



Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO: 1778A -

ANNO: 2015

A P P U N T I

STUDENTE: Baiocco Fabio

MATERIA: Termodinamica applicata e trasmissione del calore -
prof. Chiocchia, Iovino

Il presente lavoro nasce dall'impegno dell'autore ed è distribuito in accordo con il Centro Appunti.

Tutti i diritti sono riservati. È vietata qualsiasi riproduzione, copia totale o parziale, dei contenuti inseriti nel presente volume, ivi inclusa la memorizzazione, rielaborazione, diffusione o distribuzione dei contenuti stessi mediante qualunque supporto magnetico o cartaceo, piattaforma tecnologica o rete telematica, senza previa autorizzazione scritta dell'autore.

ATTENZIONE: QUESTI APPUNTI SONO FATTI DA STUDENTIE NON SONO STATI VISIONATI DAL DOCENTE.
IL NOME DEL PROFESSORE, SERVE SOLO PER IDENTIFICARE IL CORSO.

TERMODINAMICA

PROPRIETÀ DEI FLUIDI CAPITOLO 1

- si adatta a qualunque forma statica senza tensioni interne
- No resistenza alle deformazioni, si al movimento
- fluisce finché ci sono azioni dinamiche
- trasmettere calore
- compressibile
- sforzi viscosi all'interno
- trasmissione pressioni interne

$P =$ cammino libero molecolare medio

$$Kn = \frac{P}{L} \rightarrow \text{scala del fenomeno in esame}$$

- PARTICELLA FLUIDA: (volume elementare di fluido)
 - o abbastanza grande da definire quantità medie statistiche
 - o " piccolo da assumere tali proprietà costanti

PUNTO DI VISTA EULERIANO (da questo approccio posso ricavare l'altro)

$\chi(x, t)$ valore di grandezza χ assunto dalla particella all'istante t mentre passa in x .

(termometro fermo, acqua scorre) \rightarrow evoluzione T in pt. fisso del campo

PT di VISTA LAGRANGIANO

(termometro trasportato docorrente) evoluzione grandezza seguendo particella fluida nel suo moto

corrente in direzione x :

$$d\chi = \frac{\partial \chi}{\partial t} dt + \frac{\partial \chi}{\partial x} dx \quad \text{ma } dx = U dt \quad d\chi = \frac{\partial \chi}{\partial t} dt + \frac{\partial \chi}{\partial x} U dt \rightarrow \frac{D\chi}{Dt} = \frac{\partial \chi}{\partial t} + U \frac{\partial \chi}{\partial x}$$

DERIVATA LAGRANGIANA (anche χ in ambito Euleriano)

variazione d a pt fisso

termine convettivo

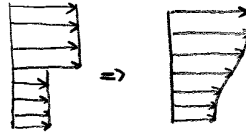
in 3D: $\frac{D\chi}{Dt} = \vec{U} \cdot \text{grad} \chi$

$\frac{\partial}{\partial t} = 0$ condizione di stazionarietà
 $L_0 d$ in quel punto sempre =

$\frac{\partial}{\partial x} = 0$ condizione di uniformità \rightarrow valori di d = in tutti i punti ma solo in quell'istante

$$\vec{a} = \frac{DU}{Dt} = \frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial x}$$

accelerazione particella fluida



TRASPORTO MOLECOLARE NEI FLUIDI REALI

velocità, temperatura e specie chimica diffondono annullando la discontinuità riportandola su spazio via via più vasto.

esperimento di Newton: $1 \text{ Pa} \cdot s = 10 \text{ P}$

$$F = \mu S \frac{U}{d} \quad [\mu] = \text{Pa} \cdot s = \frac{\text{dine} \cdot s}{\text{cm}^2} = \text{Poise} \quad \text{viscosità dinamica} \quad \mu_{H_2O} = \frac{1}{100} \text{ P} \quad \mu_{Aria} = 1,8 \cdot 10^{-2} \text{ cP}$$

\hookrightarrow propensione a sfumare differenze di velocità nel campo di moto

esperimento legge di Fourier:

$$\dot{Q} = -\lambda S \frac{\Delta T}{d} \quad [\lambda] = \frac{\text{Cal}}{\text{m} \cdot s \cdot K} = \frac{\text{J}}{\text{m} \cdot s \cdot K} = \frac{\text{W}}{\text{mK}} \quad \text{conduttività termica: fattore che tende a smussare differenze di } T \text{ nel fluido}$$

ei liquidi: viscosità diminuisce al crescere di T $\mu = A e^{-T/B}$

- legge di gradiente: tra 2 filetti fluidi a U/T / comp. ch. differenti si stabilisce flusso di q -dim./cabre/materia che tende ad eguagliare tali U/T / comp. ch.

legge di Newton:

$$\tau = \mu \frac{dU}{dz} \quad \text{SFORZO DI TAGLIO} \quad \nu = \frac{\mu}{\rho} \quad \text{VISCOSITÀ CINEMATICA} \quad [\nu] = \frac{\text{m}^2}{\text{s}} = \frac{\text{cm}^2}{\text{s}} = \text{Stokes}$$

$$\tau = \gamma \frac{d(\rho U)}{dz} \rightarrow q \text{ d.m. per unità di volume} \quad -\tau: \text{flusso (per unità di superficie e di tempo) nella direzione } z \text{ della } q \text{-dim per unità di volume } \rho U$$

ei gas: non uso ν perché con ρ ho ulteriore dipendenza da T oltre che da T $\nu_{H_2O} = \frac{1}{100} \text{ St}$ $\nu_{Aria} = 14,6 \text{ cSt}$

ν cresce al crescere di T - legge di Fourier:

$$u = S \frac{T^{3/2}}{T + \chi} \quad \text{formula di Sutherland}$$

$$\dot{q} = -\lambda \frac{dT}{dz} \quad \text{FLUSSO TERMICO}$$

$$k = \frac{\lambda}{C_p \rho} \quad \text{DIFFUSIVITÀ TERMICA} \quad \text{se } C_p \text{ e } \rho \text{ cost.}$$

$$\dot{q} = -k \frac{d(\rho C_p T)}{dz}$$

\hookrightarrow nei liquidi è unico: $C_p H_2O = 1 \frac{\text{Cal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$

C_p nei gas dipende da tipo di trasformazione

$$C_p \text{ Aria} = 0,24 \frac{\text{Cal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \approx 1 \frac{\text{KJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

\hookrightarrow energia termica contenuta nell'unità di volume a T

CAPITOLO 2

• STATI DI EQUILIBRIO e TRASFORMAZIONI TERMODINAMICHE

SISTEMA TERMODINAMICO: quantità omogenea di materia, finita o infinitesima

EQUILIBRIO " : ripartizione energia tra molecole è statica → individuato da parametri fisici: variabili di stato

TRASFORMAZIONE " : processo che conduce sistema da pt. di equilibrio ad un altro. → se evoluzioni fisiche lente

equazioni di stato: individuano una certa configurazione di equilibrio

el gas:

$$p = \rho R^* T$$

$$R^* = \frac{R \cdot 8314 \frac{J}{mol \cdot K}}{\mathcal{M} \frac{kg}{mol}}$$

$$v = \frac{1}{\rho}$$

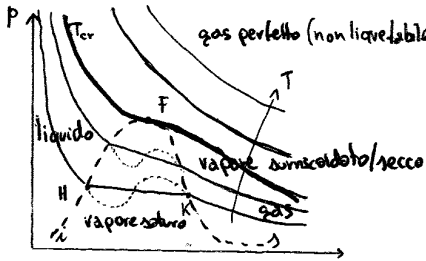
volume specifico

gas reali:

$$\left(p + \frac{a}{v^2}\right)(v-b) = R^* T$$

[b] = m³ COVOLUTIE → limita la comprimibilità

$\frac{a}{v^2}$ attrazioni intermolecolari



$$X = \frac{n_{vap}}{n_{vap} + n_{liq}}$$

TITOLO DI VAPORE da 0 a 1

leggi di trasformazione: relazioni tra i valori assunti dalle grandezze di stato prima e dopo un'evoluzione che ha trasferito il sistema da uno stato ad un altro.

ISOBARA: $p_1 T_1 = p_2 T_2$ | $\frac{dp}{p} = - \frac{dT}{T}$

N.B. ΔQ per passare da stato 1 a 2 dipende da trasformazione: no variabile di stato

ISOTERMA: $\frac{p_1}{p_2} = \frac{v_1}{v_2}$ | $\frac{dp}{p} = \frac{dv}{v}$

$$\frac{C_p}{C_v} = \gamma$$

$$C_p - C_v = R^*$$

P=3 γ=5/3 gas monoatomici

P=5 γ=7/5 " bi- "

P=6 γ=4/3 " tri/pluri "

ISOCORA: $\frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2}$ | $\frac{dp}{p} = \frac{dT}{T}$

dipendono da T, ma variaz.

significativa solo se lontano da Tambiente → considero cost. gas caloricamente perfetto

sistema ADIABATICO + trasformazioni reversibili: → ISENTROPICHE $ds = \frac{\delta Q_{rev}}{T} = 0$ s=cost.

