

## Capitolo 1

### Introduzione e uno sguardo d'insieme

#### Riepilogo

In questo capitolo sono stati introdotti ed esaminati alcuni concetti fondamentali delle scienze termiche. Sono dette **scienze termiche** le scienze fisiche che studiano l'energia e la trasmissione e la conversione dell'energia; comprendono la termodinamica e la trasmissione del calore.

La **termodinamica** è la scienza che studia principalmente l'energia. Il **primo principio della termodinamica** è semplicemente un enunciato del principio di conservazione dell'energia: afferma che l'energia è una proprietà termodinamica. Il **secondo principio della termodinamica** afferma che l'energia è caratterizzata dalla **qualità** oltre che dalla **quantità** e che le trasformazioni reali procedono nel verso in cui diminuisce la qualità dell'energia. La determinazione della potenza termica trasmessa dall'esterno all'interno di un sistema o viceversa e quindi dei tempi di raffreddamento o di riscaldamento, nonché delle variazioni di temperatura, è l'argomento della **trasmissione**

**del calore**. Il requisito fondamentale per la trasmissione del calore è la presenza di una **differenza di temperatura**.

Nei calcoli ingegneristici è importante prestare particolare attenzione alle unità di misura delle grandezze fisiche per evitare gli errori causati da disomogeneità delle unità di misura e seguire un metodo sistematico. È importante anche rendersi conto che le informazioni date non sono conosciute con più di un certo numero di cifre significative e che i risultati ottenuti non possono avere l'accuratezza di un maggior numero di cifre significative.

Quando si risolve un problema è consigliabile seguire un approccio passo a passo. Tale approccio implica l'enunciazione del problema, la costruzione di un disegno schematico, la formulazione di ipotesi appropriate, l'applicazione delle leggi fisiche, l'elencazione delle proprietà pertinenti, l'esecuzione dei calcoli necessari e l'accertamento della ragionevolezza dei risultati.

#### Problemi

**1.1** Quanto vale la forza necessaria per imprimere a una massa di 30 kg un'accelerazione di  $15 \text{ m/s}^2$ ?  
[Soluzione: 450 N]

**1.2** Un recipiente di plastica la cui massa è 5 kg e il cui volume è  $0.2 \text{ m}^3$  viene riempito con acqua liquida. Assumendo come densità (massa volumica) dell'acqua  $1000 \text{ kg/m}^3$ , si determini il peso del sistema costituito dal recipiente e dall'acqua.  
[Soluzione: 2010 N]

**1.3** Si determinino la massa e il peso dell'aria contenuta in una stanza che misura  $6 \text{ m} \times 6 \text{ m} \times 8 \text{ m}$ . Si supponga che la densità dell'aria sia  $1.16 \text{ kg/m}^3$ .  
[Soluzione: 334.1 kg; 3277 N]

**1.4** Alla latitudine di  $45^\circ$  l'accelerazione di gravità in funzione della quota  $z$  sul livello del mare è data da

$g = a - bz$ , dove  $a = 9.807 \text{ m/s}^2$  e  $b = 3.32 \times 10^{-6} \text{ s}^{-2}$ . Si determini la quota sopra il livello del mare a cui il peso di un individuo diminuirà dell'1%.  
[Soluzione: 29.539 m]

**1.5** L'accelerazione di un aviogetto ad alta velocità è espressa talvolta in  $g$  (in multipli dell'accelerazione di gravità normale). Si determini il modulo, espresso in newton (N), della forza risultante orientata verso l'alto a cui sarebbe soggetto un uomo di 70 kg a bordo di un aviogetto la cui accelerazione sia 6  $g$ .  
[Soluzione: 4116 N]

**1.6** Un sasso della massa di 5 kg è lanciato verso l'alto con una forza di 150 N in una località dove l'accelerazione di gravità locale è  $9.79 \text{ m/s}^2$ . Si determini l'accelerazione del sasso, misurata in metri al secondo quadrato ( $\text{m/s}^2$ ).  
[Soluzione:  $20.2 \text{ m/s}^2$ ]

## Capitolo 2

### Introduzione e concetti fondamentali

#### Riepilogo

In questo capitolo sono stati introdotti ed esaminati i concetti fondamentali della termodinamica. Un sistema di massa fissa è detto **sistema chiuso**, o **massa di controllo**, e un sistema che implica un trasferimento di massa attraverso il suo contorno è detto **sistema aperto**, o **volume di controllo**. Le proprietà di un sistema dipendenti dalla massa sono dette **proprietà estensive**, mentre le proprietà non dipendenti dalla massa sono dette **proprietà intensive**. La **densità** è la massa riferita all'unità di volume e il **volume specifico** è il volume riferito all'unità di massa.

Un sistema è in **equilibrio termodinamico** se mantiene l'equilibrio termico, meccanico, di fase e chimico. Ogni cambiamento da uno stato a un altro è detto **trasformazione**. Una trasformazione con stati iniziale e finale identici è detta **ciclo**. Durante una **trasformazione quasi-statica**, il sistema rimane sempre praticamente in equilibrio. Lo stato di un sistema compressibile semplice è completamente specificato da due proprietà intensive indipendenti.

La **legge zero della termodinamica** stabilisce che due corpi sono in equilibrio termico se entrambi hanno la stessa temperatura anche se non sono a contatto.

Le scale termometriche più usate oggi nella scienza e nella tecnica sono la **scala Celsius** e la **scala Kelvin** (o **scala assoluta di temperatura**). Fra la temperatura Kelvin (espressa in kelvin, K) e la temperatura Celsius (espressa in gradi celsius, °C) intercorre la relazione:

$$T(K) = T(^{\circ}C) + 273.15$$

L'ampiezza del kelvin e quella del celsius sono identiche; perciò:

$$\Delta T(K) = \Delta T(^{\circ}C)$$

La forza esercitata da un fluido in direzione normale su una superficie di area unitaria è detta **pressione**. La sua unità di misura nel SI è il **pascal** (Pa):  $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$ . La pressione rispetto al vuoto assoluto è detta **pressione assoluta**; la differenza tra la pressione assoluta e la pres-

sione atmosferica locale è detta **pressione relativa** o **pressione al manometro**. Una pressione inferiore alla pressione atmosferica è detta **pressione al vacuometro**. Tra la pressione assoluta ( $p_a$ ), la pressione relativa ( $p_r$ ) e la pressione del vuoto ( $p_v$ ) intercorrono le relazioni:

$$p_r = p_a - p_{\text{atm}}$$

(per pressioni superiori o inferiori a  $p_{\text{atm}}$ )

$$p_v = p_{\text{atm}} - p_a$$

(per pressioni inferiori a  $p_{\text{atm}}$ )

La pressione in un punto in un fluido ha lo stesso valore in tutte le direzioni. La variazione di pressione al variare della quota è data da:

$$\frac{dp}{dz} = -\rho g$$

dove la direzione  $z$  positiva è assunta orientata verso l'alto. Quando la densità del fluido è costante, la differenza di pressione tra le facce di uno strato di fluido di spessore  $dz$  è:

$$\Delta p = p_2 - p_1 = \rho g dz$$

La pressione assoluta e la pressione relativa in un liquido in comunicazione con l'atmosfera, a una profondità  $h$  sotto la superficie libera, sono:

$$p_2 = p_{\text{atm}} + \rho gh \quad \text{ossia} \quad p_r = \rho gh$$

Le differenze di pressione da piccole a moderate vengono misurate con un **manometro**. La pressione in un fluido stazionario rimane costante nella direzione orizzontale. Il **principio di Pascal** stabilisce che la pressione applicata a un fluido confinato aumenta della stessa quantità la pressione in tutto il fluido. La pressione atmosferica viene misurata con un **barometro** ed è data da:

$$p_{\text{atm}} = \rho gh$$

dove  $h$  è l'altezza della colonna di liquido.

#### Problemi

**2.1** Un vacuometro collegato a un recipiente indica 30 kPa in una località dove la pressione barometrica è 755 mmHg. Si determini la pressione assoluta nel recipiente. Si assuma  $\rho_{\text{Hg}} = 13.590 \text{ kg/m}^3$ .

[Soluzione: 70.6 kPa]

**2.2** Un manometro collegato a un recipiente indica 3.5 bar in una località dove la pressione barometrica è 75 cmHg. Si determini la pressione assoluta nel recipiente. Si assuma  $\rho_{\text{Hg}} = 13.590 \text{ kg/m}^3$ .

[Soluzione: 4.5 bar]

**2.3** Un manometro collegato a un recipiente indica 500 kPa in una località dove la pressione atmosferica è 94 kPa. Si determini la pressione assoluta nel recipiente.

[Soluzione: 594 kPa]

**2.4** Il barometro di un alpinista indica 930 mbar all'inizio di un'ascensione e 780 mbar alla fine. Trascurando l'effetto della quota (altitudine) sull'accelerazione di gravità locale, si determini la differenza di quota a cui è salito l'alpinista. Si supponga che la densità media dell'aria sia  $1.20 \text{ kg/m}^3$  e che  $g = 9.7 \text{ m/s}^2$ .

[Soluzione: 1289 m]

**2.5** Il barometro a mercurio (barometro di Torricelli) può essere usato per misurare l'altezza di un edificio. Se le indicazioni del barometro sono 730 mmHg alla sommità dell'edificio e 755 mmHg alla base, si determini l'altezza dell'edificio. Si supponga che la densità media dell'aria sia  $1.18 \text{ kg/m}^3$ .

[Soluzione: 288.6 m]

**2.6** Si determini la pressione esercitata su un subacqueo a una profondità di 30 m sotto la superficie libera del mare.

Si supponga che la pressione barometrica sia 101 kPa e che la densità relativa dell'acqua di mare sia 1.03.

[Soluzione: 404.0 kPa]

**2.7** Si determini la pressione esercitata sulla superficie di un sottomarino che naviga a una profondità costante di 100 m sotto la superficie libera del mare. Si supponga che la pressione barometrica sia 101 kPa e che la densità relativa dell'acqua di mare sia 1.03.

[Soluzione: 1111.1 kPa]

**2.8** Un manometro contenente olio ( $\rho = 850 \text{ kg/m}^3$ ) è collegato a un recipiente riempito d'aria. Se il dislivello dell'olio tra le due colonne è 45 cm e la pressione atmosferica è 98 kPa, si determini la pressione assoluta dell'aria nel recipiente.

[Soluzione: 101.75 kPa]

**2.9** La temperatura corporea interna di una persona sana è  $37^{\circ}\text{C}$ . Si esprima questa temperatura in kelvin.

[Soluzione: 310 K]

**2.10** Un manometro contenente olio ( $\rho = 850 \text{ kg/m}^3$ ) è collegato a un recipiente riempito d'aria. Se il dislivello dell'olio tra le due colonne è 45 cm e la pressione atmosferica è 98 kPa, si determini la pressione assoluta dell'aria nel recipiente.

[Soluzione: 30 K]

**2.11** Un manometro contenente olio ( $\rho = 850 \text{ kg/m}^3$ ) è collegato a un recipiente riempito d'aria. Se il dislivello dell'olio tra le due colonne è 45 cm e la pressione atmosferica è 98 kPa, si determini la pressione assoluta dell'aria nel recipiente.

[Soluzione: 714 m]

**2.12** Un sistema cilindro-pistone verticale, privo di attrito, contiene un gas a una pressione di 500 kPa. La pressione atmosferica esterna è 100 kPa e l'area della superficie del pistone (stantuffo) è  $30 \text{ cm}^2$ . Si determini la massa del pistone. Si supponga che l'accelerazione di gravità sia quella normale.

[Soluzione: 122.4 kg]

**2.13** La pressione atmosferica media sulla superficie terrestre è approssimata in funzione della quota dalla relazione:

$$p_{\text{atm}} = 101.325(1 - 0.02256z)^{5.256}$$

dove  $p_{\text{atm}}$  è la pressione atmosferica misurata in kilopascal (kPa) e  $z$  è la quota misurata in chilometri (1 km = 1000 m) con  $z = 0$  al livello del mare. Si determinino le pressioni atmosferiche approssimate ad Atlanta ( $z = 306 \text{ m}$ ), a Denver ( $z = 1610 \text{ m}$ ), a Città del Messico ( $z = 2309 \text{ m}$ ) e sulla vetta del Monte Everest ( $z = 8848 \text{ m}$ ).

[Soluzioni: 94.2 kPa; 83.4 kPa; 76.5 kPa; 31.4 kPa]

**2.14** La temperatura media dell'atmosfera terrestre è approssimata in funzione della quota dalla relazione

$$T_{\text{atm}} = 288.15 - 6.5z$$

dove  $T_{\text{atm}}$  è la temperatura dell'atmosfera misurata in kelvin (K) e  $z$  è la quota misurata in chilometri (km), con  $z = 0$  al livello del mare. Si determini la temperatura media dell'atmosfera all'esterno di un aeroplano che vola a una quota costante di 12 000 m.

[Soluzione:  $-63^{\circ}\text{C}$ ]

### Capitolo 3

## Energia, trasferimento di energia e analisi energetica generale

### Riepilogo

La somma di tutte le forme di energia di un sistema è detta **energia totale**, che nel caso dei sistemi comprimibili semplici è costituita dalle energie interna, cinetica e potenziale. L'**energia interna** rappresenta l'energia molecolare di un sistema e può esistere sotto forma di energia sensibile, energia latente, energia chimica ed energia nucleare.

La **portata massica**  $\dot{m}$  è, per definizione, la quantità di massa che fluisce attraverso una sezione trasversale nell'unità di tempo. È correlata con la **portata volumetrica**  $\dot{V}$ , che è il volume di fluido che fluisce attraverso una sezione trasversale nell'unità di tempo. Vale la relazione:

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = \rho A w_{med}$$

La potenza associata a un fluido che fluisce a una portata in massa  $\dot{m}$  è:

$$\dot{E} = \dot{m}e$$

Che è analoga a  $E = me$ .

L'**energia meccanica** è, per definizione, la **forma di energia** che può essere **convertita completamente e direttamente in lavoro meccanico con un dispositivo meccanico quale una turbina ideale**. Riferita all'unità di massa e all'unità di tempo, ha la forma:

$$e_{mecc} = \frac{p}{\rho} + \frac{w^2}{2} + gz$$

e:

$$\dot{E}_{mecc} = \dot{m}e_{mecc} = \dot{m} \left( \frac{p}{\rho} + \frac{w^2}{2} + gz \right)$$

dove  $p/\rho$  è l'**energia di flusso**,  $w^2/2$  è l'**energia cinetica** e  $gz$  è l'**energia potenziale** del fluido, tutte riferite all'unità di massa.

L'energia può attraversare sotto forma di calore o di lavoro il contorno di un sistema chiuso. Nel caso dei volumi di controllo, l'energia può attraversare il contorno sotto forma di flusso di massa. Se il trasferimento di energia è dovuto a una differenza di temperatura tra un sistema chiuso e il suo ambiente, essa è detta **calore**; altrimenti, è detta **lavoro**.

Il lavoro è l'energia trasferita da una forza applicata a un sistema nel fare subire uno spostamento al proprio punto di applicazione. Esistono varie forme di lavoro, tra cui:

**lavoro elettrico:**

$$L_{el} = VI \Delta t$$

**lavoro meccanico (lavoro all'albero):**

$$L_{albero} = 2\pi n M$$

**lavoro elastico (lavoro di una molla):**

$$L_{molla} = \frac{1}{2} k_c (x_2^2 - x_1^2)$$

Il **primo principio della termodinamica** è essenzialmente un enunciato del principio di conservazione dell'energia, noto anche come bilancio energetico. I bilanci generali di massa e di energia per qualsiasi sistema che subisce qualsiasi trasformazione possono essere espressi come:

$$\underbrace{E_{entrante} - E_{uscite}}_{\text{Trasferimento netto di energia sotto forma di calore, lavoro e massa}} = \underbrace{\Delta E_{sistema}}_{\text{Variazione delle energie interna, cinetica, potenziale ecc.}}$$

Può essere espresso anche sotto forma di **derivate temporali** come:

$$\underbrace{\dot{E}_{entrante} - \dot{E}_{uscite}}_{\text{Potenza netta trasferita sotto forma di calore, lavoro e massa}} = \underbrace{\dot{\Delta E}_{sistema}}_{\text{Variazione delle energie interna, cinetica, potenziale nell'unità di tempo}}$$

I rendimenti di vari dispositivi sono definiti come:

$$\eta_{pompa} = \frac{\dot{\Delta E}_{mecc, fluido}}{\dot{L}_{mecc, entrante}} = \frac{\dot{L}_{pompa, utile}}{\dot{L}_{pompa}}$$

$$\eta_{turbina} = \frac{\dot{L}_{mecc, uscente}}{|\dot{\Delta E}_{mecc, fluido}|} = \frac{\dot{L}_{turbina}}{\dot{L}_{turbina, estratto}}$$

$$\eta_{motore, el} = \frac{\text{Potenza meccanica uscente}}{\text{Potenza elettrica entrante}} = \frac{\dot{L}_{mecc, uscente}}{\dot{L}_{el, entrante}}$$

$$\eta_{generatore, el} = \frac{\text{Potenza elettrica uscente}}{\text{Potenza meccanica entrante}} = \frac{\dot{L}_{el, uscente}}{\dot{L}_{mecc, entrante}}$$

$$\eta_{pompa-motore} = \eta_{pompa} \eta_{motore} = \frac{\dot{\Delta E}_{mecc, fluido}}{\dot{L}_{el, entrante}}$$

$$\eta_{turbina-generatore} = \eta_{turbina} \eta_{generatore} = \frac{\dot{L}_{el, uscente}}{|\dot{\Delta E}_{mecc, fluido}|}$$

### Problemi

**3.1** Si consideri un fiume che scorre verso un lago con una velocità media di 3 m/s e una portata di 500 m<sup>3</sup>/s, a una quota di 90 m al di sopra della superficie del lago. Si determini l'energia meccanica totale posseduta dall'acqua del fiume per unità di massa e la potenza che si potrebbe ottenere dall'intero fiume in tale posizione.

[Soluzione: 444 MW]

**3.2** Si deve generare potenza elettrica installando un sistema idraulico turbina-generatore in un'area situata 120 m al di sopra del pelo libero di un'estesa riserva d'acqua che può fornire una portata costante di 1500 kg/s. Si determini la potenza che si può ottenere in tale modo.

[Soluzione: 1766 kW]

**3.3** In una certa località il vento soffia stabilmente a 10 m/s. Si determini l'energia meccanica per unità di massa dell'aria e la potenza che si potrebbe generare attraverso l'installazione in quel luogo di una turbina eolica avente pale con diametro di 60 m. Si assuma la densità dell'aria pari a 1.25 kg/m<sup>3</sup>.

[Soluzione: 1770 kW]

**3.4** Un fiume che scorre con una portata d'acqua costante pari a 240 m<sup>3</sup>/s viene preso in considerazione per la produzione di energia idroelettrica. Si stabilisce che è possibile costruire una diga per raccogliere l'acqua sfruttando una differenza di quota di 50 m per produrre potenza. Si determini quanta potenza può essere generata da tale fiume una volta che si sia resa operativa la diga.

[Soluzione: 118 MW]

**3.5** Una persona entra in un ascensore nell'atrio di un albergo, tenendo in mano una valigia di 30 kg ed esce al decimo piano, 35 m più in alto. Si determini la quantità di energia consumata dal motore dell'ascensore e che è ora immagazzinata nella valigia.

[Soluzione: 10.3 kJ]

**3.6** Si determini l'energia necessaria per accelerare un'automobile di 800 kg da ferma fino a 100 km/h, a livello della strada.

[Soluzione: 309 kJ]

**3.7** Si determini la potenza necessaria a un'automobile di 2000 kg per percorrere una strada in salita lunga 100 m e con una pendenza di 30° (rispetto al piano orizzontale) in 10 s (a) a velocità costante, (b) da ferma a

una velocità finale di 30 m/s e (c) da 35 m/s a una velocità finale di 5 m/s. Si trascurino l'attrito, la resistenza dell'aria e l'attrito volvente.

[Soluzioni: (a) 98.1 kW, (b) 188 kW, (c) -21.9 kW]

**3.8** Un sistema chiuso adiabatico viene accelerato da 0 m/s a 30 m/s. Si determini la variazione di energia specifica di tale sistema, in kJ/kg.

[Soluzione: 0.45 kJ/kg]

**3.9** Un sistema chiuso adiabatico è sollevato di 100 m in una località in cui l'accelerazione di gravità è di 9.8 m/s<sup>2</sup>. Si determini la variazione di energia di tale sistema, in kJ/kg.

[Soluzione: 0.98 kJ/kg]

**3.10** Si consideri una stanza inizialmente alla temperatura esterna di 20 °C. Nella stanza sono presenti una lampadina da 100 W, un televisore da 110 W, un frigorifero da 200 W e un ferro da stiro da 1000 W. Ipotizzando che non vi sia scambio di calore con l'esterno attraverso le pareti, si determini l'aumento di energia interna della stanza quando tutti gli apparecchi sono accesi.

[Soluzione: 1410 W]

**3.11** Un ventilatore deve accelerare una portata di 4 m<sup>3</sup>/s di aria da ferma fino alla velocità di 10 m/s. Si determini la potenza minima che deve essere erogata dal ventilatore. Si assuma la densità dell'aria pari a 1.18 kg/m<sup>3</sup>.

[Soluzione: 236 W]

**3.12** Quando un carburante a base di idrocarburi viene bruciato, quasi tutto il carbonio del carburante brucia completamente formando CO<sub>2</sub> (anidride carbonica), che è il principale gas causa dell'effetto serra e quindi del cambiamento climatico globale. In media, in un impianto che utilizza gas naturale, vengono prodotti 0.59 kg di CO<sub>2</sub> per ogni kWh di energia elettrica generata. Un tipico frigorifero per uso domestico utilizza circa 700 kWh di energia elettrica all'anno. Si determini la quantità di CO<sub>2</sub> prodotta dai frigoriferi presenti in 200 000 case.

[Soluzione: 82 600 t/anno]

**3.13** Si risolva nuovamente l'Esercizio 3.12 supponendo che l'energia elettrica sia prodotta da un impianto che brucia carbone. La produzione di CO<sub>2</sub> media è in questo caso di 1.1 kg per kWh.

[Soluzione: 154 000 t/anno]

**3.14** Un'automobile percorre 20 000 km all'anno ed emette in atmosfera circa 11 kg all'anno di  $\text{NO}_x$  (ossidi di azoto), che sono causa di inquinamento nelle principali aree urbane. Il gas naturale bruciato in una fornace emette circa 4.3 g di  $\text{NO}_x$  per ogni therm (1 therm = 105 500 kJ) e un impianto per la produzione di potenza elettrica

emette circa 7.1 g di  $\text{NO}_x$  per kWh di elettricità fornita. Si consideri una famiglia che possiede due automobili e consuma 9000 kWh di energia elettrica e 1200 therm di gas naturale. Si determini la quantità di  $\text{NO}_x$  emessi in atmosfera ogni anno di cui è responsabile la famiglia.

[Soluzione: 91.06 kg/anno]

## Capitolo 4

### Energia, trasferimento di energia e analisi energetica generale

#### Riepilogo

Una sostanza pura è una sostanza che in ogni suo punto ha la stessa composizione chimica. Una sostanza pura può esistere in differenti fasi a seconda del suo contenuto di energia. Una sostanza in fase liquida che non sia in procinto di evaporare prende il nome di liquido sottoraffreddato, mentre una sostanza in fase vapore che non sia in procinto di condensare prende il nome di vapore surriscaldato. Durante un cambiamento di fase, la temperatura e la pressione di una sostanza pura sono proprietà dipendenti l'una dall'altra. Infatti, fissata la pressione, una sostanza evapora a una temperatura ben precisa che si chiama temperatura di saturazione; analogamente, fissata la temperatura, una sostanza evapora a una ben precisa pressione, detta pressione di saturazione. Durante il cambiamento di fase, il liquido e il vapore coesistono in equilibrio e prendono i nomi, rispettivamente, di liquido saturo e di vapore saturo.

In una miscela saturo liquido-vapore, la frazione massica della fase vapore prende il nome di titolo ed è espressa da:

$$x = \frac{m_{v \text{ sat}}}{m_{\text{tot}}}$$

Il titolo può assumere valori compresi tra 0 (solo liquido saturo) e 1 (solo vapore saturo) e non ha alcun significato nelle zone di liquido sottoraffreddato e di vapore surriscaldato. Nella zona della miscela saturo, il valore medio di ogni proprietà intensiva  $y$  si ottiene da:

$$y = y_{l \text{ sat}} + xy_{v \text{ sat}}$$

dove il pedice  $l \text{ sat}$  denota il liquido saturo e il pedice  $v \text{ sat}$  denota il vapore saturo.

In assenza di dati sui liquidi sottoraffreddati, un'approssimazione di carattere generale è quella di assimi-

lare il liquido sottoraffreddato a un liquido saturo alla stessa temperatura (non alla stessa pressione):

$$y \approx y_{l \text{ sat}} \text{ a } T$$

dove  $y$  sta per  $v$ ,  $u$  o  $h$ .

Lo stato in cui la vaporizzazione di una sostanza non è più un processo distinguibile prende il nome di punto critico. A pressione costante, supercritica (superiore a quella critica), le sostanze passano dalla fase liquida alla fase vapore in maniera graduale e uniforme. Tutte e tre le fasi di una sostanza coesistono in equilibrio lungo la linea tripla, individuata da un ben preciso valore sia della temperatura sia della pressione. Un liquido sottoraffreddato ha valori di  $v$ ,  $u$  e  $h$  inferiori a quelli del liquido saturo alla stessa temperatura o pressione. Analogamente, un vapore surriscaldato ha valori di  $v$ ,  $u$  e  $h$  superiori a quelli del vapore saturo alla stessa temperatura o pressione.

Nel caso di un sistema termodinamico costituito da una sostanza pura, le equazioni che legano tre proprietà termodinamiche intensive (per esempio: pressione, temperatura e volume specifico) sono chiamate equazioni di stato: la più semplice e nota è l'equazione di stato dei gas ideali:

$$pv = RT$$

I gas reali hanno un comportamento simile a quello dei gas ideali soltanto a pressioni relativamente basse e temperature elevate.

Per tenere conto dello scostamento del comportamento dei gas reali da quello dei gas ideali si può utilizzare il fattore di compressibilità  $Z$ , definito da:

$$Z = \frac{pv}{RT} \quad \text{o} \quad Z = \frac{v_{\text{effettivo}}}{v_{\text{ideale}}}$$

Il fattore di compressibilità  $Z$  è approssimativamente lo stesso per tutti i gas a parità di pressione ridotta e temperatura ridotta, che sono definite dalle espressioni:

$$T_R = \frac{T}{T_{cr}} \quad \text{e} \quad p_R = \frac{p}{p_{cr}}$$

dove  $p_{cr}$  e  $T_{cr}$  sono, rispettivamente, la pressione critica e la temperatura critica. Quanto appena affermato è il contenuto della legge degli stati corrispondenti. Per determinare la pressione o la temperatura di una sostanza, di cui è noto il volume specifico, si usa il diagramma generalizzato del fattore di compressibilità, che riporta anche i valori del volume specifico ridotto ideale (volume specifico pseudoridotto) definito come:

$$v_R = \frac{v_{\text{effettivo}}}{RT_{cr}/p_{cr}}$$

Il comportamento  $p$ - $v$ - $T$  delle sostanze può essere rappresentato, con maggiore accuratezza, da equazioni di stato più complesse dell'equazione di stato dei gas ideali, tra le quali vi sono:

van der Waals:

$$a = \frac{27R^2T_{cr}^2}{64p_{cr}} \quad \text{e} \quad b = \frac{RT_{cr}}{8p_{cr}}$$

Beattie-Bridgeman:

$$p = \frac{R_u T}{\bar{v}^2} + \left(1 - \frac{c}{\bar{v} T^3}\right) \left(\frac{1}{\bar{v}} + B\right) - \frac{A}{\bar{v}^2}$$

dove:

$$A = A_0 \left(1 - \frac{a}{\bar{v}}\right) \quad \text{e} \quad B = B_0 \left(1 - \frac{b}{\bar{v}}\right)$$

Benedict-Webb-Rubin

$$p = \frac{R_u T}{\bar{v}} + \left(B_0 R_u T - A_0 - \frac{C_0}{T^2}\right) \frac{1}{\bar{v}^2} + \frac{b R_u T - a}{\bar{v}^3} + \frac{a\alpha}{\bar{v}^6} + \frac{c}{\bar{v}^3 T^2} \left(1 + \frac{\gamma}{\bar{v}^2}\right) e^{-\gamma/\bar{v}^2}$$

dove  $R_u$  è la costante universale dei gas e  $\bar{v}$  è il volume molare.

#### Problemi

**4.1** Si osserva che l'acqua contenuta in un recipiente profondo 5 cm bolle a 98 °C. A quale temperatura bolirà l'acqua in un recipiente profondo 40 cm? Si supponga che entrambi i recipienti siano pieni d'acqua.  
[Soluzione: 99.0 °C]

**4.2** Un recipiente rigido, avente un volume di 2.5 m<sup>3</sup>, contiene 5 kg di miscela saturo acqua liquida-vapore d'acqua a 75 °C. Si riscalda lentamente l'acqua. Si determini la temperatura a cui il liquido contenuto nel recipiente è evaporato completamente. Si rappresenti il processo su un diagramma  $T$ - $v$  rispetto alle linee di saturazione.  
[Soluzione: 140.7 °C]

**4.3** Un sistema cilindro-pistone contiene inizialmente 50 L di acqua liquida a 25 °C e a 300 kPa. Si fornisce calore all'acqua a pressione costante finché tutto il liquido non è evaporato.

- a) Quanto vale la massa dell'acqua?  
b) Quanto vale la temperatura finale?

- c) Si determini la variazione totale di entalpia.  
d) Si rappresenti la trasformazione sul diagramma  $T$ - $v$  rispetto alle linee di saturazione.  
[Soluzioni: (a) 49.85 kg;  
(b) 133.55 °C;  
(c) 130.627 kJ]

**4.4** L'aria contenuta in un pneumatico d'automobile con un volume di 0.015 m<sup>3</sup> è alla temperatura di 30 °C e alla pressione (pressione al manometro o relativa) di 150 kPa. Si determini la quantità d'aria che si deve introdurre nel pneumatico per innalzare la pressione al valore raccomandato di 200 kPa (pressione al manometro o relativa). Si supponga che la pressione atmosferica sia 98 kPa e che la temperatura e il volume rimangano costanti.  
[Soluzione: 0.0086 kg]

**4.5** Il manometro applicato a un recipiente contenente ossigeno del volume di 1.2 m<sup>3</sup> indica 500 kPa. Si determini la quantità di ossigeno nel recipiente se la temperatura è 24 °C e la pressione atmosferica è 97 kPa.  
[Soluzione: 9.28 kg]

**4.6** Un recipiente rigido di 800 L contiene 10 kg di aria a 25 °C. Si determini l'indicazione del manometro se la pressione atmosferica è 97 kPa.

[Soluzione: 972.1 kPa]

**4.7** Si determini il volume specifico del vapore d'acqua surriscaldato alla pressione di 10 MPa e alla temperatura di 400 °C usando (a) l'equazione di stato dei gas ideali e (b) il diagramma generalizzato del fattore di compressibilità. Si confrontino i risultati trovati con il valore effettivo di 0.02641 m<sup>3</sup>/kg e si determini l'errore da cui è affetto ciascun risultato.

[Soluzioni: (a) 0.03106 m<sup>3</sup>/kg, 17.6%;  
(b) 0.02609 m<sup>3</sup>/kg, 1.2%]

**4.8** Si determini il volume specifico del vapore del refrigerante R-134a alla pressione di 1.4 MPa e alla temperatura di 140 °C, usando (a) l'equazione di stato dei gas ideali e (b) il diagramma generalizzato del fattore di compressibilità. Si confrontino i risultati con il valore effettivo di 0.02189 m<sup>3</sup>/kg e si determini l'errore da cui è affetto ciascun risultato.

[Soluzioni: (a) 0.0240 m<sup>3</sup>/kg, 9.8%;  
(b) 0.0214 m<sup>3</sup>/kg, 2.2%]

**4.9** Un recipiente avente un volume di 0.01677 m<sup>3</sup> contiene 1 kg di refrigerante R-134a alla temperatura di 110 °C. Si determini la pressione del refrigerante usando (a) l'equazione di stato dei gas ideali e (b) il diagramma generalizzato del fattore di compressibilità. Si confrontino i risultati con il valore effettivo di 1.6 MPa.

[Soluzioni: (a) 1.861 MPa;  
(b) 1.586 MPa]

**4.10** Qualcuno sostiene che l'ossigeno gassoso alla temperatura di 160 K e alla pressione di 3 MPa può essere assimilato a un gas ideale con un errore inferiore al 10%. È valida questa affermazione?

[Soluzione: no]

**4.11** Un recipiente avente un volume di 3.27 m<sup>3</sup> contiene 100 kg di azoto alla temperatura di 225 K. Si determini la pressione nel recipiente usando (a) l'equazione di stato dei gas ideali, (b) l'equazione di stato di van der Waals e (c) l'equazione di stato di Beattie-Bridgeman. Si confrontino i risultati trovati con il valore effettivo di 2000 kPa.

[Soluzioni: (a) 2042 kPa, 2.1%;  
(b) 1969 kPa, 1.6%;  
(c) 1989 kPa, 0.6%]

**4.12** Un recipiente avente un volume di 1 m<sup>3</sup> contiene 2.841 kg di vapore d'acqua alla pressione di 0.6 MPa.

Si determini la temperatura del vapore usando (a) l'equazione di stato dei gas ideali e (b) l'equazione di stato di van der Waals. Si confrontino i risultati trovati con il valore effettivo di 473 K.

[Soluzioni: (a) 457.6 K;  
(b) 465.9 K]

**4.13** Il refrigerante R-134a alla pressione di 0.7 MPa ha un volume specifico di 0.03324 m<sup>3</sup>/kg. Si determini la temperatura del refrigerante usando (a) l'equazione di stato dei gas ideali e (b) l'equazione di stato di van der Waals. Si confrontino i risultati con il valore effettivo di 50 °C.

[Soluzioni: (a) 285.5 K, -11.6%;  
(b) 312.1 K, -3.4%]

**4.14** L'azoto alla temperatura di 150 K ha un volume specifico di 0.041884 m<sup>3</sup>/kg. Si determini la pressione dell'azoto usando (a) l'equazione di stato dei gas ideali e (b) l'equazione di stato di Beattie-Bridgeman. Si confrontino i risultati con il valore sperimentale di 1000 kPa.

[Soluzioni: (a) 1063 kPa;  
(b) 1000.4 kPa]

**4.15** Si osserva che l'acqua contenuta in una pentola a pressione bolle a 120 °C. Quanto vale la pressione assoluta, in kilopascal, nella pentola?

[Soluzione: 198.5 kPa]

**4.16** Un recipiente avente un volume di 20 m<sup>3</sup> contiene azoto alla temperatura di 25 °C e alla pressione di 800 kPa. Si lascia uscire una parte dell'azoto finché la pressione nel recipiente non è scesa a 600 kPa. Se la temperatura in corrispondenza di questa pressione è 20 °C, si determini la quantità di azoto che è uscita dal recipiente.

[Soluzione: 42.9 kg]

**4.17** La temperatura di ebollizione dell'azoto a pressione atmosferica a livello del mare (1 atm) è -196 °C. Perciò, l'azoto è usato comunemente negli studi scientifici sulle basse temperature, perché la temperatura dell'azoto liquido in un recipiente comunicante con l'atmosfera rimarrà costante al valore di -196 °C finché l'azoto liquido nel recipiente non si è esaurito. Ogni somministrazione di calore al recipiente determinerà l'evaporazione di una parte dell'azoto liquido, che ha un calore di vaporizzazione di 198 kJ/kg e una densità (massa volumica) di 810 kg/m<sup>3</sup> alla pressione di 1 atm. Si consideri un recipiente sferico di diametro interno

di 3 m che è pieno inizialmente di azoto liquido alla pressione di 1 atm e alla temperatura di -196 °C. Si determinino (a) la massa di azoto nel recipiente e (b) la quantità di calore che esso assorbirà prima di evaporare completamente.

[Soluzioni: (a) 11.450 kg;  
(b) 2.267 GJ]

**4.18** Si deve installare un ventilatore per aerare un locale riservato ai fumatori, il quale misura 10 m × 15 m × 2.4 m (altezza). Gli standard di ventilazione indicano che l'aria fresca deve essere immessa nel locale a una portata volumetrica di almeno 30 L/s pro capite. Se il locale deve accogliere 25 fumatori, si determinino (a) la portata volumetrica del ventilatore che deve essere installato e (b) il ricambio d'aria del locale effettuato

dal ventilatore, espresso come numero di ricambi d'aria all'ora (ACH, air changes per hour).

