TDTC(Ele-Tel) – PROVA SCRITTA DEL 15 LUGLIO 2003 – SOLUZIONI TESTO B

Problema 1

Un processore ad elevate prestazioni, che in condizioni di massimo carico assorbe una potenza pari a 85 W elettrici ed è caratterizzato da temperatura massima ammissibile 80°C, viene raffreddato mediante uno scambiatore di calore a liquido in contatto con la sua superficie superiore, nel quale fluisce una corrente di acqua con portata 0.60 litri/min e temperatura in ingresso 28°C. Si assumano per l'acqua una densità di 1000 kg/m^3 ed un calore specifico di 4190 J/(kg·°C). Il coefficiente di convezione nei canali dello scambiatore, che presentano diametro interno 2 mm e sviluppo longitudinale totale 36 mm, è pari a 15000 W/(m^2·°C). La resistenza di contatto tra scambiatore e processore, riferita all'unità di superficie, è pari a 0.00004 °C·m^2/W, l'area della superficie di contatto è pari a 180 mm^2. Trascurando, sia nel processore che nello scambiatore, le dispersioni di calore attraverso superfici diverse da quelle di contatto (in favore di sicurezza) e le resistenze di forma per conduzione (cioè le resistenze interne alla conduzione del calore, tipicamente molto ridotte), stimare:

a) temperatura in uscita dell'acqua
b) massima temperatura raggiunta dal processore

Dati

$\dot{Q}_p$ = 85 W

$T_{p,max}$ = 80°C

$\dot{V}$ = 0.60 litri/min = $1.0 \cdot 10^{-5}$ m^3/s

T_{in} = 28°C

ρ = 1000 kg/m^3

c = 4190 J/(kg·°C)

D = 2 mm = 0.002 m

L = 36 mm = 0.036 m

h_i = 15000 W/(m^2·°C)

R''_c = 0.00004 m^2·°C/W

$A_c = A_{p,sup}$ = 180 mm^2 = $1.80 \cdot 10^{-4}$ m^2

Determinare

Temperatura in uscita dell'acqua

Massima temperatura raggiunta dal processore

Ipotesi

Coefficiente di convezione omogeneo, resistenza di contatto omogenea, proprietà del fluido costanti, dispersioni di calore attraverso le superfici diverse da quelle di contatto trascurabili nel processore e nel dissipatore, resistenze di forma per conduzione (ovvero resistenze interne alla conduzione del calore) trascurabili nel processore e nello scambiatore, condizioni stazionarie

Soluzione

Il problema si risolve partendo con la valutazione della massima temperatura che l'acqua può raggiungere nello scambiatore di calore e, a partire da questa, la massima temperatura raggiungibile dal processore.

Lo scambiatore 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.III):

$$\dot{Q} - \dot{L} = \dot{m}\left[h_{out} - h_{in} + \frac{w_{out}^2 - w_{in}^2}{2} + g\left(z_{out} - z_{in}\right)\right]$$

Nel caso in esame, si trascurano per ipotesi gli scambi termici attraverso le superfici diverse da quella di contatto con il processore. Inoltre, le variazioni di energia cinetica ed energia potenziale sono piccole, essendo minime per l'acqua le variazioni di velocità (i liquidi sono incomprimibili e la sezione di passaggio è costante) e di quota, che vengono quindi trascurate. I dispositivi di pompaggio eventuali non sono collocati nello scambiatore. L'equazione di bilancio dell'energia assume pertanto la seguente forma semplificata:

$$\dot{Q}_p = \dot{m}\left(h_{out} - h_{in}\right)$$

La portata in massa vale:

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = 0.0464 \ \ kg/s$$

La variazione di entalpia può essere valutata come segue:

$$h_{out} - h_{in} = \int_{T_{in1}}^{T_{out}} c(T) dT \cong c\left(T_{out} - T_{in}\right)$$

Pertanto, la massima temperatura dell'acqua nello scambiatore, che viene raggiunta in prossimità dell'uscita, vale:

$$T_{out} = T_{in} + \frac{\dot{Q}_p}{\dot{m} \cdot c} = 30.0°C$$

Data la temperatura massima dell'acqua di raffreddamento (T_{out}), la temperatura massima del processore in condizioni di carico massimo può essere valutata mediante l'analogia elettrotermica (vedi Es.E.X-XII):

$$T_p = T_{out} + \left(R_c + R_i\right) \cdot \dot{Q}_p$$

Si sono trascurate per ipotesi le resistenze alla conduzione nello scambiatore e nel processore. La resistenza di contatto processore-dissipatore è valutabile come segue (vedi Es.E.XI):

$$R_c = \frac{R''_c}{A_c} = 0.22 \ \ °C/W$$

La superficie di scambio termico convettivo nei condotti dello scambiatore di calore vale:

$$A_i = \pi \cdot D \cdot L = 2.26 \cdot 10^{-4} \ \ m^2$$

La resistenza convettiva interna vale quindi:

$$R_i = \frac{1}{h_i \cdot A_i} = 0.29 \ \ °C/W$$

In definitiva, la temperatura massima del processore sarà pari a

$$T_p = T_{out} + \left(R_c + R_i\right) \cdot \dot{Q}_p = 74 \ °C \ \ < \ \ T_{p,max} = 80 \ °C$$

La soluzione di raffreddamento è soddisfacente.

