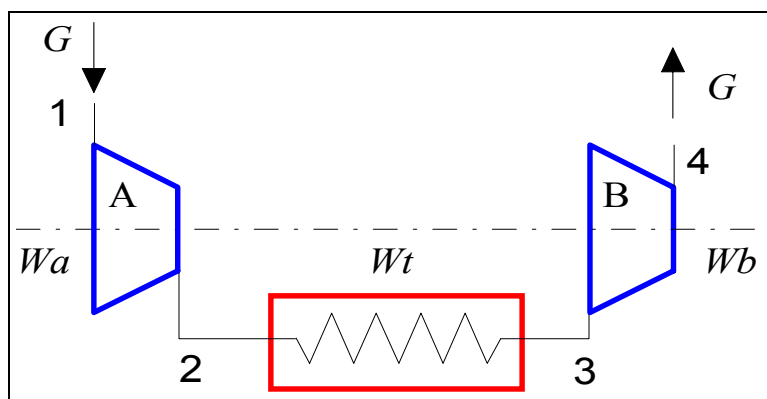
2-3: riscaldamento isovolumico con $q_{23} = 1500$ kJ/kg.

Determinare:

- il lavoro totale scambiato nella fase 1-2, L_{12} ;
- il calore totale scambiato nella fase 1-2, Q_{12} ;
- la temperatura e il volume specifico nel punto 2 (T_2, p_2);
- la temperatura e la pressione nel punto 3 (T_3, p_3).

[-128 J; -63.4 J; 481.8 K, 1.97 MPa; 2495 K, 10.2 MPa]

ESERCIZIO C.11 (1996, gruppo A)



Nel sistema aperto a regime rappresentato nella figura scorre una portata $G = 2.7 \text{ t/h}$ di ammoniaca avente le seguenti condizioni:

- punto 1: $x_1 = 1, p_1 = 2 \text{ bar}$;
- punto 2: $p_2 = 7 \text{ bar}$;
- punto 4: $T_4 = 360 \text{ K}, p_4 = 14 \text{ bar}$.

La trasformazione 1-2 è adiabatica reversibile (ovvero, isoentropica);
la trasformazione 2-3 avviene a pressione costante (ovvero $p_3 = p_2$) e durante essa viene ceduta all'esterno una potenza termica $W_t = -79 \text{ kW}$.

Tracciare la trasformazione del fluido sul diagramma allegato e determinare:

- 1) La potenza totale necessaria per la compressione ($W_a + W_b$)
- 2) le temperature T_2, T_3 ;
- 3) la potenza totale necessaria per la compressione nello stadio B nel caso che anche tale compressione avvenga isoentropicamente fino alla stessa pressione finale;
- 4) la temperatura di uscita dell'ammoniaca nell'ipotesi di cui al punto precedente.

[-228 kW; 340 K, 298 K; -75.7 kW; 350 K]

ESERCIZIO C.12 (1996, gruppo A)

In un sistema chiuso cilindro pistone con rapporto di compressione volumetrico $r_v = V_3/V_1 = 4:1$ dell'argon (approssimabile come un gas ideale a c_p costante, con $R = 208.2 \text{ J/kg K}$, $k = 1.66$) avente le seguenti condizioni iniziali:

$$p_1 = 3 \text{ bar}, V_1 = 10 \text{ cm}^3, T_1 = 300 \text{ K};$$

subisce le trasformazioni reversibili indicate nel seguito:

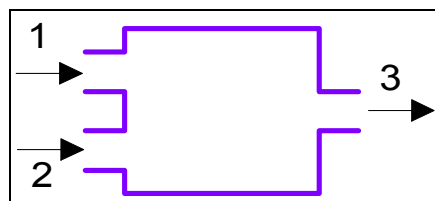
- 1-2: riscaldamento isovolumico con $q_{12} = 7 \text{ kJ/kg}$;
- 2-3: espansione adiabatica reversibile.

Determinare:

- A) la temperatura e la pressione nel punto 2 (T_2, p_2);
- B) il lavoro totale scambiato nella trasformazione 2-3, L_{23} ;
- C) la temperatura e la pressione nel punto 3 (T_3, p_3).

[322 K, 3.21 bar; 2.93 J; 129 K, 0.32 bar]

ESERCIZIO C.13 (1996, gruppo A, facoltativo)



Uno scambiatore di calore a miscelamento, rappresentato nel diagramma, si trova in condizioni stazionarie ed ha la superficie esterna adiabatica e rigida. In esso scorre ammoniaca avente le seguenti caratteristiche:

punto 1: vapore surriscaldato, $G_1 = 1.6 \text{ kg/s}$, $p_1 = 2 \text{ MPa}$, $T_1 = 390 \text{ K}$;

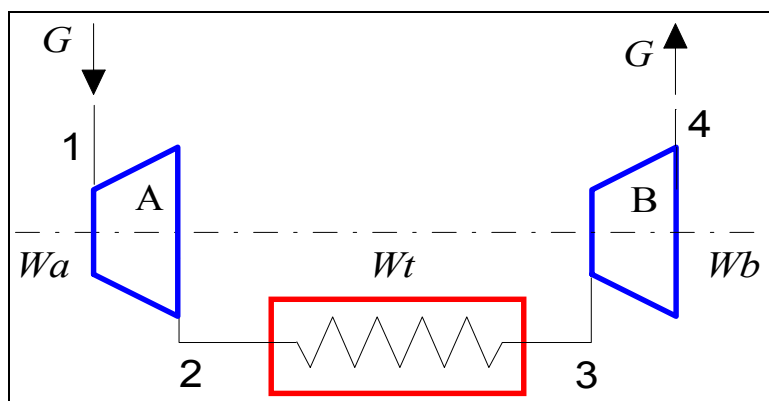
punto 2: liquido sottoraffreddato, $G_2 = 0.4 \text{ kg/s}$, $p_2 = 0.5 \text{ MPa}$, $h_2 = 220 \text{ kJ/kg}$

punto 3: $p_3 = 0.5 \text{ MPa}$

Ricavando le proprietà mancanti dal diagramma allegato, determinare la portata e le condizioni termodinamiche (temperatura ed eventualmente titolo) del fluido all'uscita (punto 3).

[2 kg/s; 278 K, $x=0.93$]

ESERCIZIO C.14 (1996, gruppo B)



Nel sistema aperto a regime rappresentato nella figura scorre una portata $G = 8.1 \text{ t/h}$ di acqua avente le seguenti condizioni:

punto 1: $T_1 = 527^\circ\text{C}$, $p_1 = 10 \text{ MPa}$;

punto 2: $p_2 = 1 \text{ MPa}$

punto 4: $x_4 = 0.96$, $p_4 = 2 \text{ kPa}$

La trasformazione 1-2 è adiabatica reversibile (ovvero, isoentropica);

la trasformazione 2-3 avviene a pressione costante (ovvero $p_3 = p_2$) e durante essa viene ceduta al fluido una potenza termica $W_t = 1.3 \text{ MW}$.

