

TDTC(Ele-Tel) – PROVA SCRITTA DEL 4 LUGLIO 2003 – TESTO B

Problema 1

L'apparato di aerazione interna di un sistema elettronico assicura una portata pari a $18 \text{ m}^3/\text{h}$. La temperatura nell'ambiente esterno è compresa tra -10°C e 40°C . Assumendo per l'aria $\rho = 1.16 \text{ kg/m}^3$ e $c_p = 1006 \text{ J/(kg}\cdot^\circ\text{C)}$ costanti, verificare se i vari dispositivi presenti nel sistema, complessivamente elencati nel seguito, lavorano in sicurezza:

- a) microprocessore A con massima potenza elettrica dissipata 20 W , temperatura massima ammissibile 85°C e superficie di scambio 0.8 cm^2 , raffreddato mediante un dissipatore di calore a superficie alettata con resistenza termica 0.6°C/W e resistenza di contatto $0.00007 \text{ m}^2\cdot^\circ\text{C/W}$ tra dissipatore e microprocessore, riferita all'unità di superficie;
- b) microprocessore B con massima potenza elettrica dissipata 0.5 W , temperatura massima 120°C e superficie di scambio termico $25.4 \text{ mm} \times 25.4 \text{ mm}$, raffreddato per convezione naturale con coefficiente di adduzione $9 \text{ W/(m}^2\cdot^\circ\text{C)}$;
- c) dispositivo C con massima potenza elettrica dissipata 14 W , temperatura massima ammissibile 90°C , raffreddato mediante un dissipatore di calore con resistenza termica 3°C/W inclusa la resistenza di contatto.

- a) Temperatura massima microprocessore A:
- b) Temperatura massima microprocessore B:
- c) Temperatura massima dispositivo C:

Dati

$$\dot{V} = 18 \text{ m}^3/\text{h} = 0.005 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$T_{\text{amb,min}} = -10^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{amb,max}} = 40^\circ\text{C}$$

$$\rho = 1.16 \text{ kg/m}^3$$

$$c = 1006 \text{ J/(kg}\cdot^\circ\text{C)}$$

$$\dot{Q}_{\text{mpA}} = 20 \text{ W}$$

$$T_{\text{max,mpA}} = 85^\circ\text{C}$$

$$A_{\text{mpA}} = 0.8 \text{ cm}^2 = 0.8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$R''_{\text{c,mpA}} = 0.00007 \text{ m}^2\cdot^\circ\text{C/W}$$

$$R_{\text{d,mpA}} = 0.6^\circ\text{C/W}$$

$$\dot{Q}_{\text{mpB}} = 0.5 \text{ W}$$

$$T_{\text{max,mpB}} = 120^\circ\text{C}$$

$$L_{1,\text{mpB}} = 25.4 \text{ mm} = 25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$L_{2,\text{mpB}} = 25.4 \text{ mm} = 25.4 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$h_{\text{mpB}} = 9 \text{ W/(m}^2\cdot^\circ\text{C)}$$

$$\dot{Q}_{\text{C}} = 14 \text{ W}$$

$$T_{\text{max,C}} = 90^\circ\text{C}$$

$$R_{\text{c+d,C}} = 3^\circ\text{C/W}$$

Determinare

Massima temperatura raggiunta dai microprocessori A e B e dal dispositivo C

Ipotesi

Aria gas ideale

Soluzione

Il problema si risolve nel valutare la massima temperatura che l'aria può raggiungere nel cabinet e, a partire da questa, la massima temperatura raggiungibile dai vari dispositivi.