POLITROPICA:

$$\frac{p}{\rho^n} = \text{cost.}$$

n = 0, 1, γ, ∞ isobara, isoterma, isentropica, isocora

→ tutte a calore specifico costante

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{v_1^\gamma}{v_2^\gamma} \quad \left| \frac{dp}{p} = \gamma \frac{dv}{v} \right.$$

$$\frac{T_1}{p_1} = \frac{T_2}{p_2} \quad \left| \frac{dp}{p} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{dT}{T} \right.$$

$$\frac{T_1}{p_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = \frac{T_2}{p_2^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad \left| \frac{dT}{T} = (\gamma-1) \frac{dp}{p} \right.$$

ENERGIA INTERNA e 1° PRINCIPIO della TERMODINAMICA

variazione Q o L su sistema non sempre effetti dinamici macro → aumento moti

$$\delta Q + \delta L = de$$

$$\delta L = -p dv$$

lavoro > 0 se dv < 0 (compressione)

di agitazione molecolare

- energia interna: $e = c_v T$ variabile di stato x gas perfetti

$$L^* = -L \text{ compiuto dal fluido} \quad \delta Q - \delta L^* = de$$

$$\text{e scelgo } \delta Q = \delta Q_{rev} = T ds \rightarrow T ds = de + p dv$$

anche x fluido in movimento

bilancio entropico → analizzo termini che producono aumento di s → trovo cause dissipazioni irreversibili

e s=cost. $de + p dv = c_v dT - \frac{p}{\rho} \frac{d\rho}{\rho} = 0$ perché $dv = d(1/\rho) = -d\rho/\rho^2$ ma $\frac{p}{\rho} = R^* T \rightarrow \frac{dT}{T} = (\gamma-1) \frac{d\rho}{\rho}$ perché $\frac{R^*}{C_v} = \gamma - 1$

e calore specifico costante → trovo politropica in cui $n = \frac{C_p - C_v}{C_p - C_v}$

$$R^* = C_p - C_v$$

2° PRINCIPIO della TERMODINAMICA e P' ENTROPIA

Carnot trasferisce concetto di reversibilità dall'idraulica all'ambito termico $W_{max} = g \dot{H} \Delta z$

4 condizioni di perfetta reversibilità: x tutte due le ruote

) portata tutta conferita a quota max / tutto il calore va trasferito a fl. termocconv. a T₂ (ISOTERMA)

) " " rilasciata a " min / " " rilascio del " a T₁ (ISOTERMA)

) passaggio H₂O cond. cassetto / cassetto-canale a quota cost. → per salti impercettibili di quota → anche tra sorgente e fl. termocconv

) assenza attriti / → adiabatiche devono essere anche isentropiche

⇒ CICLO IDRAULICO: reversibile → potenza utile = 0 ≠ CICLO TERMICO: calore non è fluido → fluido calorico + fl. termocconv
irr. → " " < 0

CICLI TERMODINAMICI A GAS

TURBINE A GAS: fluido termoconvettore non subisce passaggi di fase

dealmente compress + espansione => adiabatiche (isolato) isentropiche

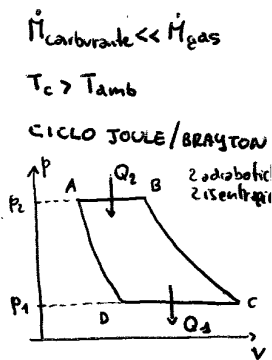
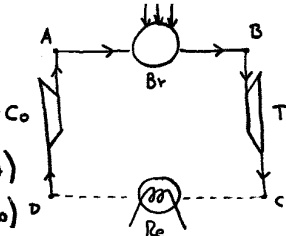
RAPPORTO DI COMPRESSIONE (barometrico) $\rho = \frac{p_2}{p_1}$
 $\eta = \frac{Q_2 - Q_4}{Q_2} \rightarrow$ scambiati a $p = \text{cost.}$ $Q_2 = C_p(T_B - T_A)$
 $Q_1 = C_p(T_C - T_D)$

RENDIMENTO IDEALE $\eta_i = 1 - \frac{T_C - T_D}{T_B - T_A}$
 ma DA e BC isentropiche $\rho = \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_D}{V_A}\right)^\gamma = \left(\frac{V_C}{V_B}\right)^\gamma \rightarrow V_A V_C = V_B V_D$

ma lungo isobore $\frac{V_A}{V_B} = \frac{T_A}{T_B}, \frac{V_D}{V_C} = \frac{T_D}{T_C} \rightarrow T_A T_C = T_B T_D$
 $\eta_i = 1 - \frac{T_D}{T_A} = 1 - \frac{T_C}{T_B}$ < di quello di Carnot xk non fra T_{\min} e $T_{\max} \rightarrow$ ma $\frac{T_D}{T_A} = \left(\frac{p_0}{p_A}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} = \frac{1}{\rho^{(\gamma-1)/\gamma}} \rightarrow \frac{T_C}{T_B} = \frac{1}{\rho^{(\gamma-1)/\gamma}}$

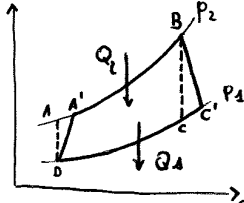
$\eta_i = 1 - \frac{1}{\rho^{(\gamma-1)/\gamma}}$
 $h_C - h_D = Q_1 = C_p(T_C - T_D)$
 $h_B - h_A = Q_2 = C_p(T_B - T_A)$
 $h_A - h_D = \bar{L}_c = h_D \left[\rho^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]$ compressione
 $h_B - h_C = \bar{L}_t = h_C \left[\rho^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]$ turbina

$\eta_i = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_2} = \frac{h_B - h_C - (h_A - h_D)}{h_B - h_A} = \frac{\bar{L}_t - \bar{L}_c}{Q_2}$



CICLO REALE

iscaldamento e raffreddamento ancora ISOBARE / compressione ed espansione solo + adiabatiche (isolamento) (velocità di flusso)



$\eta_c = \frac{h_A - h_D}{h_{A'} - h_D}$
 $\eta_t = \frac{h_B - h_C}{h_B - h_{C'}}$

$h_{A'} - h_D > h_A - h_D$
 $h_A - h_{C'} < h_A - h_C$

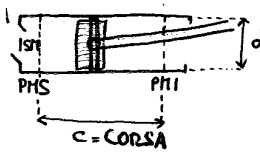
$\eta = 1 - \frac{Q_1}{Q_2} = 1 - \frac{h_{C'} - h_D}{h_B - h_{A'}}$

non tutto il Q della combustione è però passato al fluido

DESATURAZIONE bilancio: $\eta_b M_c H_i = (\eta + \eta_c)(h_B - h_{A'})$

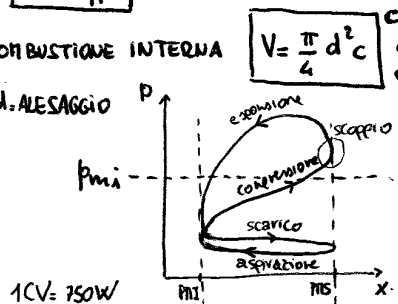
$\eta_Q = \eta_b \eta$

MOTORI ALTERNATIVI A COMBUSTIONE INTERNA



$\rho_{int} = \frac{2\pi \rho \omega}{t}$ lavoro per giro

$N_{int} = n \rho_{int}$ POTENZA INTERNA



CILINDRATA Vc $V = \frac{\pi d^2 c}{4}$
 CICLO OTTO: ad accensione comandata
 CICLO DIESEL: " " spontanea

$\oint p A dx = \oint p dV = \bar{L}^*$ per ciclo

$P_{mi} = \frac{\bar{L}^*}{V}$

motorini o navi
 2 tempi: scarico comprimendo
 ciclo V giro
 ma ricambio aria poco efficiente

PRESSIONE MEDIA INDICATA
 $P_{mi} = 9 \pm 10$ Otto
 $P_{mi} = 6$ Diesel

$P_{me} = P_{mi} \cdot \eta_m$ PRESSIONE MEDIA EFFETTIVA

CONSID. TERMODINAMICHE

$\bar{L}^* = \eta Q_2 = \eta M_c H_i$

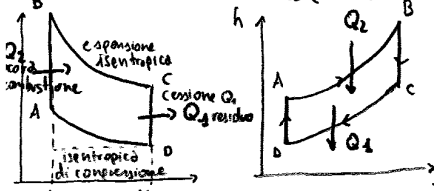
$\alpha^* = \frac{M}{M_c}$ RAPPORTO DI MISCELA

OTTO: $M_c = \frac{\rho_v P_m V}{1 + \alpha^*}$

DIESEL: $M_c = \frac{\rho_v P V}{\alpha^*}$

ricambio fluido è imperfetto:
 η_v : RENDIMENTO VOLUMETRICO

CICLO OTTO - BEAU DE ROCHAS (IDEALE)



$\rho = \frac{V + V_{str}}{V_{str}}$ RAPP. DI COMPRESSIONE (volumetrica)

$\frac{P_A}{P_D} = \rho^\gamma, \frac{T_A}{T_D} = \rho^{\gamma-1}$
 $T_A > T_{inflamm.} + 50K$
 $(T_A \leq 643K) - 50K$

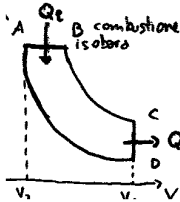
$A \rightarrow B: T_B = T_A + \frac{Q_2}{C_v}, P_B = P_A \frac{T_B}{T_A}$
 $B \rightarrow C: \frac{P_C}{P_B} = \frac{1}{\rho^\gamma}, \frac{T_C}{T_B} = \frac{1}{\rho^{\gamma-1}}$
 $C \rightarrow D: Q_1 = C_v(T_C - T_D)$

$\eta_i = 1 - \frac{T_D}{T_A} = 1 - \frac{1}{\rho^{\gamma-1}} \approx 0.54$

in realtà: combustione parzialmente isocora (inizia prima e finisce dopo), C_s e R^* variabili con T e dissociazione prodotti di combustione se gas

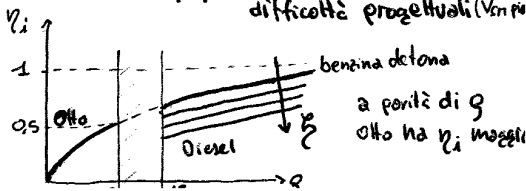
CICLO DIESEL

AB ISOBARA perché combustione inmiscelata da pressione stessa ($T_A \geq 743K + 50K, \rho > 15$) vantaggi rendimento ↑ difficoltà progettuali (V_{str})