Tracciare la trasformazione del fluido sul diagramma allegato e determinare:

1) La potenza totale erogata dalle due turbine ($W_a + W_b$);

2) le temperature T_2 , T_3 , T_4 ;

3) il rendimento isoentropico di espansione dello stadio B;

4) il titolo in uscita nel caso che la espansione nello stadio B avvenga isoentropicamente fino alla stessa pressione finale.

[3.5 MW; 471 K, 771 K, 291 K; 0.85; 0.87]

ESERCIZIO C.15 (1996, gruppo B)

In un sistema chiuso cilindro pistone con rapporto di compressione volumetrico $r_v = V_2/V_1 = 1:12$ dell'anidride carbonica (approssimabile come un gas ideale a c_p costante, con $R = 188.99$ J/kg K, $k = 1.28$) avente le seguenti condizioni iniziali:

$$p_1 = 1 \text{ bar}, V_1 = 400 \text{ cm}^3, T_1 = 20^\circ \text{C};$$

subisce le trasformazioni reversibili indicate nel seguito:

1-2: compressione isoterma;

2-3: riscaldamento isovolumico con $q_{23} = 40$ kJ/kg.

Determinare:

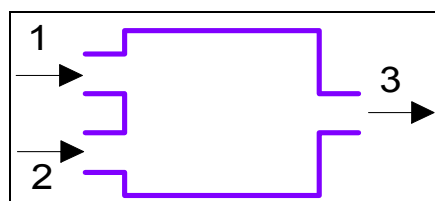
A) il calore ed lavoro totali scambiati nella fase 1-2, L_{12} e Q_{12}

B) la pressione nel punto 2 (p_2);

C) la temperatura e la pressione nel punto 3 (T_3, p_3);

[-96 kJ, -96 kJ; 12 bar; 352 K, 14.4 bar]

ESERCIZIO C.16 (1996, gruppo B, facoltativo)



Uno scambiatore di calore a miscelamento, rappresentato nel diagramma, si trova in condizioni stazionarie ed ha la superficie esterna adiabatica e rigida. In esso scorre acqua avente le seguenti caratteristiche:

punto 1: liquido sottoraffreddato, $G_1 = 0.64$ kg/s, $p_1 = 1$ bar, $h_1 = 120$ kJ/kg;

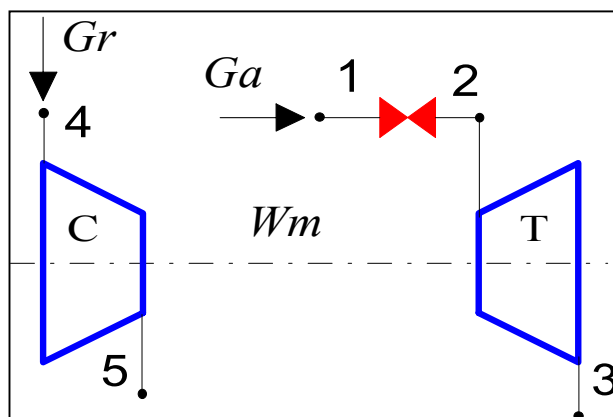
punto 2: vapore surriscaldato, $G_2 = 1.36$ kg/s, $p_2 = 200$ bar; $T_2 = 607^\circ \text{C}$;

punto 3: $p_3 = 1$ bar

Ricavando le proprietà mancanti dal diagramma allegato, determinare la portata e le condizioni termodinamiche (temperatura ed eventualmente titolo) del fluido all'uscita (pto 3).

[2 kg/s; 227 K, 0.90]

ESERCIZIO C.17 (1997, gruppo A)



Nel turbocompressore rappresentato in figura, tutta la potenza meccanica erogata dalla turbina ad aria T viene utilizzata per azionare il compressore C per il fluido R134a, montato coassialmente. L'aria che aziona la turbina viene preventivamente fatta attraversare una valvola di laminazione (che ha superficie esterna rigida ed adiabatica) per ridurne la pressione.

Tutti i componenti possono essere considerati adiabatici, lavorano in condizioni stazionarie e le variazioni di energia cinetica e potenziale sono trascurabili. Sono noti i seguenti dati:

Lato turbina

Fluido: aria, approssimabile come gas ideale con c_p costante ($R = 287 \text{ J/kg K}$, $k = 1.4$), portata $G_a = 0.4 \text{ kg/s}$

- punto 1: $T_1 = 700 \text{ °C}$, $p_1 = 10 \text{ bar}$;
- punto 2: $p_2 = 6.8 \text{ bar}$;
- punto 3: $p_3 = 1 \text{ bar}$;
- rendimento isoentropico della turbina $\eta_t = 0.85$

Lato compressore

Fluido: R-134a (per le proprietà vedi il diagramma allegato).

- punto 4: $x_4 = 1$, $T_4 = -20 \text{ °C}$;
- punto 2: $p_5 = 7 \text{ bar}$;
- rendimento isoentropico del compressore $\eta_c = 0.8$.

Determinare:

1. Le temperature T_2 e T_3 ;
2. la potenza meccanica erogata dalla turbina (W_{mT})
3. la portata di fluido nel compressore, G_r ;
4. la variazione di entropia dell'aria, $s_3 - s_1$;

Tracciare inoltre, qualitativamente, le trasformazioni dell'aria su un diagramma $T-s$ e quella dell'R-134a sul diagramma allegato.

[973.15 K, 624 K; 138 kW; 3.25 kg/s; 223.8 J/kg K]

ESERCIZIO C.18 (1997, gruppo A)

In una tubazione rigida in acciaio di lunghezza $L = 1 \text{ m}$, raggio esterno $R_E = 10 \text{ mm}$ e spessore $s = 1 \text{ mm}$, scorre una portata $G = 0.01 \text{ kg/s}$ di miscela bifase acqua-vapore avente le seguenti caratteristiche in ingresso: pressione $p_1 = 2 \text{ bar}$ e titolo $x_1 = 1$.

Il sistema si trova in condizioni stazionarie. In prima approssimazione, si può trascurare la caduta di pressione e porre in uscita $p_2 = p_1$. Anche le variazioni di energia cinetica e potenziale possono essere trascurate. Dato il piccolo valore dello spessore rispetto al raggio, la tubazione può essere approssimata ai fini dello scambio termico come una parete piana di superficie $A = 2 \pi R_M L$, dove il raggio medio R_M è pari a $R_E - s/2$. I coefficienti di scambio all'interno ed all'esterno valgono rispettivamente $\alpha_E = 1200 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ e $\alpha_I = 5000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$. La conducibilità termica dell'acciaio vale $k = 40 \text{ W/m K}$. La temperatura dell'aria esterna è $T_E = 20 \text{ °C}$.