Il cabinet costituisce un sistema aperto con un ingresso ed una uscita, soggetto ad un flusso stazionario di fluido. La massima temperatura al suo interno può essere quindi stimata a partire dall'equazione di bilancio dell'energia (vedi Es.D.I-II):

$$\dot{Q} - \dot{L} = \dot{m} \left[h_2 - h_1 + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right]$$

Nel caso in esame, si possono trascurare gli scambi di calore attraverso le pareti del cabinet. Inoltre, le variazioni di energia cinetica ed energia potenziale sono piccole, essendo minime le variazioni di velocità e di quota dell'aria, e vengono quindi trascurate. Tipicamente piccolo e, di conseguenza, trascurabile è anche il lavoro fornito dai dispositivi di ventilazione. L'equazione di bilancio dell'energia assume pertanto la seguente forma semplificata:

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_2 - h_1)$$

La potenza termica complessivamente dissipata dai dispositivi elettronici e fornita all'aria (positiva nelle convenzioni termodinamiche) è pari alla potenza elettrica complessivamente assorbita:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{mpA} + \dot{Q}_{mpB} + \dot{Q}_C = 34.5 \text{ W}$$

La portata in massa vale:

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = 0.0058 \text{ kg/s}$$

In condizioni ambiente tipiche, l'aria può essere considerata un gas perfetto. Perciò, considerando che il processo avviene a pressione pressoché costante, la variazione di entalpia può essere valutata come segue:

$$h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T) dT \cong c_p(T_2 - T_1)$$

La temperatura dell'aria nell'ambiente esterno è compresa tra -10°C e 40°C . Le condizioni più gravose si avranno, ovviamente, quando la temperatura ambiente è massima, da cui:

$$T_1 = 40^\circ\text{C}$$

Pertanto, la massima temperatura dell'aria all'interno cabinet, che viene raggiunta in prossimità dell'uscita, vale:

$$T_2 = T_1 + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}c_p} = 45.9^\circ\text{C}$$

La resistenza di contatto tra microprocessore A e relativo dissipatore è valutabile come segue (vedi Es.E.XI):

$$R_{c,mpA} = \frac{R''_{c,mpA}}{A_{mpA}} = 0.875 \text{ }^\circ\text{C/W}$$

Data la temperatura massima dell'aria di raffreddamento (T_2), la temperatura del microprocessore A in condizioni di carico massimo può essere valutata mediante l'analogia elettrotermica (vedi Es.E.X-XII):

$$T_{mpA} = T_2 + (R_{c,mpA} + R_{d,mpA}) \cdot \dot{Q}_{mpA} = 75.4 \text{ }^\circ\text{C} < T_{max,mpA} = 85 \text{ }^\circ\text{C}$$

Il microprocessore A lavora in ogni caso a temperatura inferiore al limite operativo.

L'area della superficie superiore del microprocessore B, esposta all'aria in quanto il dispositivo è privo di dissipatore, vale:

$$A_{mpB} = L_{1,mpB} \cdot L_{2,mpB} = 6.45 \cdot 10^4 \text{ m}^2$$

Trascurando gli scambi termici sulle (piccole) superfici laterali, la resistenza alla trasmissione del calore tra microprocessore B e aria nel cabinet è pari a:

$$R_{h,mpB} = \frac{1}{h_{mpB} A_{mpB}} = 172 \text{ }^\circ\text{C/W}$$

La temperatura del microprocessore B in condizioni di carico massimo può essere anch'essa valutata mediante l'analogia elettrotermica:

$$T_{mpB} = T_2 + R_{h,mpB} \dot{Q}_{mpB} = 132 \text{ }^\circ\text{C} > T_{max,mpB} = 120 \text{ }^\circ\text{C}$$

Il microprocessore B non lavora in sicurezza.

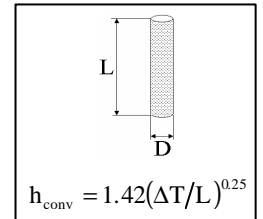
La temperatura del dispositivo C in condizioni di carico massimo vale:

$$T_C = T_2 + R_{c+d,C} \dot{Q}_C = 87.9 \text{ } ^\circ\text{C} < T_{\max,C} = 90 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La soluzione di raffreddamento è in teoria soddisfacente, ma porta il microprocessore a lavorare in condizioni molto prossime al limite operativo ed è quindi, nella pratica, da considerare con qualche riserva.