$\tau = \frac{T_B}{T_A} = \frac{V_B}{V_A}$ RAPP. DI COMPRESSIONE

$\eta_i = 1 - \frac{\rho}{\rho^\gamma}$
 $\rho = \frac{\tau^\gamma - 1}{\gamma(\tau - 1)} > 1$
 modificabile variando V_{str} perché $\tau = \frac{V_B}{V_A}$



CAPITOLO 4

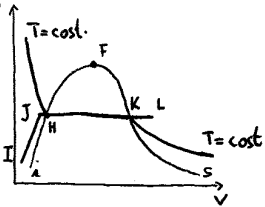
→ aeniforme, comportamento: gas reale

CAMBIAMENTI DI STATO LIQUIDO-VAPORE

HK: evaporazione a $T=const.$ e $p=const.$ → $[r] = J/kg$

CALORE DI EVAPORAZIONE

$$x = \frac{m_v}{m_v + Ml_p} \begin{cases} 0 \text{ in H} \\ 1 \text{ in K} \end{cases}$$



tra HK vale: $V = xV_s + (1-x)V_p$

↳ Lavoro di espansione da VP a VS: $\int p dV = p(V_s - V_p)$

↳ vincere forze attrazione molecole liquide: $r_d = e_v - e_p$

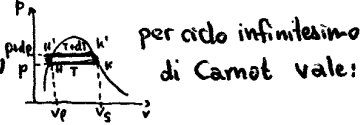
$r = r_d + p(V_s - V_p)$ dipende da T [indursi di HK all'aumento di T]

lavoro compiuto dal fluido

CALORE DI DISGREGAZIONE

$$\frac{dp}{dT} = \frac{r}{T(v_s - v_p)}$$

EQ. NE DI CLAPEYRON



per ciclo infinitesimo di Carnot vale:

$$\frac{Q_2 - Q_1}{Q_2} = \frac{T_2 - T_1}{T_2}$$

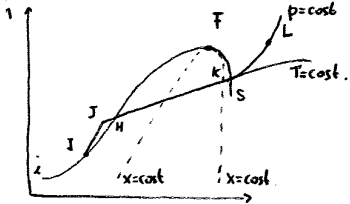
TEOREMA DI CLAUDIUS

ma $Q_2 - Q_1 = (v_s - v_p) dp$
 $Q_2 = r T_2 - T_1 = dT \quad T_2 = T$ } ottengo Clapeyron

I.B. $r \gg$ calore per portare 1kg di H_2O da 0° a 100°

IMPIANTI INDUSTRIALI: (HK) evaporazione in caldaia a pressioni alte / pompaggio in caldaia da p_{amb} (IJ) / riscaldamento a $p=const.$ fino a inizio e

(L) riscaldamento successivo del vapore secco fino a T desiderata → espanso in turbina adiabaticamente → condensatore → IJ



$\Delta h(I-J)$ = lavoro per pompaggio

$\Delta h(J-L)$ = calore complessivo per il riscaldamento

Δh (estremi espansione adiabatica) = d tecnico turbina

Δh (calore di condensazione)

$$h = xh_s + (1-x)h_p$$

$$s = xs_s + (1-x)s_p$$

$$e = xe_s + (1-x)e_p$$

per gas perfetto:

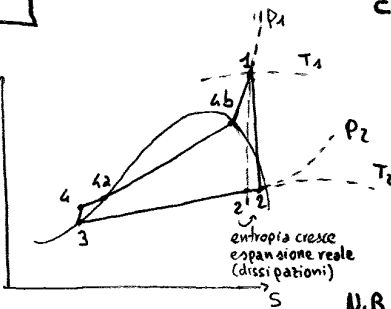
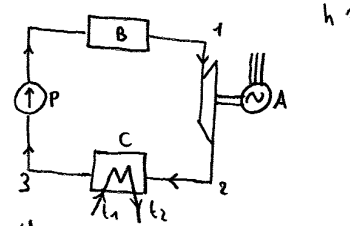
$$h = c_p T$$

DIAGRAMMA DI MOLLER (lettura in un punto di tutte le variabili di stato) HK inclinato, isobare cc T esponenzialmente, isoterme tendono all'orizzontale

$$p(T) = p(T_{ref}) e^{\frac{r}{RT} \left(\frac{1}{T_{ref}} - \frac{1}{T} \right)}$$

per valori di T limitati

CENTRALE A VAPORE (3.04. quod.)



CICLO RANKINE

- 1-2 vapore secco si espande adiabaticamente
- 2-3 condensazione isoterma-isobara tra 2 curve limite
- 3-4 compressione H_2O a p caldaia
- 4-4a riscaldamento isobaro fino a T_{eb} .
- 4a-4b riscaldamento isobaro-isoterma → evaporazione
- 4b-1 surriscaldamento vapore secco

I.B. x_2 titolo vapore al termine espansione: il + alto possibile (evitare gocce su palette turbine)
 • non troppo alto: competizione con rendimento adiabatico turbina

alto entalpico = lavoro meccanico

INCOLI: T_{max} e p_{max} in 1 (+ altri possibili)

materiali resistere a regime continuo

$T_2 = T_{min} = 30^\circ C$ per garantire possibilità di raffreddamento ⇒ p_2 + basse di ambiente (fine espansione e condensazione): tenere $\$$

INCOLI AMBIENTALI: - sorgente fredda per il condensatore → fiume / torri di raffreddamento
 - potenza termica = qll meccanica dev'esser dispersa nell'ambiente → portata fiume suff. (inquinam. termico)

h_i = POTERE CALORIFICO INFERIORE: energia termica sviluppata da combustione 1kg di combustibile, quando gas combusti rilasciati a T superiore del punto di rugiada del vapore acqueo in essi contenuto. → disperso anche calore di evaporazione.

$\eta_t = \frac{(\Delta h)_t}{(\Delta h)_{t, isentr.}} < 1$ RENDIMENTO ADIABATICO → anche isentropica di TURBINA se fosse → gocce d' H_2O che è calore irreversibilmente sviluppato da dissipazioni che mantiene elevato il titolo. Però se x troppo elevato η_t basso ~ compressione refrigerante

BILANCIO TERMICO CONDENSATORE: $\dot{M}_v (\Delta h)_r = C (T_u - T_r) \dot{M}_r$ - POTENZA ASSORBITA DA POMPA: $\dot{V} \Delta p$ no penalizzazione significativa

" " CALDAIA: $\eta_b \dot{M}_c h_i = \dot{M}_v (\Delta h)_b \quad \eta = \frac{(\Delta h)_t}{(\Delta h)_b} \rightarrow \eta_g = \eta_t \eta_b$

contributo anche a η_t (con poca perdita di potenza) ← densità media + verticale → isentropica

PER AUMENTARE RENDIMENTO:

1) aumentare T_{max} e p_{max} : h_i + alto → con materiali moderni

2) espansioni successive ripetute nella regione di vapore secco → complicazioni meccaniche di convoglio energia meccanica

3) rigenerazione (spillamenti): spillo / di vapore da adiabatica 1-2 → rilascio in 3-4a ⇒ diminuzioni di entropia localizzate in 1-2

CICLI INVERSI A VAPORE: non uso vapore d' H_2O perché T dell'isoterma sono basse / resterebbe vapore solo a p bassissime clorofluorocarburi: FREON.

CAPITOLO 5

MISCELE DI AERIFORMI

$$p_i = \frac{M_i}{V}$$
 CONCENTRAZIONE ASSOLUTA

$$X_i = \frac{V_i}{V}$$

CONC. VOLUMETRICA → è frazione percentuale
 ° FRAZIONE MOLARE $\sum X_i = 1$
 $V_{mol} = 22,414 \text{ m}^3$
 in c.n. $\forall \text{ gas}$

$$X_i = \frac{V_i/V_{mol}}{V/V_{mol}} = \frac{N_i}{N}$$

$$v_i = \frac{V}{M_i}$$

$$p_i \frac{V}{M_i} = R_i^* T$$
 oppure $p \frac{V_i}{M_i} = R_i^* T \Rightarrow$

$$\frac{p_i}{p} = \frac{V_i}{V} = X_i$$

→ valutare massa molare media miscela M note p e X_i

$$M = \frac{M}{N} = \frac{\sum N_i M_i}{N} = \sum X_i M_i$$

ALORI SPECIFICI MOLARI C_p, C_v dipendono solo da $L = \text{gradi libertà molecola}$

$$C_v = \frac{L}{2} R$$

$$C_p = \frac{L+2}{2} R$$

$$\rightarrow C_p - C_v = R$$

$$\gamma = \frac{L+2}{L}$$

calcolo valori medi grandezze per unità di massa a partire da gli dei gas i componenti

$$R^* = \frac{R}{M} \Rightarrow$$
 scrivo eq. stato come se fosse gas omogeneo

$$c_v = \frac{C_v}{M}$$

$$c_p = \frac{C_p}{M}$$

CALORI SPECIFICI MOLARI MEDI: $C_p = \sum X_i C_{p,i}$
 $C_v = \sum X_i C_{v,i}$

$$C_i = \frac{M_i}{M}$$

CONC. → è fraz. percentuale
 PONDERALE → calcolo di R^* a partire da R_i^*
 sommo tutte le $p_i \frac{V}{M_i} = R_i^* T$

conversioni:

$$c_i = \frac{M_i}{M} = \frac{N_i M_i}{\sum N_i M_i} = \frac{N_i M_i / N}{\sum N_i M_i / N} = \frac{X_i M_i}{\sum X_i M_i} = X_i \frac{M_i}{M}$$

$$\left\{ \begin{aligned} pV &= T \sum_i n_i R_i^* \\ pV &= n R^* T \end{aligned} \right. \Rightarrow R^* = \sum_i \frac{n_i}{n} R_i^* = \sum_i c_i R_i^*$$

$$X_i = \frac{N_i}{N} = \frac{M_i / M_i}{\sum M_i / M_i} = \frac{(M_i / M_i) / M}{\sum (M_i / M_i) / M} = \frac{c_i / M_i}{\sum c_i / M_i}$$

$$C_i = \frac{M_i}{M} = \frac{M_i V}{V M} = p_i \frac{V_{mol} \sum N_i}{\sum N_i M_i} = p_i \frac{V_{mol}}{M}$$