Determinare, utilizzando il diagramma allegato, il titolo del vapore saturo in uscita

[circa 0.73 (la potenza scambiata vale 5.2 kW)]

ESERCIZIO C.19 (1997, entrambi i gruppi, facoltativo)

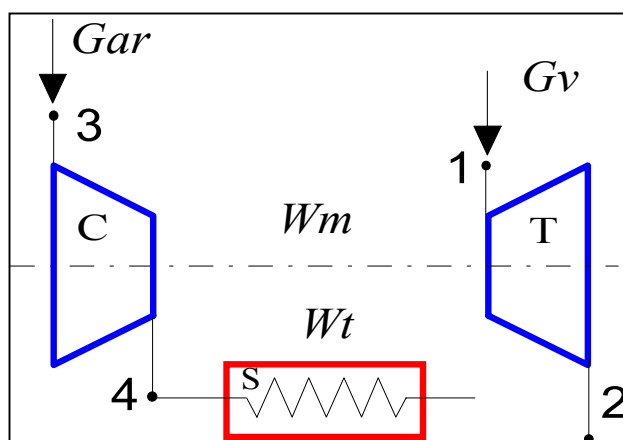
In una turbina adiabatica, in condizioni stazionarie, si espande dell'elio (gas ideale con c_p costante, $R = 2077 \text{ J/kg K}$, $k = 1.667$), dalle condizioni iniziali $p_1 = 13.6 \text{ bar}$, $T_1 = 900 \text{ °C}$ alla pressione finale $p_2 = 1 \text{ bar}$. La variazione di entropia tra ingresso ed uscita vale $s_2 - s_1 = 1015 \text{ J/kg K}$. Determinare il rendimento isoentropico della turbina.

[0.88; le temperature di uscita ideale e reale sono rispettivamente 413 K e 502 K]

ESERCIZIO C.20 (1997, gruppo B)

Nel turbocompressore rappresentato in figura, tutta la potenza meccanica erogata dalla turbina a vapore T viene utilizzata per azionare il compressore C per argon, montato coassialmente. L'argon in uscita dal compressore viene successivamente refrigerato isobaricamente fino a

riportarlo alla temperatura T_3 . Turbina e compressore possono essere considerati adiabatici, lo scambiatore ha pareti rigide. Il complesso lavora in condizioni stazionarie e le variazioni di energia cinetica e potenziale sono trascurabili. Sono noti i seguenti dati:



Lato turbina

Fluido: vapore acqueo (per le proprietà vedi il diagramma allegato).

- punto 1: $T_1 = 400\text{ °C}$, $p_1 = 40\text{ bar}$;
- punto 2: $p_2 = 1\text{ bar}$;
- rendimento isoentropico della turbina $\eta_t = 0.8$

Lato compressore

Fluido: argon approssimabile come gas ideale con c_p costante ($R = 208.2\text{ J/kg K}$, $k = 1.667$), portata $G_{ar} = 0.5 + N/20\text{ kg/s}$

- punto 3: $p_3 = 1\text{ bar}$, $T_3 = -20\text{ °C}$;
- punto 4: $p_4 = 4\text{ bar}$;
- punto 2: $p_5 = 4\text{ bar}$, $T_5 = -20\text{ °C}$;
- rendimento isoentropico del compressore $\eta_c = 0.84$.

Determinare:

1. La temperatura T_4 ;
2. la potenza meccanica assorbita dal compressore (W_{mC})
3. la potenza termica ceduta nello scambiatore, W_t ;
4. la portata di vapore necessaria nella turbina, G_v ;
5. la variazione di entropia dell'argon, $s_5 - s_3$;

Tracciare inoltre, qualitativamente, le trasformazioni dell'argon su un diagramma $T-s$ e quella del vapore sul diagramma allegato.

[524 K; -138.4 kW; -138.36 kW; 0.22 kg/s; -288.6 J/kg K]

ESERCIZIO C.21 (1997, gruppo B)

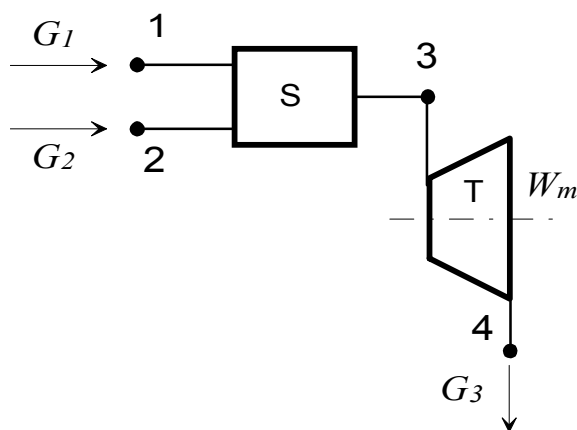
In una tubazione rigida in rame di lunghezza $L = 10\text{ m}$, raggio esterno $R_E = 7\text{ mm}$ e spessore $s = 1\text{ mm}$, scorre una portata $G = 0.015\text{ kg/s}$ di miscela bifase di R134a avente le seguenti caratteristiche in ingresso: pressione $p_1 = 2\text{ bar}$ e titolo $x_1 = 0.3$.

Il sistema si trova in condizioni stazionarie. In prima approssimazione, si può trascurare la caduta di pressione e porre in uscita $p_2 = p_1$. Anche le variazioni di energia cinetica e potenziale possono essere trascurate. Dato il piccolo valore dello spessore rispetto al raggio, la tubazione può essere approssimata ai fini dello scambio termico come una parete piana di superficie $A = 2\pi R_M L$, dove il raggio medio R_M è pari a $R_E - s/2$. I coefficienti di scambio all'interno ed all'esterno valgono rispettivamente $\alpha_E = 230\text{ W/m}^2\text{ K}$ e $\alpha_I = 5000\text{ W/m}^2\text{ K}$. La

conducibilità termica del rame vale $k = 400 \text{ W/m K}$. La temperatura dell'aria esterna è $T_E = 20^\circ\text{C}$.

Determinare, utilizzando il diagramma allegato, il titolo del vapore saturo in uscita [circa 0.6 (la potenza scambiata vale 0.9 kW)]

ESERCIZIO C.22 (1998)



La turbina a vapore adiabatica rappresentata in figura lavora in condizioni stazionarie ed è alimentata da vapore surriscaldato che viene precedentemente regolato in temperatura iniettando acqua fredda nello scambiatore a miscelamento a monte della turbina stessa. Sono noti i seguenti dati:

- punto 1: $T_1 = 20^\circ\text{C}$, $p_1 = 200 \text{ bar}$;
- punto 2: $T_2 = 650^\circ\text{C}$, $p_2 = 200 \text{ bar}$; $G_2 = 0.8 \text{ kg/s}$
- punto 3: $T_3 = 600^\circ\text{C}$, $p_3 = 200 \text{ bar}$;
- punto 4: $p_4 = 1 \text{ bar}$;
- rendimento isoentropico della turbina $\eta_t = 0.89$

Determinare:

5. La portata di acqua necessaria, G_1 ;
6. la potenza meccanica erogata dalla turbina (W_{mT})
7. le condizioni (temperatura T_4 ed eventualmente titolo x_4) del vapore in uscita.
8. L'entropia del vapore in uscita, s_4 .