[Soluzioni: (a) 0.750 m<sup>3</sup>/s;  
(b) 7.5 h<sup>-1</sup>]

**4.19** Si deve installare un ventilatore per aerare una stanza da bagno che misura 2 m × 2.5 m × 3 m (altezza). Si desidera che il ventilatore cambi tutta l'aria nel locale almeno una volta ogni 15 min. È disponibile un ventilatore la cui portata volumetrica nominale è di 25 L/s. Si determini se questo ventilatore sia grande a sufficienza per lo scopo. Si determini anche la portata massica dell'aria attraverso il ventilatore, espressa in kilogrammi al secondo (kg/s). Si facciano ipotesi ragionevoli.

[Soluzioni: (a) il ventilatore è abbastanza grande;  
(b) 0.030 kg/s]

## Capitolo 5

### Energia, trasferimento di energia e analisi energetica generale

#### Riepilogo

Il lavoro è energia che si trasferisce quando una forza agente su un sistema sposta il proprio punto di applicazione. La forma più comune di lavoro meccanico è il **lavoro di variazione di volume**, il lavoro associato all'espansione e alla compressione di sostanze. Su un diagramma  $p$ - $V$  l'area sottesa dalla linea di trasformazione rappresenta il lavoro di variazione di volume per una trasformazione quasistatica.

Varie forme di lavoro di variazione di volume possono essere espresse come segue.

1. Generale:

$$L_v = \int_1^2 p \, dV$$

2. Trasformazione isobara:

$$L_v = mp_0(v_2 - v_1) \quad (p_0 = \text{costante})$$

3. Trasformazione politropica:

$$L_v = \frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{1-n}$$

$$(n \neq 1) \quad (pV_n = \text{costante})$$

4. Trasformazione isoterma di un gas ideale:

$$L_v = p_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1} = mRT_0 \ln \frac{V_2}{V_1}$$

$$(pV = mRT_0 = \text{costante})$$

Il primo principio della termodinamica è essenzialmente un enunciato del principio di conservazione dell'energia; è detto anche bilancio energetico. Il bilancio energetico generale per **qualsiasi sistema** soggetto a **qualsiasi trasformazione** può essere espresso nella forma:

$$\frac{E_{\text{entrante}} - E_{\text{uscente}}}{\text{Energia netta scambiata sotto forma di calore, lavoro e massa}} = \frac{\Delta E_{\text{sistema}}}{\text{Variazione delle energie interna, cinetica, potenziale ecc.}}$$

Può anche essere espresso con riferimento all'*unità di tempo* nella forma:

$$\frac{\dot{E}_{\text{entrante}} - \dot{E}_{\text{uscente}}}{\text{Potenza netta scambiata sotto forma di calore, lavoro e massa}} = \frac{\dot{\Delta E}_{\text{sistema}}}{\text{Variazione delle energie interna, cinetica, potenziale ecc. nell'unità di tempo}}$$

Se si considerano quantità positive la quantità di calore fornita al sistema e la quantità di lavoro compiuto dal sistema, il bilancio energetico per un sistema chiuso può essere espresso nella forma:

$$Q - L = \Delta U + \Delta E_{\text{cin}} + \Delta E_{\text{pot}}$$

dove:

$$L = L_{\text{altro}} + L_v$$

$$\Delta U = m(u_2 - u_1)$$

$$\Delta E_{\text{cin}} = \frac{1}{2} m(w_2^2 - w_1^2)$$

$$\Delta E_{\text{pot}} = mg(z_2 - z_1)$$

Per una **trasformazione a pressione costante** (o **trasformazione isobara**),  $L_v + \Delta U = \Delta H$ . Perciò:

$$Q - L_{\text{altro}} = \Delta H + \Delta E_{\text{cin}} + \Delta E_{\text{pot}}$$

La quantità di energia necessaria per innalzare di 1 °C (o di 1 K) la temperatura di 1 unità di massa di una sostanza è detto **calore specifico a volume costante**,  $c_v$ , per una trasformazione a volume costante (o trasformazione isocora), e **calore specifico a pressione costante**,  $c_p$ , per una trasformazione a pressione costante (o trasformazione isobara). Sono definiti come:

$$c_v = \left( \frac{\partial u}{\partial T} \right)_v \quad \text{e} \quad c_p = \left( \frac{\partial h}{\partial T} \right)_p$$

Per i gas ideali,  $u$ ,  $h$ ,  $c_v$  e  $c_p$  sono funzioni della sola temperatura. Le  $\Delta u$  e  $\Delta h$  dei gas ideali sono espresse come:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = \int_1^2 c_v(T) dT \cong c_{v,\text{med}}(T_2 - T_1)$$

$$\Delta h = h_2 - h_1 = \int_1^2 c_p(T) dT \cong c_{p,\text{med}}(T_2 - T_1)$$

Per i gas ideali,  $c_v$  e  $c_p$  sono legati dalla relazione:

$$c_p = c_v + R$$

dove  $R$  è la costante dei gas. Il **rapporto dei calori specifici**,  $k$ , è definito come:

$$k = \frac{c_p}{c_v}$$

Per le **sostanze incompressibili** (liquidi e solidi), il calore specifico a pressione costante e il calore specifico a volume costante sono identici e sono denotati con  $c$ :

$$c_p = c_v = c$$

La  $\Delta u$  e la  $\Delta h$  delle sostanze incompressibili sono date da:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = \int_1^2 c(T) dT \cong c_{\text{med}}(T_2 - T_1)$$

$$\Delta h = \Delta u + v \Delta p$$

## Problemi

**5.1** Una massa d'aria di 1.2 kg, alla pressione di 150 kPa e alla temperatura di 12 °C, è contenuta in un sistema cilindro-pistone a tenuta di gas e privo di attrito. L'aria viene compressa a una pressione finale di 600 kPa. Durante la trasformazione l'aria scambia calore con l'esterno in modo tale che la temperatura all'interno del cilindro rimanga costante. Si calcoli il lavoro compiuto durante questa trasformazione.

[Soluzione: -136.1 kJ]

**5.2** Durante una trasformazione di espansione la pressione di un gas varia da 100 kPa a 900 kPa secondo la relazione  $p = aV + b$ , dove  $a = 1 \text{ MPa/m}^3$  e  $b$  è una costante. Se il volume iniziale del gas è 0.2 m<sup>3</sup>, si calcoli il lavoro compiuto durante la trasformazione.

[Soluzione: 400 kJ]

**5.3** Durante alcune trasformazioni reali di espansione e compressione in sistemi cilindro-pistone si è osservato che i gas soddisfano la relazione  $pV^n = C$ , dove  $n$  e  $C$  sono costanti. Si calcoli il lavoro compiuto quando

un gas si espande da uno stato caratterizzato da una pressione di 150 kPa e da un volume di 0.03 m<sup>3</sup> a un volume finale di 0.2 m<sup>3</sup> nel caso di  $n = 1.3$ .

[Soluzione: 6.51 kJ]

**5.4** L'anidride carbonica contenuta in un sistema cilindro-pistone viene compressa da 0.3 m<sup>3</sup> a 0.1 m<sup>3</sup>. Durante la trasformazione, la pressione e il volume sono legati dalla relazione  $p = aV^{-2}$ , dove  $a = 8 \text{ kPa} \cdot \text{m}^6$ . Si calcoli il lavoro compiuto sull'anidride carbonica durante questa trasformazione.

[Soluzione: -53.3 kJ]

**5.5** Un sistema cilindro-pistone verticale contiene acqua e viene riscaldato su un fornello. Durante il processo si trasferiscono 50 kJ all'acqua e le perdite di calore dalle pareti laterali ammontano a 8 kJ. Il pistone si solleva per effetto dell'evaporazione dell'acqua e vengono compiuti 5 kJ di lavoro di variazione di volume. Si determini la variazione dell'energia dell'acqua durante questo processo.

[Soluzione: 37 kJ]

**5.6** Un sistema chiuso compie un ciclo costituito da due trasformazioni. Durante la prima trasformazione si trasferiscono al sistema 40 kJ sotto forma di calore mentre il sistema compie lavoro per 60 kJ. Durante la seconda trasformazione vengono compiuti 45 kJ sotto forma di lavoro sul sistema. (a) Si determini il calore trasferito durante la seconda trasformazione. (b) Si calcoli il trasferimento netto di lavoro e il trasferimento netto di calore per il ciclo.

[Soluzioni: (a) -25 kJ;  
(b) 15 kJ]

**5.7** Si determini la variazione di energia interna  $\Delta u$  dell'idrogeno, in kJ/kg, quando la sua temperatura viene innalzata da 400 K a 1000 K, usando (a) l'equazione empirica del calore specifico in funzione della temperatura (Tabella A.4), (b) il valore di  $c_v$  a temperatura media (Tabella A.3) e (c) il valore di  $c_v$  a temperatura ambiente (Tabella A.2).

[Soluzioni: (a) 6295.3 kJ/kg;  
(b) 6288 kJ/kg;  
(c) 6100 kJ/kg]

**5.8** Un recipiente rigido contiene 10 kg di aria alla pressione di 200 kPa e alla temperatura di 27 °C. Si riscalda l'aria finché la sua pressione non raddoppia. Si determinino (a) il volume del recipiente e (b) la quantità di calore trasferita.

[Soluzioni: (a) 4.305 m<sup>3</sup>;  
(b) 2199 kJ]

**5.9** Una stanza che misura 4 m × 5 m × 6 m deve essere riscaldata da un riscaldatore a resistenza elettrica installato nello zoccolo della stanza. Si desidera che il riscaldatore a resistenza sia capace di innalzare la temperatura dell'aria nella stanza da 7 °C a 23 °C entro 15 min. Supponendo che non vi siano dispersioni di calore dalla stanza e che la pressione atmosferica sia 100 kPa, si determini la potenza del riscaldatore a resistenza. Si assumano calori specifici costanti a temperatura ambiente.

[Soluzione: 1.91 kW]

**5.10** Uno studente che vive in una stanza di 4 m × 6 m × 6 m accende il suo ventilatore da 150 W prima di uscire dalla stanza in una giornata estiva, sperando che la stanza si sia rinfrescata al suo ritorno alla sera. Supponendo che tutte le porte e tutte le finestre siano chiuse a tenuta d'aria e trascurando ogni scambio di calore attraverso le pareti e le finestre, si determini la temperatura nella stanza quando lo studente ritornerà 10 h dopo.

Si usino valori dei calori specifici a temperatura ambiente e si supponga che la stanza sia alla pressione di 100 kPa e alla temperatura di 15 °C al mattino quando lo studente la lascia.

[Soluzione: 58.2 °C]

**5.11** Un sistema cilindro-pistone, il cui pistone poggia su una serie di tappi, contiene inizialmente 0.5 kg di elio gassoso alla pressione di 100 kPa e alla temperatura di 25 °C. La massa dello stantuffo è tale che è necessaria una pressione di 500 kPa per sollevarlo. Quanto calore si deve trasferire all'elio prima che il pistone cominci a sollevarsi?

[Soluzione: 1857 kJ]

**5.12** Una massa incognita di ferro alla temperatura di 90 °C è lasciata cadere in un recipiente isolato termicamente che contiene 80 L di acqua a 20 °C. Simultaneamente viene attivato un mulinello azionato da un motore elettrico di 200 W per agitare l'acqua. Dopo 25 min si stabilisce l'equilibrio termico a una temperatura finale di 27 °C. Si determini la massa del ferro. Si trascuri l'energia accumulata nel mulinello e si assuma 1000 kg/m<sup>3</sup> come densità dell'acqua.

[Soluzione: 72.1 kg]

**5.13** Si consideri un'aula che cede all'ambiente esterno una potenza termica di 20 000 kJ/h. Se nell'aula sono presenti 30 studenti, ciascuno dei quali dissipa calore sensibile a una potenza di 100 W, si determini se sia necessario accendere il riscaldatore nell'aula per impedire alla temperatura dell'aula di diminuire.

[Soluzione: sì, è necessario]

**5.14** Una donna di 68 kg si propone di andare in bicicletta per 1 h. Se deve soddisfare tutto il suo fabbisogno energetico mentre va in bicicletta consumando barrette di cioccolato di 30 g, si determini quante barrette deve portare con sé.

[Soluzione: 4 barrette]

**5.15** Un uomo di 60 kg era solito mangiare una mela ogni giorno dopo il pranzo senza subire né un aumento né una diminuzione di peso. Ora mangia una porzione di 200 mL di gelato invece della mela e cammina ogni giorno per 20 min. Con questa nuova dieta, di quanto aumenterà o diminuirà il suo peso?

[Soluzione: 0.087 kg]

**5.16** Un pallone sferico contiene 5 kg di aria alla pressione di 200 kPa e alla temperatura di 500 K. Il mate-

riale del pallone è tale che la pressione al suo interno è sempre direttamente proporzionale al quadrato del suo diametro. Si determini il lavoro compiuto quando il volume del pallone raddoppia per effetto della trasmissione di calore.

[Soluzione: 936 kJ]

**5.17** Un uomo di 100 kg decide di perdere 5 kg senza ridurre la sua assunzione di 3000 kcal al giorno. Comincia a praticare il nuoto veloce, la danza veloce, il jogging e il biking per 1 h al giorno. Nel resto del giorno dorme o si rilassa. Si determini quanto tempo impiegherà per perdere 5 kg.

[Soluzione: 13.2 giorni]

**5.18** Una tonnellata (1000 kg) di acqua liquida a 80 °C è trasferita in una stanza di 4 m × 5 m × 6 m, ben isolata e ben sigillata, inizialmente alla temperatura di 22 °C e alla pressione di 100 kPa. Assumendo calori specifici costanti sia dell'aria sia dell'acqua a tempera-

tura ambiente, si determini la temperatura di equilibrio finale della stanza.

[Soluzione: 78.6 °C]

**5.19** Un uomo di 68 kg la cui temperatura corporea media è 38 °C beve 1 L di acqua fredda a 3 °C nel tentativo di abbassare la propria temperatura. Supponendo che il calore specifico medio del corpo umano sia 3.6 kJ/kg · °C, si determini la diminuzione della temperatura corporea media per effetto dell'ingestione dell'acqua fredda.

[Soluzione: 0.6 °C]

**5.20** Per raffreddare 1 t (1000 kg) di acqua a 20 °C in un recipiente isolato, una persona versa nell'acqua 80 kg di ghiaccio a -5 °C. Si determini la temperatura di equilibrio finale nel recipiente. La temperatura di fusione e il calore di fusione del ghiaccio a pressione atmosferica sono 0 °C e 333.7 kJ/kg, rispettivamente.

[Soluzione: 12.4 °C]

## Capitolo 6

### Energia, trasferimento di energia e analisi energetica generale

#### Riepilogo

Il principio di conservazione della massa stabilisce che la massa netta scambiata tra un sistema e l'ambiente durante un processo è uguale alla variazione netta (aumento o diminuzione) della massa totale del sistema durante quel processo ed è espressa come:

$$m_{\text{entrante}} - m_{\text{uscente}} = \Delta m_{\text{sistema}}$$

e:

$$\dot{m}_{\text{entrante}} - \dot{m}_{\text{uscente}} = dm_{\text{sistema}}/dt$$

dove  $\Delta m_{\text{sistema}} = m_{\text{finale}} - m_{\text{iniziale}}$  è la variazione della massa del sistema durante il processo,  $\dot{m}_{\text{entrante}}$  e  $\dot{m}_{\text{uscente}}$  sono la portata massica totale entrante nel sistema e la portata massica totale uscente dal sistema, rispettivamente, e  $dm_{\text{sistema}}/dt$  è la variazione della massa entro il contorno del sistema riferita all'unità di tempo. Le precedenti relazioni costituiscono il **bilancio di massa** e sono valide per qualsiasi sistema soggetto a qualsiasi tipo di processo.

La quantità di massa che fluisce attraverso una sezione trasversale, riferita all'unità di tempo, è detta **portata massica**, ed è espressa dalla relazione:

$$\dot{m} = \rho w_{\text{med}} A$$

Dove  $\rho$  = densità del fluido,  $w_{\text{med}}$  = velocità media del fluido nella direzione normale alla sezione trasversale di area  $A$ , e  $A$  = area della sezione trasversale normale alla direzione del flusso. Il volume del fluido che scorre attraverso una sezione trasversale, riferito all'unità di tempo, è detto **portata volumetrica** ed è espresso dalla relazione:

$$\dot{V} = w_{\text{med}} A = \dot{m} / \rho$$

Il lavoro che si deve compiere per spingere una unità di massa di fluido dall'esterno all'interno del volume di controllo o viceversa è detto **lavoro di pulsione** ed è espresso dalla relazione  $l_p = pv$ . Nell'analisi dei volumi di controllo conviene combinare il lavoro di pulsione e l'energia interna nell'**entalpia**.

Quindi l'energia totale di un fluido di massa unitaria che scorre si può esprimere come:

$$\theta = h + e_{\text{cin}} + e_{\text{pot}} = h + \frac{w^2}{2} + gz$$

L'energia totale trasportata da un fluido che scorre di massa  $m$  con proprietà uniformi è  $m\theta$ . La potenza trasportata da un fluido con portata massica  $\dot{m}$  è  $\dot{m}\theta$ . Quando l'energia cinetica e l'energia potenziale di una corrente fluida sono trascurabili, l'energia trasportata e la potenza trasportata diventano  $E_{\text{massa}} = mh$  ed  $\dot{E}_{\text{massa}} = \dot{m}h$ , rispettivamente.

Il **primo principio della termodinamica** è essenzialmente un enunciato del principio di conservazione dell'energia, detto anche **bilancio energetico**. Il bilancio di massa generale e il bilancio energetico generale per **qualsiasi sistema** che subisce **qualsiasi processo** possono essere espressi come:

$$\frac{E_{\text{entrante}} - E_{\text{uscente}}}{\text{Scambio netto di energia sotto forma di calore, lavoro e flusso di massa}} = \frac{\Delta E_{\text{sistema}}}{\text{Variazione delle energie interna, cinetica, potenziale ecc.}}$$

Può anche essere riferito all'unità di tempo:

$$\frac{\dot{E}_{\text{entrante}} - \dot{E}_{\text{uscente}}}{\text{Potenza netta scambiata sotto forma di calore, lavoro e flusso di massa}} = \frac{dE_{\text{sistema}}/dt}{\text{Variazione delle energie interna, cinetica, potenziale ecc.}}$$

I processi termodinamici che implicano volumi di controllo possono essere classificati in due gruppi: processi a flusso stazionario e processi a flusso non stazionario.

Durante un **processo a flusso stazionario** il fluido scorre in condizioni stazionarie attraverso il volume di controllo, senza subire variazioni nel tempo in una posizione fissa. Il contenuto di massa e di energia del volume di controllo rimane costante durante un processo a flusso stazionario.

Se si assumono come quantità positive il calore trasmesso al sistema e il lavoro compiuto dal sistema, le equazioni di conservazione della massa e dell'energia per i processi a flusso stazionario assumono la forma:

$$\sum_{\text{entrante}} \dot{m} = \sum_{\text{uscente}} \dot{m}$$

$$\dot{Q} - \dot{L} = \sum_{\text{uscente}} \dot{m} \left( h + \frac{w^2}{2} + gz \right) - \sum_{\text{entrante}} \dot{m} \left( h + \frac{w^2}{2} + gz \right)$$

per ogni uscita  per ogni entrata

Queste sono le forme più generali delle equazioni per i processi a flusso stazionario. Per i sistemi a singola corrente (una sola entrata, una sola uscita), quali ugelli, diffusori, turbine, turbocompressori e turbopompe, esse si semplificano diventando:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad \rightarrow \quad \frac{1}{v_1} w_1 A_1 = \frac{1}{v_2} w_2 A_2$$

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

In queste equazioni, i pedici 1 e 2 denotano lo stato di entrata e lo stato di uscita, rispettivamente.

La maggior parte dei processi a flusso non stazionario possono essere schematizzati come un **processo a flusso uniforme**, che richiede che la corrente fluida in ogni entrata o in ogni uscita sia uniforme e stazionaria e quindi le proprietà del fluido non varino al variare del tempo o al variare della posizione sulla sezione trasversale di un'entrata o di un'uscita. Se esse soddisfano queste condizioni, se ne calcolano i valori medi e le si considera costanti per l'intero processo. Quando le variazioni di energia cinetica e di energia potenziale associate al volume di controllo e alle correnti fluide sono trascurabili, le equazioni del bilancio di massa e del bilancio energetico per un sistema a flusso uniforme assumono la forma:

$$\begin{aligned} m_{\text{entrante}} - m_{\text{uscente}} &= \Delta m_{\text{sistema}} \\ Q - L &= \sum_{\text{uscente}} \dot{m} h - \sum_{\text{entrante}} \dot{m} h + (m_2 u_2 - m_1 u_1)_{\text{sistema}} \end{aligned}$$

dove  $Q = Q_{\text{netto, entrante}} = Q_{\text{entrante}} - Q_{\text{uscente}}$  è il calore netto entrante e  $L = L_{\text{netto, entrante}} = L_{\text{uscente}} - L_{\text{entrante}}$  è il lavoro netto uscente.

Quando si risolvono problemi di termodinamica, conviene usare per tutti i problemi la forma generale dell'equazione del bilancio energetico,  $E_{\text{entrante}} - E_{\text{uscente}} = \Delta E_{\text{sistema}}$ , e semplificarla per il problema particolare invece di usare l'equazione specifica indicata per differenti processi.

#### Problemi

**6.1** In un ugello adiabatico entra aria in regime stazionario a 300 kPa, 200 °C e 30 m/s e ne esce a 100 kPa e 180 m/s. L'area della sezione di entrata dell'ugello è 80 cm<sup>2</sup>. Si determinino (a) la portata massica attraverso l'ugello, (b) la temperatura in uscita dell'aria e (c) l'area della sezione d'uscita dell'ugello.

[Soluzioni: (a) 0.5304 kg/s; (b) 184.60 °C; (c) 38.7 cm<sup>2</sup>]

**6.2** In un ugello adiabatico entra anidride carbonica in regime stazionario a 1 MPa e a 500 °C con una portata massica di 6000 kg/h e ne esce a 100 kPa e a 450 m/s. L'area della sezione d'entrata dell'ugello è 40 cm<sup>2</sup>. Si determinino (a) la velocità in entrata e (b) la temperatura in uscita.

[Soluzioni: (a) 60.8 m/s;  
(b) 685.8 K]

**6.3** In un ugello entra aria in regime stazionario a 300 kPa, 77 °C e 50 m/s e ne esce a 100 kPa e 320 m/s. La perdita di calore dall'ugello è stimata in 3.2 kJ/kg di aria che fluisce. L'area della sezione di entrata dell'ugello è 100 cm<sup>2</sup>. Si determinino (a) la temperatura in uscita dell'aria e (b) l'area della sezione d'uscita dell'ugello.

[Soluzioni: (a) 24.2 °C;  
(b) 39.7 cm<sup>2</sup>]

**6.4** In un ugello adiabatico, che ha un rapporto area d'entrata/area d'uscita pari a 2:1, entra aria a una pressione di 600 kPa, a una temperatura di 500 K e a una velocità di 120 m/s e ne esce a una velocità di 380 m/s. Si determinino (a) la temperatura in uscita e (b) la pressione in uscita dell'aria.

[Soluzioni: (a) 436.5 K;  
(b) 330.8 kPa]

**6.5** In un diffusore entra aria a una pressione di 80 kPa, a una temperatura di 27 °C, a una velocità di 220 m/s e a una portata massica di 2.5 kg/s e ne esce a una temperatura di 42 °C. L'area della sezione d'uscita del diffusore è 400 cm<sup>2</sup>. Si stima che in questo processo l'aria cede una potenza termica di 18 kJ/s. Si determinino (a) la velocità in uscita e (b) la pressione in uscita dell'aria.

[Soluzioni: (a) 62.0 m/s;  
(b) 91.1 kPa]

**6.6** Una corrente d'aria stazionaria fluisce attraverso una turbina adiabatica, entrando a 1 MPa, 500 °C e 120 m/s e uscendo a 150 kPa, 150 °C e 250 m/s. L'area della sezione d'entrata della turbina è 80 cm<sup>2</sup>. Si determinino (a) la portata massica dell'aria e (b) la potenza prodotta dalla turbina.

[Soluzioni: (a) 4.326 kg/s;  
(b) 1487 kW]

**6.7** Una corrente d'aria entra nel compressore di un impianto motore a turbina a gas in condizioni ambiente di 100 kPa e 25 °C a velocità bassa ed esce a 1 MPa e 347 °C a una velocità di 90 m/s. Per il raffreddamento del compressore viene sottratta una potenza termica di

1500 kJ/min. La potenza meccanica fornita al compressore è 250 kW. Si determini la portata massica della corrente d'aria attraverso il compressore.

[Soluzione: 0.675 kg/s]

**6.8** In un compressore adiabatico entra anidride carbonica a 100 kPa e a 300 K, a una portata massica di 0.5 kg/s, e ne esce a 600 kPa e 450 K. Trascurando le variazioni di energia cinetica, si determinino (a) la portata volumetrica della corrente dell'anidride carbonica all'entrata del compressore e (b) la potenza fornita al compressore.

[Soluzioni: (a) 0.28 m<sup>3</sup>/s;  
(b) 68.8 kW]

**6.9** Il refrigerante R-134a viene laminato dallo stato liquido saturo, in cui la pressione è 800 kPa, fino a una pressione di 140 kPa. Si determini la diminuzione di temperatura durante questo processo.

[Soluzione: 50.13 °C]

**6.10** Il refrigerante R-134a viene laminato dallo stato liquido saturo, in cui la pressione è 800 kPa, a una temperatura di -20 °C. Si determini la pressione del refrigerante nello stato finale.

[Soluzione: 133 kPa]

**6.11** Una corrente d'aria a 2 MPa e 30 °C viene laminata fino alla pressione atmosferica di 100 kPa. Si determini la temperatura finale dell'aria.

[Soluzione: 30 °C]

**6.12** Si riscalda acqua liquida a 300 kPa e 20 °C in una camera di miscelazione miscelandola con acqua calda a 300 kPa e 90 °C. L'acqua fredda entra nella camera a una portata massica di 1.8 kg/s. Se la miscela esce dalla camera di miscelazione a 60 °C, si determini la portata massica dell'acqua calda necessaria.

[Soluzione: 2.4 kg/s]

**6.13** Una corrente d'aria fredda a 1 MPa e a 12 °C viene miscelata con un'altra corrente a 1 MPa e a 60 °C. Se la portata massica della corrente fredda è pari al doppio di quella della corrente calda, si determini la temperatura della corrente in uscita. Si usino calori specifici a temperatura ambiente.

[Soluzione: 28 °C]

**6.14** In un sistema di riscaldamento ad acqua si riscalda l'aria facendola passare attraverso le alette di un radiatore. L'acqua calda entra nel radiatore a una temperatura di 90 °C e a una portata massica di 8 kg/min

e ne esce a una temperatura di 70 °C. L'aria entra a 100 kPa e a 25 °C ed esce a 47 °C. Si determini la portata volumetrica dell'aria in entrata.

[Soluzione: 0.431 m<sup>3</sup>/s]

**6.15** Una casa ha un sistema di riscaldamento elettrico costituito da un ventilatore di 300 W e da un elemento scaldante a resistenza elettrica installato in un condotto. La corrente d'aria attraversa il condotto in regime stazionario a una portata massica di 0.6 kg/s e subisce un aumento di temperatura di 5 °C. Si stima che la potenza termica ceduta dall'aria nel condotto sia pari a 400 W. Si determini la potenza nominale dell'elemento scaldante a resistenza elettrica.

[Soluzione: 3.12 kW]

**6.16** Una corrente d'aria entra nel condotto di un sistema di condizionamento d'aria a 105 kPa, a 12 °C e a una portata volumetrica di 12 m<sup>3</sup>/min. Il condotto ha un diametro di 20 cm e l'aria nel condotto riceve dall'ambiente una potenza termica di 2 kW. Si determinino (a) la velocità dell'aria all'entrata del condotto e (b) la temperatura dell'aria all'uscita.

[Soluzioni: (a) 6.37 m/s;  
(b) 19.74 °C]

**6.17** Una corrente d'acqua viene riscaldata in un tubo isolato di diametro costante da un riscaldatore a resistenza elettrica di 7 kW. Se la corrente d'acqua entra nel riscaldatore in regime stazionario a una temperatura di 15 °C e ne esce a una temperatura di 70 °C, si determini la portata massica.

[Soluzione: 0.03 kg/s]

**6.18** Nei grandi impianti di motori a turbina a gas l'aria viene preriscaldata dal gas di scarico in uno scambiatore di calore detto *rigeneratore* prima che entri nella camera di combustione. L'aria entra nel rigeneratore a 1 MPa, a 550 K e a una portata massica di 800 kg/min. La potenza termica fornita all'aria è pari a 3200 kW. I gas di scarico entrano nel rigeneratore a 140 kPa e a 800 K e ne escono a 130 kPa e a 600 K. Assumendo i gas di scarico ad aria, si determinino (a) la temperatura in uscita dell'aria e (b) la portata massica dei gas di scarico.

[Soluzioni: (a) 775 K;  
(b) 14.9 kg/s]

**6.19** Si propone di realizzare uno scaldacqua costituito da un tubo isolato di 5 cm di diametro e da un resistore elettrico al suo interno. Una corrente d'acqua fredda entra in regime stazionario nella sezione scaldante a una temperatura di 15 °C e a una portata volumetrica di 30 L/min. Se la temperatura dell'acqua deve essere innalzata a 50 °C, si determinino (a) la potenza nominale del riscaldatore a resistenza e (b) la velocità media della corrente d'acqua nel tubo.

[Soluzioni: (a) 73.2 kW;  
(b) 0.255 m/s]

**6.20** Si determini la potenza termica ceduta da un edificio a causa di infiltrazioni se l'aria esterna a -10 °C e a 90 kPa entra nell'edificio con una portata volumetrica di 35 L/s quando l'aria interna è mantenuta alla temperatura di 22 °C.

[Soluzione: 1.3 kW]

## Capitolo 7

### Il secondo principio della termodinamica

#### Riepilogo

Il **secondo principio della termodinamica** afferma che le trasformazioni avvengono spontaneamente seguendo un verso ben preciso. Una trasformazione non può avvenire se non soddisfa sia il primo sia il secondo principio della termodinamica. I corpi che possono assorbire o cedere quantità finite di calore isotermicamente sono detti **serbatoi di calore**.

Il lavoro può essere convertito direttamente e completamente in calore, mentre il calore può essere con-

vertito in lavoro solo per mezzo di apparecchiature chiamate motori termici. Il **rendimento** di un motore termico è definito dalla relazione:

$$\eta_t = \frac{L_{n,u}}{Q_s} = 1 - \frac{Q_i}{Q_s}$$

dove  $L_{n,u}$  è il lavoro netto prodotto dal motore termico,  $Q_s$  è la quantità di calore fornita al motore termico e  $Q_i$  è la quantità di calore scaricata.



Le macchine frigorifere e le pompe di calore sono macchine operatrici che assorbono una quantità di calore da una sorgente a bassa temperatura e ne scaricano un'altra a un pozzo ad alta temperatura. L'efficienza di una macchina frigorifera o di una pompa di calore viene espressa in termini di **coefficienti di prestazioni**, definiti dalle relazioni:

$$COP_F = \frac{Q_i}{L_{n,e}} = \frac{1}{Q_s/Q_i - 1}$$

$$COP_{PdC} = \frac{Q_s}{L_{n,e}} = \frac{1}{1 - Q_i/Q_s}$$

L'enunciato di **Kelvin-Planck** del secondo principio della termodinamica stabilisce che nessun motore termico può produrre una quantità netta di lavoro scambiando calore con un solo serbatoio di calore. L'enunciato di **Clausius** del secondo principio della termodinamica stabilisce che nessuna apparecchiatura che trasferisca calore da un corpo più freddo a uno più caldo riesce a farlo senza produrre effetti sull'ambiente circostante.

Ogni macchina che violi il primo o il secondo principio della termodinamica viene detta **macchina a moto perpetuo**.

Una trasformazione è detta reversibile se sia il sistema sia l'ambiente possono essere riportati alle condizioni originarie.

Ogni altra trasformazione che non abbia questa caratteristica è **irreversibile**.

Gli effetti come l'attrito, le espansioni o le compressioni non-quasi-statiche e lo scambio termico attraverso un salto finito di temperatura rendono una trasformazione irreversibile e sono detti **irreversibilità**.

Il **ciclo di Carnot** è un ciclo reversibile composto di quattro trasformazioni reversibili, due isoterme e due adiabatiche.

I **teoremi di Carnot** affermano che i rendimenti termici di tutti i motori termici reversibili che funzionino tra gli stessi due serbatoi di calore sono gli stessi, e che nessun motore termico è più efficiente di uno reversibile che operi tra gli stessi due serbatoi.

Questi enunciati formano la base per stabilire una **scala assoluta di temperatura**, detta anche **scala Kelvin**, che è legata allo scambio termico tra una macchina reversibile e i due serbatoi ad alta e a bassa temperatura dalla relazione:

$$\left(\frac{Q_s}{Q_i}\right)_{rev} = \frac{T_s}{T_i}$$

Il rapporto  $Q_s/Q_i$  può essere sostituito da  $T_s/T_i$  per tutte le macchine reversibili. Un motore termico che funzioni secondo il ciclo di Carnot viene chiamato **motore termico di Carnot**.

Il rendimento termico di un motore così fatto, così come quello di tutti gli altri motori reversibili, è il massimo rendimento al quale può tendere un motore reale che scambi calore con serbatoi di calore alle temperature  $T_s$  e  $T_i$  ed è dato dalla relazione:

$$\eta_{L,rev} = 1 - \frac{T_i}{T_s}$$

I **COP** delle macchine frigorifere e delle pompe di calore reversibili sono i più alti coefficienti di prestazione che una macchina frigorifera e una pompa di calore possono raggiungere se operano tra i serbatoi a temperature  $T_s$  e  $T_i$  e sono forniti dalle relazioni:

$$COP_{F,rev} = \frac{1}{T_s/T_i - 1}$$

$$COP_{PdC,rev} = \frac{1}{1 - T_i/T_s}$$

## Problemi

**7.1** Un impianto motore a vapore riceve da un bruciatore una potenza termica di 77.8 MW. Si è stimato che la potenza termica ceduta all'aria ambiente dal vapore mentre esso percorre i tubi e altri componenti sia pari a circa 2.2 MW. Se la **potenza** termica di scarto ceduta all'acqua di raffreddamento è pari a 40.3 MW, si determinino (a) la potenza netta prodotta e (b) il rendimento termico di questo impianto motore.

[Soluzioni: (a) 35.3 MW; (b) 45.4%]

**7.2** Un motore automobilistico con una potenza utile di 90 kW ha un rendimento termico del 28%. Si determini la quantità di combustibile consumata nell'unità di tempo se il potere calorifico del combustibile è 44 000 kJ/kg.

[Soluzione: 7.31 g/s]

**7.3** Un impianto motore a vapore che produce una potenza di 150 MW consuma carbone fossile a una portata massica di 60 t/h (tonnellate all'ora). Se il potere

calorifico del carbone fossile è 30 000 kJ/kg, si determini il rendimento termico di questo impianto motore.

[Soluzione: 30.0%]

**7.4** Un motore automobilistico consuma combustibile a una portata volumetrica di 20 L/h e fornisce 60 kW di potenza alle ruote. Se il combustibile ha un potere calorifico di 44 000 kJ/kg e una densità di 0.8 g/cm<sup>3</sup>, si determini il rendimento di questo motore.

[Soluzione: 30.7%]

**7.5** Un frigorifero domestico con un **COP** pari a 1.8 sottrae dall'ambiente refrigerato una potenza termica di 1.5 kW. Si determinino (a) la potenza elettrica assorbita dal frigorifero e (b) la potenza termica ceduta all'aria della cucina.

[Soluzione: (a) 0.83 kW;  
(b) 2.33 kW]

**7.6** Un condizionatore d'aria funzionante in regime stazionario sottrae una potenza termica di 12.5 kW da una casa mentre assorbe 6 kW di potenza elettrica. Si determinino (a) il **COP** di questo condizionatore d'aria e (b) la potenza termica ceduta all'aria esterna.