Problema 2

Si consideri un dispositivo elettronico a geometria cilindrica verticale, con altezza 38.1 mm, diametro 12.7 mm e superfici circolari superiore ed inferiore termicamente isolate. Siano 48°C la temperatura misurata sulla superficie laterale e 32°C la temperatura dell'aria ambiente. Avendo stimato il coefficiente di convezione tramite la relazione riportata accanto, valutare la potenza elettrica dissipata all'interno del dispositivo. Inoltre, sapendo che la parte più esterna del dispositivo è costituita da un guscio cilindrico in materiale plastico con spessore 3 mm e conduttività termica 0.2 W/(m·°C), valutare la temperatura sulla superficie interna del guscio.



- Potenza elettrica dissipata dal dispositivo:
- Temperatura interna del guscio plastico:

Dati

$$L = 38.1 \text{ mm} = 0.0381 \text{ m}$$

$$D = 12.7 \text{ mm} = 0.0127 \text{ m}$$

$$T_s = 48^\circ\text{C}$$

$$T_a = 32^\circ\text{C}$$

$$s = 3 \text{ mm} = 0.003 \text{ m}$$

$$\lambda = 0.2 \text{ W/(m}\cdot^\circ\text{C)}$$

Determinare

\dot{Q} dissipata

T_i all'interno del guscio plastico

Ipotesi

Proprietà termofisiche omogenee e indipendenti dalla temperatura, coefficiente di convezione uniforme, superfici superiore ed inferiore termicamente isolate, effetti radiativi trascurabili, condizioni stazionarie

Soluzione

Il coefficiente di convezione può essere valutato mediante la relazione riportata nel testo:

$$h_{\text{conv}} = 1.42 \left(\frac{T_s - T_a}{L} \right)^{0.25} = 6.43 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

Essendo termicamente isolate le superfici circolari superiore ed inferiore del dispositivo, la superficie di scambio termico è solo quella cilindrica laterale, la cui area vale:

$$A = \pi DL = 1.52 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

La resistenza alla trasmissione del calore tra dispositivo ed ambiente vale quindi:

$$R_h = \frac{1}{h_{\text{conv}} A} = 102 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

In condizioni stazionarie, la potenza termica dissipata all'interno del dispositivo deve attraversare integralmente la resistenza termica di cui sopra, da cui:

$$\dot{Q} = \frac{(T_s - T_a)}{R_h} = 0.156 \text{ W} = 156 \text{ mW}$$

La stessa potenza termica deve attraversare il guscio cilindrico in materiale plastico che costituisce la parte più esterna del dispositivo. Il diametro interno di tale guscio vale:

$$d = D - 2 \cdot s = 0.0067 \text{ m}$$

La resistenza alla trasmissione del calore del guscio vale:

$$R_h = \frac{\ln(D/d)}{2\pi\lambda L} = 13.4 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{W}$$

In conclusione, la temperatura sulla superficie interna del guscio plastico vale:

$$T_i = T_s + R_h \dot{Q} = 50.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Problema 3

Si analizzi un ciclo Rankine ideale senza surriscaldamento, in cui il fluido di lavoro è acqua. Siano 90 bar la pressione in caldaia, da cui viene prelevato vapore saturo secco, e 0.40 bar la pressione nel condensatore, da cui viene prelevato liquido saturo. La potenza netta che si vuole ottenere dal ciclo è pari a 5 MW. Determinare:

- la portata in massa di fluido
- il rendimento termico del ciclo

Descrivere le varie fasi del processo, rappresentarlo graficamente, individuarlo qualitativamente sul diagramma T-s ed indicare le ipotesi di lavoro formulate.

Dati

fluido di lavoro: acqua

$$p_{\text{caldaia}} = 90 \text{ bar} = 9.0 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$p_{\text{condensatore}} = 0.40 \text{ bar} = 4.0 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$\dot{L}_n = 5 \text{ MW} = 5 \cdot 10^6 \text{ W}$$