Tracciare inoltre, la trasformazione 2-3-4 del vapore sul diagramma allegato.

La tabella seguente riporta le proprietà del fluido nei punti 1-4, più quelle del punto 4i in cui terminerebbe la espansione ideale (adiabatica e reversibile), il cui stato è definito dalla pressione p_4 e da $s_{4i} = s_3$. Per l'acqua in ingresso, l'entalpia può anche essere stimata con sufficiente approssimazione con $h = c_p T = 4.2 \cdot 20 = 84 \text{ kJ/kg}$.

Soluzione

Dati per il vapore nelle condizioni richieste (i valori di input sono evidenziati in grigio)

	T	p	v	u	h	s	x	
	°C	MPa	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg K		
1.	20	20	0.0009928	82.75	102.6	0.2922		Compressed Liquid
2.	650	20	0.01969	3281	3675	6.658		Dense Fluid (T>T _C)
3.	600	20	0.01818	3174	3538	6.505		Dense Fluid (T>T _C)
4i.	99.62	0.1	1.455	2211	2357	6.505	0.8589	Liquid Vapor Mixture
4	99.62	0.1	1.55	2332	2487	6.854	0.917	

Dati di saturazione alla pressione di 1 bar

	99.62	0.1	0.001043	417.3	417.4	1.303	0	Saturated Liquid
	99.62	0.1	1.694	2506	2675	7.359	1	Saturated Vapor

Il bilancio dello scambiatore di calore a miscelamento risulta in

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1}$$

da cui si calcola facilmente la portata di acqua, $G_1 = G_2 \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1} = 0.032 \text{ kg/s}$

Notare che il rapporto tra le portate è indipendente dal cognome dello studente. La potenza erogata dalla turbina è data da

$$W'_m = G_3 (h_3 - h_4) = \eta_t (G_1 + G_2) (h_3 - h_{4i}) = 874.4 \text{ kW}$$

La entalpia nel punto 4 può essere ricavata dalla definizione di rendimento isoentropico.

$$\eta_T = \frac{h_4 - h_3}{h_{4i} - h_3} \Rightarrow h_4 = h_3 + \eta_T (h_{4i} - h_3)$$

Nota quest'ultima e la pressione in uscita, è possibile ricavare (dal diagramma o dalle tabelle) le altre proprietà del vapore. In particolare per il titolo si ha:

$$x_4 = \frac{h_4 - h_l}{h_v - h_l} = 0.917$$



ESERCIZIO C.23 (1998)

Una parete piana in lamiera di acciaio (di conducibilità termica $k_p = 40 \text{ W/m K}$) di superficie $A = 11.8 \text{ m}^2$, di spessore $s_p = 1 \text{ mm}$, separa due ambienti a temperatura rispettivamente $T_I = 20 \text{ °C}$ e $T_E = -5 \text{ °C}$. I coefficienti di scambio all'esterno ed all'interno valgono rispettivamente $\alpha_E = 40 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ e $\alpha_I = 15 \text{ W/m}^2 \text{ K}$. Il sistema si trova in condizioni stazionarie e lo scambio termico può essere considerato monodimensionale. Determinare:

1. lo spessore di materiale isolante s_{is} (di conducibilità termica $k_{is} = 0.1 \text{ W/m K}$) che è necessario mettere sulla faccia esterna della parete per limitare la potenza termica scambiata attraverso la parete stessa al valore $W_t = 1.18 \text{ kW}$;
2. la temperatura T' della faccia interna dello strato di isolante.

Soluzione

La conduttanza e la resistenza termica di parete sono date da

$$U = \frac{W_t}{T_I - T_E} \Rightarrow R_T = \frac{T_I - T_E}{W_t}$$

e per una parete piana la resistenza termica totale può essere ottenuta sommando le resistenze termiche in serie:

$$R_T = (R_I + R_p + R_{is} + R_E) = \left(\frac{1}{A\alpha_I} + \frac{s_p}{Ak_p} + \frac{s_{is}}{Ak_{is}} + \frac{1}{A\alpha_E} \right)$$

L'equazione suddetta contiene come unica incognita lo spessore dell'isolante che è dato da

$$s_{is} = k_{is} \left[A R_T - \left(\frac{1}{\alpha_I} + \frac{s_p}{k_p} + \frac{1}{\alpha_E} \right) \right] = 0.0158 \text{ m}$$

Infine, la temperatura della faccia interna della parete è ottenibile come

$$\frac{T_i - T'}{W_t} = \frac{1}{A\alpha_I} + \frac{s_p}{Ak_p} \Rightarrow T' = T_i - \frac{W_t}{A} \left(\frac{1}{\alpha_I} + \frac{s_p}{k_p} \right) = 13.3^\circ\text{C}$$



ESERCIZIO C.24 (1998)

Una superficie orizzontale di area $A = 0.28 \text{ m}^2$ ed emissività $\varepsilon = 0.19$ irraggia verso il cielo sereno notturno (temperatura $T_c = -40^\circ\text{C}$). Il coefficiente di convezione tra aria e superficie vale $\alpha = 14.7 \text{ W/m}^2 \text{ K}$. La parte inferiore della superficie è adiabatica. Determinare il valore della temperatura dell'aria T_a per cui la superficie, in condizioni stazionarie, si trova a $T_s = 0^\circ\text{C}$. La costante di Stefan-Boltzmann vale $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$.

Soluzione

La superficie, in equilibrio termico, riceve calore per convezione dall'aria circostante e lo dissipa verso il cielo.

Il bilancio energetico risulta in

$$A\varepsilon\sigma(T_s^4 - T_c^4) = \alpha A(T_a - T_s)$$

il risultato è indipendente dall'area della superficie

$$T_a = T_s + \frac{\varepsilon\sigma(T_s^4 - T_c^4)}{\alpha} = 275.06 \text{ K} = 1.9^\circ\text{C}$$



ESERCIZIO C.25 (1998, facoltativo)

Si vuole comprimere, in condizioni stazionarie, con un compressore adiabatico di rendimento isoentropico $\eta_c = 0.935$, una portata $G = 0.03 \text{ kg/s}$ di elio (gas ideale con c_p costante, $R = 2077 \text{ J/kg K}$, $k = 1.667$), dalle condizioni iniziali $p_1 = 1 \text{ bar}$, $T_1 = 20^\circ\text{C}$ alle condizioni finali $p_3 = 6.8 \text{ bar}$, $T_3 = 150^\circ\text{C}$. Determinare la potenza meccanica necessaria e la potenza termica da asportare nel raffreddamento isobaro che segue la compressione. Tracciare qualitativamente le trasformazioni su un diagramma T - s .

