TDTC(Ele-Tel) – PROVA SCRITTA DEL 20 GIUGNO 2003 – TESTO A

Problema 1

I dispositivi di aerazione interna di un cabinet per apparecchiature elettroniche assicurano una portata di 1.2 m^3/min. Nel cabinet sono inseriti un microprocessore che assorbe fino a 21 W elettrici e dispositivi di vario tipo che assorbono complessivamente altri 140 W. Si assumano per l'aria una densità pari a 1.15 kg/m^3, un calore specifico a pressione costante pari a 1007 J/(kg·°C) ed una temperatura nell'ambiente esterno compresa tra 15°C e 30°C.

Individuare il più conveniente tra i due dissipatori di calore a superficie alettata disponibili, le cui caratteristiche sono illustrate nel seguito, sapendo che il microprocessore, che è il componente più critico, presenta temperatura massima ammissibile pari a 90°C e superficie di scambio termico 1 cm^2, e che la resistenza di contatto tra dissipatore e microprocessore, riferita all'unità di superficie, è pari a 0.0001 m^2·°C/W. Stimare nei due casi la massima temperatura raggiunta dal microprocessore.

Superficie alettata non ventilata, R = 1.5°C/W		
Superficie alettata con ventola, R = 0.5°C/W		

Dati

$\dot{V}$ = 1.2 m^3/min = 0.02 m^3/s

$\dot{Q}_{mp}$ = 21 W

$\dot{Q}_{alia}$ = 140 W

ρ = 1.15 kg/m^3

c = 1007 J/(kg·°C)

$T_{amb,min}$ = 15°C

$T_{amb,max}$ = 30°C

$T_{mp,max}$ = 90°C

A_{mp} = 1 cm^2 = $1 \cdot 10^{-4}$ m^2

R''_c = 0.0001 m^2·°C/W

$R_{d,s/v}$ = 1.5°C/W

$R_{d,c/v}$ = 0.5°C/W

Determinare

Massima temperatura raggiunta dal microprocessore nelle due configurazioni indicate

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 dal microprocessore, in funzione del tipo di dissipatore impiegato.

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:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{mp} + \dot{Q}_{alia} = 161\,\mathrm{W}$$

La portata in massa vale:

$$\dot{m} = \rho\dot{V} = 0.023\ \mathrm{kg/s}$$

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 15°C e 30°C. Le condizioni più gravose si avranno, ovviamente, quando la temperatura ambiente è massima, da cui:

$$T_1 = 30°\mathrm{C}$$

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

$$T_2 = T_1 + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}c_p} = 37°\mathrm{C}$$

Dati la temperatura massima dell'aria di raffreddamento (T_2) ed il dissipatore di calore (con la sua resistenza termica R_d), la temperatura del microprocessore in condizioni di carico massimo può essere valutata mediante l'analogia elettrotermica (vedi Es.E.X-XII):

$$T_{mp} = T_2 + (R_c + R_d)\cdot\dot{Q}_{mp}$$

La resistenza di contatto R_c è valutabile come segue (vedi Es.E.XI):

$$R_c = \frac{R''_c}{A} = 1\ °\mathrm{C/W}$$

In definitiva, la temperatura massima del processore con il dissipatore senza ventola sarà pari a

$$T_{mp,s/v} = T_2 + (R_c + R_{d,s/v})\cdot\dot{Q}_{mp} = 89.5\ °\mathrm{C}$$

mentre, impiegando il dissipatore con ventola, sarà pari a

$$T_{mp,c/v} = T_2 + (R_c + R_{d,c/v})\cdot\dot{Q}_{mp} = 68.5\ °\mathrm{C}$$

Entrambe le soluzioni sono in teoria soddisfacenti, ma la prima 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 stimi il tempo di risposta t_{99} di un sensore per misure di temperature in aria, inteso come il tempo dall'immersione del sensore nella corrente d'aria monitorata dopo il quale la differenza di temperatura tra sensore e aria si è ridotta all'1% del valore iniziale. Il sensore è costituito da un sfera con diametro 1.2 mm, realizzata in un materiale con conduttività termica 120 W/(m·°C), densità 4500 kg/m^3 e calore specifico 750 J/(kg·°C). Inoltre, il coefficiente di adduzione sulla superficie del sensore è pari a 90 W/(m^2·°C).

Dati

D= 1.2 mm

λ = 120 W/(m·°C)

ρ = 4500 kg/m^3

c = 750 J/(kg·°C)

h_{TOT} = 90 W/(m^2·°C)

$\Delta T_{99}/\Delta T_0$ = 1% = 0.01

Determinare

Tempo di risposta t_{99}

Ipotesi

Proprietà termofisiche omogenee e indipendenti dalla temperatura, coefficiente di adduzione uniforme, effetti degli eventuali fili di connessione del sensore trascurabili, tempo di immersione pressoché nullo

Soluzione

Per verificare se si può assumere uniforme la temperatura nel sensore durante il transitorio occorre stimare il numero di Biot. È a tal scopo necessario valutare la lunghezza caratteristica del problema, che nel caso in esame vale (vedi Es.G.II):

$$L_c = \frac{V}{A} \cong \frac{\frac{4}{3}\pi\left(\frac{D}{2}\right)^3}{4\pi\left(\frac{D}{2}\right)^2} = \frac{D}{6} = 0.0002 \text{ m}$$