[Soluzioni: (a) 2.08;  
(b) 18.5 kW]

**7.7** Un frigorifero domestico che assorbe una potenza di 450 W e ha un **COP** di 2.5 deve raffreddare a 8 °C cinque grandi cocomeri, ciascuno dei quali ha una massa di 10 kg. Se i cocomeri sono inizialmente a 20 °C, si determini l'intervallo di tempo che il frigorifero impiegherà per raffreddarli. I cocomeri possono essere assimilati ad acqua il cui calore specifico è 4.2 kJ/kg·°C.

[Soluzione: 2240 s]

**7.8** Una casa riscaldata da riscaldatori a resistenza elettrica ha utilizzato 1200 kWh di energia elettrica in un mese invernale. Se questa casa fosse stata riscaldata invece con una pompa di calore, che ha un **COP** medio pari a 2.4, si determini quanto denaro il proprietario avrebbe risparmiato in quel mese. Si supponga che l'energia elettrica costi 0.085 €/kWh.

[Soluzione: € 59.5]

**7.9** Una pompa di calore con un **COP** pari a 1.8 fornisce a una casa una potenza termica di 20.8 kW. Si determinino (a) la potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore e (b) la potenza termica sottratta dall'aria esterna.

[Soluzioni: (a) 11.6 kW;  
(b) 9.2 kW]

**7.10** Un motore termico di Carnot funziona tra una sorgente termica a 1000 K e un pozzo termico a 300 K. Se il motore termico riceve una potenza termica di 13.33 kW, si determinino (a) il rendimento termico e (b) la potenza fornita dal motore.

[Soluzioni: (a) 70%;  
(b) 9.33 kW]

**7.11** Un motore termico di Carnot riceve 500 kJ di calore da una sorgente termica a temperatura incognita e ne cede 200 kJ a un pozzo termico a 17 °C. Si determinino (a) la temperatura della sorgente e (b) il rendimento termico del motore termico.

[Soluzioni: (a) 452 °C;  
(b) 60%]

**7.12** Un metodo innovativo di generazione di energia implica l'utilizzazione dell'energia geotermica come sorgente termica.<sup>1</sup> Se si scopre un giacimento di acqua a 140 °C in una località dove la temperatura ambiente è 20 °C, si determini il rendimento termico massimo che può raggiungere un impianto motore geotermico costruito in quella località.

[Soluzione: 29.1%]

**7.13** Un frigorifero di Carnot funziona in un ambiente in cui la temperatura è 25 °C e assorbe 2 kW di potenza quando è in funzione. Se il compartimento dei cibi del frigorifero deve essere mantenuto alla temperatura di 3 °C, si determini la potenza termica sottratta dal compartimento dei cibi.

[Soluzione: 25.2 kW]

**7.14** Un frigorifero di Carnot funziona in una stanza in cui la temperatura è 25 °C. Il frigorifero assorbe 500 W di potenza quando è in funzione e ha un **COP** pari a 4.5. Si determinino (a) la potenza termica sottratta dall'ambiente refrigerato e (b) la temperatura dell'ambiente refrigerato.

[Soluzioni: (a) 2.25 kW;  
(b) -29.2 °C]

<sup>1</sup> L'energia geotermica è l'energia termodinamica accumulata o generata nella massa della Terra. Il suo sfruttamento è limitato ai sistemi idrotermali, in cui coesistono un'intrusione magmatica che funge da sorgente termica, una massa d'acqua sotterranea (generalmente di origine meteorica) che funge da fluido termovettore, una roccia serbatoio che la contiene e una copertura di roccia impermeabile che ne impedisce la dispersione. L'acqua calda viene estratta e utilizzata per generare energia elettrica mediante turbine a vapore a bassa pressione se è in fase di vapore, per il riscaldamento se è in fase liquida. (N.d.T.)

**7.15** Un impianto di condizionamento dell'aria è utilizzato per mantenere una casa a 22 °C quando la temperatura esterna è 33 °C. La casa riceve una potenza termica di 10 kW attraverso i muri e le finestre e la potenza termica generata all'interno della casa da persone, apparecchi di illuminazione ed elettrodomestici ammonta a 2 kW. Si determini la potenza minima che si deve fornire a questo sistema di condizionamento dell'aria.

[Soluzione: 0.45 kW]

**7.16** Una casa ha una struttura tale da cedere all'ambiente esterno una potenza termica di 1.5 kW per ogni grado celsius di differenza di temperatura fra interno ed esterno. Per mantenere questa casa a 21 °C si utilizza una pompa di calore a cui si deve fornire una potenza di 6 kW. Si determini la temperatura esterna più bassa per la quale la pompa di calore è in grado di soddisfare i requisiti di riscaldamento di questa casa.

[Soluzione: -13.3 °C]

**7.17** Un motore termico di Carnot riceve una potenza termica di 13.33 kW da una sorgente a 900 °C e cede potenza termica di scarto all'aria ambiente a 27 °C. Tutto il lavoro fornito dal motore termico è utilizzato per azionare un frigorifero che sottrae calore dall'ambiente refrigerato a -5 °C e lo trasferisce alla stessa aria ambiente a 27 °C. Si determinino (a) la potenza termica massima sottratta dall'ambiente refrigerato e (b) la potenza termica totale ceduta all'aria ambiente.

[Soluzioni: (a) 83.03 kW;  
(b) 96.36 kW]

**7.18** Una pompa di calore con un COP pari a 2.4 è utilizzata per riscaldare una casa. Quando è in funzione, la pompa di calore assorbe 8 kW di potenza elettrica. Se la casa cede all'esterno una potenza termica media di 1.11 kW e la temperatura della casa è 3 °C quando la pompa di calore viene messa in funzione, si determini l'intervallo di tempo che occorre affinché la temperatura della casa salga a 22 °C. Si supponga che la casa sia ben sigillata (cioè, sia priva di fughe d'aria) e che l'intera massa all'interno della casa (aria, mobilio ecc.) equivalga a 2000 kg di aria.

[Soluzione: 0.94 h]

**7.19** Una turbina a gas ha un rendimento del 17% ed eroga una potenza di 6000 kW. Si determini la portata volumetrica del combustibile consumato da questa turbina a gas, espressa in litri al secondo (L/s), se il combustibile ha un potere calorifico di 46 000 kJ/kg e una densità di 0.8 g/cm<sup>3</sup>.

[Soluzione: 0.959 L/s]

**7.20** Un impianto di condizionamento dell'aria è impiegato per mantenere una casa a una temperatura costante di 20 °C. La casa riceve dall'esterno una potenza termica di 5.6 kW e la potenza termica generata nella casa dalle persone, dagli apparecchi di illuminazione e dagli elettrodomestici ammonta a 2.2 kW. Per un COP pari a 2.5, si determini la potenza che si deve fornire a questo impianto di condizionamento dell'aria.

[Soluzione: 3.12 kW]

## Capitolo 8 L'entropia

### Riepilogo

La seconda legge della termodinamica porta alla definizione di una nuova proprietà detta **entropia**, che è una misura quantitativa del disordine microscopico di un sistema. L'entropia è definita come:

$$dS = \left( \frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{int. rev}}$$

Nel caso particolare di una trasformazione isoterma e internamente reversibile, si ha:

$$\Delta S = \frac{Q}{T_0}$$

La disuguaglianza di Clausius combinata con la definizione di entropia porta alla disuguaglianza nota come **principio di aumento dell'entropia**, espressa da:

$$S_{\text{gen}} \geq 0$$

dove  $S_{\text{gen}}$  è l'**entropia generata** durante il processo. La variazione di entropia è causata da scambio di calore, trasporto di massa e irreversibilità. Se un sistema riceve calore, allora la sua entropia aumenta, viceversa, se esso cede calore, allora la sua entropia diminuisce. L'effetto delle irreversibilità è invece sempre un aumento di entropia.

La **variazione di entropia** e le **relazioni isoentropiche** per una trasformazione possono essere riassunte come segue.

1. *Sostanze pure.*

$$\text{Qualsiasi trasformazione: } \Delta s = s_2 - s_1$$

$$\text{Trasformazione isoentropica: } s_2 = s_1$$

2. *Sostanze incompressibili.*

$$\text{Qualsiasi trasformazione: } s_2 - s_1 = c_{\text{med}} \ln \frac{T_2}{T_1}$$

$$\text{Trasformazione isoentropica: } T_2 = T_1$$

3. *Gas ideali.*

a. *Calori specifici costanti (calcolo approssimato).*

Qualsiasi trasformazione:

$$s_2 - s_1 = c_{v, \text{med}} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}$$

$$s_2 - s_1 = c_{p, \text{med}} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1}$$

Trasformazione isoentropica:

$$\left( \frac{T_2}{T_1} \right)_{s=\text{cost}} = \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}$$

$$\left( \frac{T_2}{T_1} \right)_{s=\text{cost}} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k}$$

$$\left( \frac{p_2}{p_1} \right)_{s=\text{cost}} = \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^k$$

b. *Calori specifici variabili (calcolo esatto).*

Qualsiasi trasformazione:

$$s_2 - s_1 = s_2^\circ - s_1^\circ - R \ln \frac{p_2}{p_1}$$

Trasformazione isoentropica:

$$s_2^\circ = s_2 + R \ln \frac{p_2}{p_1}$$

$$\left( \frac{p_2}{p_1} \right)_{s=\text{cost}} = \frac{p_{r2}}{p_{r1}}$$

$$\left( \frac{v_2}{v_1} \right)_{s=\text{cost}} = \frac{v_{r2}}{v_{r1}}$$

dove  $p_r$  è la **pressione relativa** e  $v_r$  è il **volume specifico relativo**. La funzione  $s^\circ$  dipende solo dalla temperatura.

Il **lavoro** per processi reversibili a **flusso stazionario**, espresso in funzione delle proprietà del fluido, è:

$$l_{\text{rev}} = - \int_1^2 v dp - \Delta e_c - \Delta e_p$$

Per sostanze incompressibili ( $v = \text{costante}$ ) si semplifica in:

$$l_{\text{rev}} = v (p_1 - p_2) - \Delta e_c - \Delta e_p$$

Il lavoro compiuto durante un processo a flusso stazionario è proporzionale al volume specifico e quindi  $v$  deve essere reso il più piccolo possibile durante un processo di compressione per minimizzare il lavoro entrante e il più grande possibile durante un'espansione per massimizzare il lavoro uscente.

Il lavoro reversibile entrante in un compressore che comprime un gas ideale da  $T_1, p_1$  a  $p_2$  in maniera isoentropica ( $pv^k$  costante), politropica ( $pv^n$  costante) o isoterma ( $pv$  costante) si determina integrando e ottenendo i seguenti risultati:

Isoentropica:

$$l_{\text{compr. e}} = \frac{kR(T_2 - T_1)}{k-1} = \frac{kRT}{k-1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right]$$

Politropica:

$$l_{\text{compr. e}} = \frac{nR(T_2 - T_1)}{n-1} = \frac{nRT}{n-1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right]$$

Isoterma:

$$l_{\text{compr. e}} = RT \ln \frac{p_2}{p_1}$$

Il lavoro entrante in un compressore può essere ridotto utilizzando un compressore multistadio con refrigerazione intermedia. Per ottenere il massimo risparmio sul lavoro entrante, i rapporti tra le pressioni a cavallo dei vari stadi devono essere uguali.

La maggior parte dei dispositivi a flusso stazionario opera in condizioni adiabatiche e la trasformazione ideale per tali dispositivi è la trasformazione isoentropica. Il parametro che descrive quanto un certo dispositivo approssima in modo efficiente il corrispondente dispositivo isoentropico è detto **rendimento isoentropico** o **adiabatico**. Per le turbine, i compressori e gli ugelli è espresso da:

$$\eta_r = \frac{\text{Lavoro reale della turbina}}{\text{Lavoro isoentropico della turbina}} = \frac{l_r}{l_s} = \frac{h_1 - h_{2r}}{h_1 - h_{2s}}$$

$$\eta_c = \frac{\text{Lavoro isoentropico del compressore}}{\text{Lavoro reale del compressore}} = \frac{l_s}{l_r} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2r} - h_1}$$

$$\eta_v = \frac{\text{Energia cinetica reale all'uscita dell'ugello}}{\text{Energia cinetica isoentropica all'uscita dell'ugello}} = \frac{w_{2r}^2}{w_{2s}^2} = \frac{h_1 - h_{2r}}{h_1 - h_{2s}}$$

Nelle relazioni precedenti  $h_{2r}$  e  $h_{2s}$  sono i valori dell'entalpia all'uscita del processo reale e isoentropico rispettivamente.

Il bilancio dell'entropia per qualsiasi sistema che stia subendo una qualunque trasformazione si può esprimere in forma generale come:

$$\underbrace{S_e - S_u}_{\text{Entropia netta scambiata sotto forma di calore e massa}} + \underbrace{S_{\text{gen}}}_{\text{Entropia generata}} = \underbrace{\Delta S_{\text{sistema}}}_{\text{Variazione di entropia}}$$

oppure, nell'unità di tempo, come

$$\underbrace{\dot{S}_e - \dot{S}_u}_{\text{Entropia netta scambiata sotto forma di calore e massa nell'unità di tempo}} + \underbrace{\dot{S}_{\text{gen}}}_{\text{Entropia generata nell'unità di tempo}} = \underbrace{\frac{dS_{\text{sistema}}}{dt}}_{\text{Variazione di entropia nell'unità di tempo}}$$

Per una trasformazione a **flusso stazionario**, esso si riduce a:

$$\dot{S}_{\text{gen}} = \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_u s_u - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k}$$

## Problemi

**8.1** Un sistema cilindro-pistone privo di attrito contiene acqua liquida satura a una pressione di 200 kPa. Si trasmettono all'acqua 450 kJ di calore da una sorgente a 500 °C e una parte del liquido evapora a pressione costante. Si determini l'entropia totale generata durante questa trasformazione, in kJ/K.

[Soluzione: 0.562 kJ/K]

**8.2** Durante la trasformazione isoterma di somministrazione di calore di un ciclo di Carnot, vengono somministrati 900 kJ di calore al fluido evolvente da una sorgente a 400 °C. Si determinino (a) la variazione di entropia del fluido evolvente, (b) la variazione di entropia della sorgente e (c) l'entropia totale generata durante questa trasformazione.

[Soluzioni: (a) 1.337 kJ/K; (b) -1.337 kJ/K; (c) 0]

**8.3** Il refrigerante R-134a entra nella serpentina dell'evaporatore di un sistema di refrigerazione sotto forma di miscela satura liquido-vapore alla pressione di 200 kPa. Il refrigerante assorbe 120 kJ di calore dall'ambiente refrigerato che è mantenuto a -5 °C ed esce sotto forma di vapore saturo alla stessa pressione. Si determinino (a) la variazione di entropia del refrigerante, (b) la variazione di entropia dell'ambiente refrigerato e (c) l'entropia totale generata durante questa trasformazione.

[Soluzioni: (a) 0.456 kJ/K; (b) -0.448 kJ/K; (c) 0.008 kJ/K]

**8.4** Un blocco di rame di 50 kg, inizialmente a 80 °C, è lasciato cadere in un recipiente isolato che contiene 120 L di acqua a 25 °C. Si determinino (a) la temperatura di equilibrio finale e (b) l'entropia totale generata durante questa trasformazione.

[Soluzioni: (a) 27.0 °C; (b) 0.218 kJ/K]

**8.5** Un blocco di alluminio di 20 kg, inizialmente a 200 °C, è messo in contatto con un blocco di ferro di 20 kg a 100 °C in un recipiente isolato. Si determinino (a) la temperatura di equilibrio finale e (b) l'entropia totale generata durante questa trasformazione.

[Soluzioni: (a) 168.4 °C; (b) 0.169 kJ/K]

**8.6** Un blocco di ferro di 5 kg, inizialmente a 350 °C, viene raffreddato in un recipiente isolato che contiene 100 kg di acqua a 22 °C. Supponendo che l'acqua che evapora durante il processo si ricondensi nel recipiente, si determini l'entropia totale generata durante questa trasformazione.

[Soluzione: 0.80 kJ/K]

**8.7** Ossigeno gassoso viene compresso in un sistema cilindro-pistone da uno stato iniziale di 0.8 m<sup>3</sup>/kg e 25 °C a uno stato finale di 0.1 m<sup>3</sup>/kg e 287 °C. Si determini la variazione di entropia dell'ossigeno durante questa trasformazione.

[Soluzione: -0.105 kJ/K]

**8.8** Un sistema cilindro-pistone isolato contiene inizialmente 300 L di aria a 120 kPa e a 17 °C. L'aria viene riscaldata per 15 min da un riscaldatore a resistenza elettrica di 200 W posto all'interno del cilindro. Durante questa trasformazione la pressione dell'aria è mantenuta costante. Si determini la variazione di entropia dell'aria.

[Soluzione: 0.387 kJ/K]

**8.9** Un sistema cilindro-pistone contiene 1.2 kg di azoto gassoso a 120 kPa e a 27 °C. Il gas viene compresso lentamente in una trasformazione politropica durante la quale  $pV^{1.3} = \text{costante}$ . La trasformazione termina quando il volume si è dimezzato. Si determini la variazione di entropia dell'azoto durante questa trasformazione.

[Soluzione: -0.0615 kJ/K]

**8.10** Un recipiente rigido isolato è diviso in due compartimenti uguali da un setto. Inizialmente, un compartimento contiene 5 kmol di un gas ideale a 400 kPa e a 50 °C, mentre sull'altro vi è il vuoto. Il setto viene poi rimosso e il gas occupa l'intero recipiente. Si determini l'entropia generata durante questa trasformazione.

[Soluzione: 28.81 kJ/K]

**8.11** L'aria viene compressa in un sistema cilindro-pistone da 100 kPa e 17 °C a 800 kPa in una trasformazione adiabatica reversibile. Si determinino (a) la temperatura finale e (b) il lavoro compiuto durante questa trasformazione.

[Soluzioni: (a) 525.3 K; (b) 171.1 kJ/kg]

**8.12** Una corrente d'aria entra in un ugello in regime stazionario a 280 kPa e a 77 °C, a una velocità di 50 m/s, e ne esce a 85 kPa e a 320 m/s. Si è stimato che lo scambio termico tra l'ugello e il mezzo circostante a 20 °C ammonta a 3.2 kJ/kg. Si determinino (a) la temperatura in uscita e (b) l'entropia totale generata durante questa trasformazione.

[Soluzioni: (a) 297 K; (b) 0.188 kJ/kg·K]

**8.13** Una corrente d'aria entra in un compressore in condizioni ambiente di 96 kPa e 17 °C a bassa velocità e ne esce a 1 MPa, 327 °C e 120 m/s. Il compressore viene raffreddato dall'aria ambiente a 17 °C che gli sottrae una potenza termica di 25 kW. La potenza fornita al compressore è 300 kW. Si determini la portata massica della corrente d'aria.

[Soluzione: 0.851 kg/s]

**8.14** Acqua liquida a 120 kPa entra in una pompa di 15 kW che innalza la pressione a 3 MPa. Se il dislivello tra uscita ed entrata è 10 m, si determini la massima portata massica di acqua liquida che questa pompa è in grado di trasportare. Si trascuri la variazione di energia cinetica dell'acqua e si assuma il volume specifico dell'acqua pari a 0.001 m<sup>3</sup>/kg.

[Soluzione: 5.39 kg/s]

**8.15** Elio gassoso viene compresso da 80 kPa e 20 °C a 600 kPa a una portata volumetrica di 0.2 m<sup>3</sup>/s. Si determini la potenza fornita al compressore supponendo che la trasformazione di compressione sia (a) isoentropica, (b) politropica con  $n = 1.2$  e (c) isoterma.

[Soluzioni: (a) -49.6 kW; (b) -38.3 kW; (c) -32.2 kW]

**8.16** Azoto gassoso viene compresso dalla pressione di 80 kPa alla temperatura di 27 °C alla pressione di 480 kPa da un compressore della potenza di 10 kW. Si determini la portata massica attraverso il compressore, supponendo che la trasformazione di compressione sia (a) isoentropica, (b) politropica con  $n = 1.3$  e (c) isoterma.

[Soluzioni: (a) 0.048 kg/s; (b) 0.05 kg/s; (c) 0.063 kg/s]

**8.17** Una corrente d'aria entra in un ugello adiabatico a 400 kPa, 247 °C e 60 m/s e ne esce a 80 kPa. Trascurando ogni irreversibilità, si determini la velocità in uscita dell'aria.

[Soluzione: 627 m/s]

**8.18** Un elemento scaldante a resistenza elettrica di 800 W, di lunghezza 50 cm e diametro 0.5 cm, viene immerso in 40 kg di acqua inizialmente a 20 °C. Supponendo che il recipiente che contiene l'acqua sia ben isolato, si determini (a) l'intervallo di tempo impiegato dal riscaldatore per innalzare la temperatura dell'acqua a 80 °C e (b) l'entropia generata durante questa trasformazione, in kJ/K.

[Soluzioni: (a) 12 522 s; (b) 31.18 kJ/K]

**8.19** Un compressore comprime aria in regime stazionario da 100 kPa e 17 °C a 700 kPa a una portata massica di 2 kg/min. Si determini la potenza in entrata minima necessaria se la trasformazione è (a) adiabatica e (b) isoterma. Si supponga che l'aria sia un gas ideale

con calori specifici costanti e si trascurino le variazioni di energia cinetica e di energia potenziale.

[Soluzioni: (a) 7.29 kW;  
(b) 5.4 kW]

**8.20** Per raffreddare 1000 kg di acqua a 20 °C in un recipiente isolato una persona versa nell'acqua 80 kg

di ghiaccio a -5 °C. Si determinino (a) la temperatura di equilibrio finale nel recipiente e (b) l'entropia generata durante questa trasformazione. La temperatura di fusione e il calore di fusione del ghiaccio a pressione atmosferica sono 0 °C e 333.7 kJ/kg, rispettivamente.

[Soluzioni: (a) 12.4 °C;  
(b) 5.81 kJ/K]

## Capitolo 9

### I cicli termodinamici diretti e inversi

#### Riepilogo

Un ciclo con il quale si produce un lavoro netto è detto **ciclo diretto**. Un ciclo diretto in cui il fluido evolvente rimane sempre in fase aeriforme prende il nome di **ciclo diretto a gas**. Il ciclo di maggior rendimento termico funzionante tra una sorgente termica a temperatura  $T_s$  e un pozzo termico a temperatura  $T_i$  è il **ciclo di Carnot**, il cui rendimento termico è espresso dalla relazione:

$$\eta_{t, \text{Carnot}} = 1 - \frac{T_i}{T_s}$$

I cicli reali a gas sono piuttosto complessi. Le semplificazioni che si fanno per facilitare la loro analisi portano a definire il **ciclo ad aria standard** che ha le seguenti caratteristiche: tutte le trasformazioni sono internamente reversibili; il fluido evolvente è aria a comportamento da gas ideale con i calori specifici costanti, valutati a temperatura ambiente; il processo di combustione e quello di rinnovo dei gas combustibili sono sostituiti rispettivamente da una somministrazione di calore e da una sottrazione di calore. Nei motori alternativi si definiscono il **rapporto volumetrico di compressione**  $\rho$  e la **pressione media effettiva**  $p_{me}$ :

$$\rho = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}}$$

$$p_{me} = \frac{L_n}{V_{\max} - V_{\min}} = \frac{l_n}{v_{\max} - v_{\min}}$$

Il **ciclo Otto** è il ciclo ideale dei motori alternativi ad accensione comandata e consiste di quattro trasformazioni internamente reversibili: una compressione isentropica, una somministrazione di calore a volume specifico costante, una espansione isentropica e una sottrazione di calore a volume specifico costante. Nel-

l'ipotesi di ciclo ad aria standard, il rendimento termico del ciclo Otto ideale è espresso dalla relazione:

$$\eta_{t, \text{Otto}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}$$

dove  $r$  è il rapporto volumetrico di compressione e  $k$  il rapporto dei calori specifici  $c_p/c_v$ .

Il **ciclo Diesel** è il ciclo ideale dei motori alternativi ad accensione spontanea. È molto simile al ciclo Otto differendo soltanto per il fatto che la somministrazione di calore è a pressione costante, invece che a volume specifico costante. Nell'ipotesi di ciclo ad aria standard, il rendimento termico del ciclo Diesel è:

$$\eta_{t, \text{Diesel}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[ \frac{\tau^k - 1}{k(\tau - 1)} \right]$$

dove  $\tau$  è il **rapporto di introduzione**, definito come rapporto tra i volumi nel cilindro all'inizio e alla fine del processo di somministrazione del calore.

Il ciclo ideale dei moderni impianti motori a turbina a gas è il **ciclo Brayton**, costituito da quattro trasformazioni internamente reversibili: una compressione isentropica (in un turbocompressore), una somministrazione di calore a pressione costante, un'espansione isentropica (in una turbina) e una sottrazione di calore a pressione costante. Nell'ipotesi di ciclo ad aria standard, il rendimento termico risulta:

$$\eta_{t, \text{Brayton}} = 1 - \frac{1}{\beta^{(k-1)/k}}$$

dove  $\beta = p_{\max}/p_{\min}$  è il **rapporto manometrico di compressione**. Il rendimento termico del ciclo Brayton

ideale semplice aumenta con il rapporto manometrico di compressione.

Nei motori a turbina a gas la temperatura dei gas combustibili che escono dalla turbina è, spesso, considerevolmente più elevata di quella dell'aria che esce dal compressore; perciò l'aria ad alta pressione che esce dal compressore può essere riscaldata trasferendole calore dai gas combustibili caldi mediante uno scambiatore di calore in controcorrente, detto **rigeneratore**. La misura di quanto un rigeneratore reale approssima un rigeneratore ideale è l'**efficacia**  $\varepsilon$ , definita come:

$$\varepsilon = \frac{q_{\text{rig}}}{q_{\text{rig, max}}}$$

Nell'ipotesi di ciclo ad aria standard, il rendimento termico di un ciclo Brayton ideale con rigenerazione totale ( $\varepsilon = 1$ ) diventa:

$$\eta_{t, \text{rig}} = 1 - \left( \frac{T_1}{T_3} \right) \beta^{(k-1)/k}$$

dove  $T_1$  e  $T_3$  sono, rispettivamente, la minima e la massima temperatura nel ciclo.

Oltre che con la **rigenerazione**, il rendimento termico di un ciclo Brayton ideale può essere aumentato ricorrendo alla **compressione multistadio interrefrigerata** e all'**espansione multistadio con interriscaldamento**. Si ottiene, così, la minimizzazione del lavoro richiesto dal turbocompressore quando in tutti gli stadi il rapporto manometrico di compressione è lo stesso; analogamente con questa stessa condizione si ottiene la massimizzazione del lavoro fornito dalla turbina.

I motori a turbina a gas sono diffusamente utilizzati nella propulsione aerea perché sono leggeri, compatti e hanno un elevato rapporto potenza/peso. Il **ciclo ideale della propulsione a getto** differisce dal **ciclo Brayton** ideale semplice per il fatto che in turbina i gas vengono espansi solo parzialmente, in modo che, uscendo dalla turbina a una pressione relativamente elevata, possano essere accelerati in un ugello per fornire la spinta necessaria alla propulsione dell'aeromobile.

La **spinta netta** sviluppata dal motore vale:

$$F = m (w_u - w_e) \quad (N)$$

dove  $m$  è la portata massica dei gas,  $w_u$  è la velocità di uscita dei gas di scarico e  $w_e$  è la velocità di ingresso dell'aria, entrambe relative all'aeromobile.

La potenza sviluppata dalla spinta del motore viene chiamata **potenza di spinta**  $\dot{L}_{sp}$ , ed è pari a:

$$\dot{L}_{sp} = F w_a = \dot{m} (w_u - w_e) w_a \quad (W)$$

Il **rendimento globale** è una misura dell'efficienza con cui l'energia rilasciata durante il processo di combustione viene convertita in energia di propulsione, ed è definito dalla relazione:

$$\eta_g = \frac{\dot{L}_{sp}}{\dot{Q}_e}$$

L'energia non utilizzata per la propulsione la si ritrova come aumento di entalpia e come energia cinetica dei gas rispetto a un punto fisso a terra.

Il **ciclo di Carnot** non è un modello idoneo per i cicli diretti a vapore, perché non può essere realizzato nella pratica con adeguata approssimazione. Il ciclo di riferimento per i cicli diretti a vapore reali è, invece, il **ciclo Rankine**, che è composto di quattro trasformazioni internamente reversibili: una somministrazione di calore a pressione costante in una caldaia, un'espansione isentropica in una turbina, una sottrazione di calore a pressione costante in un condensatore e, infine, una compressione isentropica in una pompa. Nel ciclo Rankine, il vapore esce dal condensatore come liquido saturo alla pressione di condensazione.

Il rendimento termico di un ciclo Rankine ideale può essere aumentato sia incrementando la temperatura media alla quale viene fornito il calore al fluido evolvente sia diminuendo la temperatura media alla quale il calore viene ceduto al pozzo termico, in genere rappresentato da un lago o un fiume. La temperatura media durante la sottrazione di calore può essere diminuita abbassando la pressione nel condensatore, ma tenendo presente che la temperatura non può essere inferiore a quella del pozzo termico utilizzato. Invece, la temperatura media durante la somministrazione di calore può essere aumentata sia innalzando la pressione in caldaia sia surriscaldando il fluido a temperature più elevate, senza superare, però, il limite rappresentato dalla resistenza dei materiali. Il surriscaldamento ha l'ulteriore vantaggio di ridurre il contenuto della fase liquida nel fluido evolvente all'uscita della turbina; al contrario, l'abbassamento della pressione nel condensatore e l'innalzamento di quella in caldaia determinano un aumento del contenuto della fase liquida all'uscita della turbina, per cui tali pratiche sono sempre accompagnate dal **risurriscaldamento** del vapore dopo una parziale espansione (nella turbina di alta pressione). Ciò viene fatto inviando il vapore all'uscita dalla turbina di alta pressione nuovamente in caldaia, dove viene surriscaldato a pressione costante per poi completare l'espansione fino alla pressione di condensazione nella turbina di bassa pressione.

Il trasferimento di calore da sorgenti termiche a più bassa temperatura a pozzi termici a più elevata temperatura prende il nome di **refrigerazione**. Macchine che realizzano la refrigerazione sono dette **macchine frigorifere**, mentre i cicli con cui essi funzionano sono detti **cicli inversi (o frigoriferi)**. Il fluido evolvente utilizzato nei cicli inversi è chiamato **refrigerante**. Macchine frigorifere utilizzate con lo scopo di riscaldare un ambiente attraverso il trasferimento di calore prelevato da una sorgente termica a minore temperatura sono chiamate **pompe di calore**.

La prestazione fornita da macchine frigorifere e pompe di calore è espressa dal **coefficiente di prestazione (COP)**, definito dalle relazioni:

$$COP_F = \frac{Q_f}{L_{n,e}}$$

$$COP_{PdC} = \frac{Q_s}{L_{n,e}}$$

Il ciclo di confronto dei cicli inversi è il **ciclo inverso di Carnot**. Una macchina frigorifera o una pompa di calore che funzioni secondo il ciclo inverso di Carnot è detta

**macchina frigorifera di Carnot o pompa di calore di Carnot** e i rispettivi **COP** sono espressi dalle relazioni:

$$COP_{F, Carnot} = \frac{1}{T_s / T_f - 1}$$

$$COP_{PdC, Carnot} = \frac{1}{1 - T_f / T_s}$$

Il ciclo inverso più diffusamente utilizzato è il **ciclo inverso a compressione di vapore**. In un ciclo inverso a compressione di vapore ideale, il refrigerante entra nel compressore come vapore saturo e all'uscita è raffreddato fino allo stato di liquido saturo nel condensatore. Viene poi laminato fino alla pressione dell'evaporatore, dove evapora assorbendo calore dall'ambiente refrigerato.

Un effetto refrigerante può essere ottenuto anche senza avere organi meccanici in movimento ma semplicemente facendo circolare una corrente elettrica in un circuito chiuso costituito da due materiali differenti.

Questo effetto è chiamato **effetto Peltier** e un refrigeratore che funzioni su questo principio è detto **refrigeratore termoelettrico**.

## Problemi

**9.1** Un ciclo Otto ideale ha un rapporto volumetrico di compressione pari a 8. All'inizio della trasformazione di compressione l'aria è a 95 kPa e a 27 °C e durante la trasformazione di somministrazione di calore a volume costante vengono trasmessi all'aria 750 kJ/kg di calore. Usando calori specifici costanti a temperatura ambiente, si determinino (a) la pressione e la temperatura alla fine della trasformazione di somministrazione di calore, (b) il lavoro netto prodotto, (c) il rendimento termico e (d) la pressione media effettiva per il ciclo.

[Soluzioni: (a) 4392 kPa, 1734 K;  
(b) 423 kJ/kg;  
(c) 56.4%;  
(d) 534 kPa]

**9.2** Un ciclo Diesel ad aria standard ha un rapporto volumetrico di compressione pari a 16 e un rapporto volumetrico di introduzione pari a 2. All'inizio della trasformazione di compressione, l'aria è alla pressione di 95 kPa e alla temperatura di 27 °C. Usando calori specifici costanti a temperatura ambiente, si determinino (a) la temperatura dopo la trasformazione di som-

ministrazione di calore, (b) il rendimento termico e (c) la pressione media effettiva.

[Soluzioni: (a) 1819 K;  
(b) 61.4%;  
(c) 660.4 kPa]

**9.3** Un impianto motore fisso a turbina a gas funziona secondo un ciclo Brayton ideale semplice con aria come fluido evolvente. L'aria entra nel compressore a 95 kPa e a 290 K e nella turbina a 760 kPa e a 1100 K. La potenza termica ceduta all'aria è pari a 50 000 kW. Si determini la potenza erogata da questo impianto motore, assumendo calori specifici costanti a temperatura ambiente.

[Soluzione: 22.4 MW]

**9.4** Un impianto motore fisso a turbina a gas funziona secondo un ciclo Brayton ideale con rigenerazione (efficacia  $\varepsilon = 100\%$ ), con aria come fluido evolvente. L'aria entra nel compressore a 95 kPa e 290 K e nella turbina a 760 kPa e 1100 K. La potenza termica fornita all'aria da una sorgente esterna è pari a 60 000 kW. Si determini la potenza erogata da questo impianto motore

assumendo calori specifici costanti per l'aria a temperatura ambiente.

[Soluzione: 31.35 MW]

**9.5** Un aeromobile con motore a turbogetto vola a una velocità di 280 m/s a una quota di 6100 m, a cui le condizioni ambiente sono 48 kPa e -13 °C. Il rapporto manometrico di compressione del compressore è pari a 13 e la temperatura all'entrata della turbina è 1300 K. Assumendo un funzionamento ideale per tutti i componenti e calori specifici costanti per l'aria a temperatura ambiente, si determinino (a) la pressione in uscita dalla turbina, (b) la velocità dei gas di scarico e (c) il rendimento globale (rendimento propulsivo).

[Soluzioni: (a) 374.3 kPa;  
(b) 933.6 m/s;  
(c) 26.9%]

**9.6** Si consideri un impianto motore a vapore di 300 MW che funziona secondo un ciclo Rankine ideale. Il vapore entra nella turbina a 10 MPa e a 500 °C e viene raffreddato nel condensatore a una pressione di 10 kPa. Si rappresenti questo ciclo su un diagramma  $T-s$  rispetto alle linee di saturazione e si determinino (a) il titolo del vapore all'uscita della turbina, (b) il rendimento termico del ciclo e (c) la portata massica del vapore.

[Soluzioni: (a) 0.793;  
(b) 40.2%;  
(c) 235.4 kg/s]

**9.7** Si consideri un impianto motore a vapore, alimentato a carbone fossile, che genera 300 MW di potenza elettrica. L'impianto motore funziona secondo un ciclo Rankine ideale semplice con condizioni all'entrata della turbina di 5 MPa e 450 °C e una pressione nel condensatore di 25 kPa. Il carbone fossile utilizzato ha un potere calorifico (quantità di energia rilasciata dalla combustione dell'unità di massa di combustibile) di 29 300 kJ/kg. Supponendo che il 75% di questa energia sia trasferito al vapore nella caldaia e che il generatore elettrico abbia un rendimento del 96%, si determinino (a) il rendimento totale dell'impianto (il rapporto fra l'energia elettrica netta generata e l'energia immessa in esso sotto forma di combustibile) e (b) la quantità di carbone fossile che deve essere fornita all'impianto nell'unità di tempo, in tonnellate all'ora (t/h) [1 t = 1000 kg].