ARIA UMIDA: Aria + Vapor d' H_2O tensione di vapore: pressione parziale del vapore nell'aria umida

1) vapore secco: Dalton: $\frac{p_i}{p} = \frac{V_i}{V}$

2) vapore saturo: cioè H_2O da cui è generato, p_i non dipende dal V occupato, ma da T

umidità: concentrazione vapore nell'aria umida UMIDITÀ ASSOLUTA: p_i del vapore nella miscela

$$p_{vap} = \frac{M_v}{V}$$

UMIDITÀ SPECIFICA:
$$C_{vap} = \frac{M_v}{M_{as}}$$

TITOLO DELL'ARIA UMIDA / RAPPORTO DI MISCELA

$$X = \frac{M_v}{M_{as}}$$

$$C_{vap} = \frac{x}{1+x}$$

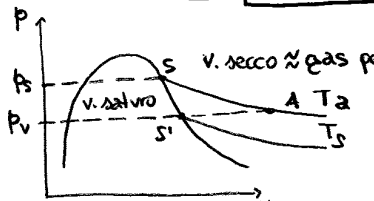
UMIDITÀ RELATIVA:

$$\varphi = \frac{M_v}{M_s} = \frac{p_{vap}}{p_{sat}}$$

$M_s =$ massa vapore che renderebbe saturo il volume V alla stessa T

UMIDITÀ RELATIVA → estrada

1) aumento concentrazione vapore nella miscela



condo $p_v = p_s$ $M_v = M_s$

vapore passa da secco a saturo [goccioline]

$$\varphi = \frac{p_{vap}}{p_{sat}} \approx \frac{p_v}{p_s}$$

 p_v → pressione vapore nell'aria umida
 p_s → pressione di saturazione alla stessa T

2) abbasso T_{au} a $p = \text{cost.}$ → $M_v = \text{cost.}$, $p_v = \text{cost.}$ ⇒ raffreddamento lungo isobora p_v fino a S' [da T_a a T_s]: diminuisce massa M_s vapore necessaria a saturare il volume

↳ PUNTO DI RUGIADA

3) in natura: φ_{max} a 700m (T scende secondo gradiente termico verticale e atmosfera) colto di T avvicina a cond. di sat.

relazioni:

$$x = \frac{M_v}{M_{as}} = \frac{p_{vap}}{p_{as}}$$

$$\frac{p_v}{p_{as}} = \frac{p_{vap} R_{vap}^* T}{p_{as} R_{as}^* T}$$

$$x = \frac{p_v}{p_{as}} \left(\frac{R_{as}^*}{R_{vap}^*} \right)$$

$$x = 0,622 \frac{p_v}{p_{tot, au} - p_v}$$

$$x = 0,622 \frac{\varphi p_s}{p - \varphi p_s}$$

pressione di saturazione: dipende da T

CONDIZIONAMENTO TERMO-IGROMETRICO dell'aria $h_{1+x} = h_{as} + x h_v = (c_p)_{as} T + x [r_d + (c_p)_v T]$

bilancio entropico: $\dot{M}(h_2 - h_1) = \dot{Q} + \dot{M}_w c_w T_w \rightarrow H_2O$ pulverizzata

bilancio di massa: $\dot{M}(x_2 - x_1) = \dot{M}_w$ se $\dot{Q} = 0$ $\dot{M}_w c_w T_w = 0 \rightarrow$ trasformazione isentropica

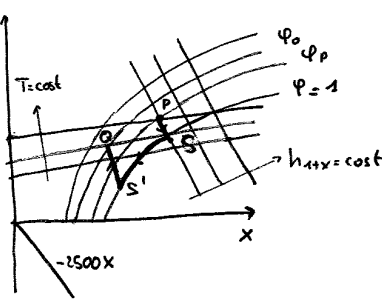
H_2O nebulizzata: x aumenta e \dot{M}_w (spostamento lungo $h_{1+x} = \text{cost.}$)

Se \dot{M}_w sufficiente codo su curva di saturazione S $\varphi = 1$ e inizia la condensazione

intervengo sottraendo calore, spostamento ad isoterme inferiori

s' scelto / titolo = a Q

Umidità 100% e T troppo bassa → somministro calore a $x = \text{cost.}$



torzo d'attrito a parete: $\tau_w(x) = \tau(x,0) = \mu \left(\frac{du}{dy} \right)_{y=0}$ dipende da x perché pendenza a parete di U diminuisce allontanandosi
 $f = \frac{\tau_w(x)}{\frac{1}{2} \rho U^2}$ coeff. locale di sforzo d'attrito $D_f = \int_0^L \tau_w(x) dx$ resistenza d'attrito $C_f = \frac{D_f}{\frac{1}{2} \rho U^2 S}$ coeff. di resistenza d'attrito
 N.B. per lamina piana $S = 1 \cdot L$

$C_f = \frac{x}{L} C_{f0}$ se strato completamente laminare: $C_f = \frac{1,328}{Re^{1/2}}$ vale solo per $x < x_{tr}$
 Re $\approx 5 \cdot 10^5$ strato limite turbolento prima vicino a bordo di fuga e al crescere di Re scende + a monte.

TRANSIZIONE ($x_{tr} = f(\text{d'angolo})$) a valle di x_{tr} tasso di crescita + rapido di τ
 ellie zona a parete inizia moti turbolenti: SOTTOSTRATO LAMINARE dove U si ricorda al valore nullo di parete \rightarrow mod. pezzo
 elevato gradiente di U $\rightarrow \tau = \mu \frac{dU}{dy} \rightarrow$ alti sforzi d'attrito a parete. \rightarrow compenso grazie a separazione turb. anticipata
 rilevante se lamina inclinata) x_{tr} si posiziona dove (Reynolds locale) $Re_x = \frac{Ux}{\nu} = Re \frac{x}{L}$ raggiunge valore crit. $5 \cdot 10^5$

$\frac{x_{tr}}{L} = \frac{5 \cdot 10^5}{Re}$ $x_{tr} \propto \frac{1}{Re}$ Per $Re > 5 \cdot 10^5$ strato limite è laminare per un primo tratto poi turb. fino al bordo di fuga
 (scelta log) C_f da Curve di Tollmien-Schlichting Per $Re_x = 5 \cdot 10^5$ transizione naturale, se $\frac{x_{tr}}{L} = 1$ strato limite laminare su H L

se $\frac{x_{tr}}{L} = 0$ flusso è turbolento fin dal bordo d'attacco, per $x > x_{tr}$ $C_f = \frac{0,074}{Re^{1/5}}$

transizione naturale • Se aumento angolo di incidenza: transizione può essere anticipata o ritardata
 STALLO: distacco dello strato limite \rightarrow scia turbolenta [anche su bordo d'attacco se non arrotondato]
 N.B. Resistenza anche dovuta a sbilanciamento pressioni = \int da lamina su fluido x generatore scia =
 = RESISTENZA DI FORMA: dominante per alti angoli di incidenza U $\alpha \theta$

PORTANZA: forza normale alla corrente in arrivo [principalmente dovuta da cause inerziali]

CONDOTTO A SEZIONE COST. (corrente stazionaria ed uniforme nel tratto L) $P_1 > P_2$ serve solo a contrastare gli sforzi di attrito [particelle fluide: no \bar{a} : no forze d'inerzia], a valle p diminuisce
 diminuisce anche effetto cumulativo sforzi di attrito: $\frac{dp}{dx} = - \frac{P_1 - P_2}{L}$ perdita di carico per unità di lunghezza

$f = \frac{1}{S} \int_S u ds$ velocità media su sezione $d_i = \frac{4S}{P}$ diametro idraulico per la sezione $Re = 2300$ transizione laminare \rightarrow turbolento (no x_{tr}) stato globale della corrente
 se pareti non lisce: rugosità relativa e/d (e = altezza media rugosità)
 LEGGE BLASIUS espressione di Colebrook: $\frac{1}{f^{0.25}} = -2 \log_{10} \left(\frac{e}{3.7d} + \frac{2.51}{f^{0.25} Re} \right)$ una curva V valori di e/d

$e < 2300$ $f = \frac{64}{Re}$ $Re > 2300$ $f = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}$
 LAGRANGIA DI MOODY: $Re < 2000$ regime laminare non influenzato da rugosità
 e a cavallo di 2300 (confuso) transizione anticipata a causa della rugosità / regime turb. \rightarrow effetti rilevanti rugosità (fascio)

dopo curva di Blasius (delimita tubo liscio da zona rugosa) curve con $e/d > 0.2$ zone: COMPLETAMENTE RUGOSO (anzi) f dipende solo da e/d
 ZONA DI TRANSIZIONE: $f \propto Re, f$

GETTI esterni, fluido = a riposo (getti in laminare solo per $Re < 10$)
 (1) (4-5)d: profilo uniforme di vel. progressiv. erosio a causa processi di mesclam.
 - STRATO DI MESCLAMENTO: processi diffusivi favoriti da moti disordinati
 - CUORE POTENZIALE: profilo di u. uniforme, ma su sezione via via più piccola.
 (2) (6-8)d (no particolari caratteristiche) $m = n - 1$ se getto circolare

Self-similar: S_0 distanza da asse in cui u indotta a 1% u_{max} $u_{max}(x) \propto x^{-n}$ $S(x) \propto x^m$ \rightarrow getto rallenta e allarga
 PORTATA in massa fluido omnia: $\frac{d}{dx} \int_0^{+\infty} \rho u 2\pi r dr > 0$ [rallentamento è + che compensato da allargamento]

flusso QUANTITÀ d'impulso che attraversa getto = cost. $\frac{d}{dx} \int_0^{+\infty} \rho u^2 2\pi r dr = 0$ [no F_{ext} su getto] irreversibile
 flusso EN.CINETICA attraverso sez. getto decresce: $\frac{d}{dx} \int_0^{+\infty} \rho u^3 2\pi r dr < 0$ [moti turbolenti + viscosità \rightarrow dissipazione in calore]