Problema 2

Si stimi il tempo di risposta t_{999} di un sensore per misure di temperatura in liquido, inteso come il tempo dall'immersione del sensore nel liquido monitorato dopo il quale la differenza di temperatura tra sensore e liquido si è ridotta all'1°/$_{oo}$ (uno per mille) del valore iniziale. Il sensore è costituito da una piastrina con dimensioni 2 mm x 2 mm x 0.5 mm, realizzata in un materiale con conduttività termica 2.5 W/(m·°C), densità 1800 kg/m^3 e calore specifico 850 J/(kg·°C). Inoltre, il coefficiente di convezione sulla superficie del sensore è pari a 40 W/(m^2·°C).

a) tempo di risposta t_{999}

Dati

L_1 = 2 mm = 0.002 m

L_2 = 2 mm = 0.002 m

L_3 = 0.5 mm = 0.0005 m

λ = 2.5 W/(m·°C)

ρ = 1800 kg/m^3

c = 850 J/(kg·°C)

h = 40 W/(m^2·°C)

$\Delta T_{999}/\Delta T_0$ = 1°/$_{oo}$ = 0.001

Determinare

Tempo di risposta t_{999}

Ipotesi

Proprietà termofisiche omogenee e indipendenti dalla temperatura, coefficiente di convezione 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):

$$L_c = \frac{V}{A} \cong \frac{L_1 \cdot L_2 \cdot L_3}{2 \cdot (L_1 \cdot L_2 + L_1 \cdot L_3 + L_2 \cdot L_3)} = 0.000167 \ \text{m}$$

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

$$\text{Bi} = \frac{h \cdot L_c}{\lambda} = \frac{40 \cdot 0.000167}{2.5} = 0.00267 \quad << 1$$

Poiché Bi è molto minore dell'unità, è accettabile l'ipotesi di uniformità della temperatura. È quindi possibile studiare il problema a parametri concentrati.

Il tempo caratteristico del problema, t_c, vale:

$$t_c = \frac{\rho c L_c}{h} = \frac{1800 \cdot 850 \cdot 0.000167}{40} = 6.38 \ \text{s}$$

Una volta che il sensore viene immerso, la sua temperatura varia a poco a poco, fino a portarsi asintoticamente alla temperatura del liquido. Data la differenza di temperatura massima ammissibile tra sensore e liquido, pari all'uno per mille del valore iniziale (a cui corrisponde un abbattimento pari al 999°/$_{oo}$ della differenza iniziale), il tempo di risposta che si vuole stimare è quello per cui si ha (vedi Es.G.II)

$$\Delta T_{999} / \Delta T_0 = e^{-t_{999}/t_c}$$

ovvero

$$t_{999} = -t_c \ln(\Delta T_{999} / \Delta T_0) = -6.38 \cdot \ln(0.001) = 44 \ \text{s}$$

Problema 3

Si analizzi un ciclo Rankine ideale con surriscaldamento, in cui il fluido di lavoro è acqua. Siano 20 kPa la pressione nel condensatore e 20 MPa la pressione in caldaia. La portata di fluido processato è pari a 90 kg/min. Nella pompa entra liquido saturo, dalla turbina esce vapore saturo secco. Determinare:

a) temperatura alla fine del surriscaldamento
b) potenza netta erogata dal ciclo
c) 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

$p_{condensatore}$ = 20 kPa = $20 \cdot 10^3$ Pa

$p_{caldaia}$ = 20 MPa = $20 \cdot 10^6$ Pa

$\dot{m}$ = 90 kg/min = 1.5 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

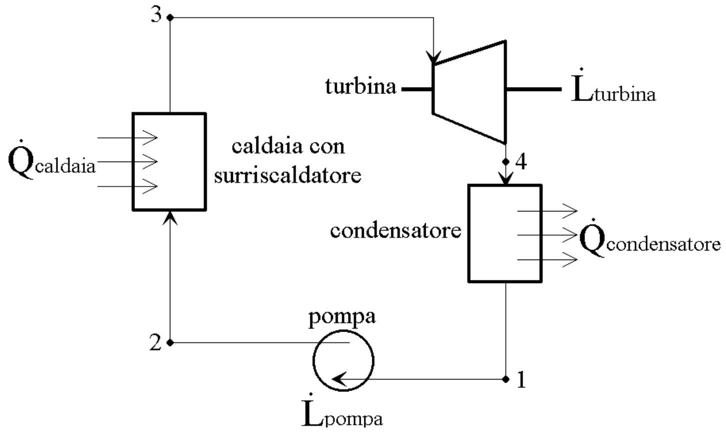
Pompa e turbina adiabatiche

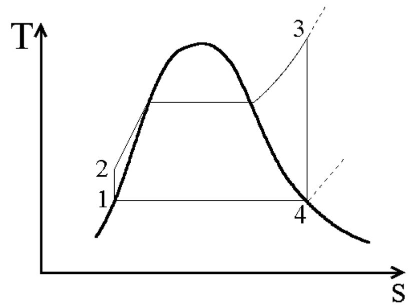
Nella pompa entra liquido saturo

Dalla turbina esce 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:

