

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

Problema 1

In un cabinet per personal computer sono alloggiati un processore che dissipa fino a 50 W ed apparecchiature elettriche ed elettroniche di vario tipo che dissipano complessivamente altri 150 W. Si assumano per l'aria una densità pari a 1.15 kg/m^3 , un calore specifico a pressione costante pari a $1007 \text{ J/(kg}^\circ\text{C)}$ ed una temperatura nell'ambiente esterno compresa tra 25°C e 35°C .

Individuare il più conveniente tra i due possibili dispositivi di aerazione interna del cabinet, che assicurano le portate d'aria indicate nel seguito, sapendo che il processore presenta temperatura massima ammissibile pari a 80°C e superficie di scambio termico 2.2 cm^2 , che il dissipatore di calore a superficie alettata impiegato per il suo raffreddamento presenta resistenza termica 0.3°C/W e che la resistenza di contatto tra dissipatore e processore, riferita all'unità di superficie, è $0.00007 \text{ m}^2\cdot^\circ\text{C/W}$. Stimare nei due casi la massima temperatura raggiunta dal processore.

sistema a ventola doppia,
portata d'aria $45 \text{ m}^3/\text{h}$
sistema a ventola tripla,
portata d'aria $95 \text{ m}^3/\text{h}$

Dati

$$\dot{Q}_{\text{mp}} = 50 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{\text{alia}} = 150 \text{ W}$$

$$\rho = 1.15 \text{ kg/m}^3$$

$$c = 1007 \text{ J/(kg}^\circ\text{C)}$$

$$T_{\text{amb,min}} = 25^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{amb,max}} = 35^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{mp,max}} = 80^\circ\text{C}$$

$$A_{\text{mp}} = 2.2 \text{ cm}^2 = 2.2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$R_c'' = 0.00007 \text{ m}^2\cdot^\circ\text{C/W}$$

$$R_d = 0.3^\circ\text{C/W}$$

$$\dot{V}_{v2} = 45 \text{ m}^3/\text{h} = 0.0125 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{V}_{v3} = 95 \text{ m}^3/\text{h} = 0.0264 \text{ m}^3/\text{s}$$

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:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{mp} + \dot{Q}_{alia} = 200 \text{ W}$$

La portata in massa nei due casi contemplati vale:

$$\dot{m}_{v2} = \rho \dot{V}_{v2} = 0.0144 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{v3} = \rho \dot{V}_{v3} = 0.0303 \text{ kg/s}$$

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 25°C e 35°C. Le condizioni più gravose si avranno, ovviamente, quando la temperatura ambiente è massima, da cui:

$$T_1 = 35^\circ\text{C}$$

Pertanto, la massima temperatura dell'aria all'interno cabinet, che viene raggiunta in prossimità dell'uscita, vale, nelle due configurazioni di sistema:

$$T_{2,v2} = T_1 + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{v2} c_p} = 48.8^\circ\text{C}$$

$$T_{2,v3} = T_1 + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{v3} c_p} = 41.5^\circ\text{C}$$

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):

$$R_c = \frac{R_c''}{A} = 032 \text{ }^\circ\text{C/W}$$

In definitiva, la temperatura massima del processore con il sistema a due ventole

$$T_{mp,v2} = T_{2,v2} + (R_c + R_d) \cdot \dot{Q}_{mp} = 79.7 \text{ }^\circ\text{C}$$

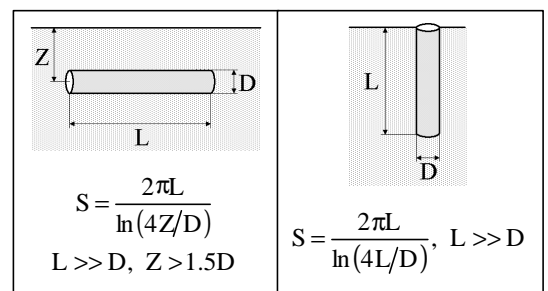
mentre, impiegando il dissipatore con ventola, sarà pari a

$$T_{mp,v3} = T_{2,v3} + (R_c + R_d) \cdot \dot{Q}_{mp} = 72.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

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

In un tubo in plastica con lunghezza 25 m, diametro interno 100 mm e diametro esterno 122 mm, interrato a profondità 120 cm (riferita all'asse), scorre un fluido a temperatura $T_f = 65^\circ\text{C}$ pressoché costante. Siano pari a $150 \text{ W/(m}^2\cdot^\circ\text{C)}$ il coefficiente di convezione sulla superficie interna del tubo, a $1.2 \text{ W/(m}\cdot^\circ\text{C)}$ la conduttività termica delle pareti del tubo e a $0.5 \text{ W/(m}\cdot^\circ\text{C)}$ la conduttività termica del terreno. Selezionando tra quelle a lato una relazione per il calcolo del fattore di forma per conduzione, stimare la potenza termica persa dal fluido verso la superficie del terreno, mediamente a temperatura 25°C .