SCIIE su asse orz. minima. cambiano solo i versi dei flussi [ora da esterno verso interno]
 - regione subito a valle trp influenzata da forma x cons. generali
 $\frac{U - u(x, r/S)}{U - u_{min}(x)} = g\left(\frac{r}{S}\right)$ n.s. $n < 0$ perché u_{min} aumenta verso valle
 - portata in massa = cost. = corrente che investe corpo
 - Flusso di d'impulso si conserva lungo x
 - quota di portata cresce con x, ma a spese di quella del fluido esterno
 ridistribuzione portata tra interno ed esterno cfr. getto: incrementi netti della propria

EN.CIN. diminuisce a valle \rightarrow accumulo dissipazione
 one esterne di scie e getti: CORRENTI DI MESCLAMENTO
 Flux = $\max d^3 \tau = \mu \frac{dU}{dy} \rightarrow$ valori elevati \rightarrow destabilizza il laminare
 L' ecco perché quasi sempre turb.

profili di U: tracciati medi da serie di rilievi in istanti successivi

BILANCI DI MASSA e QUANTITÀ DI MOTO pt. di vista esterno, moto descritto tramite funzioni del punto e del tempo (campo)

eseguo bilanci in riferimento a volumi di controllo fissi nello spazio e permeabili al moto del fluido $\left\{ \begin{array}{l} \text{finiti} \\ \text{infinitesimi} \rightarrow \text{rel. differenziali} \end{array} \right.$
 Vol. di controllo finiti: ai valori locali di campo si sostituiscono valori mediati su sezione IN/OUT, su volumi o nel tempo.

TUBO DI FLUSSO (regime stazionario) indipendentemente se pareti reali (rigide o elastiche) o ideali (definite da linee di corrente) \Rightarrow attraverso esse no flussidime.
 proprietà fluido cost. su S_1, S_2 $dM = \rho_1 S_1 ds_1 = \rho_2 S_2 ds_2 \rightarrow \rho_1 U_1 S_1 = \rho_2 U_2 S_2$ $\dot{m} = \rho U S$ $\left[\frac{dp}{\rho} + \frac{dU}{U} + \frac{dS}{S} = 0 \right]$ forma diff.
 se fluido incompressibile: $\rho = \text{cost.}$ $dp = 0 \rightarrow U_1 S_1 = U_2 S_2$ $\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} = U S$ $U \propto \frac{1}{S}$

volumi finiti di forma qualunque non in regime staz.: $\dot{M} = \int_V \rho dV$ \rightarrow massa in $\frac{\partial \dot{M}}{\partial t} = \dot{m} =$ massa che nell'unità di tempo entra attraverso S del contorno di V
 $\dot{m} = - \int_S \rho \frac{ds_n}{dt} dS = - \int_S \rho \vec{U} \cdot \vec{n} dS$ $ds_n = \vec{U} \cdot \vec{n} dt =$ elemento di lunghezza percorso \perp a S in dt \cdot segno - xkè: $\vec{n} > 0$ uscente $\vec{n} < 0$ entrante

$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV = - \int_S \rho \vec{U} \cdot \vec{n} dS$ ma $\int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV = - \int_V \nabla \cdot (\rho \vec{U}) dV$ $\int_V \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{U}) \right] dV = 0 \forall V \Rightarrow \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{U}) = 0 \right]$ **cons. MASSA punto x punto di un flusso generico**

e volume a K ingressi: $U_k < 0$ entranti, $U_k > 0$ uscenti $\sum_K \rho_k U_k S_k = 0$

BILANCIO della QUANTITÀ di MOTO su V controllo (2° legge Newton): var. q.d.m. contenuti in V bilanciato da flussi di q.d.m. entranti/uscenti + forze esterne

CONDOTTO DIVERGENTE: (flusso stazionario) q.d.m. entrante: $\rho_1 U_1 S_1 ds_1$ ma $ds_1 = U_1 dt$, $R_x =$ reazione parete fluido $\left\{ \begin{array}{l} \text{forze esterne} \\ \text{forze di inerzia} \end{array} \right.$
 $\rho_2 U_2^2 S_2 - \rho_1 U_1^2 S_1$ var. q.d.m. x unità di tempo = $\rho_1 S_1 + R_x - \rho_2 S_2$ $R_x = (\rho_2 + \rho_2 U_2^2) S_2 - (\rho_1 + \rho_1 U_1^2) S_1 =$ variaz. di $F = (\rho + \rho U^2) S$ **funzione d'impulso**

$R_x =$ forza da applicare a condotto x mantenerlo fisso

CONDOTTO A GOMITO: 2 bilanci (lungo x e z) perché q.d.m. grandezza vettoriale: 1) x: $\rho_2 U_2^2 S_2 \cos \alpha - \rho_1 U_1^2 S_1 = \rho_1 S_1 + R_x - \rho_2 S_2 \cos \alpha$ se $\rho = \text{cost.}$ e conosci 3 p, U, S \Rightarrow trovo altre 3
 2) z: $\rho_2 U_2^2 S_2 \sin \alpha = R_z - \rho_2 S_2 \sin \alpha$
 3) bilancio di massa: $\rho_2 U_2 S_2 = \rho_1 U_1 S_1$

TEOREMA DI BERNOULLI (fluido staz./pareti no attrito)

tratto elementare: bil. massa: $\rho U S + d(\rho U S) - \rho U S = 0$ bil. q.d.m.: $\rho U^2 S + d(\rho U^2 S) - \rho U^2 S = \rho S + dR_s - \rho S - d(\rho U^2 S)$ \Rightarrow $d(\rho U S) = 0$ $d[(\rho + \rho U^2) S] = dR_s$ $dR_s = \bar{p} dS = (p + \frac{d\rho}{\rho}) dS$ $d(\rho U^2 S) = d(\rho U S \cdot U) = \rho U S dU + U d(\rho U S)$
 $\rho U dU + S dp + \rho U S dU = \rho S ds \Rightarrow \rho U dU = -dp$ se fluido incompressibile ($\rho = \text{cost.}$) \rightarrow integrale ① e ② $U_1 S_1 = U_2 S_2$ $\rho U_1 S_1 = \rho U_2 S_2$
BILANCIO DI BERNOULLI $p_1 + \frac{\rho U_1^2}{2} = p_2 + \frac{\rho U_2^2}{2}$ $\left\{ \begin{array}{l} \text{legge p e U in un condotto senza reazioni a par} \\ \text{valore medio di p su superficie interna} \end{array} \right.$

se tubo si allarga indefinitamente: $U_2 = 0 \rightarrow \Delta p = p_2 - p_1 = \frac{\rho U_1^2}{2}$ incremento p prodotto da arresto

CON GRAVITÀ: $-g dt \sin \alpha = -g \rho S \sin \alpha ds = -g \rho S dz$ $\rho U dU = -dp - g \rho dz \rightarrow \int_{z_1}^{z_2} \rho U dU = - \int_{z_1}^{z_2} dp - g \rho \int_{z_1}^{z_2} dz$ $d[(\rho + \rho U^2) S] = dR_s - g \rho S dz$ \rightarrow CARICO TOTALE $t + z =$ pressione statica
 $\frac{1}{\rho} H = \frac{p}{\rho g} + \frac{U^2}{2g} + z$ \rightarrow cost. lungo condotto **ALTEZZA TOTALE** $\left\{ \begin{array}{l} \text{3 espressioni di B. non valgono se pompe statiche} \rightarrow \text{incrementi locali di p o quota} \\ \text{(applicabile se dispositivi separatamente a monte e a valle)} \end{array} \right.$

PERDITE per ATRITO nei Tubi (a reg. cost.) NO Bernoulli / corrente cost. e uniforme. $U = \frac{1}{S} \int_S u dS = \text{cost.}$ $\rho S - (\rho + dp) S = \tau_w S dx$ **bilancio q.d.m.**

$dp = - \frac{\tau_w \rho dx}{S} = - \frac{4 \tau_w dx}{d_i}$ **PERDITA di CARICO** $f = - \frac{2 dp d_i}{dx \rho U^2} = \frac{8 \tau_w}{\rho U^2}$ **coeff. di perdita di carico** $\left\{ \begin{array}{l} \text{insieme di corone circolari che sommano sull'altro} \\ \text{per flusso laminare in condotto cilindrico:} \\ \text{coronina si muove a causa di equilibrio tra sbilanciamenti risultanti delle pressioni su lati dx e dx + vis. \tau dentro/fuori} \end{array} \right.$

$\frac{d(2\pi r dr \rho)}{dx} = \frac{d(2\pi r dx \tau)}{dr} dr \rightarrow r \frac{dp}{dx} = \frac{d}{dr} (r \tau)$ ma $\tau = \mu \frac{du}{dr} \rightarrow \mu \frac{d}{dr} (r \frac{du}{dr}) = r \frac{dp}{dx}$ $\rightarrow u(r) = \frac{1}{4\mu} \frac{dp}{dx} (R^2 - r^2) + A \ln r$ **PROFILO di POISEUILLE (paraboloide)**
 $\int_0^R u(r) 2\pi r dr = \frac{\pi R^4}{8 \mu} \frac{dp}{dx}$ $U = - \frac{R^2}{8 \mu} \frac{dp}{dx}$ **VELOCITÀ MEDIA** $\left\{ \begin{array}{l} \text{se in regime laminare } \tau_w = \mu \left(\frac{du}{dr} \right)_{r=R} = \frac{R}{2} \frac{dp}{dx} = \frac{\rho \mu U}{d} \\ \text{non realizza solo a Re} \gg \text{ in regime conv. risposta} \end{array} \right.$