[Soluzioni: (a) 24.6%;  
(b) 150 t/h]

**9.8** Si consideri un impianto motore a vapore che funziona secondo un ciclo Rankine ideale con surriscaldamento e genera una potenza netta di 150 MW. Il va-

pore entra nella turbina ad alta pressione a 10 MPa e a 500 °C e nella turbina a bassa pressione a 1 MPa e a 500 °C. Il vapore esce dal condensatore sotto forma di liquido saturo a una pressione di 10 kPa. Si rappresenti il ciclo su un diagramma  $T-s$  rispetto alle linee di saturazione e si determinino (a) il titolo del vapore (o la sua temperatura se surriscaldato) all'uscita della turbina, (b) il rendimento termico del ciclo e (c) la portata massica del vapore.

[Soluzioni: (a) 0.948;  
(b) 41.4%;  
(c) 93.8 kg/s]

**9.9** In un impianto motore a vapore che funziona secondo un ciclo Rankine ideale con surriscaldamento il vapore entra nella turbina ad alta pressione a 6 MPa e a 450 °C e ne esce sotto forma di vapore saturo. Il vapore viene poi surriscaldato a 400 °C prima che si espanda a una pressione di 7.5 kPa. Al vapore nella caldaia viene fornita una potenza termica di 40 MW. Il vapore viene raffreddato nel condensatore dall'acqua di raffreddamento prelevata da un fiume vicino, la quale entra nel condensatore alla temperatura di 15 °C. Si rappresenti il ciclo su un diagramma  $T-s$  rispetto alle linee di saturazione e si determinino (a) la pressione a cui avviene il surriscaldamento, (b) la potenza netta generata e il rendimento termico e (c) la portata massica minima che deve avere l'acqua di raffreddamento.

[Soluzioni: (a) 0.677 MPa;  
(b) 15.6 MW, 38.94%;  
(c) 231 kg/s]

**9.10** Una macchina frigorifera impiega il refrigerante R-134a come fluido evolvente e funziona secondo un ciclo inverso a compressione di vapore ideale fra 0.12 MPa e 0.7 MPa. La portata massica del refrigerante è pari a 0.05 kg/s. Si rappresenti il ciclo su un diagramma  $T-s$  rispetto alle linee di saturazione. Si determinino (a) la potenza termica sottratta all'ambiente refrigerato e la potenza fornita al compressore, (b) la potenza termica ceduta all'ambiente e (c) il coefficiente di prestazione (COP).

[Soluzioni: (a) 7.35 kW, 1.85 kW;  
(b) 9.20 kW;  
(c) 3.97]

**9.11** Una macchina per la produzione di ghiaccio funziona secondo un ciclo inverso a compressione di vapore ideale in cui è utilizzato il refrigerante R-134a. Il refrigerante entra nel compressore sotto forma di vapore saturo a 160 kPa ed esce dal condensatore sotto forma

di liquido saturo a 700 kPa. L'acqua entra nella macchina a 15 °C e ne esce sotto forma di ghiaccio a -5 °C. Per una quantità di ghiaccio prodotta nell'unità di tempo pari a 12 kg/h, si determini la potenza fornita alla macchina (si devono sottrarre 383 kJ di calore da ogni kilogrammo di acqua a 15 °C per trasformarla in ghiaccio a -5 °C).

[Soluzione: 0.258 kW]

**9.12** Una pompa di calore che funziona secondo il ciclo inverso a compressione di vapore ideale con il refrigerante R-134a è impiegata per riscaldare una casa e mantenerla alla temperatura di 20 °C, impiegando come sorgente di calore acqua sotterranea a 10 °C. La potenza termica ceduta dalla casa all'ambiente esterno è pari a 20.83 kW. La pressione nell'evaporatore e la pressione nel condensatore sono 320 kPa e 800 kPa, rispettivamente. Si determinino la potenza fornita alla pompa di calore e la potenza elettrica risparmiata usando una pompa di calore invece di un riscaldatore a resistenza elettrica.

[Soluzioni: 2.27 kW, 18.56 kW]

**9.13** Una pompa di calore che funziona secondo il ciclo inverso a compressione di vapore ideale con il refrigerante R-134a è impiegata per riscaldare acqua da 15 °C a 54 °C a una portata massica di 0.18 kg/s. La pressione nel condensatore e la pressione nell'evaporatore sono 1.4 MPa e 0.32 MPa, rispettivamente. Si determini la potenza fornita alla pompa di calore.

[Soluzione: 5.82 kW]

**9.14** Un generatore termoelettrico riceve calore da una sorgente a 150 °C e cede il calore di scarto all'ambiente a 25 °C. Qual è il rendimento termico massimo che questo generatore termoelettrico può avere?

[Soluzione: 29.6%]

**9.15** Un frigorifero termoelettrico sottrae da un ambiente refrigerato a -5 °C una potenza termica di 130 W e la cede a un ambiente a 20 °C. Si determinino (a) il coefficiente di prestazione (COP) massimo che questo frigorifero termoelettrico può avere e (b) la potenza minima richiesta.

[Soluzioni: (a) 10.72; (b) 12.1 W]

**9.16** Un motore alternativo quadricilindrico ad accensione comandata ha un rapporto volumetrico di compressione pari a 8 e ciascun cilindro ha un volume massimo di 0.6 L. All'inizio della trasformazione di compressione l'aria è a 98 kPa e a 17 °C e la tempe-

ratura massima nel ciclo è 1800 K. Supponendo che il motore funzioni secondo un ciclo Otto ideale, si determinino (a) la quantità di calore somministrata a ogni ciclo, (b) il rendimento termico e (c) il numero di giri al minuto necessari per fornire una potenza netta di 60 kW. Si assumano calori specifici costanti a temperatura ambiente.

[Soluzioni: (a) 0.575 kJ; (b) 56.5%; (c) 2769 giri/min]

**9.17** Si consideri un ciclo Brayton ideale semplice con aria come fluido evolvente. Il rapporto manometrico di compressione del ciclo è pari a 6 e la temperatura minima e la temperatura massima sono 300 K e 1300 K, rispettivamente. Ora si raddoppia il rapporto manometrico di compressione lasciando invariate la temperatura minima e la temperatura massima nel ciclo. Si determinino gli incrementi subiti (a) dal lavoro netto fornito riferito all'unità di massa e (b) dal rendimento termico in conseguenza di questa modificazione. Si assumano calori specifici costanti a temperatura ambiente.

[Soluzioni: (a) +30 kJ/kg; (b) +10.7%]

**9.18** In un impianto motore a vapore che funziona secondo un ciclo Rankine ideale semplice il vapore entra nella turbina a una pressione di 6 MPa e ne esce sotto forma di vapore saturo a una pressione di 7.5 kPa. La potenza termica fornita al vapore nella caldaia è pari a 40 MW. Il vapore viene raffreddato nel condensatore dall'acqua di raffreddamento prelevata da un fiume vicino, la quale entra nel condensatore a 18 °C. Si rappresenti il ciclo su un diagramma  $T-s$  rispetto alle linee di saturazione e si determinino (a) la temperatura in uscita dalla turbina, (b) la potenza netta fornita e il rendimento termico e (c) la portata massica minima richiesta dell'acqua di raffreddamento.

[Soluzioni: (a) 1092.4 °C; (b) 19.44 MW, 48.6%; (c) 220.5 kg/s]

**9.19** Un grande impianto frigorifero deve essere mantenuto a -15 °C e richiede una potenza di refrigerazione di 100 kW. Il condensatore dell'impianto deve essere raffreddato da acqua liquida, che subisce un aumento di temperatura di 8 °C mentre fluisce sulla serpentina del condensatore. Supponendo che l'impianto funzioni secondo il ciclo inverso a compressione di vapore ideale che impiega il refrigerante R-134a fra i limiti di pressione di 120 kPa e 700 kPa, si determinino (a) la portata massica del refrigerante, (b) la potenza

fornita al compressore e (c) la portata massica dell'acqua di raffreddamento.

[Soluzioni: (a) 0.68 kg/s; (b) 24.7 kW; (c) 3.73 kg/s]

**9.20** Una pompa di calore che funziona secondo il ciclo inverso a compressione di vapore ideale con il refrigerante R-134a è impiegata per riscaldare una casa. La portata massica del refrigerante è 0.15 kg/s. La pressione nel condensatore e la pressione nell'evaporatore sono 900 kPa e 240 kPa, rispettivamente. Si rappresenti il ciclo su un diagramma  $T-s$  rispetto alle linee di saturazione e si determinino (a) la potenza termica fornita alla casa, (b) la portata volumetrica del refrigerante all'entrata del compressore e (c) il COP per questa pompa di calore.

[Soluzioni: (a) 25.78 kW; (b) 0.01251 m<sup>3</sup>/s; (c) 6.29]

### Esercizi per i corsi di architettura

**9.1A** In una città si vuole realizzare un termovalorizzatore. Tale dispositivo dovrebbe produrre sia energia elettrica, sia rifornire di acqua calda un quartiere abbastanza esteso. La portata da garantire è di 70 L/s e lo sviluppo delle condotte è di 10 km. L'acqua, che viene prelevata da una falda acquifera a 5 °C, dovrebbe arrivare all'ultima casa a una temperatura di 70 °C. Le condotte hanno una resistenza termica che comporta la perdita, da parte della portata d'acqua calda, di 1 °C al km. Il termovalorizzatore, tramite i propri fumi di scarico, alimenta un ciclo Rankine a vapore surriscaldato (ciclo Hirn). La portata di fluido termodinamico è di 10 kg/s. Considerando una differenza di temperature tra il fluido termodinamico e l'acqua da scaldare di almeno 20 °C, determinare la temperatura all'ingresso dell'organo di espansione (a) nell'ipotesi che i fumi di scarico cedano al fluido termodinamico una potenza di 30 MW e che la pressione dello stesso raggiunga i 20 bar. Determinare, inoltre, il flusso di calore (b) che deve essere ceduto all'acqua da inviare alla città. (c) Nell'ipotesi che il ciclo sia ideale, il flusso cedibile dalla condensazione del fluido termodinamico è sufficiente a scaldare l'acqua per il teleriscaldamento?

[Soluzioni: (a) 475 °C; (b) 21976.5 kW; (c) Sì]

**9.2A** In un'abitazione unifamiliare è stato installato un sistema a pannelli radianti la cui acqua viene scal-

data da una pompa di calore elettrica. All'interno si vogliono mantenere 20 °C e a tal proposito la superficie di scambio è stata dimensionata per consentire ai pannelli di scaldare l'ambiente pur mantenendo una differenza di temperatura contenuta, cioè, di 15 °C. La pompa di calore scelta presenta le seguenti caratteristiche:

- COP = 3;
- potenza assorbita = 2000 W;
- rendimento della macchina elettrica = 0.9;
- fluido refrigerante = R-134a;
- portata fluido = 37 kg/s.

Considerando che lo scambio all'evaporatore deve avvenire con l'aria esterna a -5 °C e al condensatore con l'acqua dei pannelli radianti e imponendo una differenza di temperatura minima di 15 °C in entrambi gli organi di scambio termico, si determini:

- a) la potenza termica fornita dalla pompa;
- b) il valore dell'entalpia all'ingresso del condensatore.

Fare uso del diagramma  $p-h$  del fluido R-134a.

[Soluzioni: (a) 5400 W; (b) 449 kJ/kg]

**9.3A** Per il riscaldamento invernale di una palestra viene utilizzata una pompa di calore che tratta una portata di 30 000 m<sup>3</sup>/h di aria esterna portandola da una temperatura di -5 °C fino alla temperatura di 30 °C. Sapendo che la pompa di calore lavora con fluido R-134a e con una differenza di temperatura di 5 °C rispetto alle temperature estreme dell'aria da trattare, si calcoli:

- a) la portata di fluido refrigerante e la potenza termica fornita all'aria che viene trattata;
- b) il coefficiente di effetto utile (COP) del ciclo inverso a pompa di calore.

[Soluzioni: (a) 10.2 kg/s; (b) 5]

**9.4A** Per il mantenimento di un campo di pattinaggio sul ghiaccio viene utilizzato un ciclo frigo operante con R-134a. L'area coperta dal ghiaccio è pari a 400 m<sup>2</sup>, la temperatura superficiale deve essere mantenuta a -20 °C per mezzo di una serpentina immersa nel ghiaccio, mentre la temperatura dell'aria esterna è 5 °C. Il coefficiente di scambio termico convettivo vale 5 W/m<sup>2</sup>K, mentre il flusso di irraggiamento solare sulla superficie del ghiaccio vale 50 W/m<sup>2</sup>. Ipotizzando che l'evaporazione avvenga a una temperatura di 20 °C inferiore a quella del ghiaccio della pista e che la condensazione avvenga a 15 °C sopra la temperatura dell'ambiente esterno, si calcoli la portata di fluido refrigerante necessaria.

[Soluzione: 0.476 kg/s]

**9.5A** L'aria immessa in un ambiente climatizzato viene trattata in un condizionatore che impiega fluido refrigerante R-134a e funziona secondo un ciclo inverso tra le pressioni 0.12 MPa e 0.7 MPa. Sapendo che la

potenza termica da sottrarre all'ambiente è 8.75 kW, si determini (a) la portata di refrigerante e (b) il COP della macchina frigorifera (b).

[Soluzioni: (a) 0.05 kg/s; (b) 3.8]

## Capitolo 10

### Le miscele di gas

#### Riepilogo

La composizione di una miscela di gas è individuata se si indicano la *frazione ponderale* o la *frazione molare* di ogni componente. Queste due grandezze sono definite dalle relazioni:

$$mf_i = \frac{m_i}{m_m} \quad \text{e} \quad y_i = \frac{N_i}{N_m}$$

dove:

$$m_m = \sum_{i=1}^k m_i \quad \text{e} \quad N_m = \sum_{i=1}^k N_i$$

La *massa molare apparente* (o media) e la *costante del gas* per una miscela sono espresse dalle relazioni:

$$M_m = \frac{m_m}{N_m} = \sum_{i=1}^k y_i M_i \quad (\text{kg/kmol})$$

$$R_m = \frac{R_u}{M_m} \quad (\text{J/kg} \cdot \text{K})$$

La *legge di Dalton della somma delle pressioni* afferma che la pressione di una miscela di gas è uguale alla somma delle pressioni che ognuno dei gas eserciterebbe nelle stesse condizioni di volume e temperatura della miscela. La *legge di Amagat della somma dei volumi* afferma che il volume di una miscela di gas è pari alla somma dei volumi che ogni singolo componente occuperebbe da solo nelle stesse condizioni di pressione e temperatura della miscela. Le leggi di Amagat e di Dalton valgono in maniera esatta per i gas ideali, ma soltanto in maniera approssimata per le miscele di gas reali. Esse possono essere espresse dalle seguenti relazioni:

legge di Dalton: 
$$P_m = \sum_{i=1}^k p_i(T_m, V_m)$$

legge di Amagat: 
$$V_m = \sum_{i=1}^k V_i(T_m, P_m)$$

dove  $p_i$  è detta *pressione componente* e  $V_i$  *volume componente*. Ai rapporti  $p_i/p_m$  e  $V_i/V_m$  ci si riferisce rispettivamente con i nomi di *rapporto in pressione* e di *rapporto in volume* del componente  $i$ . Per i gas ideali  $p_i$  e  $V_i$  sono legati a  $y_i$  dalle:

$$\frac{p_i}{p_m} = \frac{V_i}{V_m} = \frac{N_i}{N_m} = y_i$$

Le quantità  $y_i p_m$  e  $y_i V_m$  vengono definite rispettivamente come *pressione parziale* e *volume parziale*. Il comportamento  $p$ - $v$ - $T$  delle miscele di gas reali può essere descritto utilizzando i diagrammi generalizzati di compressibilità. Il fattore di compressibilità della miscela può essere espresso in funzione dei corrispondenti fattori di compressibilità dei singoli gas componenti con la relazione:

$$Z_m = \sum_{i=1}^k y_i Z_i$$

dove  $Z_i$  si determina a  $T_m$  e  $V_m$  per la legge di Dalton e a  $T_m$  e  $p_m$  per la legge di Amagat per ogni singolo gas componente. Il comportamento  $p$ - $v$ - $T$  della miscela di gas può essere descritto con buona approssimazione anche con la *regola di Kay*, che tratta la miscela di gas come una sostanza pura con proprietà pseudocritiche che si determinano con le relazioni:

$$p_{cr,m} = \sum y_i p_{cr,i} \quad \text{e} \quad T_{cr,m} = \sum y_i T_{cr,i}$$

Le *proprietà estensive* di una miscela di gas, in generale, possono essere determinate sommando i contributi di ogni componente della miscela. La valutazione delle *proprietà intensive* di una miscela di gas, comunque, implica che si effettui una media pesata sulle masse o sulle moli:

$$U_m = \sum_{i=1}^k U_i = \sum_{i=1}^k m_i u_i = \sum_{i=1}^k N_i \bar{u}_i \quad [\text{J}]$$

$$H_m = \sum_{i=1}^k H_i = \sum_{i=1}^k m_i h_i = \sum_{i=1}^k N_i \bar{h}_i \quad [\text{J}]$$

$$S_m = \sum_{i=1}^k S_i = \sum_{i=1}^k m_i s_i = \sum_{i=1}^k N_i \bar{s}_i \quad [\text{J/K}]$$

$$u_m = \sum_{i=1}^k mf_i u_i \quad \text{e} \quad \bar{u}_m = \sum_{i=1}^k y_i \bar{u}_i \quad [\text{J/kg o K/kmol}]$$

$$h_m = \sum_{i=1}^k mf_i h_i \quad \text{e} \quad \bar{h}_m = \sum_{i=1}^k y_i \bar{h}_i \quad [\text{J/kg o K/kmol}]$$

$$s_m = \sum_{i=1}^k mf_i s_i \quad \text{e} \quad \bar{s}_m = \sum_{i=1}^k y_i \bar{s}_i \quad [\text{J/kg} \cdot \text{K o J/kmol} \cdot \text{K}]$$

$$c_{v,m} = \sum_{i=1}^k mf_i c_{v,i} \quad \text{e} \quad \bar{c}_{v,m} = \sum_{i=1}^k y_i \bar{c}_{v,i} \quad [\text{J/kg} \cdot ^\circ\text{C o J/kmol} \cdot ^\circ\text{C}]$$

$$c_{p,m} = \sum_{i=1}^k mf_i c_{p,i} \quad \text{e} \quad \bar{c}_{p,m} = \sum_{i=1}^k y_i \bar{c}_{p,i} \quad [\text{J/kg} \cdot ^\circ\text{C o J/kmol} \cdot ^\circ\text{C}]$$

Queste relazioni sono applicabili sia alle miscele di gas ideali sia a quelle di gas reali. Le proprietà o le variazioni delle proprietà dei singoli componenti possono essere determinate dalle relazioni dei gas ideali o dei gas reali sviluppate nei capitoli precedenti.

#### Problemi

**10.1** La composizione dell'aria umida su base molare è data da: 78%  $N_2$ , 20%  $O_2$ , 2% vapore d'acqua. Si determinino le frazioni ponderali dei costituenti dell'aria.

[Soluzioni:  $N_2$ : 0.764;  
 $O_2$ : 0.224;  
 $H_2O$ : 0.012]

**10.2** Una miscela gassosa ha la seguente composizione su base molare: 60%  $N_2$  e 40%  $CO_2$ . Si determinino (a) l'analisi gravimetrica della miscela, (b) la sua massa molare e (c) la costante dei gas.

[Soluzioni: (a)  $mf_{N_2} = 48.8\%$ ;  $mf_{CO_2} = 51.2\%$ ;  
(b) 34.40 kg/kmol;  
(c) 0.242 kJ/kg · K]

**10.3** Una miscela gassosa è costituita da 5 kg di  $O_2$ , 8 kg di  $N_2$  e 10 kg di  $CO_2$ . Si determinino (a) la frazione ponderale di ciascun componente, (b) la frazione molare di ciascun componente e (c) la massa molare media e la costante dei gas della miscela.

[Soluzioni:

(a)  $mf_{O_2} = 0.217$ ;  $mf_{N_2} = 0.348$ ;  $mf_{CO_2} = 0.435$ ;  
(b)  $y_{O_2} = 0.233$ ;  $y_{N_2} = 0.428$ ;  $y_{CO_2} = 0.339$ ;  
(c) 34.4 kg/kmol; 0.242 kJ/kg · K]

**10.4** Una miscela gassosa è costituita da 8 kmol di  $H_2$  e 2 kmol di  $N_2$ . Si determinino (a) la massa di ciascun gas e (b) la costante media dei gas della miscela.

[Soluzioni: (a) 16 kg, 56 kg;  
(b) 1.155 kJ/kg · K]

**10.5** Un recipiente rigido contiene 8 kmol di  $O_2$  gassoso e 10 kmol di  $CO_2$  gassoso alla temperatura di 290

K e alla pressione di 150 kPa. Si stimi il volume del recipiente.

[Soluzione: 289.3 m<sup>3</sup>]

**10.6** Un recipiente rigido contiene 0.5 kmol di Ar e 2 kmol di  $N_2$  alla pressione di 250 kPa e alla temperatura di 280 K. La temperatura della miscela viene ora innalzata a 400 K. Si determinino (a) il volume del recipiente e (b) la pressione finale della miscela.

[Soluzioni: (a) 23.3 m<sup>3</sup>;  
(b) 357.1 kPa]

**10.7** Una miscela gassosa alla temperatura di 300 K e alla pressione di 200 kPa è costituita da 1 kg di  $CO_2$  e 3 kg di  $CH_4$ . Si determinino (a) la pressione parziale di ciascun gas e (b) la massa molare media della miscela gassosa.

[Soluzioni: (a) 21.6 kPa, 178.4 kPa;  
(b) 19.03 kg/kmol]

**10.8** Un recipiente rigido del volume di 0.3 m<sup>3</sup> contiene 0.6 kg di  $N_2$  e 0.4 kg di  $O_2$  alla temperatura di 300 K. Si determinino (a) la pressione parziale di ciascun gas e (b) la pressione totale della miscela.

[Soluzioni: (a) 178.1 kPa, 103.9 kPa;  
(b) 282.0 kPa]

**10.9** Un recipiente rigido che contiene 2 kg di  $N_2$  alla temperatura di 25 °C e alla pressione di 200 kPa è collegato a un altro recipiente rigido che contiene 3 kg di  $O_2$  alla temperatura di 25 °C e alla pressione di 500 kPa. L'ugello che collega i due recipienti viene aperto e i due gas possono miscelarsi. Se la temperatura finale della

miscela è 25 °C, si determinino (a) il volume di ciascun recipiente e (b) la pressione finale della miscela.

[Soluzioni: (a) 0.884 m<sup>3</sup>, 0.465 m<sup>3</sup>;  
(b) 303.4 kPa]

**10.10** Un volume di 0.3 m<sup>3</sup> di O<sub>2</sub> alla temperatura di 200 K e alla pressione di 8 MPa viene miscelato con 0.5 m<sup>3</sup> di N<sub>2</sub> alla stessa temperatura e alla stessa pressione, formando una miscela alla temperatura di 200 K e alla pressione di 8 MPa. Si determini il volume della miscela usando (a) l'equazione di stato dei gas ideali, (b) il metodo di Kay e (c) il diagramma di compressibilità e la legge di Amagat.

[Soluzioni: (a) 0.8 m<sup>3</sup>;  
(b) 0.79 m<sup>3</sup>;  
(c) 0.80 m<sup>3</sup>]

**10.11** Un recipiente rigido isolato è diviso in due compartimenti da un setto. Uno dei due compartimenti contiene 0.5 kmol di CO<sub>2</sub> gassoso alla temperatura di 27 °C e alla pressione di 200 kPa; l'altro contiene 7.5 kmol di H<sub>2</sub> gassoso alla temperatura di 40 °C e alla pressione di 400 kPa. Si toglie il setto e i due gas possono miscelarsi. Si determinino (a) la temperatura della miscela e (b) la pressione della miscela dopo che si è stabilito l'equilibrio. Si assumano calori specifici costanti a temperatura ambiente per entrambi i gas.

[Soluzioni: (a) 38.9 °C;  
(b) 377 kPa]

**10.12** Un recipiente rigido del volume di 0.9 m<sup>3</sup> è diviso in due compartimenti uguali da un setto. Uno dei due compartimenti contiene Ne a 20 °C e 100 kPa; l'altro contiene Ar a 50 °C e 200 kPa. Si toglie il setto e i due gas possono miscelarsi. Durante il processo vengono ceduti 15 kJ di calore all'ambiente. Si determinino (a) la temperatura finale della miscela e (b) la pressione finale della miscela.

[Soluzioni: (a) 16.2 °C;  
(b) 138.9 kPa]

**10.13** Una miscela equimolare di elio e argon gassosi deve essere utilizzata come fluido operante in un ciclo a turbina a gas a circuito chiuso. La miscela entra nella turbina alla pressione di 1.2 MPa e alla temperatura di 1300 K e si espande isoentropicamente fino a una pressione di 200 kPa. Si determini il lavoro prodotto dalla turbina riferito all'unità di massa della miscela.

[Soluzione: 597.8 kJ/kg]

**10.14** Un sistema cilindro-pistone contiene una miscela di 0.2 kg di H<sub>2</sub> e 1.6 kg di N<sub>2</sub> alla pressione di

100 kPa e alla temperatura di 300 K. Ora si somministra calore alla miscela a pressione costante finché il volume non raddoppia. Assumendo calori specifici costanti alla temperatura media, si determinino (a) la quantità di calore somministrata e (b) la variazione di entropia della miscela.

[Soluzioni: (a) 1374 kJ;  
(b) 3.17 kJ/K]

**10.15** Un recipiente isolato che contiene 1 kg di O<sub>2</sub> alla temperatura di 15 °C e alla pressione di 300 kPa è collegato a un recipiente non isolato del volume di 2 m<sup>3</sup> che contiene N<sub>2</sub> alla temperatura di 50 °C e alla pressione di 500 kPa. L'ugello che collega i due recipienti viene aperto e i due gas formano una miscela omogenea alla temperatura di 25 °C. Si determinino (a) la pressione finale del recipiente, (b) la quantità di calore scambiata e (c) l'entropia generata durante questa trasformazione. Si assuma T<sub>0</sub> = 25 °C.

[Soluzioni: (a) 444.6 kPa;  
(b) 187.2 kJ ceduti;  
(c) 0.962 kJ/K]

**10.16** Dell'aria, che può essere considerata una miscela costituita dal 79% di N<sub>2</sub> e dal 21% di O<sub>2</sub> su base molare, viene compressa isotermicamente alla temperatura di 200 K dalla pressione di 4 MPa alla pressione di 8 MPa in un dispositivo a flusso stazionario. La trasformazione di compressione è internamente reversibile e la portata massica dell'aria è pari a 2.9 kg/s. Si determinino la potenza fornita al compressore e la potenza termica ceduta assimilando la miscela (a) a un gas ideale e (b) a un gas non ideale e usando la legge di Amagat.

[Soluzioni: (a) 126.8 kW;  
(b) 108.6 kW, 158 kW]

**10.17** Una certa quantità d'aria ha la seguente composizione su base molare: 21% O<sub>2</sub>, 78% N<sub>2</sub> e 1% Ar. Si determinino (a) l'analisi gravimetrica dell'aria e (b) la sua massa molare.

[Soluzioni: (a) 23.2% O<sub>2</sub>, 75.4% N<sub>2</sub>, 1.4% Ar;  
(b) 28.96 kg/kmol]

**10.18** Un recipiente rigido contiene 2 kmol di N<sub>2</sub> gassoso e 6 kmol di CH<sub>4</sub> gassoso alla temperatura di 200 K e alla pressione di 12 MPa. Si stimi il volume del recipiente usando (a) l'equazione di stato dei gas ideali, (b) il metodo di Kay e (c) il diagramma di compressibilità e la legge di Amagat.

[Soluzioni: (a) 1.11 m<sup>3</sup>;  
(b) 0.52 m<sup>3</sup>;  
(c) 0.544 m<sup>3</sup>]

**10.19** Una corrente stazionaria di miscela equimolare di N<sub>2</sub> e CO<sub>2</sub> alla pressione di 100 kPa e alla temperatura di 27 °C deve essere separata in N<sub>2</sub> e CO<sub>2</sub> gassosi alla pressione di 100 kPa e alla temperatura di 27 °C. Si determini il lavoro minimo, riferito all'unità di massa della miscela, necessario per compiere questo processo di separazione. Si assuma T<sub>0</sub> = 27 °C.

[Soluzione: 48.0 kJ/kg]

**10.20** Una miscela gassosa è costituita da O<sub>2</sub> e N<sub>2</sub>. Il rapporto fra il numero di moli di N<sub>2</sub> e il numero di moli di O<sub>2</sub> è 3:1. Questa miscela viene riscaldata durante un processo a flusso stazionario da 180 K e 210 K a una pressione costante di 8 MPa. Si determini la quantità di calore scambiata durante questo processo, riferita a 1 mole della miscela, usando (a) l'approssimazione di un gas ideale e (b) il metodo di Kay.

[Soluzioni: (a) 872.0 kJ/kmol;  
(b) 1.205 kJ/kmol]

## Capitolo 11

### Le miscele di gas e vapore: l'aria atmosferica

#### Riepilogo

In questo capitolo si è discusso della miscela di aria e vapore d'acqua, miscela che si incontra molto spesso nella pratica. L'aria dell'atmosfera contiene normalmente vapore d'acqua e a essa ci si riferisce con l'espressione **aria atmosferica**. Al contrario, l'aria che non contiene traccia di vapore d'acqua è definita **aria secca**. Nel campo di variazione della temperatura che si incontra nelle applicazioni di condizionamento dell'aria sia l'aria secca sia il vapore d'acqua possono essere trattati come fossero gas ideali. La variazione di entalpia dell'aria secca durante una trasformazione si può determinare con la relazione:

$$\Delta h_{\text{aria secca}} = c_p \Delta T = 1.005 \Delta T \quad (\text{kJ/kg})$$

L'aria atmosferica può essere trattata come una miscela di gas ideali la cui pressione è la somma delle pressioni parziali dell'aria secca  $p_a$  e del vapore d'acqua  $p_{\text{vap}}$ :

$$p = p_a + p_{\text{vap}} \quad (\text{Pa})$$

L'entalpia del vapore d'acqua può essere considerata uguale a quella del vapore saturo alla stessa temperatura:

$$h_{\text{vap}}(T, \text{bassa } p) \cong h_v(T) = 2501.3 + 1.82 T \quad (\text{kJ/kg})$$

$$T \text{ in } ^\circ\text{C}$$

nel campo di temperature che va da -10 a 50 °C.

La massa di vapore d'acqua presente in una massa unitaria di aria secca è definita come **umidità assoluta** o **titolo di vapore**  $x$ :

$$x = \frac{m_{\text{vap}}}{m_a} = \frac{0.622 p_{\text{vap}}}{p - p_{\text{vap}}} \quad (\text{kg}_{\text{vapore d'acqua}}/\text{kg}_{\text{aria secca}})$$

dove  $p$  è la pressione totale dell'aria e  $p_{\text{vap}}$  è la pressione parziale del vapore. C'è un limite nella quantità di vapore che l'aria può contenere a una data temperatura.

Nelle condizioni di massimo contenuto di umidità, l'aria viene detta **saturo**. Il rapporto tra la massa di vapore effettivamente presente nell'aria ( $m_{\text{vap}}$ ) e quella che nelle stesse condizioni di temperatura l'aria può contenere ( $m_{\text{v sat}}$ ) è definito come **umidità relativa**  $U.R.$ :

$$U.R. = \frac{m_{\text{vap}}}{m_{\text{v sat}}} = \frac{p_{\text{vap}} v / (R_{\text{vap}} T)}{p_{\text{v sat}} v / (R_{\text{vap}} T)} = \frac{p_{\text{vap}}}{p_{\text{v sat}}}$$

dove si intende

$$p_{\text{v sat}} = p_{\text{sat}} \text{ a } T$$

L'umidità relativa e il titolo di vapore possono esprimersi anche come:

$$U.R. = \frac{x \cdot p}{(0.622 + x) p_{\text{v sat}}} \quad e \quad x = \frac{0.622 \cdot U.R. \cdot p_{\text{v sat}}}{p - U.R. \cdot p_{\text{v sat}}}$$

L'umidità relativa varia in un campo che va da 0 per l'aria secca a 1 per l'aria saturo.

L'entalpia dell'aria atmosferica si riferisce *all'unità di aria secca*, invece che all'unità di massa di miscela di aria e vapore d'acqua, ed è:

$$H = m_a h_a + m_{\text{vap}} h_{\text{vap}} \quad (\text{J/kg}_{\text{aria secca}})$$

La temperatura ordinaria dell'aria atmosferica è detta **temperatura di bulbo secco** per distinguerla dalle altre temperature significative. La temperatura alla quale comincia



la condensazione se l'aria viene raffreddata a pressione costante si definisce come **temperatura di rugiada**  $T_{dp}$ :

$$T_{dp} = T_{sat \text{ a } p_{vap}}$$

L'umidità relativa e quella assoluta dell'aria possono essere determinate misurando la **temperatura di saturazione adiabatica** dell'aria, che è la temperatura che l'aria raggiunge dopo avere attraversato un lungo canale adiabatico e aver raggiunto le condizioni di saturazione:

$$x_1 = \frac{c_p(T_2 - T_1) + x_2 h_{1sat} - h_{1sat_2}}{h_{1sat_1} - h_{1sat_2}}$$

dove:

$$x_2 = \frac{0.622 p_{v sat_2}}{p_2 - p_{v sat_2}}$$

e  $T_2$  è la temperatura di saturazione adiabatica. Un approccio più pratico nelle applicazioni di condizionamento dell'aria è quello di usare un termometro il cui bulbo sia messo a stretto contatto con una garza di cotone imbevuta di acqua e di investirlo con una corrente d'aria. La temperatura misurata in queste condizioni viene definita **temperatura di bulbo umido**  $T_{bu}$  e viene adoperata in sostituzione della temperatura di saturazione adiabatica. Le proprietà dell'aria atmosferica a una data pressione totale possono essere agevolmente rappresentate ricorrendo al **diagramma psicrometrico**. Le linee a entalpia costante e le linee a temperatura di bulbo umido costante su questi grafici sono quasi parallele.

Le esigenze del corpo umano e le condizioni dell'ambiente non sono sempre compatibili. Per questo motivo diventa necessario variare le condizioni di un ambiente nel quale si vive in maniera da raggiungere le condizioni di benessere. Mantenere la temperatura e l'umidità di un ufficio o di un impianto industriale ai valori corrispondenti alle condizioni di benessere può richiedere un semplice riscaldamento (in-

nalzamento della temperatura), un semplice raffreddamento (abbassamento della temperatura), una umidificazione (aggiunta di vapore d'acqua all'aria) oppure una deumidificazione (sottrazione di vapore d'acqua dall'aria). Talvolta sono necessarie due o più di queste trasformazioni per raggiungere le condizioni di temperatura e di umidità richieste.

La maggior parte delle trasformazioni di condizionamento dell'aria possono essere trattate come processi stazionari e perciò possono essere analizzate applicando i bilanci di massa e di energia (per l'aria e per il vapore d'acqua) per sistemi aperti a flusso stazionario:

*bilancio di massa per l'aria secca:*

$$\sum_i \dot{m}_{a,e} = \sum_i \dot{m}_{a,u}$$

*bilancio di massa per il vapore d'acqua:*

$$\sum \dot{m}_{vap,e} = \sum \dot{m}_{vap,u} \quad \text{oppure} \quad \sum \dot{m}_{a,e} x_e = \sum \dot{m}_{a,u} x_u$$

*bilancio di energia:*

$$\dot{Q}_e + \dot{L}_e + \sum \dot{m}_e h_e = \dot{Q}_u + \dot{L}_u + \sum \dot{m}_u h_u$$

dove i pedici  $u$  ed  $e$  si riferiscono agli stati all'uscita e all'entrata rispettivamente. Le variazioni di energia cinetica e potenziale si assumono trascurabili.

Durante una trasformazione di semplice riscaldamento o raffreddamento, l'umidità assoluta rimane costante, ma la temperatura e l'umidità relativa cambiano. Talvolta l'aria è umidificata dopo il riscaldamento e alcune trasformazioni di raffreddamento coinvolgono una deumidificazione. Nei climi secchi, l'aria può essere raffreddata per raffreddamento evaporativo, passando attraverso una sezione dove viene a contatto con acqua liquida finemente polverizzata. In luoghi poveri d'acqua, si possono smaltire grandi quantità di calore con piccoli consumi di acqua ricorrendo all'utilizzo delle torri evaporative.

dità sulle superfici interne delle finestre quando la temperatura delle finestre stesse scende a  $10^\circ\text{C}$ ?

[Soluzione: Sì]

**11.3** La temperatura di bulbo secco e la temperatura di bulbo umido dell'aria atmosferica alla pressione di 95 kPa sono  $25^\circ\text{C}$  e  $20^\circ\text{C}$ , rispettivamente. Si determinino (a) l'umidità specifica, (b) l'umidità relativa e

(c) l'entalpia dell'aria, espressa in kilojoule al kilogrammo di aria secca (kJ/kg aria secca).