Si sono trascurati, in favore di sicurezza, gli scambi termici attraverso i (necessari) fili del sensore e le loro superfici. Il numero di Biot vale quindi:

$$Bi = \frac{h_{TOT} L_c}{\lambda} = \frac{90 \cdot 0.0002}{120} = 1.5 \cdot 10^{-4} \ll 1$$

Poiché Bi è molto minore dell'unità, è accettabile l'ipotesi di uniformità della temperatura. È quindi possibile studiare il problema a parametri concentrati. Si noti che con il coefficiente di adduzione h_{TOT} si integrano in una sola grandezza i fenomeni di convezione e irraggiamento.

Il tempo caratteristico del problema, t_c, vale:

$$t_c = \frac{\rho c V}{h_{TOT} A} = \frac{\rho c L_c}{h_{TOT}} = \frac{4500 \cdot 750 \cdot 0.0002}{90} = 7.5 \text{ s}$$

Una volta che il sensore viene immerso nella corrente d'aria, la sua temperatura non varia istantaneamente, ma aumenta a poco a poco, fino a portarsi asintoticamente alla temperatura dell'aria. Data la differenza di temperatura massima ammissibile tra sensore e corrente d'aria, pari all'1% del valore iniziale (a cui corrisponde un abbattimento pari al 99% della differenza iniziale), il tempo di risposta che si vuole stimare è quello per cui si ha (vedi Es.G.II)

$$\Delta T_{99} / \Delta T_0 = e^{-t_{99}/t_c}$$

ovvero

$$t_{99} = -t_c \ln\left(\Delta T_{99}/\Delta T_0\right) = -7.5 \cdot \ln(0.01) = 35.5 \text{ s}$$

Problema 3

Si analizzi un ciclo Rankine ideale con surriscaldamento, in cui il fluido di lavoro è acqua. Siano 0.30 bar la pressione nel condensatore e 30 bar la pressione in caldaia. La portata di fluido processato sia pari a 1800 kg/h. Al termine dell'espansione in turbina, il vapore presenta titolo pari a 96.2%. Determinare:

a) la temperatura alla fine del surriscaldamento		
b) la potenza netta erogata dal ciclo		
c) il rendimento termico del ciclo		

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

Dati

fluido di lavoro: acqua

$p_{condensatore}$ = 0.30 bar = $3.0 \cdot 10^4$ Pa

$x_{condensatore}$ = 96.2% = 0.962

$p_{caldaia}$ = 30 bar = $3.0 \cdot 10^6$ Pa

$\dot{m}$ = 1800 kg/h = 0.500 kg/s

Determinare

Vedi testo

Ipotesi

Ciclo ideale $\Rightarrow$ processi internamente reversibili

Singoli componenti $\Rightarrow$ sistemi aperti in condizioni stazionarie

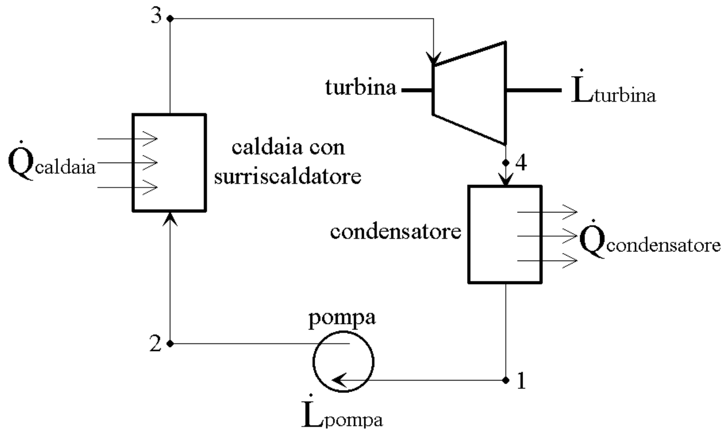
Variazioni di energia cinetica e potenziale trascurabili

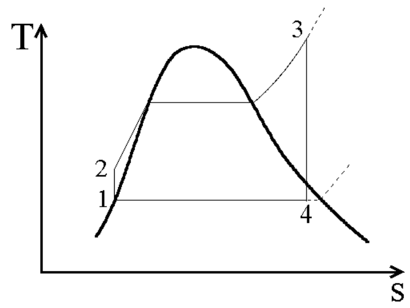
Pompa e turbina adiabatiche

Nella pompa entra liquido saturo

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 (vedi Es.D.XI). 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:

$$\dot{m} \cdot \Delta h = \dot{Q} - \dot{L} \qquad \Leftrightarrow \qquad \Delta h = q - l$$

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

$$p_1 = p_{condensatore} = 3.0 \cdot 10^4 \text{ Pa} \quad \Rightarrow \begin{array}{l} T_1 = T_{sat@p_1} = 69.10°C \\ h_1 = h_{\ell@p_1} = 289.23 \text{ kJ/kg} = 0.28923 \cdot 10^6 \text{ J/kg} \end{array}$$