Soluzione

Per un compressore a regime e per un gas ideale con calore specifico costante si ha

$$W'_m = -G(h_2 - h_1) = -Gc_p(T_2 - T_1)$$

la temperatura di fine compressione può essere ottenuta dalla definizione di rendimento isoentropico

$$\eta_c = \frac{T_{2i} - T_1}{T_2 - T_1} \Rightarrow$$

$$T_{2i} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 631.2 \text{ K}$$

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{2i} - T_1}{\eta_c} = 654.7 \text{ K} = 381.6^\circ\text{C}$$

da cui si ha la potenza meccanica

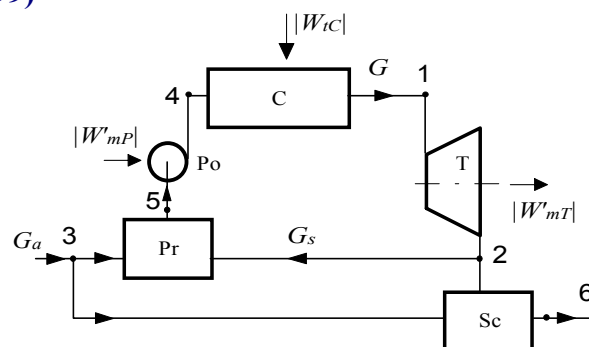
$$W'_m = G c_p (T_1 - T_2) = -56.3 \text{ kW}$$

la potenza termica asportata durante la refrigerazione isobara successiva alla compressione è data da

$$W_t = G (h_3 - h_2) = G c_p (T_3 - T_2) = -36.1 \text{ kW}$$



ESERCIZIO C.26 (1999)



La turbina a vapore adiabatica **T** rappresentata in Figura lavora in condizioni stazionarie ed è alimentata da vapore surriscaldato che viene prodotto nell'insieme caldaia-preriscaldatore (**C**, **Pr**) a monte di essa. Una pompa **Po** (che si può considerare adiabatica) comprime il fluido tra il preriscaldatore e la caldaia. All'uscita della turbina, una parte della portata di vapore viene inviata ad alimentare il preriscaldatore **Pr** (che è uno scambiatore a miscelamento) mentre la rimanente alimenta un secondo scambiatore a miscelamento **Sc** per la produzione di acqua riscaldata. **Pr** ed **Sc** sono adiabatici. Sono noti i seguenti dati:

punto 1: $T_1 = 470^\circ\text{C}$, $p_1 = 60 \text{ bar}$;

punto 2: $p_2 = 4 \text{ bar}$;

punto 3: $T_3 = 20^\circ\text{C}$, $p_3 = 4 \text{ bar}$;

punto 4: $p_4 = p_1$, $s_4 = s_5$;

punto 5: $p_5 = 4 \text{ bar}$, $x_5 = 0$;

punto 6: $T_6 = 130^\circ\text{C}$, $p_6 = 4 \text{ bar}$;

incremento di entropia nella turbina: $s_2 - s_1 = 0.5 \text{ kJ/kg K}$;

potenza meccanica utile all'asse della turbina: $W'_{mT} = 560 \text{ kW}$.

Determinare:

1. Le condizioni (temperatura T_2 ed eventualmente titolo x_2) del vapore in uscita dalla turbina;
2. la portata di vapore necessaria per alimentare la turbina, (G);
3. il rendimento isoentropico della turbina η_t ;

4. la potenza termica scambiata nella caldaia **C** (W_{TC});
5. la potenza meccanica assorbita dalla pompa **Po** (W'_{mP});
6. la portata di vapore che è necessaria per alimentare il preriscaldatore, (G_s);
7. la portata di acqua di alimento (G_a).
8. la quantità di acqua nelle condizioni 6, M_6 , che è possibile produrre in un'ora di funzionamento dell'impianto.

Tracciare inoltre la trasformazione 4-1-2 del vapore sul diagramma h - s .

Soluzione

1) Le condizioni in uscita sono determinate dalla coppia di variabili p_2 , s_2 ; dal diagramma si ottiene

$$h_2 = 2916 \text{ kJ/kg}, T_2 = 227^\circ\text{C}, x_2 = 0.98$$

2) Dalla espressione della potenza della turbina si ottiene direttamente la portata G , una volta noto il salto entalpico:

$$G = \frac{W'_{mT}}{h_1 - h_2} = \frac{560}{3350 - 2916} = 1.29 \text{ kg/s}$$

3) Il rendimento isoentropico si ottiene confrontando il salto entalpico reale con quello ideale ($s_{2I} = s_1$)

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2I}} = \frac{3350 - 2916}{3350 - 2693} = 0.66$$

4) La potenza termica scambiata in caldaia, non avendo essa parti in movimento ed essendo quindi nulla la potenza meccanica scambiata è data da

$$W_{TC} = G(h_1 - h_4) = 1.29 \cdot (3350 - 90) = 4205 \text{ kW}$$

notare che h_4 può essere ricavato dalle tabelle o con sufficiente approssimazione da $h_4 = 4.2 T_4$.

5) La potenza meccanica assorbita dalla pompa, che è isoentropica, si può ottenere integrando $-v dp$ per un fluido incomprimibile. Si può assumere $v_5 = v_4 = 0.0011 \text{ m}^3/\text{kg}$ (volume del liquido saturo a 4 bar).

$$W'_{mP} = -G v_4 (p_4 - p_5) = -1.29 \cdot 0.0011 \cdot (6000 - 400) = -7.9 \text{ kW}$$

6) Dai bilanci di massa ed energia del preriscaldatore si ottiene

$$G = G_s + G_3 \Rightarrow G_3 = G - G_s$$

$$G h_5 = G_s h_2 + G_3 h_3 \Rightarrow G h_5 = G_s h_2 + (G - G_s) h_3$$

da cui infine

$$G_s = G \frac{h_5 - h_3}{h_2 - h_3} = 1.29 \frac{605 - 84}{2916 - 84} = 0.237 \text{ kg/s}$$

7) La portata di acqua di alimento si può determinare semplicemente dal bilancio globale di energia dell'intero sistema:

$$0 = W_{tC} - W'_{mP} - W'_{mT} + G_a (h_3 - h_6)$$

$$G_a = \frac{W_{tC} - W'_{mP} - W'_{mT}}{h_6 - h_3} \cong \frac{W_{tC} - W'_{mT}}{c(T_6 - T_3)} = \frac{4208 - 560}{4.2 \cdot (130 - 20)} = 7.9 \text{ kg/s}$$

dove di nuovo si può porre $h_6 = 4.2 T_6$. e trascurare la potenza della pompa.