[Soluzioni:

- (a) 0.0136 kg vapore d'acqua/kg aria secca;  
(b) 64.1%; (c) 59.8 kJ/kg aria secca]

**11.4** Una stanza contiene aria a una pressione di 1 atm, una temperatura di  $26^\circ\text{C}$  e un'umidità relativa del 70%. Usando il diagramma psicrometrico, si determinino (a) l'umidità specifica, (b) l'entalpia (in kJ/kg aria secca), (c) la temperatura di bulbo umido, (d) la temperatura di rugiada e (e) il volume specifico dell'aria (in  $\text{m}^3/\text{kg}$  aria secca).

[Soluzioni:

- (a) 0.0148 kg vapore d'acqua/kg aria secca;  
(b) 63.9 kJ/kg aria secca;  
(c)  $21.9^\circ\text{C}$ ; (d)  $20.1^\circ\text{C}$ ;  
(e)  $0.868 \text{ m}^3/\text{kg}$  aria secca]

**11.5** L'aria in una stanza ha una temperatura di bulbo secco di  $22^\circ\text{C}$  e una temperatura di bulbo umido di  $16^\circ\text{C}$ . Assumendo una pressione di 100 kPa, si determinino (a) l'umidità specifica, (b) l'umidità relativa e (c) la temperatura di rugiada.

[Soluzioni:

- (a) 0.0091 kg vapore d'acqua/kg aria secca;  
(b) 54.0%;  
(c)  $12.3^\circ\text{C}$ ]

**11.6** L'aria in una stanza ha una pressione di 1 atm, una temperatura di bulbo secco di  $24^\circ\text{C}$  e una temperatura di bulbo umido di  $17^\circ\text{C}$ . Usando il diagramma psicrometrico, si determinino (a) l'umidità specifica, (b) l'entalpia (in kJ/kg aria secca), (c) l'umidità relativa, (d) la temperatura di rugiada e (e) il volume specifico dell'aria (in  $\text{m}^3/\text{kg}$  aria secca).

[Soluzioni:

- (a) 0.0092 kg vapore d'acqua/kg aria secca;  
(b) 47.6 kJ/kg aria secca;  
(c) 49.6%;  
(d)  $12.8^\circ\text{C}$ ;  
(e)  $0.855 \text{ m}^3/\text{kg}$  aria secca]

**11.7** Una stanza contiene aria a una temperatura di  $20^\circ\text{C}$ , a una pressione di 98 kPa e a un'umidità relativa dell'85%. Si determinino (a) la pressione parziale dell'aria secca, (b) l'umidità specifica dell'aria e (c) l'entalpia riferita all'unità di massa di aria secca.

[Soluzioni: (a) 96.01 kPa;

- (b) 0.0129 kg  $\text{H}_2\text{O}/\text{kg}$  aria secca;  
(c) 52.84 kJ/kg aria secca]

**11.8** L'aria entra nella sezione di riscaldamento di un sistema di condizionamento dell'aria a una pressione di 95 kPa, a una temperatura di  $15^\circ\text{C}$ , a un'umidità relativa del 30% e a una portata volumetrica di  $4 \text{ m}^3/\text{min}$  e ne esce a una temperatura di  $25^\circ\text{C}$ . Si determinino (a) la potenza termica scambiata nella sezione di riscaldamento e (b) l'umidità relativa dell'aria all'uscita.

[Soluzioni: (a) 0.8 kW;

- (b) 16.1%]

**11.9** L'aria entra nella sezione di raffreddamento di un sistema di condizionamento dell'aria, di 40 cm di diametro, a una pressione di 1 atm, a una temperatura di  $32^\circ\text{C}$ , a un'umidità relativa del 30% e a una velocità di 18 m/s. La potenza termica sottratta all'aria è pari a 1200 kJ/min. Si determinino (a) la temperatura all'uscita, (b) l'umidità relativa dell'aria all'uscita e (c) la velocità all'uscita.

[Soluzioni: (a)  $24.4^\circ\text{C}$ ;

- (b) 46.6%;

- (c) 17.6 m/s]

**11.10** L'aria a una pressione di 1 atm, a una temperatura di  $15^\circ\text{C}$  e a un'umidità relativa del 60% viene prima riscaldata fino a  $20^\circ\text{C}$  nella sezione di riscaldamento di un sistema di condizionamento dell'aria e poi umidificata mediante l'introduzione di vapore d'acqua. L'aria esce dalla sezione di umidificazione a una temperatura di  $25^\circ\text{C}$  e a un'umidità relativa del 65%. Si determinino (a) la quantità di vapore introdotto nell'aria e (b) la quantità di calore somministrata all'aria nella sezione di riscaldamento.

[Soluzioni:

- (a) 0.0065 kg vapore d'acqua/kg aria secca;  
(b) 5.1 kJ/kg aria secca]

**11.11** Un sistema di condizionamento dell'aria funziona a una pressione totale di 1 atm ed è costituito da una sezione di riscaldamento e da un umidificatore che eroga vapore d'acqua saturo a una temperatura di  $100^\circ\text{C}$ . L'aria entra nella sezione di riscaldamento a una temperatura di  $10^\circ\text{C}$ , a un'umidità relativa del 70% e a una portata volumetrica di  $35 \text{ m}^3/\text{min}$  ed esce dalla sezione di umidificazione a una temperatura di  $20^\circ\text{C}$  e a un'umidità relativa del 60%. Si determinino (a) la temperatura e l'umidità relativa dell'aria quando esce dalla sezione di riscaldamento, (b) la potenza termica scambiata nella sezione di riscaldamento e (c) la portata massica dell'acqua nella sezione di umidificazione.

[Soluzioni: (a)  $19.4^\circ\text{C}$ , 37.8%;

- (b) 6.8 kW;

- (c) 2.5 g/s]

## Problemi

**11.1** Si determinino le masse dell'aria secca e del vapore d'acqua contenuti in una stanza di  $240 \text{ m}^3$  a una pressione di 98 kPa, a una temperatura di  $23^\circ\text{C}$  e a un'umidità relativa del 50%.

[Soluzioni: 273 kg, 2.5 kg]

**11.2** Una casa contiene aria a una temperatura di  $25^\circ\text{C}$  e a un'umidità relativa del 65%. Condenserà umi-

**11.12** L'aria entra in un condizionatore d'aria da finestra a una pressione di 1 atm, a una temperatura di 32 °C, a un'umidità relativa del 70% e a una portata volumetrica di 3 m<sup>3</sup>/min ed esce sotto forma di aria satura a una temperatura di 12 °C. Una parte dell'umidità presente nell'aria che condensa durante questo processo viene rimossa alla temperatura di 12 °C. Si determinino (a) la potenza termica sottratta all'aria e (b) la portata massica di acqua sottratta all'aria.

[Soluzioni: (a) 2.9 kW;  
(b) 0.7 g/s]

**11.13** Un sistema di condizionamento dell'aria deve prelevare aria a una pressione di 1 atm, a una temperatura di 34 °C e a un'umidità relativa del 70% ed erogarla a una temperatura di 22 °C e a un'umidità relativa del 50%. L'aria fluisce prima sulla serpentina di raffreddamento, dove viene raffreddata e deumidificata, poi sul riscaldatore a resistenza elettrica, dove viene riscaldata fino alla temperatura desiderata. Supponendo che l'acqua condensata venga rimossa dalla sezione di raffreddamento a una temperatura di 10 °C, si determinino (a) la temperatura dell'aria prima che entri nella sezione di riscaldamento, (b) la quantità di calore sottratta all'aria nella sezione di raffreddamento e (c) la quantità di calore somministrata all'aria nella sezione di riscaldamento, entrambe espresse in kilojoule al chilogrammo di aria secca (kJ/kg aria secca).

[Soluzioni: (a) 11.1 °C;  
(b) 62.7 kJ/kg aria secca;  
(c) 11.3 kJ/kg aria secca]

**11.14** L'aria entra nella sezione di raffreddamento di un sistema di condizionamento dell'aria, di 30 cm di diametro, a una pressione di 95 kPa, a una temperatura di 35 °C, a un'umidità relativa del 60% e a una velocità di 120 m/min. L'aria si raffredda mentre fluisce su una serpentina di raffreddamento in cui fluisce acqua fredda. L'acqua subisce un aumento di temperatura di 8 °C. L'aria esce dalla sezione di raffreddamento satura alla temperatura di 20 °C. Si determinino (a) la potenza termica scambiata, (b) la portata massica dell'acqua e (c) la velocità della corrente d'aria all'uscita.

[Soluzioni: (a) 5.0 kW;  
(b) 150.7 g/s;  
(c) 1.9 m/s]

**11.15** L'aria entra in un raffreddatore evaporativo a una pressione di 1 atm, a una temperatura di 36 °C, a un'umidità relativa del 20% e a una portata volumetrica di 4 m<sup>3</sup>/min e ne esce a un'umidità relativa del 90%. Si determinino (a) la temperatura dell'aria all'uscita e

(b) la portata massica necessaria dell'acqua erogata al raffreddatore evaporativo.

[Soluzioni: (a) 20.5 °C;  
(b) 0.47 g/s]

**11.16** L'aria entra in un raffreddatore evaporativo a una pressione di 1 atm, a una temperatura di 32 °C, a un'umidità relativa del 30% e a una portata volumetrica di 2 m<sup>3</sup>/min e ne esce a una temperatura di 22 °C. Si determinino (a) l'umidità relativa finale e (b) la quantità di acqua aggiunta all'aria.

[Soluzione: (a) 77%;  
(b) 0.16 g/s]

**11.17** Qual è la temperatura più bassa che l'aria può raggiungere in un raffreddatore evaporativo se entra a una pressione di 1 atm, a una temperatura di 29 °C e a un'umidità relativa del 40%?

[Soluzione: 19.3 °C]

**11.18** L'aria a una pressione di 1 atm, a una temperatura di 15 °C e a un'umidità del 60% viene prima riscaldata fino a una temperatura di 30 °C nella sezione di riscaldamento di un sistema di condizionamento dell'aria e poi viene fatta fluire attraverso un raffreddatore evaporativo dove la sua temperatura scende a 25 °C. Si determinino (a) l'umidità relativa all'uscita e (b) la quantità di acqua aggiunta all'aria, espressa in kg vapore d'acqua/kg aria secca.

[Soluzioni: (a) 42.3%;  
(b) 0.00201 kg vapore d'acqua/kg aria secca]

**11.19** L'aria entra in un raffreddatore evaporativo a una pressione di 95 kPa, a una temperatura di 35 °C e a un'umidità relativa del 30% e ne esce satura. Si determinino la temperatura dell'aria all'uscita.

[Soluzione: 21.1 °C]

**11.20** Due correnti d'aria vengono mescolate in modo stazionario e adiabatico. La prima corrente entra a una temperatura di 32 °C, a un'umidità relativa del 40% e a una portata volumetrica di 20 m<sup>3</sup>/min, mentre la seconda corrente entra a una temperatura di 12 °C, a un'umidità relativa del 90% e a una portata volumetrica di 25 m<sup>3</sup>/min. Supponendo che il processo di mescolamento avvenga a una pressione di 1 atm, si determinino (a) l'umidità specifica, (b) l'umidità relativa, (c) la temperatura di bulbo secco e (d) la portata volumetrica della miscela.

[Soluzioni: (a) 0.0096 kg vapore d'acqua/kg aria secca;  
(b) 63.4%;  
(c) 20.6 °C;  
(d) 0.75 m<sup>3</sup>/s]

## Esercizi per i corsi di architettura

**11.1A** Un edificio è stato dotato di una grande parete ventilata il cui flusso d'aria può essere immesso nell'ambiente abitato. La parete ventilata attinge da un piano interrato nel quale temperatura e umidità si mantengono pressoché costanti e rispettivamente sui 23 °C e 50%. La portata d'aria della parete ventilata può essere variata tramite un sistema di serrande fino a un limite massimo di 1 m<sup>3</sup> al secondo. Se nell'ambiente (flusso sensibile di 3400 W e produzione di vapore pari a 7 g/s, si assuma come entalpia di vaporizzazione 2440 kJ/kg) si vuole mantenere una temperatura non superiore ai 26 °C e umidità relativa non superiore al 70%, (a) si determini la portata di ricambio necessaria e (b) si verifichi se essa sia compatibile con le caratteristiche della parete ventilata.

[Soluzioni: (a) 1.16 kg/s;  
(b) Sì, perché la portata d'aria secca max è 1.19 kg/s]

**11.2A** Un appartamento è climatizzato da un impianto a pompa di calore aria-aria in grado di fornire una portata di aria secca pari a 100 L/s. Tale portata di aria si trova nelle condizioni di miscela caratterizzate da 5 °C e  $i_m = 90\%$ . Le condizioni d'immissione sono le seguenti:  $i_i = 40\%$  e  $t_i = 30$  °C. (a) Si determinino la potenza delle batterie di riscaldamento e post riscaldamento e (b) si determini la portata di umidificazione.

[Soluzioni: (a) 5.07 kW;  
(b) 0.73 g/s]

**11.3A** Si vuole dotare una casa unifamiliare di un impianto di ventilazione alimentato da sonde geotermiche in grado di fornire una portata d'aria pari a 2 m<sup>3</sup> orari. In estate l'aria viene aspirata dall'esterno in condizioni di 28 °C e umidità relativa pari al 70%. Il sistema di sonde è costruito in modo da far sì che il gas ceda 500 W al terreno, per ogni metro di canale percorso. Si de-

termini qual è la massima lunghezza delle sonde possibile (si arrotondi all'intero superiore) per garantire il massimo flusso ceduto al terreno e contemporaneamente evitare che l'umidità relativa dell'aria raggiunga il 100% (si consideri un coefficiente di sicurezza del 10% da applicare al valore limite di flusso di calore scambiato). Si risolva il problema senza l'ausilio dei diagrammi.

[Soluzione: 26 m]

**11.4A** Si vuole progettare un deumidificatore per un locale di una lavanderia capace di sottrarre 10 L al giorno di vapore, trattando una portata di aria umida pari a 40 kg/h. L'ambiente è caratterizzato da un'umidità relativa pari all'80% e una temperatura di 26 °C. Si determinino: (a) il grado igrometrico dell'aria in ingresso ed in uscita dal deumidificatore, (b) la temperatura del vapore all'uscita dal deumidificatore, (c) il flusso termico da sottrarre al sistema per ottenere la deumidificazione dell'aria.

[Soluzioni: (a) 0.0064 kg<sub>v</sub>/kg<sub>a</sub>;  
(b) 7.4 °C;  
(c) 0.50 kW]

**11.5A** Nel periodo invernale si vuole mantenere una sala riunioni a  $t = 22$  °C e  $i = 50\%$ . L'impianto di condizionamento con ricircolo preleva una portata di aria esterna di 80 m<sup>3</sup>/h per persona a  $t_e = -5$  °C e  $i_e = 30\%$ . Sapendo che si vuole smaltire un flusso termico sensibile di 3.5 kW, che la temperatura di immissione è di 30 °C e che la quantità di vapore prodotto per persona è pari a 0.1 kg/h, si determinino (a) la portata di aria secca circolante nell'impianto e (b) le potenzialità delle batterie di scambio termico, considerando la presenza di 30 persone.

[Soluzioni: (a) 0.7 kg/s;  
(b) batteria di riscaldamento 15.61 kW,  
batteria di postriscaldamento 12.6 kW]

## Capitolo 12

### Le modalità di trasmissione del calore

#### Riepilogo

Il calore può essere trasmesso secondo tre diverse modalità: conduzione, convezione, irraggiamento. La **conduzione** è il trasferimento di energia che si verifica per effetto dell'interazione delle particelle di una sostanza dotate di maggiore energia con quelle adiacenti dotate

di minore energia ed è espresso dalla **legge di Fourier per la conduzione del calore**:

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = -\lambda A \frac{dT}{dx}$$

dove  $\lambda$  è la **conduttività termica** del materiale,  $A$  è l'**area** perpendicolare alla direzione del flusso termico e  $dT/dx$  è il **gradiente di temperatura**. La potenza termica trasmessa per conduzione attraverso una parete piana di spessore  $L$  è data da:

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \lambda A \frac{\Delta T}{\Delta x}$$

dove  $\Delta T$  è la differenza di temperatura tra le due superfici della parete.

La **convezione** è il meccanismo di trasmissione del calore tra un solido e un liquido o gas in movimento che lo lambisce e comporta l'effetto combinato della conduzione e del trasporto di massa. La potenza scambiata per convezione è espressa dalla **legge di Newton per il raffreddamento**:

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = h A_{\text{spf}} (T_{\text{spf}} - T_{\infty})$$

dove  $h$  è il **coefficiente di scambio termico convettivo** espresso in  $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$ ,  $A$  è l'**area della superficie di scambio termico**,  $T_{\text{spf}}$  la **temperatura della superficie** e  $T_{\infty}$  la **temperatura del fluido** sufficientemente lontano dalla superficie.

L'**irraggiamento** è l'energia emessa dai corpi sotto forma di onde elettromagnetiche (o fotoni) come risul-

tato delle modificazioni nelle configurazioni elettroniche degli atomi o delle molecole. La massima potenza termica radiativa che può essere emessa da una superficie alla temperatura assoluta  $T_{\text{spf}}$  è data dalla **legge di Stefan-Boltzmann** e cioè:

$$\dot{Q}_{\text{emis, max}} = \sigma A_{\text{spf}} T_{\text{spf}}^4$$

dove  $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} (\text{W/m}^2 \cdot \text{K}^4)$  è la **costante di Stefan-Boltzmann**.

Quando una superficie avente emissività  $\epsilon$  e area  $A_{\text{spf}}$  alla temperatura  $T_{\text{spf}}$  è completamente racchiusa da una superficie molto più grande (o nera) alla temperatura  $T_{\text{amb}}$ , separate da un gas (per esempio aria) che non interferisce con la radiazione, la potenza termica scambiata per irraggiamento tra queste due superfici è data da:

$$\dot{Q}_{\text{irr}} = \epsilon \sigma A_{\text{spf}} (T_{\text{spf}}^4 - T_{\text{amb}}^4)$$

In questo caso l'emissività e l'area della superficie dell'ambiente circostante non hanno alcuna influenza sulla potenza termica netta trasmessa.

La potenza termica assorbita è invece data da:

$$\dot{Q}_{\text{assorbita}} = \alpha \dot{Q}_{\text{incidente}}$$

dove  $\dot{Q}_{\text{incidente}}$  è la potenza termica incidente sulla superficie e  $\alpha$  è il coefficiente di assorbimento della superficie.

## Problemi

**12.1** Le superfici interna ed esterna di una parete in mattoni, avente dimensioni  $4 \text{ m} \times 7 \text{ m}$ , spessore  $30 \text{ cm}$  e conduttività termica  $0.69 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ , sono mantenute rispettivamente alla temperatura di  $20^\circ \text{C}$  e  $5^\circ \text{C}$ . Si determini la potenza termica, in watt, trasmessa attraverso la parete.

[Soluzione: 966 W]



FIGURA 12.E1  
Problema 12.1.

**12.2** Durante la stagione invernale, le superfici interna ed esterna del vetro di una finestra, avente dimensioni  $2 \text{ m} \times 2 \text{ m}$  e spessore  $0.5 \text{ cm}$ , si trovano alla temperatura di  $10^\circ \text{C}$  e  $3^\circ \text{C}$  rispettivamente. Sapendo che la conduttività termica del vetro è di  $0.78 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ , si determini la potenza termica ceduta attraverso il vetro in un intervallo di tempo di  $5 \text{ h}$ . Quale sarebbe la risposta se il vetro avesse spessore  $1 \text{ cm}$ ?

[Soluzione: 78 620 kJ, 39 300 kJ]

**12.3** Durante un particolare esperimento si usano dei campioni cilindrici aventi diametro  $4 \text{ cm}$  e lunghezza  $7 \text{ cm}$ . Le due termocoppie sono posizionate in ciascun campione a una distanza di  $3 \text{ cm}$ . Dopo un transitorio iniziale, si osserva che la resistenza elettrica preleva una corrente di  $0.6 \text{ A}$  a  $110 \text{ V}$  ed entrambi i termometri misurano una differenza di temperatura di  $10^\circ \text{C}$ . Si determini la conduttività termica del campione.

[Soluzione:  $78.8 \text{ W/m} \cdot \text{C}$ ]

**12.4** Un termoflussimetro collegato alla superficie interna dello sportello, avente spessore  $3 \text{ cm}$ , di un frigorifero indica un flusso termico pari a  $25 \text{ W/m}^2$  attraverso di esso. Inoltre, le temperature delle superfici interna ed esterna dello sportello risultano pari a  $7^\circ \text{C}$  e  $15^\circ \text{C}$  rispettivamente. Si determini la conduttività termica media dello sportello del frigorifero.

[Soluzione:  $0.0938 \text{ W/m} \cdot \text{C}$ ]

**12.5** Si consideri una persona in una stanza mantenuta costantemente a  $20^\circ \text{C}$ . Si osserva che le superfici interne delle pareti, del soffitto e del pavimento hanno una temperatura media di  $12^\circ \text{C}$  in inverno e di  $23^\circ \text{C}$  d'estate. Si determini la potenza termica scambiata per irraggiamento dal corpo verso le superfici dell'ambiente circostante sia d'inverno sia d'estate, sapendo che l'area della superficie esposta, l'emissività e la temperatura media della superficie esterna della persona valgono  $1.6 \text{ m}^2$ ,  $0.95$  e  $32^\circ \text{C}$  rispettivamente.

[Soluzione: 84.2 W; 177.2 W]

**12.6** Un tubo di diametro esterno  $5 \text{ cm}$  e lungo  $10 \text{ m}$  che trasporta acqua calda a  $80^\circ \text{C}$  cede calore all'aria circostante a  $5^\circ \text{C}$  per convezione naturale con coefficiente di scambio termico convettivo pari a  $25 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$ . Si determini la potenza termica ceduta dal tubo per convezione naturale.

[Soluzione: 2945 W]

**12.7** Si consideri la piastra piana di un collettore solare posizionato sul tetto di un edificio. Le temperature delle superfici interna ed esterna della copertura di vetro risultano  $28^\circ \text{C}$  e  $25^\circ \text{C}$  rispettivamente. La copertura in vetro ha un'area superficiale di  $2.5 \text{ m}^2$ , uno spessore di  $0.6 \text{ cm}$  e conduttività termica  $0.7 \text{ W/m} \cdot \text{C}$ . Il calore viene ceduto dalla superficie esterna della copertura di vetro per convezione e irraggiamento con un coefficiente di scambio termico convettivo di  $10 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$  e una temperatura ambiente di  $15^\circ \text{C}$ . Si determini la frazione di calore ceduta dalla copertura di vetro per irraggiamento.

[Soluzione: 0.714]

**12.8** Una sottile piastra metallica è isolata da un lato ed esposta alla radiazione solare dall'altro. La superficie esposta della piastra è caratterizzata da un coefficiente d'assorbimento della radiazione solare pari a  $0.7$ . Se la radiazione solare incidente sulla piastra è di  $550 \text{ W/m}^2$  e la temperatura dell'aria circostante vale  $10^\circ \text{C}$ , si determini la temperatura superficiale della piastra quando il flusso termico ceduto per convezione uguaglia la potenza termica solare assorbita dalla piastra. Si assuma

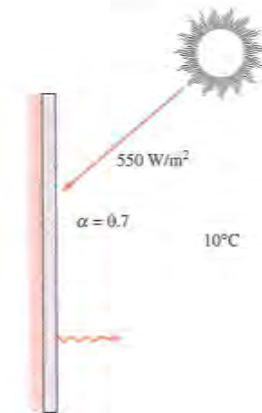


FIGURA 12.E2  
Problema 12.8.

il coefficiente convettivo pari a  $25 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$  e si trascuri la potenza termica ceduta per irraggiamento.

[Soluzione:  $25.4^\circ \text{C}$ ]

**12.9** Un cavo elettrico di diametro  $0.2 \text{ cm}$  e lungo  $1.4 \text{ m}$  attraversa una stanza mantenuta a  $20^\circ \text{C}$ . Il calore è generato dal cavo in conseguenza del surriscaldamento della resistenza e la temperatura della superficie del cavo risulta  $240^\circ \text{C}$  in condizioni operative stazionarie. Inoltre, lungo il cavo si misurano una differenza di potenziale elettrico e una corrente rispettivamente di  $110 \text{ V}$  e  $3 \text{ A}$ . Si determini il coefficiente di scambio termico convettivo tra la superficie esterna del cavo e l'aria della stanza, trascurando qualsiasi fenomeno radiativo.

[Soluzione:  $170.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$ ]

**12.10** Un serbatoio sferico di acciaio inossidabile, avente diametro interno  $3 \text{ m}$  e spessore  $1 \text{ cm}$ , è utilizzato per immagazzinare acqua ghiacciata a  $0^\circ \text{C}$ . Il serbatoio è situato all'esterno a  $25^\circ \text{C}$ . Assumendo che l'intero serbatoio sia a  $0^\circ \text{C}$  e cioè che la resistenza termica conduttiva dell'acciaio sia trascurabile, si determini (a) la potenza termica ricevuta dall'acqua ghiacciata contenuta nel serbatoio e (b) la quantità di ghiaccio a  $0^\circ \text{C}$  che si scioglie in  $24 \text{ ore}$ . Il calore latente di fusione del ghiaccio a pressione atmosferica è  $h_{\text{fus}} = 333.7 \text{ kJ/kg}$ . L'emissività della superficie esterna del serbatoio vale  $0.75$  e si può assumere il coefficiente di scambio termico convettivo pari a  $30 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$ . Si consideri, per valutare lo scambio termico per irraggiamento, che le superfici dell'ambiente circostante siano caratterizzate da una temperatura media di  $15^\circ \text{C}$ .

[Soluzioni: (a) 23.1 kW;  
(b) 5980 kg]

## Esercizi per i corsi di architettura

**12.1A** Le temperature superficiali di una parete verticale in calcestruzzo, avente conduttività termica  $1.6 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ , spessore  $24 \text{ cm}$  e dimensioni  $3 \text{ m} \times 4 \text{ m}$ , si trovano rispettivamente a  $18 \text{ }^\circ\text{C}$  e a  $3 \text{ }^\circ\text{C}$ . Si calcoli il flusso termico disperso per conduzione attraverso tale parete.

[Soluzione:  $1200 \text{ W}$ ]

**12.2A** Si calcoli la diffusività termica di una parete in tufo avente densità  $2300 \text{ kg/m}^3$ , conduttività termica  $1.7 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  e calore specifico  $1.3 \text{ kJ/kg}\cdot\text{ }^\circ\text{C}$ .

[Soluzione:  $5.68 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ ]

**12.3A** Si calcoli il flusso termico scambiato per convezione in una giornata ventosa da una parete di  $20 \text{ m}^2$ , la cui superficie esterna si trova a  $10 \text{ }^\circ\text{C}$  ed è lambita

da aria a  $5 \text{ }^\circ\text{C}$ , sapendo che il coefficiente di scambio termico convettivo vale  $25 \text{ W/m}^2\cdot\text{ }^\circ\text{C}$ .

[Soluzione:  $2500 \text{ W}$ ]

**12.4A** Si calcoli il flusso termico scambiato per irraggiamento da un tetto piano a  $5 \text{ }^\circ\text{C}$  e avente emissività  $0.7$  con la volta celeste a  $250 \text{ K}$ .

[Soluzione:  $82.02 \text{ W}$ ]

**12.5A** Un collettore solare in alluminio ha coefficiente di assorbimento pari a  $0.85$  ed emissività di  $0.2$ . L'energia solare incidente sulla superficie è pari a  $700 \text{ W/m}^2$ , mentre la temperatura dell'aria e quella della volta celeste sono rispettivamente  $27 \text{ }^\circ\text{C}$  e  $5 \text{ }^\circ\text{C}$ . Sapendo che la temperatura superficiale della piastra assorbente è  $68 \text{ }^\circ\text{C}$  e che il coefficiente convettivo vale  $11 \text{ W/m}^2\cdot\text{ }^\circ\text{C}$ , si determini il flusso termico ceduto dalla piastra all'acqua che circola nei tubi, nell'ipotesi di condizioni stazionarie.

[Soluzione:  $58.4 \text{ W}$ ]

## Capitolo 13

### La conduzione termica in regime stazionario

#### Riepilogo

La potenza termica trasmessa in condizioni di trasmissione mono-dimensionale attraverso un corpo semplice o composto esposto a convezione da entrambi i lati con fluidi a temperature  $T_{\infty 1}$  e  $T_{\infty 2}$  è:

$$\dot{Q} = \frac{(T_{\infty 1} - T_{\infty 2})}{R_{\text{tot}}}$$

dove  $R_{\text{tot}}$  è la resistenza termica totale tra i due fluidi. Per una parete piana esposta a convezione su entrambi i lati, la resistenza totale è:

$$R_{\text{tot}} = R_{\text{conv}, 1} + R_{\text{parete}} + R_{\text{conv}, 2} \\ = \frac{1}{h_1 A} + \frac{L}{\lambda A} + \frac{1}{h_2 A} \quad (^\circ\text{C}/\text{W})$$

Questa relazione può essere estesa a pareti piane costituite da due o più strati sommando una resistenza addizionale per ogni strato addizionale. Le relazioni elementari della resistenza termica sono:

- resistenza conduttiva (parete piana):

$$R_{\text{parete}} = \frac{L}{\lambda A}$$

- resistenza conduttiva (cilindro):

$$R_{\text{cil}} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L \lambda}$$

- resistenza conduttiva (sfera):

$$R_{\text{sfera}} = \frac{r_2 - r_1}{4\pi r_1 r_2 \lambda}$$

- resistenza convettiva:

$$R_{\text{conv}} = \frac{1}{hA}$$

- resistenza di contatto:

$$R = \frac{1}{h_c A} = \frac{R_c}{A}$$

- resistenza radiativa:

$$R_{\text{irr}} = \frac{1}{h_{\text{irr}} A}$$

dove  $h_c$  è la conduttanza termica di contatto,  $R_c$  è la resistenza termica di contatto mentre il coefficiente di scambio termico radiativo è dato da:

$$h_{\text{irr}} = \varepsilon \sigma (T_{\text{spf}}^2 + T_{\text{amb}}^2) (T_{\text{spf}} + T_{\text{amb}})$$

Nota la potenza termica trasmessa, la differenza di temperatura da una parte all'altra di ogni strato è:

$$\Delta T = \dot{Q} R$$

La resistenza termica si può usare anche per risolvere problemi stazionari di scambio termico per strati in parallelo o per configurazioni combinate serie-parallelo.

L'aggiunta di uno strato isolante a un corpo cilindrico o a un guscio sferico incrementa la potenza termica trasmessa se il raggio esterno dell'isolante è inferiore al raggio critico di isolamento definito dalle relazioni:

$$r_{\text{cr, cil}} = \frac{\lambda}{h}$$

$$r_{\text{cr, sfera}} = \frac{2\lambda}{h}$$

L'efficacia dell'isolamento è data spesso in termini di resistenza termica del materiale per unità di area, cioè:

$$R = \frac{L}{\lambda} \quad (\text{isolante piano})$$

dove  $L$  è lo spessore e  $\lambda$  la conduttività termica del materiale.

Le superfici alettate sono usate in pratica per aumentare lo scambio termico. Le alette aumentano la potenza termica dissipata da una superficie, esponendo a convezione un'area superficiale più grande. La distribuzione di temperatura lungo l'aletta per aletta molto lunga e per aletta con estremità adiabatica è rispettivamente:

*aletta molto lunga*

$$\frac{T(x) - T_{\infty}}{T_b - T_{\infty}} = e^{-mx} = e^{-x\sqrt{hp/\lambda A_c}}$$

*alette con estremità adiabatica*

$$\frac{T(x) - T_{\infty}}{T_b - T_{\infty}} = \frac{\cosh m(L-x)}{\cosh mL}$$

dove  $m = \sqrt{hp/\lambda A}$ ,  $p$  è il perimetro e  $A_c$  è l'area della sezione trasversale dell'aletta. La potenza termica dissipata da un'aletta nei due casi è:

*alette molto lunghe*

$$\dot{Q}_{\text{aletta}} = -\lambda A_c \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = \sqrt{hp\lambda A_c} (T_b - T_{\infty})$$

*alette con estremità adiabatica*

$$\dot{Q}_{\text{estremità adiabatica}} = -\lambda A_c \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} \\ = \sqrt{hp\lambda A_c} (T_b - T_{\infty}) \tanh mL$$

Le alette esposte alla convezione vengono trattate come alette con estremità adiabatica introducendo una lunghezza corretta  $L_c = L + A_c/p$  al posto della reale lunghezza dell'aletta.

La temperatura dell'aletta decresce lungo di essa, per questo motivo la potenza termica dissipata dall'aletta è inferiore rispetto a quello che si avrebbe se l'aletta avesse tutta la stessa temperatura. Per tenere conto di questo fenomeno, si definisce l'efficienza dell'aletta come:

$$\eta_{\text{aletta}} = \frac{\dot{Q}_{\text{aletta}}}{\dot{Q}_{\text{aletta, max}}}$$

$$= \frac{\text{potenza termica reale trasmessa dall'aletta}}{\text{potenza termica ideale trasmessa dall'aletta}} \\ \text{se tutta l'aletta fosse alla temperatura della base}$$

Quando l'efficienza dell'aletta è disponibile, la potenza dissipata attraverso di essa si può esprimere come:

$$\dot{Q}_{\text{aletta}} = \eta_{\text{aletta}} \dot{Q}_{\text{aletta, max}} = \eta_{\text{aletta}} h A_{\text{aletta}} (T_b - T_{\infty})$$

Le prestazioni delle alette si giudicano sulla base dell'incremento di scambio termico rispetto al caso di assenza di alette e si esprimono in termini dell'efficacia dell'alettatura  $\varepsilon_{\text{aletta}}$ :

$$\varepsilon_{\text{aletta}} = \frac{\dot{Q}_{\text{aletta}}}{\dot{Q}_{\text{senza aletta}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{aletta}}}{h A_b (T_b - T_{\infty})} \\ = \frac{\text{potenza termica trasmessa dall'aletta di area di base } A_b}{\text{potenza termica trasmessa dalla superficie di area } A_b}$$

dove  $A_b$  è l'area della sezione trasversale dell'aletta alla base e  $\dot{Q}$  rappresenta la potenza termica trasmessa dalla stessa area in assenza di alette.

L'efficacia complessiva per una superficie alettata si definisce come il rapporto dello scambio termico glo-

bale dalla superficie alettata rispetto allo scambio termico dalla stessa superficie priva di alette:

$$\varepsilon_{\text{aletta, complessiva}} = \frac{\dot{Q}_{\text{totale alettatura}}}{\dot{Q}_{\text{totale, senza alettatura}}} = \frac{h(A_{\text{senza aletta}} + \eta_{\text{aletta}} A_{\text{aletta}})(T_b - T_\infty)}{hA_{\text{senza alettatura}}(T_b - T_\infty)}$$

L'efficienza e l'efficacia dell'aletta sono legate da:

$$\varepsilon_{\text{aletta}} = \frac{A_{\text{aletta}}}{A_b} \eta_{\text{aletta}}$$

Alcuni problemi di scambio termico multidimensionale comprendono due superfici mantenute a temperature costanti  $T_1$  e  $T_2$ .

La potenza termica trasmessa per conduzione in condizioni stazionarie tra queste due superfici è:

$$\dot{Q} = S\lambda(T_1 - T_2)$$

dove  $S$  è il fattore di forma per conduzione, che ha le dimensioni di una lunghezza, e  $\lambda$  è la conduttività termica del mezzo tra le superfici.

## Problemi

**13.1** Un microprocessore (chip logico) impiegato in un computer dissipa 3 W di potenza in un ambiente a 60 °C e ha un'area della superficie di scambio termico di 0.34 cm<sup>2</sup>. Supponendo che la trasmissione di calore dalla superficie sia uniforme, si determinino (a) la quantità di calore che questo chip dissipa durante un giorno lavorativo di 8 h, espressa in kilowattora (kWh), e (b) il flusso termico sulla superficie del chip, espresso in watt al metro quadrato (W/m<sup>2</sup>).

[Soluzioni: (a) 0.024 kWh;  
(b) 88.2 kW/m<sup>2</sup>]

**13.2** Un cocomero di 35 cm di diametro deve essere raffreddato da 25 °C a 10 °C in un frigorifero. Osservazioni precedenti indicano che la potenza termica media sottratta al cocomero è 200 kJ/h. Usando per il cocomero le proprietà dell'acqua, si determinino (a) il flusso termico medio sulla superficie del cocomero, espresso in watt al metro quadrato (W/m<sup>2</sup>), e (b) l'intervallo di tempo necessario per raffreddare il cocomero.