PERDITA DI POTENZA nei TUBI $\dot{W} = \frac{dE}{dt} = (\rho_1 - \rho_2) S U$ $\dot{W}_u = \rho U S U \rightarrow$ x quote U è max? $\dot{W}_u = \rho_1 S U - f \rho U S$ $\rightarrow \frac{d\dot{W}_u}{dU} = 0 \rightarrow$ hypof. cost. $\rightarrow p_1 - \frac{3f \rho U^2 L}{2d} = p_2$

$\dot{m} = 3(\rho_1 - \rho_2) = 0 \Rightarrow p_1 = \frac{2}{3} p_2$
TUBO DI VENTURI (misurare portata) strozzatura: divergente + diffusore
 per limitare perdite di carico: convergente corto e veloce diffusore lungo e lento
 allora sperimentale: $C(Re_2)$ $Re_2 = \frac{\rho U_2 d_2}{\mu} \rightarrow$ diametro sezione gola
 $\dot{V} = \frac{C S_2}{\sqrt{1 - r^2}} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}}$ $\rightarrow \dot{V} = U_2 S_2$
 se flusso incompressibile + cond. staz. $S_1 U_1 = S_2 U_2$
 Bernoulli: $p_1 + \frac{\rho U_1^2}{2} = p_2 + \frac{\rho U_2^2}{2}$
 $\Rightarrow U_2 = \frac{1}{\sqrt{1 - r^2}} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}}$ $r < 1$ $r = \frac{S_2}{S_1}$ **misura $p_1 - p_2$ con manometri**

• **BILANCIO di ENERGIA** 1° principio della termodinamica per volume di controllo (sistema aperto) $\frac{\partial E_{tot}}{\partial t} = \dot{E} + \dot{Q} + \dot{L}$ colore e lavoro mc

$E_{tot} = \int_V \rho e_{tot} dV = \int_V \rho \left(e + \frac{U^2}{2} + gz \right) dV$ \dot{E} = portata energetica che attraversa per unità di tempo la sup. S che delimita il volume di controllo

$\dot{E} = - \int_S \rho e_{tot} \frac{ds_n}{dt} dS = - \int_S \rho e_{tot} \vec{U} \cdot \vec{n} dS$ $ds_n = \vec{U} \cdot \vec{n} dt$ elemento di lunghezza percorso normalmente alla S nel tempo dt

$\dot{Q} = \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{endo}$ \dot{Q}_{cond} = penetra irreversibilmente in V attraverso il suo contorno a causa dei processi diffusivi su scala molecolare [non compreso in \dot{E} xkè non causato da trasporto macroscopico di massa (v'ido)]

$\dot{L} = \dot{L}_p + \dot{L}_t + \dot{L}_m$ \dot{L}_p = potenza sviluppata reversibilmente dagli sforzi normali di pressione \dot{L}_t = " " irreversibilmente da sforzi di taglio viscosi su S

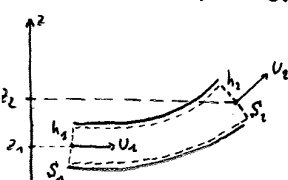
$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho e_{tot} dV + \int_S \rho \left(e_{tot} + \frac{p}{\rho} \right) \vec{U} \cdot \vec{n} dS = \dot{L}_t + \dot{L}_m + \dot{Q}$ $\frac{\partial E_{tot}}{\partial t} = - \int_S p h_{tot} \vec{U} \cdot \vec{n} dS + \dot{L}_t + \dot{L}_m + \dot{Q}$ flusso di entalpia tot.

$h_{tot} = h + \frac{U^2}{2} + gz$ **ENTALPIA TOTALE** (no grandezza di stato) \rightarrow c'è componente meccanica $\frac{U^2}{2}$ Individuo volume limitato da S su cui \dot{L}_t e \dot{Q}_{cond} trascurabili:

- se $\dot{L}_m = 0, \dot{Q}_{endo} = 0$ $\phi(h_{tot}) = \frac{\partial E_{tot}}{\partial t}$
 - se $\frac{\partial}{\partial t} = 0$ [moto stazionario] $\phi(h_{tot}) = \dot{L}_m + \dot{Q}_{cond}$

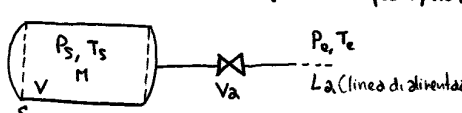
se sistema aperto a flusso continuo in moto stazionario con $\dot{L}_t = \dot{L}_m = \dot{Q} = 0$ $\phi(h_{tot}) = 0$ velocità medie

bilancio tubo di flusso unidimensionale: $\phi(h_{tot}) = 0$ bilancio di massa



$$\begin{cases} h_1 + \frac{U_1^2}{2} + gz_1 = h_2 + \frac{U_2^2}{2} + gz_2 \\ \rho_1 U_1 S_1 = \rho_2 U_2 S_2 \end{cases}$$
 bilancio di massa

• Riempimento serbatoio (no sotto quota, no lavoro, no \dot{Q} , en. cin. trascurabile)



- se sup. controllo: pareti solide e sezioni condotti \perp al moto $\Rightarrow \dot{L}_t = 0$ perché $\vec{U} = 0$ su pareti \perp su sezioni
 - se $\dot{Q}_{cond} = 0$ uso h_{tot} come prima

$h_{tot} = h = c_p T$ $e = e_{tot} = c_v T$ $M c_v T_s = M c_p T_e$ $T_s = \frac{c_p}{c_v} T_e = \gamma T_e$ $\gamma > 1$ $P_s = P_e \Rightarrow \pi = \frac{P_e V}{P_s T_s}$

processo irreversibile: $\Delta s > 0$ $T ds = dh - \frac{dp}{\rho}$ $\Delta s = \int_0^s \frac{dh}{T} = \int_0^s c_p \frac{dT}{T} = c_p \ln \frac{T_s}{T_e} = c_p \ln \gamma$ contributo massiore

• Centrale a vapore \rightarrow stazionario a regime $\frac{\partial E_{tot}}{\partial t} = 0$ altezza termica

problema si riduce a calcolo variazioni di h_{tot} nelle varie componenti: $h_{tot} = h + \frac{U^2}{2} + gz$ $h_{tot} = \frac{h}{g} + \frac{U^2}{2g} + z$ $\boxed{\frac{h}{g} = \frac{e}{g} + \frac{p}{2\rho}}$

CONVEZIONE FORZATA: effetto diretto del campo cinematico su quello termico [u compare in eq. della T] ma non il contrario
 normalmente $Pr \neq 1 \Rightarrow$ 80 anni di prove sperimentali:

FATTORE di ANALOGIA di Reynolds:

$$f = \begin{cases} Pr^{2/3} & \text{in regime laminare} \\ Pr^{0.6} & \text{in regime turbolento} \end{cases}$$

best fit tra calcoli sperimentali

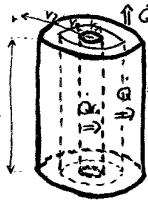
$$\frac{Df}{U} = \frac{A \dot{Q}_w}{C_p(T_{oo} - T_p)} \quad [Pr \neq 1]$$

$$Nu = \begin{cases} 0,664 Pr^{1/3} Re^{1/2} & \text{in regime laminare} \\ 0,037 Pr^{0.6} Re^{4/5} & \text{in regime turbolento} \end{cases} \quad [Pr \neq 1]$$

in adimensionale: $Nu = \frac{1}{2A} Pe C_f = \frac{1}{2A} Re Pr C_f \quad [Pr \neq 1]$

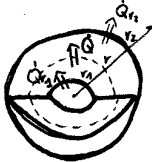
$$C_f = \begin{cases} 1,328 Re^{-1/2} & \text{in regime laminare} \\ 0,074 Re^{-1/5} & \text{in regime turbolento} \end{cases}$$

PARETI CILINDRICHE



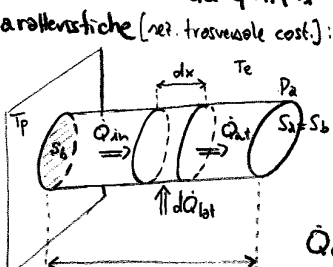
se cond. stat. + pareti laterali adiabatiche: $\dot{Q} = \dot{Q}_{r1} = \dot{Q}_{r2} = -\lambda \frac{dT}{dr} S(r)$ $S(r) = 2\pi r L$
 → integrale $T = T_1 - \frac{\dot{Q}}{2\pi \lambda L} \ln \frac{r}{r_1}$ se $T = T_{r1}$ e $T = T_{r2}$ (note T su sp. esterne) $\dot{Q} = \dot{Q}_{r1} = \dot{Q}_{r2} = \frac{2\pi L}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \lambda (T_{r1} - T_{r2})$
 se spessore piccolo: $r_2 = r_1 + \Delta r$ $\frac{\Delta r}{r_1} \ll 1$ $\ln(\frac{r_2}{r_1}) = \ln(1 + \frac{\Delta r}{r_1}) \sim \frac{\Delta r}{r_1}$ → ritorno al caso piano
 se 2 superfici esterne lambite da fluidi a T_{e1} e T_{e2} : (scrivo relazioni incascolate)
 $\dot{Q}_{r1} = h_{e1} (T_{e1} - T_{r1}) S(r_1)$
 $\dot{Q} = \frac{2\pi L}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \lambda (T_{r1} - T_{r2})$ ma $\dot{Q} = \dot{Q}_{r1} = \dot{Q}_{r2} \Rightarrow \dot{Q} = \frac{T_{e1} - T_{e2}}{R}$ $R = \frac{1}{h_{e1} S(r_1)} + \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi \lambda L} + \frac{1}{h_{e2} S(r_2)}$ $\dot{Q}_L = \frac{\dot{Q}}{L} = \frac{W}{m}$ flusso termico LINEARE
 $\dot{Q}_{r2} = h_{e2} (T_{r2} - T_{e2}) S(r_2)$ $S(r_1) = 2\pi r_1 L$ $S(r_2) = 2\pi r_2 L$