Dati

$$\begin{aligned}L &= 25 \text{ m} \\d &= 100 \text{ mm} = 0.100 \text{ m} \\D &= 122 \text{ mm} = 0.122 \text{ m} \\Z &= 120 \text{ cm} = 1.20 \text{ m} \\T_f &= 65^\circ\text{C} \\T_s &= 25^\circ\text{C} \\h &= 150 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \\\lambda_p &= 1.2 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C}) \\\lambda_t &= 0.5 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})\end{aligned}$$

Determinare

Potenza termica perduta dal tubo, \dot{Q}

Ipotesi

Condizioni stazionarie, superfici isoterme, proprietà del terreno omogenee, temperatura del liquido costante, coefficiente di convezione omogeneo

Soluzione

Il problema è risolvibile utilizzando i fattori di forma per conduzione. La relazione giusta è evidentemente quella riportata nel riquadro a sinistra, ma occorre verificare le condizioni di validità:

$$L/D = 25/0.122 = 205 \gg 1 \quad \Rightarrow \text{OK!}$$

$$Z = 1.20/0.122 = 9.8 > 1.5 \quad \Rightarrow \text{OK!}$$

Il fattore di forma vale quindi:

$$S = \frac{2\pi L}{\ln(4Z/D)} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 25}{\ln(4 \cdot 1.20/0.122)} = 42.8 \text{ m}$$

La resistenza termica di forma vale (vedi Es.F.V-VI):

$$R_f = \frac{1}{S \cdot \lambda_t} = \frac{1}{42.8 \cdot 0.5} = 0.0468 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$$

La potenza termica che attraversa il terreno compreso tra superficie esterna del tubo e superficie del terreno esposta all'aria ambiente deve attraversare anche le pareti del tubo e l'interfaccia convettiva tra queste e il liquido. Se ne deduce che la resistenza alla conduzione termica delle pareti e la resistenza convettiva lavorano in serie con la resistenza termica di forma (cfr. Es.F.VI). La resistenza conduttiva delle pareti vale:

$$R_p = \frac{\ln(D/d)}{2\pi\lambda_p L} = \frac{\ln(0.122/0.100)}{2 \cdot \pi \cdot 1.20 \cdot 25} = 0.00105 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$$

La resistenza convettiva all'interno del tubo vale:

$$R_c = \frac{1}{\pi d L h} = \frac{1}{\pi \cdot 0.100 \cdot 25 \cdot 150} = 0.00085 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$$

La resistenza complessiva vale quindi:

$$R = R_f + R_p + R_c = 0.0487 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$$

In conclusione, la potenza termica persa dal tubo attraverso il terreno vale:

$$\dot{Q} = \frac{(T_f - T_s)}{R} = \frac{(65 - 25)}{0.0487} = 822 \text{ W}$$

Problema 3

Si analizzi un sistema di refrigerazione che implementa un ciclo frigorifero ideale a R134a, impiegato per refrigerare un ambiente a -30°C . Tra evaporatore e ambiente refrigerato occorre instaurare una differenza di temperatura di 6°C

per consentire un efficace scambio termico. Il compressore estrae dall'evaporatore vapore saturo secco e lo porta ad una pressione pari a 0.40 MPa, necessaria ad ottenere nel condensatore le condizioni di scambio termico desiderate, mentre nella valvola di laminazione entra liquido saturo. La portata in massa del refrigerante è pari a 8 g/s. Determinare:

- il potere refrigerante del sistema frigorifero
- la potenza assorbita dal compressore
- il COP del sistema frigorifero

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: Freon R134a

$$T_F = -30^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_F = 6^\circ\text{C}$$

$$p_C = 0.40 \text{ MPa} = 0.40 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\dot{m} = 8 \text{ g/s} = 0.008 \text{ kg/s}$$

Determinare

Vedi testo

Ipotesi

Ciclo ideale \Rightarrow processi internamente reversibili (eccetto la laminazione)

Singoli componenti \Rightarrow sistemi aperti in condizioni stazionarie

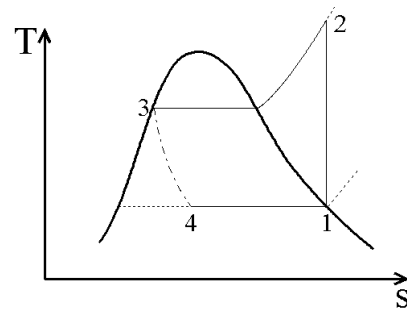
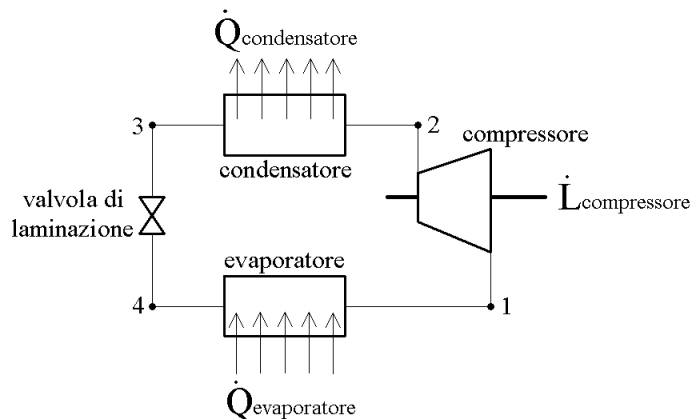
Variazioni di energia cinetica e potenziale trascurabili