Determinare

Vedi testo

Ipotesi

Ciclo ideale \Rightarrow processi internamente reversibili

Singoli componenti \Rightarrow sistemi aperti in condizioni stazionarie

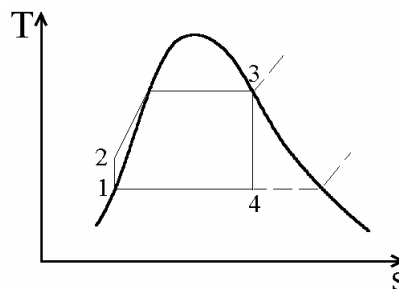
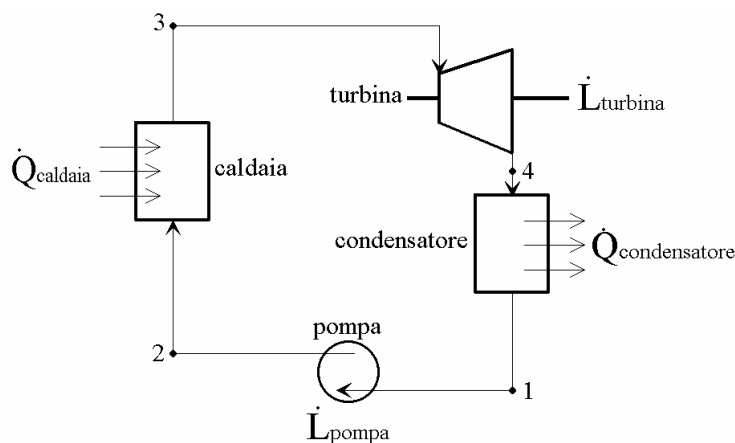
Variazioni di energia cinetica e potenziale trascurabili

Pompa e turbina adiabatiche

Nella pompa entra liquido saturo, nella turbina vapore saturo secco

Soluzione

L'architettura del sistema ed il ciclo a cui viene sottoposto il fluido di lavoro sono rappresentati di seguito.



Per risolvere il problema, è necessario individuare gli stati del fluido di lavoro all'inizio e alla fine di ogni trasformazione, vale a dire all'ingresso e all'uscita di ogni componente, e quindi determinare i corrispondenti valori dell'entalpia specifica. Infatti, schematizzando i singoli componenti del ciclo come sistemi aperti a due

correnti in condizioni stazionari, in cui si trascurano le variazioni di energia cinetica potenziale, l'equazione di bilancio dell'energia assume per tutti la forma:

$$\dot{m} \cdot \Delta h = \dot{Q} - \dot{L}$$

ovvero

$$\Delta h = q - l$$

Lo stato in 1 è per ipotesi quello di liquido saturo. La temperatura di saturazione e le proprietà di interesse del fluido si possono ricavare dalla tabella in pressione delle proprietà dell'acqua saturo.

$$p_1 = p_{\text{condensatore}} = 40 \cdot 10^3 \text{ Pa} \Rightarrow \begin{aligned} T_1 &= T_{\text{sat @ } p_1} = 75.87^\circ\text{C} \\ h_1 &= h_{\ell @ p_1} = 317.58 \text{ kJ/kg} = 0.31758 \cdot 10^6 \text{ J/kg} \end{aligned}$$

La pompa comprime il liquido adiabaticamente e reversibilmente, per cui sono da considerarsi nulli gli scambi termici con l'esterno e le dissipazioni viscosse. La variazione di temperatura dell'acqua è quindi legata alla sola variazione di pressione ed è tipicamente trascurabile (nel diagramma T-s è amplificata notevolmente per ragioni di chiarezza). Il liquido sottoraffreddato in 2 si trova così ad una temperatura praticamente coincidente con quella del liquido saturo in 1, per cui le sue proprietà possono essere stimate come segue:

$$\begin{aligned} p_2 &= p_{\text{caldaia}} = 9.0 \cdot 10^6 \text{ Pa} \Rightarrow v_2 \cong v_1 = v_{\ell @ T_1} = 1.027 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg} \\ T_2 &\cong T_1 = 75.87^\circ\text{C} \Rightarrow h_2 = h_1 + v_1 \cdot (p_2 - p_1) = 0.32678 \cdot 10^6 \text{ J/kg} \end{aligned}$$

Lo stato 3 è per ipotesi quello di vapore saturo secco. Pertanto, si possono ricavare dalla tabella in pressione dell'acqua saturo la temperatura di saturazione e le proprietà del vapore.