8) Dal bilancio di massa dell'intero sistema segue che $G_6 = G_a$ per cui

$$M_6 = G_6 t = 7.9 \cdot 3600 = 28.5 \text{ t}$$



ESERCIZIO C.27 (1999)

Il filo cilindrico di una resistenza elettrica, di diametro $D = 1.07 \text{ mm}$ e lunghezza $L = 1.5 \text{ m}$, ha una temperatura superficiale di lavoro $T_s = 700 \text{ °C}$ ed una emissività $\varepsilon = 0.87$. Esso è raffreddato da aria in convezione naturale alla temperatura $T_a = 20 \text{ °C}$ con un coefficiente di scambio $\alpha = (5 + 0.5N) \text{ W/m}^2 \text{ K}$, ed è circondato da pareti opache alla temperatura $T_p = 10 \text{ °C}$. Determinare la corrente che passa nel filo se la sua resistenza elettrica è $R_e = 10 \text{ Ohm}$ (come è noto, la potenza dissipata per effetto Joule è data da $W = RI^2$).

Soluzione

La potenza dissipata è data da

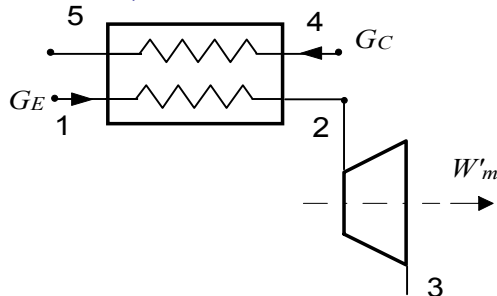
$$W_T = A\varepsilon\sigma(T_s^4 - T_p^4) + \alpha A(T_s - T_a) =$$

$$= 0.005042 \cdot [0.87 \cdot 5.67 \cdot 10^{-8} \cdot (973.15^4 - 283.15^4) + 14.5 \cdot (700 - 20)] = 271.19 \text{ W}$$

$$I = \sqrt{\frac{W_T}{R}} = \sqrt{\frac{271.19}{10}} = 5.21 \text{ A}$$



ESERCIZIO C.28 (1999, facoltativo)



La turbina adiabatica rappresentata in figura lavora in condizioni di regime ed ha rendimento isoentropico $\eta_t = 0.95$. Essa è alimentata di elio (gas ideale con c_p costante, $R = 2077 \text{ J/kg K}$, $k = 1.667$) alla pressione e temperatura di ingresso nello scambiatore $p_1 = 20 \text{ bar}$, $T_1 = 100 \text{ °C}$ e nella turbina $p_2 = 20 \text{ bar}$, $T_2 = 830 \text{ °C}$, pressione di uscita dalla turbina $p_3 = 4 \text{ bar}$. L'elio viene riscaldato in uno scambiatore, il cui lato primario è alimentato con una portata $G = 1.1 \text{ kg/s}$ gas di combustione ($c_p = 1100 \text{ J/kg K}$, costante) che in ingresso ha pressione e temperatura $p_4 = 1 \text{ bar}$, $T_4 = 1380 \text{ °C}$ ed esce dallo scambiatore alla temperatura $T_5 = 300 \text{ °C}$, $p_5 = p_4$. Determinare 1) la portata di elio G_E , 2) la sua temperatura di uscita dalla turbina T_3 , 3) la potenza erogata dalla turbina W'_m . Tracciare qualitativamente le trasformazioni dell'elio su un diagramma $T-s$ schizzato a mano.

Soluzione

1) Dal bilancio dello scambiatore di calore si ottiene la portata di elio

$$G_C (h_4 - h_5) = G_E (h_2 - h_1)$$

$$G_E = G_C \frac{h_4 - h_5}{h_2 - h_1} = G_C \frac{c_{pC} (T_4 - T_5)}{c_{pE} (T_2 - T_1)} = 1.1 \frac{1100 (1380 - 300)}{5191 (830 - 100)} = 0.345 \text{ kg/s}$$

2) Le temperature di uscita ideale e reale valgono rispettivamente, per $\eta_T = 0.95$:

$$T_{3i} = T_2 \left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{R}{c_p}} = 1103 \left(\frac{4}{20} \right)^{0.4} = 579 \text{ K}$$

$$T_3 = T_2 - (T_2 - T_{3i}) \eta_T = 605 \text{ K} = 332 \text{ °C}$$

3) Nella turbina adiabatica e a regime, e per un gas ideale con calore specifico costante, si ha

$$W'_m = G(h_3 - h_2) = G c_p (T_3 - T_2) = 0.345 \cdot 5191 \cdot (830 - 332) = 890.7 \text{ kW}$$



ESERCIZIO C.29 (2000)

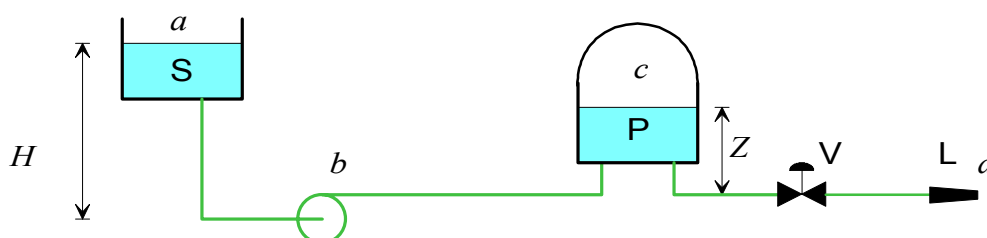
Il circuito idraulico rappresentato in figura è costituito da una pompa che preleva acqua alla temperatura di 20 °C dal serbatoio S (in contatto con l'atmosfera) e la trasferisce, tramite l'accumulatore in pressione P e la valvola V, alla lancia L da cui l'acqua viene espulsa nell'atmosfera alla velocità di 20 m/s. Tra la superficie libera del serbatoio e la lancia vi è una differenza di livello $H = 11 \text{ m}$. La portata nel circuito vale $G = 5 \text{ kg/s}$; per tutte le tubazioni si può assumere un valore del coefficiente di Darcy $\lambda = 0.02$; si può assumere per l'acqua una densità $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$.

Sono noti i seguenti dati

- Tubazione a-b: lunghezza $L_{ab} = 4 \text{ m}$, velocità media del fluido $w_{ab} = 3.15 \text{ m/s}$,
- Tubazione b-c: lunghezza $L_{bc} = 20 \text{ m}$, diametro $D_{bc} = 0.8 D_{ab}$;
- Tubazione c-d: lunghezza $L_{cd} = 4 \text{ m}$, diametro $D_{cd} = D_{bc}$.