PARETI SFERICHE



no sup. lat. [no cond. di adiabaticità], se cond. stat. $\dot{Q} = \dot{Q}_{r1} = \dot{Q}_{r2} = -\lambda \frac{dT}{dr} S(r)$ $S(r) = 4\pi r^2$
 → integrale $T = T_{r1} - \frac{\dot{Q}}{4\pi \lambda} (\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r})$ se per r_1 $T = T_{r1}$ e r_2 $T = T_{r2}$ portata termica per conduttore $\dot{Q} = 4\pi \frac{r_1 r_2}{r_2 - r_1} \lambda (T_{r1} - T_{r2})$
 se fluido: $\dot{Q} = h_{eq} S^* (T_{e1} - T_{e2})$ di riferimento: es. $S^* = S_{ext} = 4\pi r_2^2$
 $\frac{1}{h_{eq}} = \frac{1}{h_{e1} (\frac{r_1}{r_2})^2} + \frac{1}{h_2} + \frac{r_2 (1 - \frac{r_1}{r_2})}{\lambda / r_2}$ N.B. se spessore piccolo rispetto al raggio ⇒ pareti piane

PARETI ALTEATE



da $q = h(T_i - T_s)$ → posso aumentare flusso di calore aumentando superficie lambita S
 a rotolistiche (ret. trasversale cost.): $S_b, P_a, L, S_{tot}, h, T_e, \lambda$ U.B. se elettratura T_p lungo tutto $L \Rightarrow \dot{Q}_{a,max} = h(T_e - T_p) S_{tot}$
 $\eta = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{Q}_{a,max}}$ EFFICACIA quanto bene ha sfruttato materiale aggiunto
 $\frac{P}{C} = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{Q}_b} = \eta \frac{S_{tot}}{S_a}$ EFFICACIA quanto ho moltiplicato flusso termico
 $\dot{Q}_{out} = \dot{Q}_{in} + d\dot{Q}_{lat}$ $\dot{Q}_{out} - \dot{Q}_{in} = d\dot{Q}_{in} = d(-\lambda S_a \frac{dT}{dx})$ $d\dot{Q}_{lat} = h(T_e - T) P_a dx$
 $\frac{d^2(T - T_e)}{dx^2} = \frac{P_a h}{S_a \lambda} (T - T_e)$ $T - T_e = C_1 e^{mx} + C_2 e^{-mx}$ $m = \sqrt{\frac{P_a h}{S_a \lambda}}$ lunghezza caratteristica di quando decadono le T
 $T(0) = T_p$ $\frac{dT(L)}{dx} = \frac{h}{\lambda} (T(L) - T_e)$ $\dot{Q}_a = h P_a \int_0^L (T_e - T) dx = \sqrt{h \lambda P_a S_a} (T_e - T_p) \tanh(mL)$
 $\eta = \frac{\tanh(mL)}{mL}$ $S_{tot} = P_a L$

TRANSITORIO TERMICO (in generale T varia in 3D e nel tempo) → processo non stazionario

→ rpo raffreddato per convezione:

se $\dot{Q}_{conv} \ll \dot{Q}_{cond}$ → raffreddamento avviene a T uniforme
 → se Bi piccolo uniformità T durante transitorio
 \dot{Q}_{conv} → semplifico bilancio energia:

$Bi = \frac{\dot{Q}_{conv}}{\dot{Q}_{cond}} = \frac{h(T_e - T) S}{\lambda_c(T_e - T) S/L} = \frac{hL}{\lambda_c}$ $L = \frac{V}{S}$ numero di Biot

$\neq Nu = \frac{hd}{\lambda}$ → sommano i flussi termici in corrente esterna

$\frac{\partial E}{\partial t} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{endo}$ $\dot{Q}_{conv} = h(T_e - T) S$ $E = \rho V c T$ → $\frac{dT}{dt} = -\frac{h S}{\rho c V} (T - T_e) + \frac{\dot{Q}_{endo}}{\rho c V}$ → $\frac{d(T - T_e)}{dt} = -\alpha (T - T_e) + \beta$
 $\alpha = \frac{h S}{\rho c V}$ $\beta = \frac{\dot{Q}_{endo}}{\rho c V}$
 a $t \rightarrow \infty$ T tende a valore asintotico finale $T_f = T_e + \frac{\beta}{\alpha}$ $T_f = T_e$ se non ci sono sorgenti di calore interne al corpo $\frac{\beta}{\alpha} = \frac{\dot{Q}_{endo}}{h S}$
 $h S (T_f - T_e) = \dot{Q}_{endo} \Rightarrow T - T_f = (T_0 - T_f) e^{-\alpha t}$ → come ceduto dal corpo all'ambiente durante tutto il transitorio:
 $\alpha = -\int_0^t \dot{Q}_{conv} dt = h S \int_0^t (T - T_e) dt = \frac{h(T_0 - T_f) S}{\alpha} (1 - e^{-\alpha t}) + h(T_f - T_e) S t =$
 $= \rho V c (T_0 - T) + h(T_f - T_e) S t$

$$\frac{1}{\dot{m}c_c} + \frac{1}{\dot{m}c_f} \Big] = -\frac{1}{hS_{tot}} \log \frac{T_{c,u} - T_{f,u}}{T_{c,i} - T_{f,i}} \Rightarrow \dot{Q} = hS_{tot} \frac{(T_{c,i} - T_{f,i}) - (T_{c,u} - T_{f,u})}{\log \left(\frac{T_{c,i} - T_{f,i}}{T_{c,u} - T_{f,i}} \right)}$$

na $\Delta T_1 = T_{c,i} - T_{f,i}$
 $\Delta T_2 = T_{c,u} - T_{f,u}$

$$\Rightarrow \dot{Q} = hS_{tot} \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\log \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad \text{III}$$

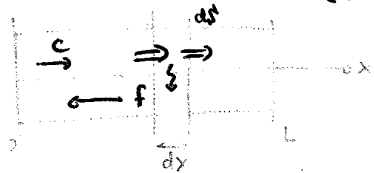
ΔT_{me} N.B. se scambio ΔT_1 con ΔT_2 risultato non cambia

I calcolo Δ temperatura con bilancio scambio termico

II " S_{tot}

III ottengo \dot{Q}

In CONTROCORRENTE: (cambia solo segno xkè corrente fredda indrezione \leftarrow rispetto a x)



$$d\dot{Q} = \dot{m}c_c dT_c = -h(T_c - T_f) ds$$

$$d\dot{Q} = -\dot{m}c_f dT_f = -h(T_c - T_f) ds$$

$$\begin{cases} \frac{dT_c}{ds} = -\frac{h}{\dot{m}c_c} (T_c - T_f) \\ \frac{dT_f}{ds} = -\frac{h}{\dot{m}c_f} (T_c - T_f) \end{cases}$$

se $\dot{m}c_f < \dot{m}c_c$ $\frac{dT}{ds}$ aumenta

se $\dot{m}c_f > \dot{m}c_c$ $\frac{dT}{ds}$ diminuisce [si scalda almeno di quanto si è raffreddata corrente calda]

chi ha capacità termica + grande subisce ΔT + piccolo

integrando: $\frac{d(\log(T_c - T_f))}{ds} = -h \left[\frac{1}{\dot{m}c_c} - \frac{1}{\dot{m}c_f} \right]$ $\log \frac{T_c(x) - T_f(x)}{T_{c,i} - T_{f,i}} = -h \left[\frac{1}{\dot{m}c_c} - \frac{1}{\dot{m}c_f} \right] S(x)$ parete su

$\log \frac{T_{c,u} - T_{f,i}}{T_{c,i} - T_{f,u}} = -h \left[\frac{1}{\dot{m}c_c} - \frac{1}{\dot{m}c_f} \right] S_{tot} \rightarrow \log \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = -h \left[\frac{1}{\dot{m}c_c} - \frac{1}{\dot{m}c_f} \right] S_{tot}$ $\Delta T_1 = T_{c,i} - T_{f,i}$
 $\Delta T_2 = T_{c,u} - T_{f,i}$

$\dot{Q} = \dot{m}c_c (T_{c,i} - T_{c,u}) \rightarrow \frac{1}{\dot{m}c_c} = \frac{T_{c,i} - T_{c,u}}{\dot{Q}}$
 $\dot{Q} = \dot{m}c_f (T_{f,u} - T_{f,i}) \rightarrow \frac{1}{\dot{m}c_f} = \frac{T_{f,u} - T_{f,i}}{\dot{Q}}$

sostituisco in 2

$$\log \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = \frac{-h S_{tot}}{\dot{Q}} [T_{c,i} - T_{c,u} - (T_{f,u} - T_{f,i})]$$

$$T_{c,i} - T_{f,u} - (T_{c,u} - T_{f,i}) = \Delta T_1 - \Delta T_2$$

$$\Rightarrow \dot{Q} = \frac{h S_{tot} (\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\log \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

rapporto tra masse e correnti in uno scambiatore
in EQUICORRENTE

$$\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_f} = c + (\dots)$$

ESERCIZI di "Chiocchia la Chiocchia"

1) $V = 36 \text{ m}^3$ $h = 3 \text{ m}$ $\eta_p = 0,80$ $t = \frac{1}{2} \text{ h}$ $W = ?$

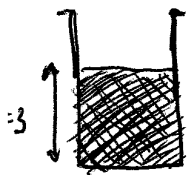
$\rho_{H_2O} = 1000 \text{ kg/m}^3$

$\dot{M} = \frac{\rho_{H_2O} \cdot V}{t} = \frac{36000 \text{ kg}}{1800} = 20 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