$$p_3 = p_{\text{caldaia}} = 9.0 \cdot 10^6 \text{ Pa} \Rightarrow \begin{aligned} T_3 &= T_{\text{sat @ } p_3} = 303.40^\circ\text{C} \\ h_3 &= h_{v @ p_3} = 2742.1 \text{ kJ/kg} = 2.7421 \cdot 10^6 \text{ J/kg} \end{aligned}$$

In 4 si ha una miscela saturo di liquido e vapore d'acqua, di cui non sono noti a priori il titolo e, di conseguenza, l'entalpia specifica. Considerando però che nella turbina, che è un sistema aperto a due correnti operante in condizioni stazionarie, si realizza un'espansione adiabatica e reversibile, si ricava dall'equazione di bilancio entropico dei sistemi aperti (cfr. Es.D.VIII):

$$s_4 = s_3 = s_{v @ p_3} = 5.6722 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

Ma all'entropia della miscela saturo liquido-vapore in 4 si applica anche la relazione:

$$s_4 = s_{\ell @ T_4} + x_4 \cdot (s_{v @ T_4} - s_{\ell @ T_4})$$

in cui i valori dell'entropia specifica del liquido saturo e del vapore saturo secco possono essere ricavati dalla tabella in pressione delle proprietà dell'acqua saturo:

$$s_{\ell @ p_4} = 1.0259 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

$$s_{v @ p_4} = 7.6700 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

Da ciò si ricava che il titolo al termine dell'espansione vale:

$$x_4 = \frac{s_4 - s_{\ell @ p_4}}{s_{v @ p_4} - s_{\ell @ p_4}} = \frac{5.6722 - 1.0259}{7.6700 - 1.0259} = 0.699 = 69.9\%$$

Anche i valori dell'entalpia specifica del liquido saturo e del vapore saturo secco possono essere ricavati dalla tabella in pressione delle proprietà dell'acqua saturo:

$$h_{\ell @ p_4} = 317.58 \text{ kJ/kg} = 0.31758 \cdot 10^6 \text{ J/kg}$$

$$h_{v @ p_4} = 2636.8 \text{ kJ/kg} = 2.6368 \cdot 10^6 \text{ J/kg}$$

In definitiva, l'entalpia specifica della miscela saturo in 4 vale:

$$h_4 = h_{\ell @ p_4} + x_4 \cdot (h_{v @ p_4} - h_{\ell @ p_4}) = 1.9394 \cdot 10^6 \text{ J/kg}$$

Al lavoro netto del ciclo si applica la seguente relazione:

$$\dot{L}_n = \dot{L}_{\text{turbina}} - |\dot{L}_{\text{pompa}}| = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)$$

La portata in massa di acqua vale quindi:

$$\dot{m} = \frac{\dot{L}_n}{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)} = 6.3 \text{ kg/s}$$

Infine, il rendimento di primo principio del ciclo, dato dal rapporto tra potenza meccanica netta erogata e potenza termica assorbita in caldaia, vale:

$$\frac{\dot{L}_{\text{turbina}} - |\dot{L}_{\text{pompa}}|}{\dot{Q}_{\text{caldaia}}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)} = 0.329 = 32.9\%$$

Trattare SINTETICAMENTE, a parole e con le necessarie formule, diagrammi o equazioni, le tematiche indicate di seguito, riportando tutte le trattazioni relative, in forma chiara e leggibile, sul retro del presente stampato. PARTI RIPORTATE ALTROVE NON SARANNO VALUTATE!

- Spiegare perché un sistema che opera ciclicamente e scambia calore con due serbatoi a 327°C e 27°C, ad ogni ciclo assorbendo dal primo 300 MJ e scaricando nel secondo 100 MJ, esegue una trasformazione impossibile.
- Dimostrare che l'entalpia, alla fine di una laminazione adiabatica di una corrente di vapore saturo in condizioni stazionarie, è uguale all'entalpia iniziale.
- Differenze tra gas ideali e vapori surriscaldati.