La valvola V ha un coefficiente di perdita di carico concentrata $K_v = 6$. Assumendo dei valori plausibili per i coefficienti di perdita di carico concentrata nelle rimanenti discontinuità rilevabili dal disegno, e trascurando detta perdita per la lancia L, determinare:

1. La prevalenza della pompa h' ;
2. La potenza resa dalla pompa al fluido W_p ;
3. La pressione relativa all'interno del polmone P, la cui superficie libera si trova ad un'altezza $Z = 3 \text{ m}$ superiore rispetto a quella della lancia L.



Soluzione

Il diametro della tubazione a-b è ottenibile dal valore della portata

$$G = \rho w_{ab} A = \rho w_{ab} \frac{\pi D_{ab}^2}{4}; D_{ab} = \sqrt{\frac{4G}{\pi \rho w_{ab}}} = 0.045 \text{ m}$$

La velocità $w_{bc} = w_{cd}$ è ottenibile dall'equazione di continuità

$$w_{ab} \frac{\pi D_{ab}^2}{4} = w_{bc} \frac{\pi D_{bc}^2}{4}; w_{bc} = w_{ab} \frac{D_{ab}^2}{D_{bc}^2} = \frac{w_{ab}}{0.8^2} = 4.92 \text{ m/s}$$

La prima parte del problema (domande 1 e 2) si risolve applicando l'equazione generalizzata di Bernoulli tra le sezioni a e d, tenuto conto che $p_a = p_d$ e che la velocità sulla superficie libera del serbatoio può essere trascurata

$$\frac{w_d^2}{2g} - H = h' - h_a$$

Le perdite di carico distribuite valgono

$$h_{ad} = \lambda \frac{L_{ab}}{D_{ab}} \frac{w_{ab}^2}{2g} + \lambda \frac{L_{bc}}{D_{bc}} \frac{w_{bc}^2}{2g} + \lambda \frac{L_{cd}}{D_{cd}} \frac{w_{cd}^2}{2g} = 28.7 \text{ m}$$

Le perdite concentrate (assunto il valore di $K = 0.5$ per le tre curve a gomito presenti e $K = 1$ per i tre punti di ingresso/uscita da serbatoio) valgono

$$h_{ac} = 1 \frac{w_{ab}^2}{2g} + 0.5 \frac{w_{ab}^2}{2g} + 0.5 \frac{w_{bc}^2}{2g} + 1 \frac{w_{bc}^2}{2g} + 1 \frac{w_{cd}^2}{2g} + 0.5 \frac{w_{cd}^2}{2g} + 6 \frac{w_{cd}^2}{2g} = 11.87 \text{ m}$$

Si ottiene quindi

$$h' = h_a + \frac{w_d^2}{2g} - H = 49.9 \text{ m}$$

La potenza resa dalla pompa al fluido vale

$$W_p = G g h' = 2.45 \text{ kW}$$

Per la domanda 3 è necessario applicare l'equazione di Bernoulli al solo tratto $c-d$ di circuito

$$\frac{p_d - p_c}{\gamma} + \frac{w_d^2}{2g} - Z = -h_a$$

dalla quale, considerato che le perdite di carico concentrate e distribuite valgono rispettivamente

$$h_{ac} = 1 \frac{w_{cd}^2}{2g} + 0.5 \frac{w_{cd}^2}{2g} + 6 \frac{w_{cd}^2}{2g} = 4.5 \text{ m}$$

$$h_{ad} = \lambda \frac{L_{cd}}{D_{cd}} \frac{w_{cd}^2}{2g} = 9.26 \text{ m}$$

si ottiene il valore della pressione relativa nel serbatoio:

$$p_c - p_d = \gamma \left(\frac{w_d^2}{2g} - Z + h_a \right) = 305 \text{ kPa}$$

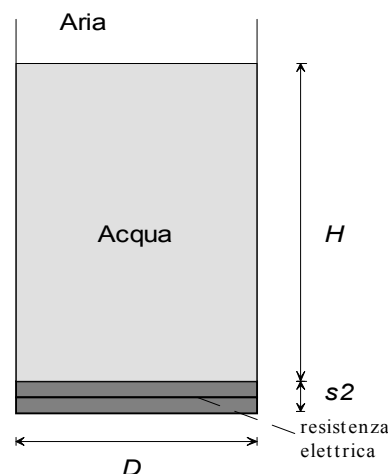
□

ESERCIZIO C.30 (2000)

Il recipiente cilindrico rappresentato in figura ha diametro $D = 49 \text{ cm}$ ed altezza $H = 30 \text{ cm}$, è riempito di acqua a temperatura $T_i = 44.6 \text{ °C}$, ed è mantenuto in comunicazione con l'ambiente esterno, che si trova a temperatura $T_e = 15 \text{ °C}$. La parete laterali del recipiente è di acciaio inox ($k_l = 16 \text{ W/m K}$) di spessore $s_l = 3.3 \text{ mm}$, mentre il fondo è di alluminio ($k_2 = 200 \text{ W/m K}$) di spessore $s_2 = 20 \text{ mm}$.

Nel fondo, a distanza uguale dalle due facce dello stesso, è inglobata una resistenza elettrica piana (di spessore trascurabile) che eroga una potenza $W_e = 2 \text{ kW}$. Il coefficiente di scambio termico convettivo tra tutte le pareti (incluso il fondo) e l'acqua vale $\alpha_l = 150 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ e quello tra tutte le pareti (incluso il fondo) e l'aria esterna vale $\alpha_E = 15 \text{ W/m}^2 \text{ K}$. Il contributo dell'irraggiamento è già considerato nel valore dei coefficienti di convezione. Determinare:

1. La potenza termica W_p , scambiata tra l'acqua del recipiente e l'esterno attraverso la parete laterale.
2. La frazione della potenza W_e erogata dalla resistenza che viene trasferita all'acqua all'interno del recipiente.
3. L'altezza di cui varia la superficie libera dell'acqua nel recipiente quando la sua temperatura varia da 20 °C a 80 °C . A tal fine si può assumere un valore medio del



coefficiente di dilatazione isobaro $\beta = 4.6 \times 10^{-4} \text{ K}^{-1}$, oppure ricavare gli opportuni dati dalle tabelle termodinamiche dell'acqua.