[Soluzioni: (a) 144 W/m<sup>2</sup>;  
(b) 7 h]

**13.3** Un misuratore di flusso termico applicato alla superficie interna della porta di un frigorifero, spessa 3 cm, indica un flusso termico di 25 W/m<sup>2</sup> attraverso la porta. Inoltre, i valori misurati della temperatura della superficie interna della porta e della temperatura della sua superficie esterna sono 7 °C e 15 °C, rispettivamente. Si determini la conduttività termica media della porta del frigorifero.

[Soluzione: 0.0938 W/m·°C]

**13.4** Si consideri una parete di mattoni alta 4 m, larga 6 m e spessa 0.3 m, la cui conduttività termica è  $\lambda = 0.8$  W/m·°C. In un certo giorno i valori misurati delle temperature della superficie interna e della superficie ester-

na della parete sono 14 °C e 6 °C, rispettivamente. Si determini la potenza termica dissipata attraverso la parete in quel giorno.

[Soluzione: 512 W]

**13.5** Si consideri una finestra di vetro alta 1.2 m e larga 2 m, il cui spessore è 6 mm e la cui conduttività termica è  $\lambda = 0.78$  W/m·°C. Si determinino (a) la potenza termica trasmessa attraverso questa finestra in regime stazionario e (b) la temperatura della sua superficie interna in un giorno in cui la temperatura della stanza è mantenuta a 24 °C mentre la temperatura esterna è -5 °C. Si supponga che i coefficienti di scambio termico convettivo della superficie interna e della superficie esterna della finestra siano  $h_1 = 10$  W/m<sup>2</sup>·°C e  $h_2 = 25$  W/m<sup>2</sup>·°C, rispettivamente, e si trascuri la trasmissione di calore per irraggiamento.

[Soluzioni: (a) 471 W;  
(b) 4.4 °C]

**13.6** Un resistore cilindrico su una scheda di circuito stampato dissipa una potenza di 0.15 W in un ambiente a 40 °C. Il resistore è lungo 1.2 cm e ha un diametro di 0.3 cm. Supponendo che il calore sia trasmesso uniformemente da tutte le superfici, si determinino (a) la quantità di calore che questo resistore dissipa in un intervallo di tempo di 24 h, (b) il flusso termico sulla superficie del resistore, espresso in watt al metro quadrato (W/m<sup>2</sup>), e (c) la temperatura superficiale del resistore per un coefficiente di scambio termico convettivo e radiativo combinato di 9 W/m<sup>2</sup>·°C.

[Soluzioni: (a) 3.6 Wh;  
(b) 1179 W/m<sup>2</sup>;  
(c) 171 °C]

**13.7** Si consideri una persona nuda in piedi in una stanza a 20 °C con una superficie esposta di area 1.7 m<sup>2</sup>. La

temperatura interna del corpo umano è 37 °C e la conduttività termica dei tessuti biologici umani in prossimità della cute è di circa 0.3 W/m·°C. Il corpo cede all'ambiente una potenza termica di 150 W per convezione naturale e irraggiamento. Supponendo che la temperatura corporea a una profondità di 0.5 cm sotto la cute sia 37 °C, si determini la temperatura cutanea di questa persona.

[Soluzione: 35.5 °C]

**13.8** Si consideri una casa che ha una base di 10 m × 20 m e pareti alte 4 m. Tutte e quattro le pareti della casa hanno una resistenza termica specifica di 2.31 m<sup>2</sup>·°C/W. Le due pareti di 10 m · 4 m sono prive di finestre. La terza parete ha cinque finestre fatte di vetro spesso 0.5 cm ( $\lambda = 0.78$  W/m·°C), ciascuna delle quali misura 1.2 m · 1.8 m. La quarta parete ha le stesse dimensioni e lo stesso numero di finestre, ma queste sono a doppio vetro con uno spazio di aria stagnante spesso 1.5 cm ( $\lambda = 0.026$  W/m·°C) racchiuso fra due lastre di vetro spesso 0.5 cm. Il termostato nella casa è regolato a 22 °C e la temperatura media dell'ambiente esterno in quella località è 5 °C durante la stagione di riscaldamento della durata di 7 mesi. Trascurando ogni scambio termico per irraggiamento attraverso le finestre e supponendo che i coefficienti di scambio termico sulla superficie interna della casa e sulla sua superficie esterna siano 7 W/m<sup>2</sup>·°C e 15 W/m<sup>2</sup>·°C, rispettivamente, si determini la potenza termica media trasmessa attraverso ciascuna parete.

[Soluzioni: (a) 270 W;  
(b) 270 W;  
(c) 5.3 kW;  
(d) 729 W]

**13.9** Si deve trasmettere calore per conduzione lungo una scheda di circuito stampato che reca uno strato di rame su una faccia. La scheda è lunga 15 cm e larga 15 cm e lo spessore dello strato di rame e quello del supporto di resina epossidica sono 0.1 mm e 1.2 mm, rispettivamente. Trascurando la trasmissione di calore dalle superfici laterali, si determinino (a) le percentuali di conduzione termica lungo lo strato di rame ( $\lambda = 386$  W/m·°C) e lungo lo strato di resina epossidica. Si determini anche (b) la conduttività termica effettiva della scheda.

[Soluzioni: (a) 0.8%, 99.2%;  
(b) 29.9 W/m·°C]

**13.10** Un recipiente sferico di 5 m di diametro interno, fatto di acciaio inossidabile spesso 1.5 cm ( $\lambda = 15$  W/m·°C), è usato per contenere acqua ghiacciata a 0 °C. Il recipiente è collocato in una stanza la cui temperatura è 20 °C. Anche le pareti della stanza sono alla temperatura di 20 °C. La superficie esterna del recipiente è nera

(emissività  $\varepsilon = 1$ ) e lo scambio di calore tra la superficie esterna del recipiente e l'ambiente avviene per convezione naturale e irraggiamento. Il coefficiente di scambio termico convettivo sulla superficie esterna del recipiente e quello sulla superficie interna sono 80 W/m<sup>2</sup>·°C e 10 W/m<sup>2</sup>·°C, rispettivamente. Si determinino (a) la potenza termica trasmessa all'acqua ghiacciata nel recipiente e (b) la quantità di ghiaccio a 0 °C che fonde durante un intervallo di tempo di 24 h. Il calore di fusione dell'acqua a pressione atmosferica è  $h_{Lv} = 333.7$  kJ/kg.

[Soluzioni: (a) 20.4 kW;  
(b) 5189 kg]

**13.11** Una corrente di vapore d'acqua a 320 °C fluisce in un tubo d'acciaio inossidabile ( $\lambda = 15$  W/m·°C) i cui diametri interno ed esterno sono 5 cm e 5.5 cm, rispettivamente. Il tubo è rivestito da una guaina isolante di lana di vetro ( $\lambda = 0.038$  W/m·°C) spessa 3 cm. Il vapore cede calore all'ambiente a 5 °C per convezione naturale e irraggiamento, con un coefficiente di scambio termico convettivo e radiativo combinato di 15 W/m<sup>2</sup>·°C. Supponendo che il coefficiente di scambio termico all'interno del tubo sia 80 W/m<sup>2</sup>·°C, si determini (a) la potenza termica ceduta dal tubo all'ambiente riferita all'unità di lunghezza del tubo. Si determinino anche (b) le cadute di temperatura attraverso la parete del tubo e la guaina isolante.

[Soluzioni: (a) 93.9 W;  
(b) 0.095 °C, 290 °C]

**13.12** Una corrente d'acqua calda a una temperatura media di 90 °C fluisce attraverso un tratto di 15 m di un tubo di ghisa ( $\lambda = 52$  W/m·°C) i cui diametri interno ed esterno sono 4 e 4.6 cm, rispettivamente. La superficie esterna del tubo, la cui emissività è 0.7, è esposta all'aria fredda a 10 °C nello scantinato, e ha un coefficiente di scambio termico di 15 W/m<sup>2</sup>·°C. Supponendo che anche le pareti dello scantinato siano alla temperatura di 10 °C, si determini (a) la potenza termica ceduta dall'acqua calda. Si determini anche (b) la velocità media dell'acqua nel tubo se la temperatura dell'acqua diminuisce di 3 °C mentre attraversa lo scantinato.

[Soluzioni: (a) 2.96 kW;  
(b) 0.188 m/s]

**13.13** Un conduttore elettrico di 2 mm di diametro e di 10 m di lunghezza è racchiuso in una guaina isolante di plastica spessa 1 mm la cui conduttività termica è  $\lambda = 0.15$  W/m·°C. Misurazioni elettriche indicano che il filo è percorso da una corrente elettrica di intensità di 10 A e che lungo il filo avviene una caduta di tensione di 8 V. Se il conduttore isolato è esposto a un mezzo a

$T_{\infty} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , con un coefficiente di scambio termico  $h = 18 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ , si determini (a) la temperatura all'interfaccia fra il conduttore e la guaina in regime stazionario. Si determini anche (b) se il raddoppio dello spessore della guaina di plastica aumenterà o diminuirà la temperatura a questa interfaccia.

[Soluzioni: (a)  $39.4 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  
(b) la diminuirà]

**13.14** Il filo conduttore elettrico resistivo di un riscaldatore a resistenza elettrica di  $2 \text{ kW}$ , la cui conduttività termica è  $\lambda = 12 \text{ W/m} \cdot ^{\circ}\text{C}$ , ha un diametro di  $3 \text{ mm}$  e una lunghezza di  $0.8 \text{ m}$ . Il riscaldatore è usato per portare e mantenere all'ebollizione l'acqua. Se la temperatura della superficie esterna del filo resistivo è  $110 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , si determini la temperatura nel centro del conduttore.

[Soluzione:  $126.6 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ]

**13.15** Un filo conduttore elettrico resistivo di  $0.2 \text{ mm}$  di diametro e di  $2 \text{ kW}$ , lungo  $6 \text{ m}$ , è fatto di acciaio inossidabile ( $\lambda = 15.1 \text{ W/m} \cdot ^{\circ}\text{C}$ ). Il filo resistivo opera in un ambiente a  $30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , con un coefficiente di scambio termico convettivo di  $140 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$  sulla superficie esterna. Si determini la temperatura superficiale del filo.

[Soluzione:  $409 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ]

**13.16** Si deve raffreddare un transistor di potenza di  $30 \text{ W}$  applicandolo a uno dei dissipatori di calore del commercio indicati nella Tabella 13.3. Si scelga un dissipatore di calore che permetta alla temperatura dell'involucro del transistor di non superare  $80 \text{ }^{\circ}\text{C}$  nell'aria ambiente a  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

[Soluzione: HS5030 in posizione orizzontale e verticale; HS6071 in posizione verticale; HS6115 in posizione orizzontale e verticale]

**13.17** Una scheda di circuito stampato, spessa  $0.3 \text{ cm}$ , alta  $12 \text{ cm}$  e lunga  $18 \text{ cm}$ , reca su una faccia  $80$  microprocessori (chip logici) strettamente addossati, ciascuno dei quali dissipa  $0.04 \text{ W}$ . La scheda è opportunamente impregnata e ha una conduttività termica effettiva di  $20 \text{ W/m} \cdot ^{\circ}\text{C}$ . Tutto il calore generato nei chip si trasmette per conduzione attraverso la scheda e viene dissipato dalla faccia opposta della scheda in un mezzo a  $40 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , con un coefficiente di scambio termico convettivo di  $50 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ . (a) Si determinino le temperature sulle due facce della scheda. (b) Se si fissa alla faccia posteriore della scheda una lastra di alluminio spessa  $0.2 \text{ cm}$ , alta  $12 \text{ cm}$  e lunga  $18 \text{ cm}$  ( $\lambda = 237 \text{ W/m} \cdot ^{\circ}\text{C}$ ) con  $864$  alette cilindriche di alluminio di  $0.25 \text{ cm}$  di diametro e di  $2 \text{ cm}$  di lunghezza usando a questo scopo un adesivo epossidico avente uno spessore di  $0.02 \text{ cm}$

( $\lambda = 1.8 \text{ W/m} \cdot ^{\circ}\text{C}$ ), si determinino le nuove temperature sulla due facce della scheda.

[Soluzione: (a)  $43.0 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  
(b)  $40.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ]

**13.18** Un tratto lungo  $8 \text{ m}$  di tubo dell'acqua calda e un tratto lungo  $8 \text{ m}$  di tubo dell'acqua fredda corrono l'uno parallelo all'altro in uno spesso strato di calcestruzzo. I due tubi hanno lo stesso diametro,  $5 \text{ cm}$ , e la distanza tra i loro assi longitudinali è  $40 \text{ cm}$ . La temperatura superficiale del tubo caldo e quella del tubo freddo sono  $60 \text{ }^{\circ}\text{C}$  e  $15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , rispettivamente. Assumendo la conduttività termica del calcestruzzo pari a  $\lambda = 0.75 \text{ W/m} \cdot ^{\circ}\text{C}$ , si determini la potenza termica trasmessa fra i due tubi.

[Soluzione:  $306 \text{ W}$ ]

**13.19** Si consideri una casa con tetto piano orizzontale che misura esternamente  $12 \text{ m} \times 12 \text{ m}$ . Le pareti esterne della casa sono alte  $6 \text{ m}$ . Le pareti e il tetto della casa sono fatti di calcestruzzo spesso  $20 \text{ cm}$  ( $\lambda = 0.75 \text{ W/m} \cdot ^{\circ}\text{C}$ ). La temperatura della superficie interna della casa e quella della sua superficie esterna sono  $15 \text{ }^{\circ}\text{C}$  e  $3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , rispettivamente. Tenendo conto degli effetti dei bordi delle superfici confluenti, si determini (a) la potenza termica dissipata dalla casa attraverso le pareti e il tetto. Quanto vale (b) l'errore che si commette trascurando gli effetti dei bordi e degli angoli e assimilando il tetto a una superficie di  $12 \text{ m} \times 12 \text{ m}$  e le pareti a superfici di  $6 \text{ m} \times 12 \text{ m}$  per semplicità?

[Soluzioni: (a)  $18.4 \text{ kW}$ ;  
(b)  $5.6\%$ ]

### Esercizi per i corsi di architettura<sup>2</sup>

**13.1A** Un progetto di una casa unifamiliare dovrebbe rispettare i nuovi limiti di legge che fissano la trasmittanza massima ammissibile per componenti verticali opachi pari a  $0.33 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$  (zona termica F). Per la stratigrafia della parete vi sono alcuni vincoli da rispettare tra cui:

- spessore massimo della parete  $35 \text{ cm}$ ;
- necessità di utilizzare un termoblocco da  $24 \text{ cm}$  di spessore e conduttività pari a  $0.35 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ ;
- almeno  $1 \text{ cm}$  di intonaco interno di calce e gesso: conduttività  $0.7 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ ;

<sup>2</sup> In alcuni esercizi la resistenza termica viene espressa come  $R = L/\lambda$  ossia dal rapporto tra lo spessore dello strato e la conducibilità del materiale assumendo conseguentemente come unità di misura  $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$ , definizione più comune nel campo dell'edilizia.

- almeno  $1 \text{ cm}$  di intonaco esterno di malta: conduttività  $0.9 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ .

Si hanno a disposizione dei materiali isolanti con cui si può comporre un pannello per migliorare le prestazioni della parete. Tali materiali sono:

- lana di vetro  $0.040 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ : il costo del pannello al  $\text{m}^2$  si può calcolare considerando  $\text{€ } 1.8$  per ogni cm di spessore di questo materiale;
- polistirene  $0.045 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ : il costo del pannello al  $\text{m}^2$  si può calcolare considerando  $\text{€ } 1$  per ogni cm di spessore di questo materiale.

- Si determini qual è la configurazione del tamponamento esterno che risulta più conveniente pur rispettando i limiti di legge.
- In tale configurazione si determini il flusso di calore che viene disperso dalla parete al metro quadrato se la temperatura esterna di progetto risulta pari a  $-7 \text{ }^{\circ}\text{C}$  e quella interna a  $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Si considerino i coefficienti liminari interno ed esterno pari rispettivamente a  $8$  e  $24 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ .

[Soluzioni: (a)  $5.5 \text{ cm}$  di lana e  $3.5 \text{ cm}$  di polistirene;  
(b)  $8.9 \text{ W/m}^2$ ]

**13.2A** Il tubo in acciaio, avente conduttività termica  $60.5 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ , di un sistema di distribuzione di un impianto di riscaldamento trasporta acqua a  $80 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Sapendo che il diametro interno del tubo è di  $2 \text{ cm}$ , quello esterno è  $2.2 \text{ cm}$  e rivestito da  $0.5 \text{ cm}$  di isolante con conduttività termica  $0.03 \text{ W/m} \cdot \text{K}$  e che la temperatura della superficie esterna dell'isolante è  $15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , si valutino (a) la resistenza termica e (b) il flusso termico scambiato per metro lineare di tubo.

[Soluzioni: (a)  $1.087 \text{ m} \cdot \text{K/W}$ ;  
(b)  $59.8 \text{ W/m}$ ]

**13.3A** Le pareti di un edificio sono costituite dai seguenti strati, dall'interno verso l'esterno:

- intonaco in calce: spessore  $1.5 \text{ cm}$  e conduttività termica  $1.0 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ ;
- mattoni forati: spessore  $12 \text{ cm}$  e conduttività termica  $0.43 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ ;
- intercapedine di  $5 \text{ cm}$  d'aria: resistenza specifica  $0.18 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ ;
- mattoni forati: spessore  $12 \text{ cm}$  e conduttività termica  $0.43 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ ;
- intonaco in gesso: spessore  $1.5 \text{ cm}$  e conduttività termica  $0.7 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ .

Si calcolino (a) la resistenza specifica della parete e (b) la riduzione percentuale di flusso termico per unità

di area che si otterrebbe riempiendo l'intercapedine d'aria con un isolante avente conduttività  $0.04 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ .

[Soluzioni: (a)  $0.4965 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ ;  
(b)  $23\%$ ]

**13.4A** Occorre mantenere una temperatura di  $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$  all'interno di un ambiente quando la temperatura esterna vale  $0 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Le superfici che separano l'ambiente dall'esterno sono di due tipi: pareti in muratura di spessore  $30 \text{ cm}$ , superficie complessiva  $40 \text{ m}^2$  e conduttività termica  $0.7 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ ; superfici vetrate di spessore  $6 \text{ mm}$ , superficie complessiva  $7 \text{ m}^2$  e conducibilità termica  $1.2 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ . Sapendo che i coefficienti liminari interno ed esterno sono rispettivamente  $8$  e  $23 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$  si determinino:

- il flusso termico disperso verso l'esterno;
- la temperatura della superficie interna delle pareti in muratura e delle superfici vetrate;
- la portata di acqua calda che è necessario inviare ai corpi scaldanti supponendo che si raffreddi di  $10 \text{ }^{\circ}\text{C}$  attraversandoli.

[Soluzioni: (a)  $2147 \text{ W}$ ;  
(b)  $15.8 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  
(c)  $5.6 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ]

**13.5A** Una parete di tamponamento separa due ambienti. La stratigrafia della parete (dall'interno all'esterno) è la seguente.

- Strato 1 Intonaco interno, spessore  $2 \text{ cm}$ , conduttività  $\lambda = 0.29 \text{ W/mK}$ .
- Strato 2 Mattoni pieni, spessore  $35 \text{ cm}$ , conduttività  $\lambda = 1 \text{ W/mK}$ .
- Strato 3 Intonaco esterno, spessore  $2 \text{ cm}$ , conduttività  $\lambda = 0.29 \text{ W/mK}$ .

I coefficienti liminari interno ed esterno ( $h_{\text{int}}$  e  $h_{\text{est}}$ ) sono rispettivamente pari a  $8.13$  e  $23.25 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ .

Si determinino (a) la resistenza termica e (b) la trasmittanza complessiva della parete.

[Soluzioni: (a)  $0.654 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ ;  
(b)  $1.53 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ ]

**13.6A** Una parete di tamponamento separa due ambienti che si trovano rispettivamente a  $25$  e a  $-5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . La stratigrafia della parete (dall'interno all'esterno) è la seguente.

- Strato 1 Mattoni pieni, spessore  $24 \text{ cm}$ , conduttanza  $C = 2.70 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ .
- Strato 2 Camera d'aria, spessore  $6 \text{ cm}$ , resistenza  $R = 0.156 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ .

- Strato 3 Mattoni pieni, spessore 12 cm, conduttività  $\lambda = 1 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ .

I coefficienti liminari interno ed esterno ( $h_{\text{int}}$  e  $h_{\text{est}}$ ) sono rispettivamente pari a 8.13 e 23.25  $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$ .

Si determinino (a) il flusso di calore che attraversa la parete, (b) la temperatura superficiale interna della parete e (c) la resistenza termica della parete se nell'intercapedine viene insufflato del materiale isolante con un valore di  $\lambda = 0.05 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ .

$$[\text{Soluzioni: (a) } 36.9 \text{ W/m}^2, \\ \text{(b) } 20.46 \text{ }^\circ\text{C}, \\ \text{(c) } 1856 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}]$$

**13.7A** Una parete, che ha una trasmittanza pari a 1.3  $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$ , deve essere isolata termicamente fino a raggiungere un valore di trasmittanza finale pari a 0.30  $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$ . Si applica all'interno un pannello isolante costituito da materiale avente la conduttività  $\lambda$  pari a 0.038  $\text{W/m} \cdot \text{K}$ . Si determinino (a) lo spessore  $L$  minimo

necessario di isolante (b) lo spessore di isolante che sarebbe richiesto se si utilizzasse un materiale con conduttività pari a 0.024  $\text{W/m} \cdot \text{K}$  (b).

$$[\text{Soluzioni: (a) } 9.74 \text{ cm}, \\ \text{(b) } 6.15 \text{ cm}]$$

**13.8A** Una canna fumaria di sezione  $0.4 \times 0.4 \text{ m}$  attraversa un locale per tutta la sua altezza e ha una temperatura superficiale di  $50 \text{ }^\circ\text{C}$ . Si determinino (a) la potenza termica che la canna fumaria trasferisce al locale per convezione e (b) lo spessore di materiale con il quale è necessario rivestire la canna fumaria per garantire che la temperatura superficiale non sia superiore a  $25 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $\lambda$  materiale = 0.04  $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$ ). Dati: temperatura aria locale  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $h_{\text{int}} = 8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ , altezza locale 2.80 m (nella soluzione dell'esercizio si ipotizzi che la temperatura superficiale del condotto fumario sotto l'isolante resti costante a  $50 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

$$[\text{Soluzioni: (a) } 1075 \text{ W}, \\ \text{(b) } 2.5 \text{ cm}]$$

## Capitolo 15

### La convezione forzata esterna

#### Riepilogo

La potenza termica trasmessa per convezione è espressa dalla legge di Newton del raffreddamento:

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = hA_{\text{spf}}(T_{\text{spf}} - T_{\infty})$$

dove  $T_{\text{spf}}$  è la temperatura superficiale e  $T_{\infty}$  è la temperatura di corrente non disturbata. Il coefficiente di scambio termico è espresso anche da:

$$h = \frac{-\lambda_{\text{fluido}}(\partial T / \partial y)_{y=0}}{T_{\text{spf}} - T_{\infty}}$$

Il **numero di Nusselt**, che è il coefficiente di scambio termico adimensionale, è definito come:

$$\text{Nu} = \frac{hL_c}{\lambda}$$

dove  $\lambda$  è la conduttività termica e  $L_c$  è la lunghezza caratteristica.

Il moto del fluido molto ordinato caratterizzato da linee di corrente regolari è detto **laminare**. Il moto del fluido molto disordinato che tipicamente è caratterizzato da rapide fluttuazioni della velocità è detto **turbolento**. Le fluttuazioni rapide e caotiche di gruppi di par-

ticelle di fluido, dette **scia**, inducono un ulteriore meccanismo di momento e scambio termico.

La regione di flusso su una piastra piana, delimitata da  $\delta$ , in cui si risentono gli effetti delle forze viscosi di taglio, causate dalla viscosità del fluido, è detta **strato limite di velocità**. Lo spessore dello **strato limite di velocità**,  $\delta$ , è definito come la distanza dalla superficie alla quale  $u = 0.99 w_{\infty}$ . L'ipotetica linea avente  $u = 0.99 w_{\infty}$  divide il flusso su una piastra in **regione dello strato limite**, in cui gli effetti viscosi e le variazioni di velocità sono significativi e la **regione di flusso irrotazionale**, in cui gli effetti dell'attrito sono trascurabili.

La forza d'attrito per unità di area è detta tensione d'attrito e sulla superficie della parete è espressa da:

$$\tau_{\text{spf}} = \mu \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0} \quad \text{o} \quad \tau_{\text{spf}} = C_f \frac{\rho w_{\infty}^2}{2}$$

dove  $\mu$  è la viscosità dinamica,  $w_{\infty}$  la velocità di corrente libera e  $C_f$  il **coefficiente d'attrito** adimensionale.

La proprietà  $\nu = \mu/\rho$  è la **viscosità cinematica**. La forza d'attrito agente sull'intera superficie è data da:

$$F_f = C_f A_{\text{spf}} \frac{\rho w_{\infty}^2}{2}$$

La regione di flusso sulla superficie in cui sono significative le variazioni di temperatura nella direzione normale alla superficie è lo **strato limite termico**. Lo spessore dello strato limite termico  $\delta_t$ , in qualsiasi posizione lungo la superficie è la distanza dalla superficie alla quale la differenza di temperatura  $T - T_{\text{spf}}$  è uguale a  $0.99 (T_{\infty} - T_{\text{spf}})$ . Lo spessore relativo dello strato limite termico e di velocità è descritto dal **numero di Prandtl** adimensionale, definito da:

$$\text{Pr} = \frac{\text{Diffusività molecolare della quantità di moto}}{\text{Diffusività molecolare del calore}} \\ = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{\lambda}$$

Per flusso esterno, il numero di Reynolds adimensionale è espresso da:

$$\text{Re} = \frac{\text{Forze d'inerzia}}{\text{Forze viscosi}} \\ = \frac{w_{\infty} L_c}{\nu} = \frac{\rho w_{\infty} L_c}{\mu}$$

Per una piastra piana, la lunghezza caratteristica è la distanza  $x$  dal bordo d'attacco. Il numero di Reynolds al quale il flusso diventa turbolento è detto **numero di Reynolds critico**. Per flusso su piastra piana è assunto pari a  $\text{Re}_{\text{cr}} = w_{\infty} x_{\text{cr}}/\nu = 5 \times 10^5$ .

La forza che un fluido in moto esercita su un corpo nella direzione della corrente è detta **resistenza**. La parte di resistenza dovuta direttamente allo sforzo di taglio  $\tau_{\text{spf}}$  sulla parete è detta **resistenza d'attrito** in quanto è causata dagli effetti dell'attrito, mentre la parte dovuta direttamente alla pressione è detta **resistenza di pressione o resistenza di forma**, perché strettamente dipendente dalla forma del corpo.

Il coefficiente di trascinamento  $C_D$  è un numero adimensionale che rappresenta le caratteristiche di resistenza di un corpo ed è definito da:

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho w_{\infty}^2 A}$$

dove  $A$  è l'area frontale per corpi arrotondati e l'area superficiale per flusso parallelo su piastre piane o su

sottili profili alari. Per flusso su piastra piana, il numero di Reynolds è:

$$\text{Re}_x = \frac{\rho w_{\infty} x}{\mu} = \frac{w_{\infty} x}{\nu}$$

La transizione da moto laminare a turbolento avviene in corrispondenza del numero di Reynolds critico:

$$\text{Re}_{x,\text{cr}} = \frac{\rho w_{\infty} x_{\text{cr}}}{\mu} = 5 \times 10^5$$

Per flusso parallelo su piastra piana, il coefficiente d'attrito locale e convettivo sono i seguenti.

*Laminare:*

$$C_{f,x} = \frac{0.664}{\text{Re}_x^{1/2}} \quad \text{Re}_x < 5 \times 10^5$$

$$\text{Nu}_x = \frac{h_x x}{\lambda} = 0.332 \text{Re}_x^{0.5} \text{Pr}^{1/3} \quad \text{Pr} \geq 0.6$$

*Turbolento:*

$$C_{f,x} = \frac{0.059}{\text{Re}_x^{1/5}} \quad 5 \times 10^5 \leq \text{Re}_x \leq 10^7$$

$$\text{Nu}_x = \frac{h_x x}{\lambda} = 0.0296 \text{Re}_x^{0.8} \text{Pr}^{1/3} \quad \begin{matrix} 0.6 \leq \text{Pr} \leq 60 \\ 5 \times 10^5 \leq \text{Re}_x \leq 10^7 \end{matrix}$$

Le relazioni per il calcolo dei coefficienti d'attrito medi per flusso su piastra piana sono le seguenti.

*Laminare:*

$$C_f = \frac{1.33}{\text{Re}_L^{1/2}} \quad \text{Re}_L < 5 \times 10^5$$

*Turbolento:*

$$C_f = \frac{0.074}{\text{Re}_L^{1/5}} \quad 5 \times 10^5 \leq \text{Re}_L \leq 10^7$$

*Combinato:*

$$C_f = \frac{0.074}{\text{Re}_L^{1/5}} - \frac{1742}{\text{Re}_L} \quad 5 \times 10^5 \leq \text{Re}_L \leq 10^7$$

*Superficie scabra, flusso turbolento:*

$$C_f = \left( 1.89 - 1.62 \log \frac{\epsilon}{L} \right)^{-2.5}$$

Le relazioni per determinare il numero di Nusselt medio per flusso su piastra piana sono le seguenti.

Laminare:

$$Nu = \frac{hL}{\lambda} = 0.664 Re_L^{0.5} Pr^{1/3} \quad Re_L < 5 \times 10^5$$

Turbolento:

$$Nu = \frac{hL}{\lambda} = 0.037 Re_L^{0.8} Pr^{1/3} \quad 0.6 \leq Pr \leq 60 \\ 5 \times 10^5 \leq Re_L \leq 10^7$$

Combinato:

$$Nu = \frac{hL}{\lambda} = (0.037 Re_L^{0.8} - 871) Pr^{1/3} \quad 0.6 \leq Pr \leq 60 \\ 5 \times 10^5 \leq Re_L \leq 10^7$$

Per superfici isoterme con sezione d'ingresso non riscaldata di lunghezza  $\xi$ , il numero di Nusselt locale e il coefficiente convettivo medio sono i seguenti.

Laminare:

$$Nu_x = \frac{Nu_{x(\text{per } \xi=0)}}{[1 - (\xi/x)^{3/4}]^{1/3}} = \frac{0.332 Re_x^{0.5} Pr^{1/3}}{[1 - (\xi/x)^{3/4}]^{1/3}}$$

Turbolento:

$$Nu_x = \frac{Nu_{x(\text{per } \xi=0)}}{[1 - (\xi/x)^{9/10}]^{1/9}} = \frac{0.0296 Re_x^{0.8} Pr^{1/3}}{[1 - (\xi/x)^{9/10}]^{1/9}}$$

Laminare:

$$h = \frac{2[1 - (\xi/x)^{3/4}]}{1 - \xi/x} h_{x=L}$$

Turbolento:

$$h = \frac{5[1 - (\xi/x)^{9/10}]}{4(1 - \xi/x)} h_{x=L}$$

Queste relazioni sono valide nel caso di superfici **isoterme**. Qualora una piastra piana sia soggetta a **flusso termico uniforme**, il numero di Nusselt locale è dato dalle seguenti relazioni.

Laminare:

$$Nu_x = 0.453 Re_x^{0.5} Pr^{1/3}$$

Turbolento:

$$Nu_x = 0.0308 Re_x^{0.8} Pr^{1/3}$$

I numeri di Nusselt medi per flusso trasversale su un **cilindro** e una **sfera** sono i seguenti.

$$Nu_{cil} = \frac{hD}{\lambda} = 0.3 + \frac{0.62 Re^{1/2} Pr^{1/3}}{[1 + (0.4/Pr)^{1/4}]^{1/4}} \left[ 1 + \left( \frac{Re}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5}$$

$$Nu_{sfera} = \frac{hD}{\lambda} = 2 + [0.4 Re^{1/2} + 0.06 Re^{2/3}] Pr^{0.4} \left( \frac{\mu_\infty}{\mu_{spf}} \right)^{1/4}$$

valida per  $3.5 \leq Re \leq 80\,000$  e  $0.7 \leq Pr \leq 380$ . Le proprietà del fluido sono valutate alla temperatura di film  $T_f = (T_{spf} + T_\infty)/2$  nel caso del cilindro e alla temperatura di corrente libera  $T_\infty$  (a parte  $\mu_{spf}$  che va valutata alla temperatura superficiale  $T_{spf}$ ) nel caso di una sfera.

## Problemi

**15.1** Olio per motori alla temperatura di 80 °C fluisce a una velocità di 3 m/s su una piastra piana lunga 6 m la cui temperatura è 30 °C. Si determinino (a) la forza totale di trascinamento e (b) la potenza termica scambiata sull'intera piastra, riferita all'unità di larghezza della piastra.

[Soluzioni: (a) 81.3 N;  
(b) 20.5 W]

**15.2** Una corrente d'aria alla temperatura di 17 °C fluisce a una velocità di 2 m/s su una piastra piana lunga 3 m. Si determinino (a) il coefficiente di attrito locale e (b) il coefficiente di scambio termico convettivo, entrambi all'estremità della piastra.

[Soluzioni: (a) 0.0010;  
(b) 1.6 W/m<sup>2</sup>·C]

**15.3** Si consideri un motore automobilistico caldo che può essere approssimato come un blocco a forma di parallelepipedo alto 0.5 m, largo 0.40 m e lungo 0.8 m. La superficie inferiore del blocco è a una temperatura di 80 °C e ha un'emissività pari a 0.95. L'aria ambiente è alla temperatura di 30 °C e la superficie della strada è alla temperatura di 25 °C. Si determini la potenza termica ceduta dalla superficie inferiore del blocco motore (a) per convezione e (b) irraggiamento mentre l'automobile si muove a una velocità di 80 km/h. Si supponga che il flusso sia turbolento sull'intera superficie a causa dell'agitazione continua del blocco motore.

[Soluzioni: (a) 1136 W;  
(b) 132 W]

**15.4** Una scheda di circuito stampato di 15 cm × 15 cm che dissipa uniformemente una potenza di 15 W è raffreddata da aria che investe la scheda a una temperatura di 50 °C e a una velocità di 5 m/s. Trascurando ogni scambio termico dalla superficie posteriore della scheda, si determini la temperatura superficiale dei componenti elettronici (a) sul bordo d'attacco e (b) all'estremità della scheda. Si supponga che il flusso sia turbolento perché ci si attende che i componenti elettronici agiscano da turbolatori.

[Soluzioni: (a) 50 °C;  
(b) 78.7 °C]

**15.5** Si consideri il flusso laminare di un fluido su una piastra piana mantenuta a una temperatura costante. Ora si raddoppia la velocità di corrente libera del fluido. Si determinino la variazione (a) della forza di trascinamento sulla piastra e (b) della portata termica scambiata tra il fluido e la piastra. Si supponga che il flusso rimanga laminare.

[Soluzioni: (a)  $F_{D_2}/F_{D_1} = 2^{3/2}$ ;  
(b)  $Q_2/Q_1 = 2$ ]

**15.6** Si deve raffreddare un gruppo di transistor di potenza, ciascuno dei quali dissipa una potenza di 3 W, montandoli su una piastra quadrata di alluminio di 25 cm × 25 cm e facendo fluire aria a 35 °C sulla piastra a una velocità di 4 m/s per mezzo di un ventilatore. La temperatura media della piastra non deve superare 65 °C. Supponendo che lo scambio di calore dalla faccia posteriore della piastra sia trascurabile e trascurando l'irraggiamento, si determini il numero di transistori che possono essere applicati su questa piastra.

[Soluzione: 9]

**15.7** Si ripeta la soluzione del Problema 15.6 per una località a una quota di 1619 m dove la pressione atmosferica è 83.4 kPa.

[Soluzione: 8]

**15.8** Un tubo di vapore di 8 cm di diametro, la cui temperatura superficiale esterna è 90 °C, attraversa un'area aperta che non è protetta contro i venti. Si determini la potenza termica ceduta dal tubo, riferita alla sua unità di lunghezza, quando l'aria è alla pressione di 1 atm e alla temperatura di 7 °C e il vento investe il tubo a una velocità di 50 km/h.