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

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.

$$p_1 = p_{condensatore} = 20 \cdot 10^3 \text{ Pa} \Rightarrow \begin{array}{l} T_1 = T_{sat@p_1} = 60.06°C \\ h_1 = h_{\ell @ p_1} = 251.40 \text{ kJ/kg} = 0.25140 \cdot 10^6 \text{ J/kg} \end{array}$$

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:

$$\begin{array}{l} p_2 = p_{caldaia} = 20 \cdot 10^6 \text{ Pa} \\ T_2 \cong T_1 = 60.06°C \end{array} \Rightarrow \begin{array}{l} v_2 \cong v_1 = v_{\ell @ p_1} = 1.017 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg} \\ h_2 = h_1 + v_1 \cdot (p_2 - p_1) = 0.27172 \cdot 10^6 \text{ J/kg} \end{array}$$

Per lo stato 3 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. D.VIII):

$$s_3 = s_4$$

In 4 si ha per ipotesi un vapore saturo secco. Pertanto, le proprietà di interesse del fluido nello stato 4 si possono ricavare dalla tabella in pressione delle proprietà dell'acqua satura.

$$p_4 = p_{condensatore} = 20 \cdot 10^3 \text{ Pa} \Rightarrow \begin{array}{l} s_4 = s_{v@p_4} = 7.9085 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \equiv s_3 \\ h_4 = h_{v@p_4} = 2609.7 \text{ kJ/kg} = 2.6097 \cdot 10^6 \text{ J/kg} \end{array}$$

Dalle tabelle delle proprietà del vapore d'acqua surriscaldato si ottiene che, a pressione 20 MPa:

$$T_{3A} = 1200 \text{ °C} \Rightarrow \begin{array}{l} s_{3A} = s_{@p_3 \& T_{3A}} = 7.8707 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \\ h_{3A} = h_{@p_3 \& T_{3A}} = 5101.0 \text{ kJ/kg} = 5.1010 \cdot 10^6 \text{ J/kg} \end{array}$$

$$T_{3B} = 1300\ °C \Rightarrow \begin{array}{l} s_{3B} = s_{@p_3\&T_{3B}} = 8.0442\ \text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}) \\ h_{3B} = h_{@p_3\&T_{3B}} = 5365.1\ \text{kJ}/\text{kg} = 5.3651\cdot 10^6\ \text{J}/\text{kg} \end{array}$$

La temperatura al termine del surriscaldamento si può quindi ricavare per interpolazione lineare dei dati tabulati:

$$T_3 = T_{3A} + (T_{3B} - T_{3A})\frac{(s_3 - s_{3A})}{(s_{3B} - s_{3A})} = 1200 + (1300 - 1200)\frac{(7.9085 - 7.8707)}{(8.0442 - 7.8707)} = 1222\ °C$$

Lo stesso vale per l'entalpia specifica:

$$h_3 = h_{3A} + (h_{3B} - h_{3A})\frac{(s_3 - s_{3A})}{(s_{3B} - s_{3A})} =$$

$$= 5.1010\cdot 10^6 + (5.3651\cdot 10^6 - 5.1010\cdot 10^6)\frac{(7.9085 - 7.8707)}{(8.0442 - 7.8707)} = 5.1585\cdot 10^6\ \text{J}/\text{kg}$$

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

$$\dot{L}_{\text{turbina}} = -\dot{m}\cdot(h_4 - h_3) \equiv \dot{m}\cdot(h_3 - h_4) = 3.82\cdot 10^6\ \text{W} = 3.82\ \text{MW}$$

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

$$\left|\dot{L}_{\text{pompa}}\right| = \left|-\dot{m}\cdot(h_2 - h_1)\right| \equiv \dot{m}\cdot(h_2 - h_1) = 30.5\cdot 10^3\ \text{W} = 30.5\ \text{kW}$$

La potenza meccanica netta erogata dal ciclo vale quindi:

$$\dot{L}_{\text{turbina}} - \left|\dot{L}_{\text{pompa}}\right| = 3.79\cdot 10^6\ \text{W} = 3.79\ \text{MW}$$

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

$$\dot{Q}_{\text{caldaia}} = \dot{m}\cdot(h_3 - h_2) = 7.33\cdot 10^6\ \text{W} = 7.33\ \text{MW}$$

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

$$\frac{\dot{L}_{\text{turbina}} - \left|\dot{L}_{\text{pompa}}\right|}{\dot{Q}_{\text{caldaia}}} = 0.517 = 51.7\%$$

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!

- Funzionamento di un sistema termoelettrico per refrigerazione ad effetto Peltier.
- Legge di Fourier e conduttività termica.
- Corpo nero in irraggiamento termico e leggi relative.