Soluzione

1. La parete del recipiente, dato il piccolo spessore rispetto al diametro, si può schematizzare come una superficie piana lambita da due fluidi di superficie pari a

$$A_p = \pi D H = 0.0461 \text{ m}^2$$

la resistenza termica, assumendo il modello di parete piana lambita da due fluidi, è data da

$$R_p = \frac{1}{\alpha_I A_p} + \frac{s_1}{k_1 A_p} + \frac{1}{\alpha_I A_p} = 0.159 \text{ K/W}$$

quindi la potenza termica scambiata tra interno ed esterno vale

$$W_p = \frac{T_i - T_e}{R_p} = 185 \text{ W}$$

2. Il fondo della pentola è schematizzabile come due resistenze termiche in parallelo, ciascuna costituita dalla resistenza conduttiva di uno strato di alluminio avente spessore pari alla metà di quello del fondo stesso, più la resistenza convettiva verso il fluido che lo lambisce. La potenza termica W_p si ripartisce tra queste due resistenze. Si ha quindi, detta T_r la temperatura della resistenza (non richiesta dal problema), R_1 la resistenza termica in direzione dell'acqua, R_2 quella in direzione dell'aria e W_1 , W_2 le relative potenze termiche scambiate

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_I A_f} + \frac{s_2/2}{k_2 A_f} = 0.036 \text{ K/W} \quad , \quad R_2 = \frac{1}{\alpha_E A_f} + \frac{s_2/2}{k_2 A_f} = 0.354 \text{ K/W}$$

$$W_e = W_1 + W_2 \quad (1)$$

$$W_2 = \frac{T_r - T_E}{R_2} \quad (2)$$

$$W_1 = \frac{T_r - T_I}{R_1} \quad (3)$$

eliminando T_r dalle ultime due equazioni (2), (3) e sostituendo il valore di così ricavato nella precedente equazione (1) si ottiene

$$W_1 = \frac{W_e + (T_I - T_E)/R_2}{1 + R_1/R_2} = 1741 \text{ W}$$

3. La variazione di volume del fluido può essere ottenuta alternativamente come (gli indici i ed f si riferiscono rispettivamente allo stato iniziale e finale)

$$\beta (T_f - T_i) = \ln \frac{V_f}{V_i} \cong \frac{\Delta V}{V_i} \quad ; \quad \Delta V = V_i \beta (T_f - T_i) = 1.56 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

oppure

$$V_f = M v_f \quad ; \quad M = \frac{V_i}{v_i} \quad ; \quad V_f = \frac{v_f}{v_i} V_i \quad ; \quad \Delta V = V_i \left(\frac{v_f}{v_i} - 1 \right) = 1.52 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

La variazione di livello nel recipiente è data da

$$\Delta V = \frac{\pi D_b^2}{4} \Delta L \quad ; \quad \Delta L = \frac{4 \Delta V}{\pi D_b^2} = 8.3 \text{ mm}$$



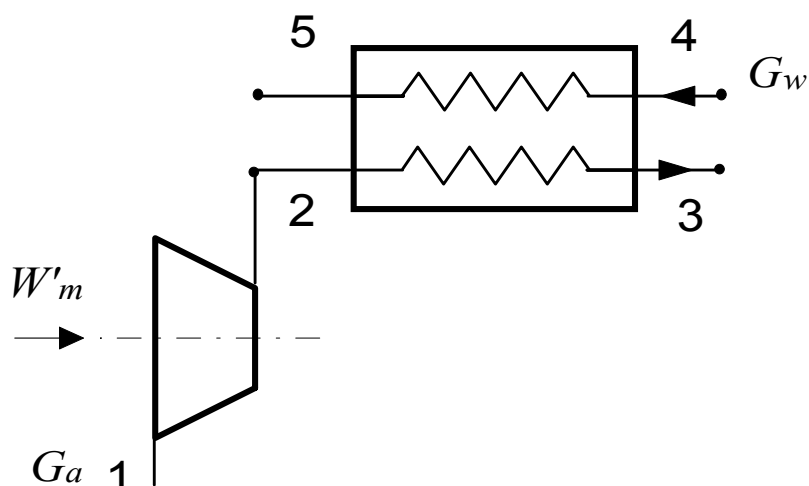
ESERCIZIO C.31 (2000 - Per l'anno 2000 si dovevano risolvere almeno due esercizi tra i tre proposti)

Si vuole ottenere una portata di $G_a = 43 \text{ kg/s}$ di aria a 15 bar e ad una temperatura di 115°C , prelevando aria atmosferica (pressione di 1 bar) alla temperatura di 30°C . A tale scopo (vedi figura) si comprime l'aria in un compressore adiabatico, con rendimento isoentropico pari a 0.915, e poi la si refrigera in uno scambiatore di calore a superficie, adiabatico verso l'esterno. Il raffreddamento dell'aria viene ottenuto utilizzando acqua alla pressione di 1 bar ed alla temperatura di ingresso di 20°C . L'acqua esce dallo scambiatore in condizioni di vapore saturo con un titolo $x_5 = 0.93$. Le trasformazioni nello scambiatore (2-3, 4-5) possono essere considerate isobare.

Si determini:

1. la temperatura dell'aria in uscita dal compressore, T_2 ;
2. la potenza meccanica di compressione W'_m ;
3. la potenza termica scambiata nello scambiatore di calore tra i due fluidi;
4. la portata d'acqua necessaria per il raffreddamento, G_w ;
5. Il valore del termine di irreversibilità (\dot{S}_{irr}) nel sistema costituito dallo scambiatore.

(Si consideri l'aria come un gas ideale con $c_p = 1005 \text{ J/(kg K)}$ costante ed $R = 287 \text{ J/(kg K)}$)



Soluzione

La temperatura ideale e reale in uscita dal compressore sono date rispettivamente da

$$T_{2i} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{R/c_p} = 656 \text{ K} \quad ; \quad T_2 = T_1 + \frac{T_{2i} - T_1}{\eta_c} = 689 \text{ K}$$

La potenza meccanica necessaria al compressore vale

$$W'_m = G(h_1 - h_2) = G c_p (T_1 - T_2) = -16.71 \text{ MW}$$

e quella ceduta dall'aria all'acqua nello scambiatore

$$W_T = G c_p (T_2 - T_3) = -13.03 \text{ MW}$$

L'entalpia e l'entropia di ingresso e di uscita dell'acqua (ricavabili dalle tabelle o dal diagramma dell'acqua) valgono rispettivamente

$$h_4 = 84.03 \text{ kJ/kg}; \quad h_5 = 2517 \text{ kJ/kg}; \quad s_4 = 0.2965 \text{ kJ/kg K}; \quad s_5 = 6.935 \text{ kJ/kg K};$$

quindi la portata di acqua necessaria è ottenibile dal bilancio energetico dello scambiatore

$$G_w = \frac{G c_p (T_2 - T_3)}{h_5 - h_4} = 5.4 \text{ kg/s}$$

mentre il termine di irreversibilità si ricava dal bilancio entropico dello scambiatore

$$G_a (s_2 - s_3) + G_w (s_4 - s_5) + \dot{S}_{irr} = 0 \quad ;$$

$$\dot{S}_{irr} = G_a (s_3 - s_2) + G_w (s_5 - s_4) = G_a \left(c_p \ln \frac{T_3}{T_2} - R \ln \frac{p_3}{p_2} \right) + G_w (s_5 - s_4) = 32.5 \text{ kW/K}$$

ed essendo positivo indica che la trasformazione è irreversibile.