Compressore e valvola di laminazione adiabatici

Nel compressore entra vapore saturo secco, dal condensatore esce 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 determinare i corrispondenti valori dell'entalpia specifica (vedi Es.D.XII). Schematizzando i singoli componenti del ciclo come sistemi aperti a due correnti in condizioni stazionarie, in cui si trascurano le variazioni di energia cinetica potenziale, l'equazione di bilancio dell'energia assume per tutti la forma:

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

Lo stato in 1 è per ipotesi quello di vapore saturo secco. Pertanto, la pressione di saturazione e le proprietà di interesse del fluido si possono ricavare dalla tabella in temperatura delle proprietà dell' R134a saturo. Se tra evaporatore ed ambiente refrigerato occorre instaurare una certa differenza di temperatura per consentire un efficace scambio termico, è evidente che l'evaporatore, in cui il fluido assorbe calore, deve essere a temperatura inferiore a quella dell'ambiente refrigerato. Pertanto

$$T_1 = T_{\text{evaporatore}} = T_F - \Delta T_F = -36^\circ\text{C} \Rightarrow \begin{aligned} p_1 &= p_{\text{sat}@T_1} = 0.06332 \text{ MPa} = 6332 \text{ Pa} \\ h_1 &= h_{v@T_1} = 225.40 \text{ kJ/kg} = 0.22540 \cdot 10^6 \text{ J/kg} \end{aligned}$$

Poiché il processo di condensazione è isobaro, la pressione in 2, all'uscita del compressore e all'ingresso del condensatore, sarà pari alla pressione di condensazione:

$$p_2 = p_3 = 0.40 \text{ MPa} = 0.40 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

La temperatura al termine della compressione rimane tuttavia incognita. Considerando però che nel compressore, che è un sistema aperto a due correnti operante in condizioni stazionarie, si realizza una compressione adiabatica e reversibile, si ricava dall'equazione di bilancio entropico dei sistemi aperti (cfr. Es.D.V) che la trasformazione è anche isoentropica. Dalla tabella in temperatura delle proprietà dell' R134a saturo si ricava quindi

$$s_2 = s_1 = s_{v@T_1} = 0.9506 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$$

Dalle tabelle delle proprietà dell' R134a si ottiene così che, a pressione 0.40 MPa ed entropia 0.9515 kJ/(kg K) (valore questo prossimo a sufficienza a quello precedentemente determinato da rendere inutile un'interpolazione lineare), il vapore surriscaldato alla fine della compressione presenta temperatura pari a 20°C e, quindi, che la sua entalpia specifica vale:

$$h_2 = h_{@p_2 \& s_2} = 262.96 \text{ kJ/kg} = 0.26296 \cdot 10^6 \text{ J/kg}$$

Lo stato in 3 è per ipotesi quello di liquido saturo. Pertanto, la pressione di saturazione e le proprietà di interesse del fluido si possono ricavare dalla tabella in pressione delle proprietà dell' R134a saturo:

$$p_3 = p_{\text{condensatore}} = 0.40 \text{ MPa} \Rightarrow h_3 = h_{\ell@p_3} = 62.00 \text{ kJ/kg} = 0.06200 \cdot 10^6 \text{ J/kg}$$

Infine, dall'equazioni di bilancio energetico dei sistemi aperti si ricava che una laminazione adiabatica è anche isoentalpica (cfr. Es.D.IX). Si ha pertanto:

$$h_4 = h_3 = 62.00 \text{ kJ/kg} = 0.06200 \cdot 10^6 \text{ J/kg}$$

Applicando l'equazione di bilancio di sistema aperto all'evaporatore, in cui non sono presenti dispositivi che scambiano lavoro meccanico col fluido, si ottiene il potere refrigerante del sistema:

$$\dot{Q}_{\text{evaporatore}} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) = 1307 \text{ W}$$

Applicando l'equazione di bilancio di sistema aperto al compressore, che opera adiabaticamente, si ottiene:

$$|\dot{L}_{\text{compressore}}| = |-\dot{m} \cdot (h_2 - h_1)| \equiv \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = 300 \text{ W}$$

Infine, il coefficiente di prestazione del ciclo, dato dal rapporto tra potenza termica assorbita all'evaporatore e potenza meccanica assorbita dal compressore, vale:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{evaporatore}}}{|\dot{L}_{\text{compressore}}|} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = 4.35$$

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!

- Corpo nero in irraggiamento termico e principali leggi fisiche ed esso relative.
- Dimostrare che, in condizioni stazionarie, l'espansione adiabatica e reversibile di una corrente di fluido è un processo isoentropico.
- Curva limite superiore, curva limite inferiore e punto critico.