[Soluzione: 1902 W]

**15.9** Una persona media genera una potenza termica di 84 W mentre è a riposo. Supponendo che 1/4 di que-

sta potenza sia ceduta dalla testa e trascurando l'irraggiamento, si determini la temperatura superficiale media della testa quando è scoperta ed è esposta a venti a una temperatura di 10 °C e a una velocità di 35 km/h. La testa può essere approssimata come una sfera di 30 cm di diametro.

[Soluzione: 12.7 °C]

**15.10** Una linea di trasmissione elettrica di 6 mm di diametro è percorsa da una corrente elettrica di intensità 50 A e ha una resistenza di 0.002 Ω/m. Si determini (a) la temperatura superficiale del filo conduttore in una giornata ventosa in cui la temperatura dell'aria è 10 °C e il vento investe il filo a una velocità di 40 km/h. Si determini anche (b) la forza di trascinamento esercitata sul filo dal vento.

[Soluzioni: (a) 11.5 °C;  
(b) 0.392 N]

**15.11** Una lampada elettrica a incandescenza è una sorgente luminosa poco costosa, ma inefficiente che converte energia elettrica in energia luminosa. Converte in energia luminosa circa il 10% dell'energia elettrica che assorbe e converte in calore il restante 90% dell'energia elettrica assorbita (una lampada elettrica a fluorescenza emette nell'unità di tempo la stessa quantità di energia luminosa, mentre assorbe soltanto 1/4 dell'energia elettrica e ha una vita pari a 10 volte quella di una lampada a incandescenza). L'ampolla di vetro della lampada si riscalda molto rapidamente in quanto assorbe tutto quel calore e lo dissipa nell'ambiente per convezione e irraggiamento.

Si consideri una lampada elettrica di 10 cm di diametro e di 100 W di potenza assorbita, raffreddata da un ventilatore che soffia sulla lampada aria a una temperatura di 25 °C e a una velocità di 2 m/s. Anche le superfici circostanti sono a una temperatura di 25 °C e l'emissività del vetro è pari a 0.9. Supponendo che il 10% dell'energia attraversi l'ampolla di vetro sotto forma di energia luminosa con assorbimento trascurabile e che il resto dell'energia venga assorbito e dissipato dalla lampada stessa, si determini la temperatura di equilibrio dell'ampolla di vetro.

[Soluzione: 132 °C]

**15.12** Si consideri una casa che è mantenuta a una temperatura costante di 22 °C. Una delle pareti della casa ha tre finestre a vetro singolo, alte 1.5 m e lunghe 1.2 m. Il vetro ( $\lambda = 0.78 \text{ W/m} \cdot \text{°C}$ ) è spesso 0.5 cm e il coefficiente di scambio termico convettivo sulla superficie interna del vetro è 8 W/m<sup>2</sup>·C. A un certo punto cominciano a soffiare venti a 60 km/h parallelamente



alla superficie di questa parete. Se la temperatura dell'aria esterna è  $-2\text{ }^\circ\text{C}$ , si determini la potenza termica ceduta attraverso le finestre di questa parete. Si supponga che la trasmissione di calore per irraggiamento sia trascurabile.

[Soluzione: 836 W]

**15.13** Quattro transistor di potenza, ciascuno dei quali dissipa 15 W, sono montati su una piastra verticale di alluminio ( $\lambda = 237\text{ W/m}\cdot\text{C}$ ) che misura  $22\text{ cm} \times 22\text{ cm}$ . Il calore generato dai transistor deve essere dissipato da entrambe le superfici della piastra e ceduto all'aria ambiente a  $25\text{ }^\circ\text{C}$ , che è soffiata sulla piastra da un ventilatore a una velocità di 250 m/min. Si può supporre che l'intera piastra sia quasi isoterma e che l'area della superficie esposta del transistor possa essere considerata uguale all'area della sua base. Si determini la temperatura della piastra di alluminio.

[Soluzione:  $61.7\text{ }^\circ\text{C}$ ]

**15.14** Un scheda di circuito stampato, spessa 0.3 cm, alta 12 cm e lunga 18 cm, contiene su una faccia 80 microprocessori (chip logici) strettamente addossati, ciascuno dei quali dissipa 0.04 W. La scheda è impregnata e ha una conduttività termica effettiva pari a  $16\text{ W/m}\cdot\text{C}$ . Tutto il calore generato nei chip viene trasmesso per conduzione attraverso la scheda e viene dissipato dalla faccia posteriore della scheda all'aria ambiente a  $40\text{ }^\circ\text{C}$ , che è forzata a fluire sulla superficie della scheda da un ventilatore a una velocità di corrente libera di 400 m/min. Si determinino le temperature sulle due facce della scheda.

[Soluzioni:  $46.28\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $46.31\text{ }^\circ\text{C}$ ]

### Esercizi per i corsi di architettura

**15.1A** Un edificio avente una parete piana quadrata in calcestruzzo di spessore 25 cm, conduttività termica  $1.4\text{ W/m}\cdot\text{K}$  e lato 10 m è esposto al vento che lo lambisce con una velocità di 40 km/h e una temperatura di  $2\text{ }^\circ\text{C}$ . Sapendo che la temperatura interna dell'aria è di  $20\text{ }^\circ\text{C}$  e che il coefficiente liminare interno vale  $23\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ , si determini il flusso termico scambiato attraverso la parete.

[Soluzione: 6948 W]

**15.2A** Il camino in acciaio di un'industria, lungo 10 m e avente diametro interno 30 cm e spessore 0.5 cm, è lambito da aria a  $5\text{ }^\circ\text{C}$  e velocità 15 km/h. Supponendo che la temperatura media dei fumi sia  $250\text{ }^\circ\text{C}$  e che il coefficiente liminare interno valga  $28\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ , si determini il flusso termico disperso dal camino.

[Soluzione: 54.6 kW]

**15.3A** All'interno di un ventilconvettore il ventilatore muove una portata di aria alla velocità di 4 m/s a  $20\text{ }^\circ\text{C}$  che colpisce una batteria di 40 tubi orizzontali del diametro di 1 cm e lunghi 40 cm in cui scorre acqua a  $50\text{ }^\circ\text{C}$ . Trascurando la resistenza termica conduttiva dei tubi, si calcoli il flusso termico per convezione forzata reso disponibile all'ambiente.

[Soluzione: 1018 W]

**15.4A** Si determini il flusso termico perso per convezione da un pannello solare di dimensioni  $1\text{ m} \times 2\text{ m}$ , avente temperatura superficiale  $14\text{ }^\circ\text{C}$  quando soffia vento a 20 km/h e  $8\text{ }^\circ\text{C}$  parallelamente al lato di 2 m.

[Soluzione: 780 W]

## Capitolo 16

### La convezione forzata interna

#### Riepilogo

Il flusso interno è caratterizzato dal fatto che il fluido è completamente circondato dalle superfici interne del tubo. La velocità e la temperatura media per un tubo circolare di raggio  $R$  sono espresse da:

$$w_{\text{med}} = \frac{2}{R^2} \int_0^R u(r)r\,dr \quad \text{e} \quad T_{\text{med}} = \frac{2}{w_{\text{med}}R^2} \int_0^R T(r)u(r)r\,dr$$

Il numero di Reynolds per flusso interno e il diametro idraulico sono definiti come:

$$\text{Re} = \frac{\rho w_{\text{med}} D}{\mu} = \frac{w_{\text{med}} D}{\nu} \quad \text{e} \quad D_h = \frac{4A_c}{p}$$

Il flusso in un tubo è laminare per  $\text{Re} < 2300$ , turbolento per  $\text{Re} > 10\,000$  e in transizione per valori intermedi.

La lunghezza dall'ingresso del tubo fino al punto in cui lo strato limite confluisce all'asse centrale è la **lunghezza d'ingresso idrodinamica**  $L_r$ . La regione a valle della regione d'ingresso in cui il profilo di velocità

è completamente sviluppato è la **regione idrodinamicamente sviluppata**. La lunghezza della regione di flusso in cui lo strato limite termico si sviluppa e raggiunge l'asse centrale del tubo è la **lunghezza d'ingresso termica**  $L_t$ . La regione in cui il flusso è sia idrodinamicamente sia termicamente sviluppato è detta **regione di flusso completamente sviluppato**. Le lunghezze d'ingresso sono date da:

$$\begin{aligned} L_{i, \text{laminare}} &\approx 0.05 \text{ Re } D \\ L_{t, \text{laminare}} &\approx 0.05 \text{ Re } \text{Pr } D = \text{Pr } L_{i, \text{laminare}} \\ L_{i, \text{turbolento}} &\approx L_{t, \text{turbolento}} \approx 10 D \end{aligned}$$

Per  $\dot{q}_{\text{spf}} = \text{costante}$ , la potenza termica scambiata è espressa da:

$$\dot{Q} = \dot{q}_{\text{spf}} A_{\text{spf}} = \dot{m} c_p (T_u - T_e)$$

Per  $T_{\text{spf}} = \text{costante}$ , si ha:

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= h A_{\text{spf}} \Delta T_{\text{ln}} = \dot{m} c_p (T_u - T_e) \\ T_u &= T_{\text{spf}} - (T_{\text{spf}} - T_e) e^{-h A_{\text{spf}} / \dot{m} c_p} \\ \Delta T_{\text{ln}} &= \frac{T_u - T_i}{\ln[(T_{\text{spf}} - T_u)/(T_{\text{spf}} - T_e)]} = \frac{\Delta T_u - \Delta T_e}{\ln(\Delta T_u / \Delta T_e)} \end{aligned}$$

La perdita irreversibile di pressione dovuta agli effetti dell'attrito e la potenza di pompaggio necessaria per compensare tali perdite per una portata volumetrica  $\dot{V}$  sono

$$\Delta p_L = f \frac{L}{D} \frac{\rho w_{\text{med}}^2}{2} \quad \text{e} \quad \dot{L}_{\text{pompa}} = \dot{V} \Delta p_L$$

Per **flusso laminare completamente sviluppato** in un tubo circolare, si ha:

$$\begin{aligned} u(r) &= 2w_{\text{med}} \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right) = u_{\text{max}} \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right) \\ f &= \frac{64\mu}{\rho D w_{\text{med}}} = \frac{64}{\text{Re}} \\ \dot{V} &= w_{\text{med}} A_c = \frac{\Delta p R^2}{8\mu L} \pi R^2 \\ &= \frac{\pi R^4 \Delta p}{8\mu L} = \frac{\pi D^4 \Delta p}{128\mu L} \end{aligned}$$

**Tubo circolare, laminare** ( $\dot{q}_{\text{spf}} = \text{costante}$ ):

$$\text{Nu} = \frac{hD}{\lambda} = 4.36$$

**Tubo circolare, laminare** ( $T_s = \text{costante}$ ):

$$\text{Nu} = \frac{hD}{\lambda} = 3.66$$

Per **flusso laminare in sviluppo** nella regione d'ingresso con temperatura superficiale costante, si ha:

**Tubo circolare:**

$$\text{Nu} = 3.66 + \frac{0.065(D/L)\text{RePr}}{1 + 0.04[(D/L)\text{RePr}]^{2/3}}$$

**Tubo circolare:**

$$\text{Nu} = 1.86 \left( \frac{\text{RePr}D}{L} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu_{\text{mf}}}{\mu_{\text{spf}}} \right)^{0.14}$$

**Piastre parallele:**

$$\text{Nu} = 7.54 + \frac{0.03(D_h/L)\text{RePr}}{1 + 0.016[(D_h/L)\text{RePr}]^{2/3}}$$

Per **flusso turbolento sviluppato con superfici lisce**, si ha:

$$f = (0.790 \ln \text{Re} - 1.64)^{-2} \quad 10^4 < \text{Re} < 10^6$$

$$\text{Nu} = 0.125 f \text{RePr}^{1/3}$$

$$\text{Nu} = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{1/3} \quad \left( \begin{array}{l} 0.7 \leq \text{Pr} \leq 160 \\ \text{Re} > 10\,000 \end{array} \right)$$

$\text{Nu} = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^n$  con  $n = 0.4$  in caso di **riscaldamento** e  $0.3$  in caso di **raffreddamento** del fluido:

$$\text{Nu} = \frac{(f/8)(\text{Re} - 1000)\text{Pr}}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(\text{Pr}^{2/3} - 1)}$$

$$\left( \begin{array}{l} 0.5 \leq \text{Pr} \leq 2000 \\ 3 \times 10^3 < \text{Re} < 5 \times 10^6 \end{array} \right)$$

Le proprietà del fluido sono valutate alla temperatura media della massa fluida  $T_{\text{mf}} = (T_u + T_e)/2$ . Per il flusso dei metalli liquidi nell'intervallo  $10^4 < \text{Re} < 10^6$ , si ha:

$$T_{\text{spf}} = \text{costante}: \quad \text{Nu} = 4.8 + 0.0156 \text{Re}^{0.85} \text{Pr}_{\text{spf}}^{0.93}$$

$$\dot{q}_{\text{spf}} = \text{costante}: \quad \text{Nu} = 6.3 + 0.0167 \text{Re}^{0.85} \text{Pr}_{\text{spf}}^{0.93}$$

Per **flusso turbolento sviluppato con superfici scabre**, il fattore d'attrito  $f$  viene determinato attraverso il diagramma di Moody o con:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left( \frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{f}} \right)$$

$$\cong -1.8 \log \left[ \frac{6.9}{\text{Re}} + \left( \frac{\varepsilon/D}{3.7} \right)^{1.11} \right]$$

Per un tubo anulare, il diametro idraulico è  $D_h = D_{\text{est}} - D_{\text{int}}$  e il numero di Nusselt è espresso da

$$\text{Nu}_{\text{int}} = \frac{h_{\text{int}} D_h}{\lambda} \quad \text{e} \quad \text{Nu}_{\text{est}} = \frac{h_{\text{est}} D_h}{\lambda}$$

dove i valori del numero di Nusselt sono dati nella **Tabella 16.3**.

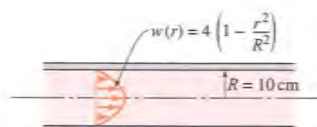
## Problemi

**16.1** Nel flusso laminare completamente sviluppato all'interno di un tubo a sezione circolare la velocità misurata a  $R/2$  (a metà tra la superficie della parete e l'asse del tubo) è di 6 m/s. Si determini la velocità al centro del tubo.

[Soluzione: 8 m/s]

**16.2** Il profilo di velocità nel flusso laminare completamente sviluppato all'interno di un tubo a sezione circolare avente raggio interno  $R = 10$  cm, in m/s, è data da  $w(r) = 4(1 - r^2/R^2)$ . Si determinino (a) la velocità massima e (b) media nel tubo e (c) la portata volumetrica.

[Soluzioni: (a) 4 m/s;  
(b) 2 m/s;  
(c) 0,0628 m<sup>3</sup>/s]



**FIGURA 16.E1**  
Problema 16.2.

**16.3** Si determini il coefficiente di scambio termico convettivo per flusso (a) di aria e (b) di acqua alla velocità di 2 m/s in un tubo lungo 7 m e avente diametro di 8 cm, sapendo che il tubo è soggetto a un flusso termico uniforme su tutte le sue superfici. Si utilizzino le proprietà del fluido a 25 K.

[Soluzioni: (a) 10.45 W/m<sup>2</sup>·K;  
(b) 5747 W/m<sup>2</sup>·K]

**16.4** Una portata di 0.065 kg/s di aria entra in un tubo di diametro 12 cm e lunghezza 5 m. Il tubo si può considerare isoterma a 50 K, mentre la sua superficie interna ha una scabrezza di 0.22 mm. Si determini la potenza termica scambiata con l'aria utilizzando, per il calcolo del numero di Nusselt, (a) la relazione

dell'Equazione 14.66 e (b) quella dell'Equazione 13.71.

[Soluzioni: (a) 1307 W;  
(b) 1230 W]

**16.5** Uno scambiatore di calore a doppio tubo a parete sottile deve essere impiegato per raffreddare dell'olio ( $c_p = 2200$  J/kg·K) da una temperatura di 150 K a una temperatura di 40 K, a una portata massica di 2 kg/s, mediante acqua ( $c_p = 4180$  J/kg·K) che entra nello scambiatore a una temperatura di 22 K e a una portata massica di 1.5 kg/s. Il tubo ha un diametro di 2.5 cm e una lunghezza di 6 m. Si determini il coefficiente globale di scambio termico usando (a) il metodo basato sulla differenza media logaritmica di temperatura e (b) il metodo  $\varepsilon$ -NTU.

[Soluzioni: (a) 32.5 kW/m<sup>2</sup>·K;  
(b) 32.7 kW/m<sup>2</sup>·K]

**16.6** Uno scambiatore di calore aria-acqua a flussi incrociati con un'efficacia pari a 0.65 è impiegato per riscaldare acqua ( $c_p = 4180$  J/kg·K) con aria calda ( $c_p = 1010$  J/kg·K). L'acqua entra nello scambiatore di calore a una temperatura di 20 K e a una portata massica di 4 kg/s, mentre l'aria vi entra a una temperatura di 100 K e a una portata massica di 9 kg/s. Se il coefficiente globale di scambio termico con riferimento al lato acqua è pari a 260 W/m<sup>2</sup>·K, si determini l'area della superficie di scambio termico dello scambiatore di calore dal lato acqua. Si supponga che i due fluidi non si mescolino.

[Soluzione: 52.4 m<sup>2</sup>]

**16.7** Si deve condensare vapore dal lato mantello di un condensatore con 1 passaggio nel mantello e 8 passaggi nei tubi, con 50 tubi in ciascun passaggio, a una temperatura di 30 K ( $h_{\text{v}} = 2430$  kJ/kg). L'acqua di raffreddamento ( $c_p = 4810$  J/kg·K) entra nei tubi a una temperatura di 15° C e a una portata massica di 1800 kg/h. I tubi sono a parete sottile e hanno un dia-

metro di 1.5 cm e una lunghezza di 2 m per ogni passaggio. Se il coefficiente globale di scambio termico è pari a 3000 W/m<sup>2</sup>·K, si determinino (a) la potenza termica scambiata e (b) la portata massica del vapore nel condensatore.

[Soluzioni: (a) 31.4 kW;  
(b) 0.0129 kg/s]

**16.8** Dell'olio caldo deve essere raffreddato con acqua in uno scambiatore di calore a tubo e mantello a più passaggi. L'olio fluisce attraverso il mantello, con un coefficiente di scambio termico  $h_u = 35$  W/m<sup>2</sup>·K, e l'acqua fluisce attraverso il tubo a una velocità media di 3 m/s. Il tubo è fatto di ottone ( $\lambda = 110$  W/m·K) e ha un diametro interno di 1.3 cm e un diametro esterno di 1.5 cm. Usando le proprietà dell'acqua a 300 K, si determini il coefficiente globale di scambio termico di questo scambiatore di calore con riferimento alla superficie interna.

[Soluzione: 13.8 W/m<sup>2</sup>·K]

**16.9** Il condensatore di un condizionatore d'aria ambiente è progettato per sottrarre 4.2 kW di potenza termica dal refrigerante R-134a quando esso è condensato a una temperatura di 40 K. L'aria ( $c_p = 1005$  J/kg·K) fluisce sulla serpentina alettata del condensatore entrando a una temperatura di 25 K e uscendo a una temperatura di 35 K. Se il coefficiente globale di scambio termico con riferimento al lato refrigerante è pari a 150 W/m<sup>2</sup>·K, si determini l'area della superficie di scambio termico dal lato refrigerante.

[Soluzione: 3.05 m<sup>2</sup>]

**16.10** Una portata d'acqua di 10 kg/s viene riscaldata da una temperatura di 15 K a 35 K passando attraverso cinque tubi identici tra loro, aventi ciascuno diametro pari a 5.0 cm e le cui superfici si trovano a 60.0 K. Si stimi (a) la potenza termica scambiata in regime stazionario e (b) la lunghezza dei tubi necessaria a tale scopo.

[Soluzione: (a) 836 kW;  
(b) 8,26 m]

## Esercizi per i corsi di architettura

**16.1A** Si vuole isolare un camino in mattoni, avente diametro interno di 40 cm, spessore 30 cm e conducibilità termica pari a 0.7 W/m·K, con un materiale isolante avente conducibilità termica pari a 0.04 W/m·K. Sapendo che i fumi hanno una velocità di 8 m/s ed una

temperatura di 350 K, che il coefficiente limite all'esterno è pari a 8 W/m<sup>2</sup>·K e che l'aria esterna è a 5 K, si calcoli lo spessore dell'isolante, tale da avere una temperatura superficiale di 40 K.

[Soluzione: 0,26 m]

**16.2A** Per riscaldare 180 L di acqua da 10 a 50 K in un serbatoio cilindrico con diametro esterno pari a 46 cm si utilizza un tubo di rame del diametro esterno di 10 mm e spessore di 1 mm. Sapendo che il coefficiente globale di scambio termico lato esterno vale 23 W/m<sup>2</sup>·K e che c'è uno strato di isolante spesso 1 cm con conducibilità termica pari a 0.04 W/m·K, si dimensiona la lunghezza del tubo per scaldare l'acqua in un'ora, con una temperatura dell'ambiente esterno pari a 20 K, avendo a disposizione una portata di 0.4 litri al secondo di acqua a 80 K.

[Soluzione: 4.6 m]

**16.3A** Una tubazione avente un diametro di 7 cm e isolata con 1 cm di lana di roccia avente conducibilità termica 0.03 W/m·K, attraversa per 40 m un ambiente con temperatura costante dell'aria pari a 10 K. Nella tubazione scorrono 100 L/h di acqua che entra a 80 K. Sapendo che il coefficiente di scambio con l'esterno vale 20 W/m<sup>2</sup>·K, si calcoli la temperatura dell'acqua in uscita dal tubo.

[Soluzione:  $T = 17.66$  K]

**16.4A** Il tubo di una caldaia ha conducibilità 45 W/m·K e spessore 4 mm, è ricoperto internamente da un sedimento di 2.5 mm avente conducibilità 0.05 W/m·K ed è percorso da acqua in ebollizione a 150 K, mentre la camera di combustione si trova a 600 K. Si determinino (a) la temperatura interna e (b) esterna del tubo e (c) il flusso termico scambiato per metro lineare, supponendo il coefficiente limite lato combustione pari a 50 W/m<sup>2</sup>·K.

[Soluzioni: (a) 144.08 K;  
(b) 605.92 K;  
(c) 296 W/m<sup>2</sup>·K]

**16.5A** Il condotto a sezione quadrata dell'impianto di ventilazione di un edificio ha lato 20 cm e lunghezza 25 m. In esso scorre aria alla temperatura di ingresso di 45 K e velocità 4 m/s. Il condotto è sospeso nel controsoffitto dell'edificio che presenta una temperatura ambiente di 15 K. Si calcoli il flusso disperso per convezione, trascurando la resistenza termica del condotto.

[Soluzione: 102 W]

## Capitolo 17

## Il secondo principio della termodinamica

## Riepilogo

In questo capitolo si è trattata la trasmissione di calore per convezione naturale, che si instaura quando il moto del fluido è dovuto a cause naturali come il galleggiamento. Il coefficiente di dilatazione cubica  $\beta$  rappresenta la variazione di densità di una sostanza con la temperatura a pressione costante, e, per i gas ideali, è espresso da  $\beta = 1/T$ , dove  $T$  è la temperatura assoluta in K.

Il regime di flusso in convezione naturale può essere studiato ricorrendo a un numero adimensionale, detto **numero di Grashof**, che rappresenta il rapporto tra la forza di galleggiamento e la forza viscosa agente sul fluido ed è dato da:

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_{spf} - T_\infty)L_c^3}{\nu^2}$$

dove  $L_c$  è la lunghezza caratteristica, e cioè l'altezza  $L$  per una piastra verticale e il diametro  $D$  per un cilindro orizzontale. Le correlazioni per il numero di Nusselt  $Nu = \lambda L_c/h$  nella convezione naturale sono espresse in funzione del **numero di Rayleigh** definito come:

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} Pr$$

Le relazioni per il calcolo del numero di Nusselt per le diverse superfici sono date nella **Tabella 17.1**. Tutte le proprietà del fluido devono essere valutate alla temperatura di film  $T_f = (T_{spf} + T_\infty)/2$ . La superficie esterna di un cilindro verticale può essere trattata come una piastra piana se gli effetti della curvatura sono trascurabili. La lunghezza caratteristica per una superficie orizzontale è  $L_c = A_{spf}/p$ , dove  $A_{spf}$  è l'area della superficie e  $p$  è il perimetro.

Il numero di Nusselt medio per **piastre parallele verticali** e isoterme di altezza  $L$  e spaziatura  $S$  è dato da:

$$Nu = \frac{hS}{\lambda} = \left[ \frac{576}{(Ra_s S/L)^2} + \frac{2.873}{(Ra_s S/L)^{0.5}} \right]^{-0.5}$$

La spaziatura ottimale per un dissipatore di calore verticale e il numero di Nusselt per alette con spaziatura ottimale sono:

$$S_{opt} = 2.714 \left( \frac{S^3 L}{Ra_s} \right)^{0.25} = 2.714 \frac{L}{Ra_s^{0.25}}$$

e:

$$Nu = \frac{hS_{opt}}{\lambda} = 1.307$$

In una **cavità orizzontale rettangolare** con la superficie superiore più calda, la trasmissione del calore avviene per conduzione pura e  $Nu = 1$ . Quando invece la superficie più calda è quella inferiore, il numero di Nusselt è:

$$Nu = 1 + 1.44 \left[ 1 - \frac{1708}{Ra_L} \right]^+ \left[ \frac{Ra_L^{1/3}}{18} - 1 \right]^+ \quad Ra_L < 10^8$$

La notazione  $[ ]^+$  indica che se la quantità tra parentesi è negativa deve essere posta uguale a zero. Per **cavità verticali rettangolari**, il numero di Nusselt può essere determinato da:

$$Nu = 0.18 \left( \frac{Pr}{0.2 + Pr} Ra_L \right)^{0.29}$$

$$1 < H/L < 2$$

per qualsiasi numero di Prandtl

$$Ra_L Pr / (0.2 + Pr) > 10^3$$

$$Nu = 0.22 \left( \frac{Pr}{0.2 + Pr} Ra_L \right)^{0.28} \left( \frac{H}{L} \right)^{-1/4}$$

$$1 < H/L < 40$$

per qualsiasi numero di Prandtl

$$Ra_L < 10^{10}$$

Per fattori di forma superiori a 10 si devono utilizzare le **Equazioni 17.54** e **17.55**. Per cavità inclinate si devono invece usare le **Equazioni** dalla **17.48** alla **17.51**.

Nei **cilindri concentrici orizzontali**, la potenza termica scambiata per convezione naturale per unità di lunghezza è:

$$\dot{Q} = \frac{2\pi\lambda_{eff}}{\ln(D_{est}/D_{int})} (T_{int} - T_{est})$$

dove:

$$\frac{\lambda_{eff}}{\lambda} = 0.386 \left( \frac{Pr}{0.861 + Pr} Ra_L \right)^{1/4} (F_{cil} Ra_L)^{1/4}$$

e:

$$F_{cil} = \frac{[\ln(D_{est}/D_{int})]^4}{L_c^3 (D_{int}^{-3/5} + D_{est}^{-3/5})^5}$$

La potenza termica scambiata per convezione naturale nelle **cavità sferiche**, attraverso lo spazio tra le due sfere è espressa da:

$$\dot{Q} = \lambda_{eff} \frac{\pi D_{int} D_{est}}{L_c} (T_{int} - T_{est})$$

dove:

$$\frac{\lambda_{eff}}{\lambda} = 0.74 \left( \frac{Pr}{0.861 + Pr} Ra_L \right)^{1/4} (F_{sf} Ra_L)^{1/4}$$

$$L_c = (D_{est} - D_{int})/2$$

$$F_{sf} = \frac{L_c}{(D_{int} D_{est})^4 (D_{int}^{-7/5} + D_{est}^{-7/5})^5}$$

La quantità  $\lambda Nu$  è detta **conduttività termica effettiva** della cavità, perché per calcolare la potenza termica trasmessa all'interno della cavità si può considerare un fluido in quiete la cui conduttività termica è  $\lambda Nu$ . Le proprietà del fluido sono valutate alla temperatura media  $(T_{int} + T_{est})/2$ .

## Problemi

**17.1** Un tratto di un tubo orizzontale lungo 8 m e di 6 cm di diametro, percorso da acqua calda, attraversa una grande stanza la cui temperatura è 22 °C. Se la temperatura e l'emissività della superficie esterna del tubo sono 65 °C e 0.8, rispettivamente, si determini la potenza termica ceduta dal tubo (a) per convezione naturale e (b) per irraggiamento.

[Soluzioni: (a) 424 W;  
(b) 375 W]

**17.2** Si consideri una piastra quadrata sottile delle dimensioni di 0.8 m × 0.8 m in una stanza alla temperatura di 25 °C. Una faccia della piastra è mantenuta a una temperatura di 60 °C, mentre l'altra faccia è isolata. Si determini la potenza termica ceduta dalla piastra per convezione naturale se essa è (a) verticale, (b) orizzontale con la superficie calda rivolta verso l'alto e (c) orizzontale con la superficie calda rivolta verso il basso.

[Soluzioni: (a) 86 W;  
(b) 111 W;  
(c) 56 W]

**17.3** Si consideri una scheda di circuito stampato (PCB, *printed circuit board*) su una faccia della quale sono montati componenti elettronici. La scheda è posta in una stanza a una temperatura di 20 °C. La potenza termica dissipata dalla superficie posteriore della scheda è trascurabile. Se la scheda dissipa una potenza di 8 W nel funzionamento in regime stazionario, si determini la temperatura media della superficie calda della scheda supponendo che essa sia (a) verticale, (b) orizzontale con la superficie calda rivolta verso l'alto e (c) orizzontale con la superficie calda rivolta verso il basso.

Si supponga che l'emissività della superficie della scheda sia 0.8 e che le superfici circostanti siano alla stessa temperatura dell'aria ambiente.

[Soluzioni: (a) 46 °C;  
(b) 42 °C;  
(c) 50 °C]

**17.4** I fluidi viscosi quali l'asfalto e le cere e i tubi in cui fluiscono vengono spesso riscaldati per diminuire la viscosità dei fluidi e ridurre così i costi di pompaggio. Si consideri il flusso di un fluido di questo tipo attraverso un tubo lungo 100 m, di 30 cm di diametro esterno, posto in aria ambiente calma a una temperatura di 0 °C. Il tubo viene riscaldato elettricamente e un termostato mantiene costante a 25 °C la temperatura della superficie esterna del tubo. L'emissività della superficie esterna del tubo è pari a 0.8 e la temperatura effettiva del cielo è pari a -30 °C. Si determini (a) la potenza nominale, espressa in kilowatt (kW), del riscaldatore a resistenza elettrica che deve essere usato. Si determini anche (b) il costo dell'energia elettrica associato al riscaldamento del tubo in un intervallo di tempo di 10 h nelle condizioni specificate se il prezzo dell'energia elettrica è 0.09 €/kWh.

[Soluzioni: (a) 29.2 kW;  
(b) € 26.2]

**17.5** Si riconsideri il problema 17.4. Per ridurre il costo di riscaldamento del tubo, si propone di isolarlo con una guaina di fiberglass ( $\lambda = 0.035$  W/m·°C) di spessore sufficiente, ricoperta con un foglio di alluminio ( $\epsilon = 1$ ), per ridurre dell'85% le perdite di calore. Supponendo che la temperatura del tubo rimanga costante

a 25 °C, si determini (a) lo spessore della guaina isolante che si deve usare. Si determini anche (b) la quantità di denaro che questo isolamento termico permette di risparmiare in questo intervallo di tempo di 10 h.

[Soluzioni: (a) 1.3 cm;  
(b) € 22.3]

**17.6** Si consideri una finestra il cui vetro, alto 1.2 m, largo 2 m e spesso 6 mm, ha una conduttività termica  $\lambda = 0.78 \text{ W/m} \cdot \text{°C}$  e un'emissività  $\varepsilon = 0.9$ . La stanza e le pareti di fronte alla finestra sono mantenute a 22 °C e la temperatura media misurata della superficie interna è pari a 4 °C. Se la temperatura dell'ambiente esterno è pari a -6 °C, si determinino (a) il coefficiente di scambio termico convettivo sulla superficie interna della finestra, (b) la potenza termica totale scambiata attraverso la finestra e (c) il coefficiente di scambio termico convettivo e radiativo combinato sulla superficie esterna della finestra. È ragionevole trascurare la resistenza termica del vetro in questo caso?

[Soluzioni: (a)  $3.2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$ ;  
(b) 344.7 W;  
(c)  $16.1 \text{ W/m} \cdot \text{°C}$ ]

**17.7** Un filo conduttore elettrico di 3 mm di diametro, lungo 12 m, è avvolto in modo serrato ed è rivestito da una guaina di plastica spessa 1.5 mm la cui conduttività termica ed emissività sono  $\lambda = 0.15 \text{ W/m} \cdot \text{°C}$  e  $\varepsilon = 0.9$ , rispettivamente. Misurazioni elettriche indicano che il filo è percorso da una corrente elettrica di 10 A di intensità e tra i capi del filo si ha una caduta di tensione di 8 V. Se il filo isolato è esposto ad aria atmosferica calma alla temperatura  $T_\infty = 30 \text{ °C}$ , si determini la temperatura all'interfaccia tra il filo e la guaina di plastica nel funzionamento in regime stazionario. Si supponga che le superfici circostanti siano all'incirca alla stessa temperatura dell'aria.

[Soluzione: 55.9 °C]

**17.8** Si deve raffreddare per convezione naturale e irraggiamento una scheda di circuito stampato di 30 cm × 30 cm che contiene su una faccia 121 microprocessori (chip logici) quadrati, montandola su una superficie verticale in una stanza a una temperatura di 25 °C. Ogni chip dissipa una potenza di 0.05 W e l'emissività delle superfici dei chip è pari a 0.7. Supponendo che la potenza termica scambiata dalla faccia posteriore della scheda sia trascurabile e che la temperatura delle superfici circostanti sia uguale alla temperatura dell'aria nella stanza, si determini la temperatura superficiale dei chip.

[Soluzione: 33 °C]

**17.9** Una lampada elettrica a incandescenza è un dispositivo poco costoso ma altamente inefficiente per convertire energia elettrica in energia luminosa. La lampada converte in energia luminosa circa il 10% dell'energia elettrica che assorbe e converte in calore il restante 90%. L'ampolla di vetro della lampada si riscalda molto rapidamente per effetto dell'assorbimento di tutta questa quantità di calore e lo dissipa nell'ambiente per convezione e irraggiamento.

Si consideri una lampada elettrica di 8 cm di diametro, di 60 W, posta in una stanza a una temperatura di 25 °C. L'emissività del vetro è pari a 0.9. Supponendo che il 10% dell'energia attraverso l'ampolla di vetro sotto forma di energia luminosa con assorbimento trascurabile e che il resto dell'energia venga assorbito e dissipato dall'ampolla stessa per convezione naturale e irraggiamento, si determini la temperatura superficiale dell'ampolla di vetro. Si supponga che le superfici interne della stanza siano a temperatura ambiente.

[Soluzione: 175 °C]

**17.10** Una finestra verticale a doppio vetro, alta 1.2 m e larga 2 m, è costituita da due lastre di vetro separate da un'intercapedine d'aria a pressione atmosferica, spessa 2.5 cm. Se le temperature delle superfici di vetro che racchiudono lo strato d'aria sono 18 °C e 5 °C, si determini la potenza termica scambiata attraverso la finestra (a) per convezione naturale e (b) per irraggiamento. Si determini anche (c) la conduttività termica effettiva dell'intercapedine d'aria di questa finestra a doppio vetro, che tiene conto anche dell'effetto di irraggiamento. L'emissività effettiva da usare nei calcoli dell'irraggiamento tra due grandi lastre di vetro parallele può essere assunta pari a 0.82.

[Soluzioni: (a) 49.6 W;  
(b) 134 W;  
(c)  $0.147 \text{ W/m} \cdot \text{°C}$ ]

**17.11** Una superficie verticale calda, larga 15.2 cm e alta 20 cm, immersa in aria a una temperatura di 25 °C, deve essere raffreddata da un dissipatore di calore con alette equidistanti di profilo rettangolare. Le alette sono spesse 0.2 cm, sono lunghe 20 cm nella direzione verticale e hanno un'altezza di 3 cm misurata a partire dalla base. Si determinino (a) la distanza ottimale tra le alette e (b) la potenza termica ceduta per convezione naturale dal dissipatore di calore se la temperatura della base è 80 °C.