La pompa comprime il liquido adiabaticamente e reversibilmente, per cui sono da considerarsi nulli gli scambi termici con l'esterno e le dissipazioni viscose. 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:

$$\begin{array}{l} p_2 = p_{caldaia} = 3.0 \cdot 10^6 \text{ Pa} \\ T_2 \cong T_1 = 69.10°C \end{array} \Rightarrow \begin{array}{l} v_2 \cong v_1 = v_{\ell@T_1} = 1.022 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3\text{/kg} \\ h_2 = h_1 + v_1 \cdot (p_2 - p_1) = 0.292265 \cdot 10^6 \text{ J/kg} \end{array}$$

Per lo stato 4 è nota la pressione, ma non la temperatura. 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):

$$s_3 = s_4$$

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

$$s_4 = s_{\ell@p_4} + x_4 \cdot \left(s_{v@p_4} - s_{\ell@p_4}\right)$$

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 satura:

$$s_{\ell @ p_4} = 0.9439 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$
$$s_{v @ p_4} = 7.7686 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

Da ciò si ricava che l'entropia specifica in 4 e, quindi, in 3 vale:

$$s_4 = s_3 = 0.9439 + 0.962 \cdot (7.7686 - 0.9439) = 7.5093 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

Dalla tabella delle proprietà del vapore d'acqua surriscaldato si ottiene così che, a pressione 3.0 MPa ed entropia 7.5085 kJ/(kg·K) (valore questo prossimo a sufficienza a quello precedentemente determinato da rendere inutile un'interpolazione lineare), la temperatura del vapore d'acqua al termine del surriscaldamento è pari a:

$$T_3 = T_{@ p_3 \& s_3} = 600 \text{ °C}$$

Quindi, l'entalpia specifica all'inizio dell'espansione vale:

$$h_3 = h_{@ p_3 \& s_3} = 3682.3 \text{ kJ/kg} = 3.6823 \cdot 10^6 \text{ J/kg}$$

Per ciò che concerne la miscela satura di liquido e vapore in 4, i valori dell'entalpia specifica del liquido saturo e del vapore saturo secco alla pressione nel condensatore possono essere ricavati dalla tabella in pressione delle proprietà dell'acqua satura.

$$h_{\ell @ p_4} = 289.23 \text{ kJ/kg} = 0.28923 \cdot 10^6 \text{ J/kg}$$
$$h_{v @ p_4} = 2625.3 \text{ kJ/kg} = 2.6253 \cdot 10^6 \text{ J/kg}$$

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

$$h_4 = h_{\ell @ p_4} + x_4 \cdot \left(h_{v @ p_4} - h_{\ell @ p_4}\right) = 2.5365 \cdot 10^6 \text{ J/kg}$$

Applicando alla turbina, che opera adiabaticamente, l'equazione di bilancio di sistema aperto, si ottiene:

$$\dot{L}_{\text{turbina}} = -\dot{m} \cdot (h_4 - h_3) \equiv \dot{m} \cdot (h_3 - h_4) = 573 \cdot 10^3 \text{ W} = 573 \text{ kW}$$

Il valore ottenuto è positivo in quanto la potenza è erogata verso l'esterno. Applicando l'equazione di bilancio di sistema aperto alla pompa, che pure opera adiabaticamente, si ottiene:

$$\left|\dot{L}_{\text{pompa}}\right| = \left|-\dot{m} \cdot (h_2 - h_1)\right| \equiv \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = 1518 \text{ W} = 1.52 \text{ kW}$$

La potenza meccanica netta erogata dal ciclo vale quindi:

$$\dot{L}_{\text{turbina}} - \left|\dot{L}_{\text{pompa}}\right| = 571 \cdot 10^3 \text{ W} = 571 \text{ kW}$$

Applicando l'equazione di bilancio di sistema aperto alla caldaia, in cui non sono presenti dispositivi che scambiano lavoro meccanico col fluido, si ottiene:

$$\dot{Q}_{\text{caldaia}} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) = 1695 \cdot 10^3 \text{ W} = 1695 \text{ kW}$$

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

$$\frac{\dot{L}_{\text{turbina}} - \left|\dot{L}_{\text{pompa}}\right|}{\dot{Q}_{\text{caldaia}}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)} = 0.337 = 33.7\%$$

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!

- Il potere frigorifero ideale, Q_C, di un modulo termoelettrico ad effetto Peltier è stimabile mediante la relazione

$$Q_c = 2N\left[\alpha T_C I - \frac{1}{2}\rho_e \frac{L}{A} I^2 - \lambda \frac{A}{L}(T_H - T_C)\right]$$

  in cui N è in numero di coppie termoelettriche, α, ρ_r e λ sono, rispettivamente, il coefficiente di Seebeck, la resistività elettrica media e la conducibilità termica media delle coppie, L ed A l'altezza e la sezione trasversale di un singolo elemento in semiconduttore, T_H e T_C la temperatura delle giunzioni calde e delle giunzioni fredde, I la corrente. Spiegare la relazione.
- Secondo principio della termodinamica.
- Raggio critico di isolamento termico.