[Soluzioni: (a) 7.4 mm;  
(b) 64.8 W]

**17.12** Una superficie verticale calda, larga 12.1 cm e alta 18 cm, immersa in aria a una temperatura di 25 °C,

deve essere raffreddata da un dissipatore di calore con 25 alette equidistanti di profilo rettangolare. Le alette sono spesse 0.1 cm e lunghe 18 cm nella direzione verticale. Si determinino (a) l'altezza ottimale delle alette e (b) la potenza termica ceduta per convezione naturale dal dissipatore di calore se la temperatura della base è 70 °C.

[Soluzioni: (a) 7.5 mm;  
(b) 4.54 W]

**17.13** Si consideri una lastra verticale lunga 5 m, a una temperatura di 85 °C in aria a 30 °C. Si determini la velocità del moto forzato al di sopra della quale lo scambio termico per convezione naturale da questa piastra è trascurabile.

[Soluzione: 9.0 m/s]

**17.14** Una scheda di circuito stampato, alta 12 cm e larga 20 cm, contiene sulla sua superficie 100 microprocessori (chip logici) strettamente addossati, ciascuno dei quali dissipa una potenza di 0.05 W. La scheda è raffreddata da un ventilatore che soffia aria sulla sua superficie calda a una temperatura di 35 °C e a una velocità di 0.5 m/s. Lo scambio termico dalla superficie posteriore della scheda è trascurabile. Si determini la temperatura media sulla superficie della scheda supponendo che l'aria fluisca verticalmente verso l'alto lungo il lato di 12 cm (a) trascurando la convezione naturale e (b) considerando il contributo della convezione naturale. Si trascuri ogni scambio termico per irraggiamento.

[Soluzioni: (a) 61.4 °C;  
(b) 58.8 °C]

**17.15** Una borsa termica che misura esternamente 30 cm × 40 cm × 40 cm è fatta di polistirolo espanso ( $\lambda = 0.033 \text{ W/m} \cdot \text{°C}$ ) spesso 3 cm. Inizialmente, la borsa è piena di 40 kg di ghiaccio a 0 °C e la temperatura della sua superficie interna può essere assunta sempre uguale a 0 °C. Il calore di fusione dell'acqua a 0 °C è 333.7 kJ/kg e l'aria ambiente circostante è a una temperatura di 20 °C. Trascurando ogni scambio termico dalla base di 40 cm × 40 cm della borsa termica, si determini quanto tempo impiega il ghiaccio nella borsa per fondersi completamente se la borsa è esposta (a) ad aria calma e (b) a correnti d'aria a una velocità di 50 km/h. Si supponga che il coefficiente di scambio termico sulle superfici anteriore, posteriore e superiore sia uguale a quello delle superfici laterali.

[Soluzioni: (a) 14.8 d;  
(b) 11.4 d]

**17.16** Un recipiente sferico di 6 m di diametro interno, fatto di acciaio inossidabile ( $\lambda = 15 \text{ W/m} \cdot \text{°C}$ ) spesso 1.5 cm, è usato per contenere acqua ghiacciata a

0 °C. Le pareti della stanza sono a una temperatura di 20 °C. La superficie esterna del recipiente è nera (emissività  $\varepsilon = 1$ ) e lo scambio termico tra la superficie esterna del recipiente e l'ambiente avviene per convezione naturale e irraggiamento. Supponendo che l'intero recipiente sia alla temperatura di 0 °C e quindi la sua resistenza termica sia trascurabile, si determinino (a) la potenza termica somministrata all'acqua ghiacciata nel recipiente e (b) la quantità di ghiaccio a 0 °C che fonde in un intervallo di tempo di 24 h. Il calore di fusione dell'acqua a pressione atmosferica è  $h_{fg} = 333.7 \text{ kJ/kg}$ .

[Soluzioni: (a) 15 044 W;  
(b) 3895 kg]

**17.17** Un collettore solare è costituito da un tubo orizzontale di rame di 5 cm di diametro esterno, racchiuso in un tubo di vetro sottile concentrico di 9 cm di diametro. L'acqua viene riscaldata mentre fluisce nel tubo di rame e lo spazio anulare fra il tubo di rame e il tubo di vetro è pieno d'aria a una pressione di 1 atm. In una giornata serena la temperatura della superficie del tubo e quella dell'involucro di vetro sono 60 °C e 32 °C, rispettivamente. Si determini la potenza termica ceduta dal collettore per convezione naturale, riferita a 1 m di lunghezza del tubo.

[Soluzione: 19.6 W]

**17.18** I componenti di un sistema elettronico che dissipa una potenza di 180 W sono situati in un condotto orizzontale lungo 1.4 m, la cui sezione trasversale misura 20 cm × 20 cm. I componenti situati nel condotto sono raffreddati da aria forzata che entra nel condotto a una temperatura di 30 °C e a una portata volumetrica di 0.6 m<sup>3</sup>/min e ne esce a una temperatura di 40 °C. Le superfici del condotto di lamiera metallica non sono dipinte e quindi lo scambio termico per irraggiamento dalle superfici esterne è trascurabile. Se la temperatura dell'aria ambiente è pari a 25 °C, si determinino (a) la potenza termica ceduta dalle superfici esterne del condotto all'aria ambiente per convezione naturale e (b) la temperatura media del condotto.

[Soluzioni: (a) 64.3 W;  
(b) 39 °C]

**17.19** Si deve raffreddare un gruppo di 25 transistori di potenza, ciascuno dei quali dissipa una potenza di 1.5 W, fissandoli su una piastra quadrata di alluminio anodizzato di colore nero e montando la piastra sulla parete di una stanza alla temperatura di 30 °C. L'emissività del transistor e delle superfici della piastra è pari a 0.9. Supponendo che lo scambio termico dalla superficie nera della piastra sia trascurabile e che la temperatura delle superfici circostanti sia uguale alla temperatura dell'aria nella stanza, si determini la dimensione

del lato della piastra se la sua temperatura superficiale media non deve superare 50 °C.

[Soluzione: 77.5 cm]

**17.20** Una corrente d'acqua calda fluisce a una velocità media di 0.8 m/s in un tubo di ghisa ( $\lambda = 52 \text{ W/m} \cdot \text{°C}$ ) i cui diametri interno ed esterno sono 2.5 cm e 3.0 cm, rispettivamente. Il tubo attraversa un tratto lungo 15 m di uno scantinato la cui temperatura è 10 °C. L'emissività della superficie esterna del tubo è pari a 0.5 e le pareti dello scantinato sono anch'esse a una temperatura di circa 10 °C. Se la temperatura dell'acqua all'entrata è pari a 70 °C e il coefficiente di scambio termico convettivo sulla superficie interna del tubo è 150  $\text{W/m}^2 \cdot \text{°C}$ , si determini la diminuzione di temperatura dell'acqua mentre attraversa lo scantinato.

[Soluzione: 0.52 °C]

### Esercizi per i corsi di architettura

**17.1A** Un calorifero deve riscaldare una stanza nella quale si vogliono mantenere 20 °C. La stanza disperde mediamente 1000 W. La temperatura delle pareti della camera può essere assunta pari a 20 °C. Si determini la superficie del calorifero per poter sopperire ai disperdimenti della stanza sapendo che la temperatura massima raggiungibile è di 57 °C. Si consideri per la convezione naturale la seguente relazione:

$$\text{Nu}_{(L)} = 0,68 (\text{Gr}_L \text{Pr})^{1/4} \quad \text{per } 10 < \text{GrPr} < 10^9$$

$$\text{Nu}_{(L)} = 0,68 (\text{Gr}_L \text{Pr})^{1/3} \quad \text{GrPr} > 10^9$$

dove  $L = 2 \text{ m}$

e un coefficiente d'irraggiamento pari a  $4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ .

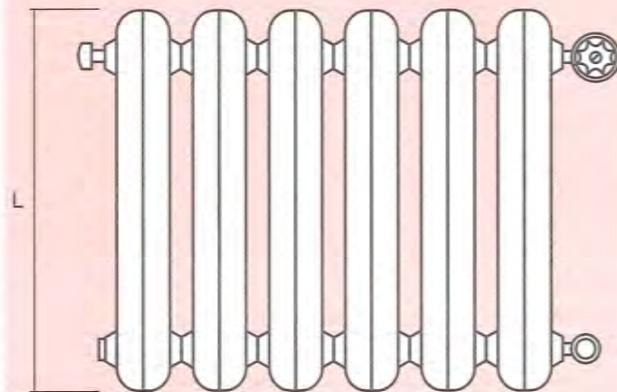


FIGURA 17.E1  
Problema 17.1A.

Proprietà dell'aria:  
 $\nu = 153.5 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$   
 $\lambda = 25.69 \cdot 10^{-3} \text{ W/m} \cdot \text{K}$   
 $\rho = 1.18 \text{ kg/m}^3$   
 $c_p = 1.007 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$   
 $\beta = 3.42 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$

[Soluzione: 0.87 m<sup>2</sup>]

**17.2A** In una stanza con pavimento quadrato ( $3 \times 3 \text{ m}$ ) è stato installato un sistema radiante. Grazie a tale sistema la superficie del pavimento raggiunge i 30 °C. Si calcoli il flusso che viene scambiato per convezione naturale con l'ambiente interno, supponendo che la temperatura dell'aria sia di 20 °C. Si consideri la seguente relazione:

$$\text{Nu}_{(L)} = 0.14 (\text{Gr}_L \text{Pr})^{1/3} \quad \text{per } 2 \cdot 10^7 < \text{GrPr} < 3 \cdot 10^{10}$$

$$\text{Nu}_{(L)} = 0.54 (\text{Gr}_L \text{Pr})^{1/4} \quad \text{per } 10^5 < \text{GrPr} < 2 \cdot 10^7$$

dove  $L = 3 \text{ m}$ .

Proprietà dell'aria:  
 $\nu = 153.5 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$   
 $\lambda = 25.69 \cdot 10^{-3} \text{ W/m} \cdot \text{K}$   
 $\rho = 1.18 \text{ kg/m}^3$   
 $c_p = 1.007 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$   
 $\beta = 3,42 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$

[Soluzione: 324.7 W]

**17.3A** Una parete di una casa, alta 3 metri, è costituita da uno strato esterno in mattoni forati da 12 cm e da uno strato interno di 24 cm di mattoni semipieni intervallati da un'intercapedine d'aria di 2 cm. Se la temperatura raggiunta all'interfaccia tra mattoni semipieni ed intercapedine è di 10 °C e quella relativa all'interfaccia tra i forati ed intercapedine è di 0 °C si determini il coefficiente di convezione sapendo la relazione:

- $\text{Nu}_L = 0.18 \text{ Gr}_L^{1/4} \cdot (L/s)^{-1/9}$   
per  $20\,000 < \text{Gr}_L < 200\,000$
- $\text{Nu}_L = 0.065 \text{ Gr}_L^{1/2} \cdot (L/s)^{-1/9}$   
per  $200\,000 < \text{Gr}_L < 11 \cdot 10^6$

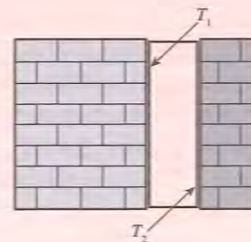


FIGURA 17.E2  
Parete dell'Esercizio 17.3A.

dove:

$s =$  spessore dell'intercapedine (0.02 m);  
 $\text{Gr}_L = [\rho g \beta (T_1 - T_2) s^3] / \nu^2$ ;  
 $T_1 =$  temperatura sulla superficie 1;  
 $T_2 =$  temperatura sulla superficie 2;  
 $L =$  altezza dell'intercapedine (3 m).

Si utilizzino i dati della **Tabella 17.E1** relativi all'aria e, se necessario, si interpoli linearmente.

[Soluzione: 0.88  $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$ ]

TABELLA 17.E1 Proprietà dell'aria

°C	$\rho$	$\beta$	$\nu$	$\lambda$
0	1.275	3.674	0.00001724	0.002418
10	1.23	3.543	0.00001774	0.00249

**7.4A** In un locale è posta una stufa (assimilabile a un cilindro di altezza  $L$  di 1 m e superficie esterna di  $6 \text{ m}^2$ ) avente temperatura superficiale di 180 °C. Si determini la potenza termica scambiata per convezione naturale dalla stufa con l'aria del locale a una temperatura  $T_a = 20 \text{ °C}$ .

[Soluzione: 4.14 kW]

**17.5A** Una piscina viene mantenuta alla temperatura di 35 °C da un tubo in rame avente diametro esterno di 6 cm e lunghezza 2 m, percorso da vapore saturo secco a 1 atm. Si determini il flusso termico scambiato tra tubo e acqua della piscina, trascurando lo scambio termico per conduzione nello spessore del tubo e quello per convezione tra tubo e vapore.

[Soluzione: 378.15 W]

## Capitolo 18

### La trasmissione di calore per irraggiamento

#### Riepilogo

La radiazione si propaga nel vuoto o in un mezzo di trasmissione trasparente sotto forma di onde elettromagnetiche, la cui frequenza  $\nu$  e lunghezza d'onda  $\lambda$  sono legate dalla relazione  $\lambda = c/\nu$ , dove  $c$  è la velocità della luce nel mezzo. Tutta la materia la cui temperatura sia superiore allo zero assoluto emette in continuo radiazione termica in conseguenza dei moti di vibrazione e rotazione di molecole, atomi ed elettroni. La temperatura è una misura macroscopica dell'intensità di questi moti a livello microscopico.

Un corpo nero è definito come un perfetto emettitore e assorbitore di radiazione, per cui a una assegnata temperatura e lunghezza d'onda nessuna superficie può emettere più energia di un corpo nero. Un corpo nero assorbe tutta la radiazione incidente, indipendentemente dalla lunghezza d'onda o direzione, ed emette una potenza termica radiante per unità di area detta potere emissivo di corpo nero data dalla legge di Stefan-Boltzmann:

$$E_n(T) = \sigma T^4$$

dove  $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$  è la costante di Stefan-Boltzmann,  $E_n$  è il potere emissivo del corpo nero e  $T$  è la temperatura assoluta della superficie in K. Fissata la temperatura, il potere emissivo monocromatico del corpo nero  $E_{n\lambda}$  all'aumentare della lunghezza d'onda

prima aumenta, poi raggiunge un massimo e infine decresce. Inoltre, fissata la temperatura, la lunghezza d'onda alla quale si verifica il massimo è data dalla legge dello spostamento di Wien:

$$(\lambda T)_{\text{max potenza}} = 2897.8 \mu\text{m} \cdot \text{K}$$

La funzione di radiazione di corpo nero  $f_\lambda$  è la frazione di radiazione emessa da un corpo nero a temperatura  $T$  nella banda di lunghezze d'onda tra 0 e  $\lambda$ . La frazione di energia radiante emessa da un corpo nero alla temperatura  $T$  in una banda finita di lunghezze d'onda tra  $\lambda_1$  e  $\lambda_2$  è data dalla relazione:

$$f_{\lambda_1-\lambda_2}(T) = F_{\lambda_2}(T) - F_{\lambda_1}(T)$$

dove sono le funzioni di radiazione di corpo nero corrispondenti a  $\lambda_1 T$  e  $\lambda_2 T$  rispettivamente.

L'emissività di una superficie è definita come il rapporto tra la radiazione emessa dalla superficie e la radiazione emessa da un corpo nero alla stessa temperatura. Le diverse emissività sono definite come:

Emissività emisferica monocromatica:

$$\varepsilon_\lambda(\lambda, T) = \frac{E_\lambda(\lambda, T)}{E_{n\lambda}(\lambda, T)}$$

Emissività emisferica totale:

$$\varepsilon(T) = \frac{E(T)}{E_n(T)} = \frac{\int_0^\lambda \varepsilon_\lambda(\lambda, T) E_{n\lambda}(\lambda, T) d\lambda}{\sigma T^4}$$

L'emissività può anche essere espressa tramite una funzione a gradino, dividendo lo spettro in un numero sufficiente di **bande di lunghezza d'onda** con emissività costante, come, per esempio:

$$\varepsilon(T) = \varepsilon_1 f_{0-\lambda_1}(T) + \varepsilon_2 f_{\lambda_1-\lambda_2}(T) + \varepsilon_3 f_{\lambda_2-\infty}(T)$$

L'**emissività totale emisferica**  $\varepsilon$  di una superficie è l'emissività media su tutte le direzioni e le lunghezze d'onda.

Quando la radiazione incide su di una superficie parte di essa è assorbita, parte è riflessa e la restante parte, se c'è, viene trasmessa. La frazione di radiazione assorbita dalla superficie è detta **coefficiente di assorbimento**, la frazione riflessa è detta **coefficiente di riflessione** e la frazione trasmessa è detta **coefficiente di trasmissione**. I diversi coefficienti di assorbimento, riflessione e trasmissione per un mezzo sono espressi da:

$$\alpha_\lambda(\lambda) = \frac{G_{\lambda, \text{ass}}(\lambda)}{G_\lambda(\lambda)}, \quad \rho_\lambda(\lambda) = \frac{G_{\lambda, \text{rif}}(\lambda)}{G_\lambda(\lambda)}$$

$$\text{e } \tau_\lambda(\lambda) = \frac{G_{\lambda, \text{tr}}(\lambda)}{G_\lambda(\lambda)}$$

$$\alpha = \frac{G_{\text{ass}}}{G}, \quad \rho = \frac{G_{\text{rif}}}{G} \quad \text{e} \quad \tau = \frac{G_{\text{tr}}}{G}$$

Considerare le proprietà dipendenti dalla direzione e dalla lunghezza d'onda rende i calcoli molto complicati e perciò, nella pratica, si ricorre spesso all'approssimazione di corpo **grigio** e **diffuso**. Una superficie è detta **diffusa** se le sue proprietà sono indipendenti dalla direzione e **grigia** se le proprietà sono indipendenti dalla lunghezza d'onda.

La somma delle tre frazioni di radiazione assorbita, riflessa e trasmessa è uguale a 1:

$$\alpha + \rho + \tau = 1$$

Per superfici opache:  $\tau = 0$  e si ha quindi:

$$\alpha + \rho = 1$$

Solitamente, per semplicità, si assume che le superfici riflettano la radiazione in modo perfettamente **speculare** o **diffuso**. Nella **riflessione speculare** (o a **specchio**) l'angolo di riflessione uguaglia l'angolo di inci-

denza del fascio di radiazione. Nella **riflessione diffusa**, la radiazione viene riflessa uniformemente in tutte le direzioni. La riflessione su superfici lisce e pulite approssima la riflessione speculare, mentre quella su superfici rugose approssima la riflessione diffusa.

La **legge di Kirchhoff** è espressa da:

$$\varepsilon_{\lambda, \theta}(T) = \alpha_{\lambda, \theta}(T), \quad \varepsilon_\lambda(T) = \alpha_\lambda(T)$$

$$\text{e } \varepsilon_\lambda(T) = \alpha_\lambda(T)$$

La potenza termica trasmessa tra due superfici dipende dal loro orientamento reciproco. Nell'analisi della radiazione si tiene conto di questo effetto attraverso un parametro geometrico: il **fattore di vista**. Il **fattore di vista** tra una superficie  $i$  e una superficie  $j$  si indica con  $F_{i \rightarrow j}$  ed è definito come la frazione della radiazione emessa dalla superficie  $i$  che incide direttamente sulla superficie  $j$ . Il fattore di vista  $F_{i \rightarrow i}$  rappresenta la frazione della radiazione emessa dalla superficie  $i$  che incide direttamente sulla stessa superficie:  $F_{i \rightarrow i} = 0$  per **piani** o **superfici convesse** e  $F_{i \rightarrow i} \neq 0$  per superfici concave. La **regola di reciprocità** per i fattori di vista stabilisce che:

$$A_i F_{i \rightarrow j} = A_j F_{j \rightarrow i}$$

La regola della somma stabilisce che la somma dei fattori di vista dalla superficie  $i$  di una cavità verso tutte le superfici della cavità, essa stessa inclusa, è uguale a uno. Essa è nota come **regola della somma per cavità**. La **regola della sovrapposizione** stabilisce che il fattore di vista da una superficie  $i$  a una superficie  $j$  è uguale alla somma dei fattori di vista dalla superficie  $i$  alle parti componenti la superficie  $j$ . La **regola della simmetria** stabilisce che, se le superfici  $j$  e  $k$  sono simmetriche rispetto alla superficie  $i$ ,  $F_{i \rightarrow j} = F_{i \rightarrow k}$ .

La potenza netta trasmessa per irraggiamento tra due superfici nere è data dalla relazione:

$$\dot{Q}_{1 \rightarrow 2} = A_1 F_{1 \rightarrow 2} \sigma (T_1^4 - T_2^4)$$

La potenza termica netta trasmessa per irraggiamento da una generica superficie  $i$  di una cavità nera si calcola sommando la potenza netta trasmessa per irraggiamento dalla superficie  $i$  verso ciascuna delle altre superfici della cavità:

$$\dot{Q}_i = \sum_{j=1}^N \dot{Q}_{i \rightarrow j} = \sum_{j=1}^N A_i F_{i \rightarrow j} \sigma (T_i^4 - T_j^4)$$

La radiazione totale che abbandona una superficie per unità di tempo e per unità di superficie è detta **radiosità**

ed è indicata con  $J$ . La potenza termica netta scambiata per irraggiamento da una superficie  $i$  di area  $A_i$  è espressa dalla relazione:

$$\dot{Q}_i = \frac{E_{mi} - J_i}{R_i} \quad \text{dove } R_i = \frac{1 - \varepsilon_i}{A_i \varepsilon_i}$$

è la resistenza superficiale all'irraggiamento.

La potenza **netta** per irraggiamento che si trasmette dalla superficie  $i$  alla superficie  $j$  è data da:

$$\dot{Q}_{i \rightarrow j} = \frac{J_i - J_j}{R_{i \rightarrow j}} \quad \text{dove } R_{i \rightarrow j} = \frac{1}{A_i F_{i \rightarrow j}}$$

è la resistenza superficiale alla radiazione.

Il metodo reticolare si applica a problemi di irraggiamento in cavità disegnando una resistenza superficiale per ciascuna delle superfici della cavità e connettendo poi tali resistenze con resistenze spaziali. Il problema di scambio termico per irraggiamento viene così ricondotto a una rete elettrica equivalente nella quale la corrente circolante sostituisce la potenza termica scambiata per irraggiamento e la differenza di potenziale sostituisce la radiosità. Il metodo matriciale si basa sulle seguenti due equazioni:

Superfici con potenza termica netta  $\dot{Q}$  nota:

$$\dot{Q}_i = A_i \sum_{j=1}^N F_{i \rightarrow j} (J_i - J_j)$$

Superfici con temperatura superficiale  $T_i$  nota:

$$\dot{Q}_i = \sigma T_i^4 = J_i + \frac{1 - \varepsilon_i}{\varepsilon_i} \sum_{j=1}^N F_{i \rightarrow j} (J_i - J_j)$$

L'insieme del primo gruppo di equazioni (per superfici con potenza termica nota) e il secondo gruppo (per superfici con temperatura nota) costituisce un sistema di  $N$  equazioni algebriche lineari per la determinazione delle  $N$  radiosità incognite, per una cavità costituita da  $N$  superfici. Una volta calcolate le radiosità  $J_1, J_2, \dots, J_N$  le temperature e le potenze termiche superficiali incognite si possono calcolare con le equazioni precedenti.

La potenza termica netta trasmessa per irraggiamento tra due superfici opache, grigie, e diffondenti formanti una cavità è:

$$\dot{Q}_{12} = \frac{\sigma (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1 - \varepsilon_1}{A_1 \varepsilon_1} + \frac{1}{A_1 F_{12}} + \frac{1 - \varepsilon_2}{A_2 \varepsilon_2}}$$

## Problemi

**18.1** Una stazione radio emette radioonde a una lunghezza d'onda di 300 m. Si determini la frequenza di queste onde.

[Soluzione:  $1.0 \times 10^6$  Hz]

**18.2** Il Sole può essere assimilato a un corpo nero a una temperatura superficiale effettiva di 5762 K. Si determini la frazione dell'energia della radiazione solare che è compresa (a) nel campo ultravioletto ( $\lambda = 0.01 \div 0.40 \mu\text{m}$ ) e (b) nel campo visibile ( $\lambda = 0.40 \div 0.76 \mu\text{m}$ ). Si determini anche (c) la lunghezza d'onda in corrispondenza della quale l'emissione di radiazione dal Sole è massima.

[Soluzioni: (a) 0.121;  
(b) 0.425;  
(c) 0.503  $\mu\text{m}$ ]

**18.3** Una finestra di vetro spesso 3 mm trasmette il 90% della radiazione nell'intervallo compreso fra  $\lambda = 0.3 \mu\text{m}$  e  $\lambda = 3.0 \mu\text{m}$  ed è praticamente opaca alle radiazioni delle altre lunghezze d'onda. Date due sorgenti di radiazione di corpo nero alle temperature di (a) 5800 K e (b) 1000 K, si determini la potenza scambiata

per irraggiamento attraverso una finestra di vetro di  $1 \text{ m} \times 2 \text{ m}$ .

[Soluzioni: (a) 98.150 kW;  
(b) 0.00265 kW]

**18.4** La funzione emissività spettrale di una superficie opaca alla temperatura di 1000 K è approssimata come

$$\varepsilon_\lambda = \begin{cases} \varepsilon_1 = 0.4, & 0 \leq \lambda < 2 \mu\text{m} \\ \varepsilon_2 = 0.7, & 2 \mu\text{m} \leq \lambda < 6 \mu\text{m} \\ \varepsilon_3 = 0.3, & 6 \mu\text{m} \leq \lambda < \infty \end{cases}$$

Si determinino (a) l'emissività media della superficie e (b) la potenza emessa per irraggiamento dalla superficie, espressa in watt al metro quadrato ( $\text{W}/\text{m}^2$ ).

[Soluzioni: (a) 0.575;  
(b) 32.6  $\text{kW}/\text{m}^2$ ]

**18.5** L'emissività di un filamento di tungsteno può essere approssimata in 0.5 per la radiazione di lunghezze

d'onda minori di  $1 \mu\text{m}$  e in 0.15 per la radiazione di lunghezze d'onda maggiori di  $1 \mu\text{m}$ . Si determini l'emissività media del filamento (a) alla temperatura di 1500 K e (b) alla temperatura di 300 K. Si determinino anche il coefficiente di assorbimento e il coefficiente di trasmissione del filamento a entrambe le temperature.

[Soluzioni: (a) 0.155;  
(b) 0.246]

**18.6** L'emissività di una superficie rivestita di ossido di alluminio può essere approssimata in 0.2 per la radiazione di lunghezze d'onda minori di  $5 \mu\text{m}$  e in 0.9 per la radiazione di lunghezze d'onda maggiore di  $5 \mu\text{m}$ . Si determini l'emissività media di questa superficie (a) alla temperatura di 5800 K e (b) alla temperatura di 300 K.

[Soluzioni: (a) 0.203;  
(b) 0.89]

**18.7** La radiazione solare incide sulla superficie esterna di un veicolo spaziale a un'irradiazione di  $1320 \text{ W/m}^2$ . La superficie ha un coefficiente di assorbimento  $\alpha_s = 0.10$  per la radiazione solare e un'emissività  $\varepsilon = 0.8$  a temperatura ambiente. La superficie esterna emette calore nello spazio per irraggiamento alla temperatura di 0 K. Se la potenza termica netta entrante nel veicolo è nulla, si determini la temperatura di equilibrio della superficie.

[Soluzione: 232.3 K]

**18.8** Si osserva che la temperatura dell'aria in una notte serena rimane costante all'incirca a  $4^\circ\text{C}$ . Si osserva tuttavia che in questa notte l'acqua è congelata. Assumendo pari a  $10 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$  il coefficiente di scambio termico convettivo, si determini il valore della temperatura effettiva del cielo in quella notte.

[Soluzione: 263 K]

**18.9** Si consideri un forno emisferico con una base circolare piana di diametro  $D$ . Si determini il fattore di vista tra la volta di questo forno e la sua base.

[Soluzione: 0.5]

**18.10** Si determinino i fattori di vista tra la base di un cubo e ciascuna delle altre cinque facce.

[Soluzione: 0.2]

**18.11** Si consideri un forno cubico di  $3 \text{ m} \times 3 \text{ m} \times 3 \text{ m}$  le cui superfici superiore e laterale approssimano strettamente superfici nere e la cui superficie di base ha un'emissività  $\varepsilon = 0.7$ . La superficie di base, la superficie superiore e la superficie laterale del forno sono mantenute a temperature uniformi di 400 K, 800 K e 1200 K, rispettivamente. Si determini la potenza termica netta scambiata

per irraggiamento (a) tra la superficie di base e la superficie laterale e (b) tra la superficie di base e la superficie superiore. Si determini anche (c) la potenza termica netta trasmessa per irraggiamento alla superficie di base.

[Soluzioni: (a) 626 W;  
(b) 13 W;  
(c) 613 W]

**18.12** Due piastre parallele molto grandi sono mantenute a temperature uniformi  $T_1 = 600 \text{ K}$  e  $T_2 = 400 \text{ K}$  e hanno emissività  $\varepsilon_1 = 0.5$  e  $\varepsilon_2 = 0.9$ , rispettivamente. Si determini la potenza termica netta scambiata per irraggiamento tra le due superfici, riferita all'unità di area delle piastre.

[Soluzione:  $2794.7 \text{ W/m}^2$ ]

**18.13** Si consideri un forno emisferico di diametro  $D = 5 \text{ m}$  con una base piana. La volta del forno è nera e la base ha un'emissività pari a 0.7. La base e la volta del forno sono mantenute a temperature uniformi di 400 K e 1000 K, rispettivamente. Si determini la potenza termica netta trasmessa per irraggiamento dalla volta alla base durante il funzionamento in regime stazionario.

[Soluzione: 759 kW]

**18.14** Un forno ha la forma di un lungo condotto semicilindrico di diametro  $D = 5 \text{ m}$ . La base e la volta del forno hanno emissività pari a 0.5 e 0.9 e sono mantenute a temperature uniformi di 400 K e 1000 K, rispettivamente. Si determini la potenza termica netta trasmessa per irraggiamento dalla volta alla base, riferita all'unità di lunghezza del forno, nel funzionamento in regime stazionario.

[Soluzione: 133.402 W]

**18.15** Due dischi paralleli di diametro  $D = 0.6 \text{ m}$  sono disposti direttamente l'uno sull'altro a una distanza reciproca  $L = 0.4 \text{ m}$ . Entrambi i dischi sono neri e sono mantenuti a una temperatura di 700 K. Le facce posteriori dei dischi sono isolate e l'ambiente in cui i dischi sono immersi può essere considerato un corpo nero alla temperatura  $T_\infty = 300 \text{ K}$ . Si determini la potenza termica netta ceduta per irraggiamento dai dischi all'ambiente.

[Soluzione: 5505 W]

**18.16** Una stanza alta 3 m, con una base di  $4 \text{ m} \times 4 \text{ m}$ , deve essere riscaldata da riscaldatori a resistenza elettrica montati nel soffitto, che è mantenuto a una temperatura uniforme costante di  $32^\circ\text{C}$ . Il pavimento della stanza è alla temperatura di  $18^\circ\text{C}$  e ha un'emissività pari a 0.8. Le superfici laterali sono ben isolate. Assimilando

il soffitto a un corpo nero, si determini la potenza termica ceduta dalla stanza attraverso il pavimento.

[Soluzione: 737 W]

**18.17** Si consideri una persona la cui superficie esposta ha un'area di  $1.7 \text{ m}^2$ , un'emissività pari a 0.7 e una temperatura di  $32^\circ\text{C}$ . Si determini la potenza termica ceduta per irraggiamento da questa persona in una grande stanza le cui pareti sono a una temperatura (a) di 300 K e (b) di 280 K.

[Soluzioni: (a) 37.4 W;  
(b) 169.2 W]

**18.18** Uno schermo di radiazione che ha la stessa emissività  $\varepsilon_3$  su entrambe le facce è interposto fra due grandi piastre parallele, che sono mantenute a temperature uniformi  $T_1 = 650 \text{ K}$  e  $T_2 = 400 \text{ K}$  e hanno emissività  $\varepsilon_1 = 0.6$  e  $\varepsilon_2 = 0.9$ , rispettivamente. Si determini l'emissività dello schermo di radiazione se lo scambio termico per irraggiamento tra le piastre deve essere ridotto al 15% di quello in assenza di schermo di radiazione.

[Soluzione:  $\varepsilon_3 = 0.18$ ]

**18.19** Una termocoppia utilizzata per misurare la temperatura dell'aria calda che fluisce in un condotto le cui pareti sono mantenute alla temperatura  $T_s = 500 \text{ K}$  presenta un'indicazione  $T_{\text{ter}} = 500 \text{ K}$ . Supponendo che emissività della giunzione della termocoppia sia  $\varepsilon = 0.6$  e che il coefficiente di scambio termico convettivo sia  $h = 60 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ , si determini la temperatura effettiva dell'aria.

[Soluzione: 1111 K]

**18.20** Due sfere concentriche di diametri  $D_1 = 15 \text{ cm}$  e  $D_2 = 25 \text{ cm}$  sono separate da aria a una pressione di 1 atm. Le temperature superficiali delle due sfere che racchiudono l'aria sono  $T_1 = 350 \text{ K}$  e  $T_2 = 275 \text{ K}$ , rispettivamente e le loro emissività sono pari a 0.5. Si determini la potenza termica trasmessa dalla sfera interna alla sfera esterna (a) per convezione naturale e (b) per irraggiamento.

[Soluzioni: (a) 23 W;  
(b) 32.3 W]

### Esercizi per i corsi di architettura

**18.1A** In un locale, il quale ha come dimensioni  $2.7 \text{ m} \times 3 \text{ m} \times 4 \text{ m}$ , è posta una stufa di forma cilindrica lunga 1 m avente superficie esterna di  $5 \text{ m}^2$  e una temperatura superficiale di  $200^\circ\text{C}$ . Si determini la potenza

termica scambiata per irraggiamento dalla stufa con le pareti del locale che si trovano alla temperatura  $T_p = 20^\circ\text{C}$ . Si ipotizzi che la stufa sia assimilabile a un corpo grigio avente coefficiente di assorbimento 0.9.

[Soluzione: 10.9 kW]

**18.2A** Si determini la potenza termica scambiata per irraggiamento all'interno di una stanza avente dimensioni in pianta  $5 \text{ m} \times 4 \text{ m}$  e altezza 3 m, tra il pavimento, avente remissività 0.9 e mantenuto a  $25^\circ\text{C}$  dai pannelli radianti in esso contenuti, e il soffitto avente temperatura superficiale di  $15^\circ\text{C}$ .

[Soluzione: 1027 W]

**18.3A** Un pannello fotovoltaico è composto da due vetri dello spessore di 5 mm tra cui è posto uno strato di silicio di 3 mm di spessore. Si calcoli la temperatura delle superfici che delimitano il pannello durante il funzionamento sapendo che il flusso radiante del sole è di  $700 \text{ W/m}^2$ , in direzione perpendicolare al pannello, il coefficiente di assorbimento delle celle vale 0.7, l'emissività del vetro è 0.96, l'energia elettrica prodotta è  $48.5 \text{ W/m}^2$ , il rendimento di conversione in energia elettrica è 0.14, la temperatura media del cielo 280 K e quella dell'aria  $27^\circ\text{C}$ . Si assumano il coefficiente convettivo pari a  $11 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ , la conduttività termica del vetro è  $\text{W/m} \cdot \text{K}$  e quella del silicio è  $1.4 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ .

[Soluzione:  $20^\circ\text{C}$ ,  $14.9^\circ\text{C}$ ]

**18.4A** Un pannello solare, largo 2.5 m e alto 1.6 m è inclinato di un angolo di  $30^\circ$  rispetto all'orizzontale e la parte posteriore della piastra assorbente è termicamente isolata. La cavità tra la copertura di vetro e la piastra assorbente è di 4 cm ed è riempita di aria alla pressione atmosferica. La piastra assorbente e la copertura di vetro sono mantenute alla temperatura di  $70^\circ\text{C}$  e  $30^\circ\text{C}$  rispettivamente. Sapendo che l'emissività della superficie di vetro è 0.9 e quella della piastra assorbente è 0.85, si determini la potenza termica dispersa dalla piastra (a) per convezione naturale e (b) per irraggiamento.

[Soluzioni: (a) 715 W;  
(b) 1300 W]

**18.5A** Si calcoli la temperatura di equilibrio della superficie di un tetto orizzontale esposto a un flusso solare perpendicolare alla superficie pari a  $600 \text{ W/m}^2$ , avente emissività pari a 0.8. La temperatura dell'aria esterna è pari a  $2^\circ\text{C}$  e quella della volta celeste è di 270 K, mentre il coefficiente di scambio convettivo esterno vale  $7.6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ .

[Soluzione:  $50^\circ\text{C}$ ]