$W = \frac{L}{t} = \frac{\Delta p V}{t}$

$\frac{V \rho g h}{t} = W_{ideale} = 600$

$W_{reale} = \frac{600}{0,80} = 750 \text{ W}$



$dp = -\rho g dh$

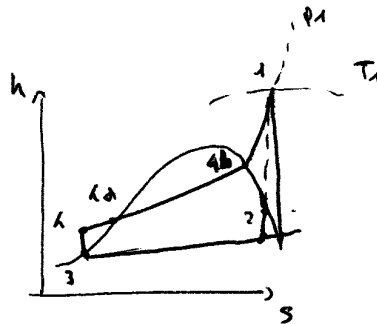
potenziale

2) turbina a vapore $W = 15 \text{ MW}$ $\eta_g = 0,42$

$\dot{Q}_2 = ?$ $H_i = 39500 \text{ kJ/kg}$

$\dot{M}_c = ?$

$\eta_g = \eta \eta_b$



700 isobara

$dh = de + dp + dv$

$dh = dQ - pdv + dp$

$\eta_b \dot{M}_c H_i = \dot{M}_v (\Delta h)_b$

$\eta_b \dot{M}_c H_i = (\dot{M} + \dot{M}_c) h_B - h_A$

$W = \frac{15 \text{ MW}}{\eta_g} = 35,71 \text{ MW}$

$\eta_b \dot{M}_c H_i = (\dot{M} + \dot{M}_c) Q_2$

$\dot{Q}_2 = 35,71 \text{ MW}$

$\dot{M}_c = \frac{35,71 \cdot 10^3 \text{ kJ/s}}{39500 \text{ kJ/kg}} = 0,9 \text{ kg/s}$

$\dot{M}_c = \frac{\dot{Q}_2}{H_i}$

3) $4 \times 4 \times 3 = 48 \text{ m}^3$

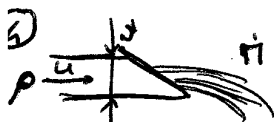
$\eta_{as} = 100\% \Rightarrow x = 0 \rightarrow x = 0,005 \text{ in } t = 5 \text{ min}$

$\rho_{a.s.} = 1,225 \text{ kg/m}^3$

$\dot{M}_{H_2O} = ?$ $\dot{M}_{H_2O} = \dot{M} (x_2 - x_1)$

$\dot{M} = \rho_{a.s.} \cdot \frac{V}{t} = \frac{1,225 \text{ kg/m}^3 \cdot 48 \text{ m}^3}{300 \text{ s}} = 0,196 \text{ kg/s}$

$\dot{M}_{H_2O} = 0,196 \text{ kg/s} (0,005) = 0,00098 \text{ kg/s} \approx 1 \text{ kg/s}$

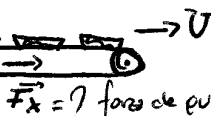


$U = 9,5 \text{ m/s}$ $S = 0,2 \text{ m}^2$

$R = 9,5 \text{ m}$ $\rho_{H_2O} = 1000 \text{ kg/m}^3$

$u = 12 \text{ m/s}$

$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} = \frac{\text{kg}}{\text{s}}$



$F_x = ?$ forza che pulesse deriva operatore per poter trasportare M alla velocità U $C_T = F_x R$

$\rho u S = \dot{M} = 1000 \cdot 0,2 \cdot 1,2 = 240 \text{ kg/s}$

$dF_x = \dot{M} dx$ $F_x = \dot{M} U = \frac{240 \text{ kg}}{\text{s}} \cdot \frac{0,25 \text{ m}}{\text{s}} = 60 \text{ N}$

$C_T = 120 \cdot 0,5 = 60 \text{ N/m}$

$U = \frac{dx}{dt}$ $dx = U dt = 120 \text{ N}$

$W = F_x U = 60 \text{ W}$

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 vacuometro 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 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 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.

[Soluzioni: 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°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 cm^2 . Si determini la massa del pistone. Si supponga che l'accelerazione di gravità sia quella normale.

[Soluzione: 122.4 kg]

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 m³/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: 90 m]

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/m³.

[Soluzione: 1770 kW]

3.4 Un fiume che scorre con una portata d'acqua costante pari a 240 m³/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/s². 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 m³/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/m³.

[Soluzione: 236 W]

PROBLEMI

4.1 Si osserva che l'acqua contenuta in un recipiente profondo 5 cm bolle a 98 °C. A quale temperatura bollerà 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 m³, contiene 5 kg di miscela saturo acqua liquido-vapore acqueo 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 m³ 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 m³ 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 acqueo surriscaldato alla pressione di 10 MPa e alla temperatura di 400 °C usando (a) l'equazione di stato dei gas perfetti e (b) il diagramma generalizzato del fattore di compressibilità. Si confrontino i risultati trovati con il valore effettivo di 0.02641 m³/kg e si determini l'errore da cui è affetto ciascun risultato.

[Soluzioni: (a) 0.03106 m³/kg, 17.6%; (b) 0.02609 m³/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 perfetti e (b) il diagramma generalizzato del fattore di compressibilità. Si confrontino i risultati con il valore effettivo di 0.02189 m³/kg e si determini l'errore da cui è affetto ciascun risultato.

[Soluzioni: (a) 0.0240 m³/kg, 9.8%; (b) 0.0214 m³/kg, 2.2%]

4.9 Un recipiente avente un volume di 0.01677 m³ 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 perfetti 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 perfetto con un errore inferiore al 10%. È valida questa affermazione?

[Soluzione: no]

4.11 Un recipiente avente un volume di 3.27 m³ contiene 100 kg di azoto alla temperatura di 225 K. Si determini la pressione nel recipiente usando

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 rimane 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 $a = 1$ MPa/m³ e b è una costante. Se il volume iniziale del gas è 0.2 m³, 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 m³ a un volume finale di 0.2 m³ 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 m³ a 0.1 m³. Durante la trasformazione, la pressione e il volume sono legati dalla relazione $p = aV^{-2}$, dove $a = 8$ kPa · m⁶. 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 calcolino 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 Δu 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.2c), (b) il valore di c_v a temperatura media (Tabella A.2d) e (c) il valore di c_v a temperatura ambiente (Tabella A.2a).

[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 m³; (b) 210 kJ]

5.9 Una stanza che misura 4 m × 5 m × 3 m deve essere riscaldata da un riscaldatore elettrico installato nello zoccolo della stanza. Si desidera che il riscaldatore sia capace di innalzare la temperatura dell'aria nella stanza da 7°C a 23°C entro 15 minuti. Supponendo che non vi siano dispersioni di calore dalla stanza e che la pressione atmosferica sia di 100 kPa, si determini la potenza del riscaldatore a resistenza. Si assumano calori specifici dell'aria a temperatura ambiente.

[Soluzione: 1.5 kW]

5.10 Uno studente che vive in una stanza di 4 m × 6 m × 6 m accende il suo ventilatore prima di uscire dalla stanza in una giornata

speran
ritorno
tutte le
scuran
pareti
nella
dopo
ratura
alla p
15°C

5.11
poggi
mente
100 k
dello
zione
deve
comin

5.12
tra di
l'aria

Analisi energetica dei sistemi chiusi

qua 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]

in base

Nel capitolo precedente si è visto che l'analisi energetica generale per sistemi chiusi si basa sull'equazione $E_{\text{uscente}} = \Delta E$. In questi sistemi non verrà applicata la conservazione della massa, ma solo quella dell'energia. In un sistema chiuso, l'energia verrà sviluppata o assorbita per la conservazione dell'energia. Il controllo, poi, verrà applicato alla conservazione dell'energia e l'energia applicata verrà applicata. Le implicazioni di questa analisi saranno di impiego nei sistemi di compressori. L'analisi di miscela verrà applicata alla conservazione dell'energia e l'energia applicata verrà applicata.

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 m³/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 m³/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 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. Assimilando 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]

7.12 Un metodo innovativo di generazione di energia implica l'utilizzazione dell'energia geotermica come sorgente termica. [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.)] 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

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.

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 m³/kg e 25°C a uno stato finale di 0.1 m³/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 perfetto 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]

PROBLEMI

9.4 Un motore ideale ha un rapporto volumetrico pari a 8. All'inizio della trasformazione l'aria è a 95 kPa e a 27°C e durante la trasformazione di somministrazione di calore vengono trasmessi all'aria 4392 kJ/kg. Usando calori specifici costanti per l'aria a temperatura ambiente, si determinino (a) la pressione alla fine della trasformazione, (b) il lavoro netto per ciclo, (c) il rendimento termico e (d) la pressione media effettiva.

9.5 Un motore Diesel ad aria standard ha un rapporto di compressione pari a 16 e un rapporto di introduzione pari a 2. All'inizio della trasformazione di compressione, l'aria è alla pressione di 101 kPa e alla temperatura di 27°C. Usando calori specifici costanti a temperatura ambiente, si determinino (a) la temperatura dopo la trasformazione di calore, (b) il rendimento termico, (c) la pressione media effettiva.

9.6 Un motore a gas a turbina a gas funziona secondo un ciclo Brayton ideale semplice con un fluido evolvente. L'aria entra nel compressore a 101 kPa e a 290 K e nella turbina a 1100 K. La potenza termica ceduta al fluido è di 50.000 kW. Si determini la potenza generata da questo impianto motore, assumendo calori specifici costanti a temperatura ambiente.

9.7 Un motore a gas a turbina a gas funziona secondo un ciclo Brayton ideale con un fluido evolvente (efficienza $\epsilon = 100\%$), con aria come fluido. L'aria entra nel compressore a 101 kPa e nella turbina a 760 kPa e 1100 K. L'energia fornita all'aria da una sorgente di calore è di 60.000 kW. Si determini la potenza generata da questo impianto motore assumendo calori specifici costanti per l'aria a temperatura ambiente.

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).

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.

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].

9.8 Si consideri un impianto motore a vapore che funziona secondo un ciclo Rankine ideale con

bre alternativo quadricilindrico ad comando ha un rapporto volume-pressione pari a 8 e ciascun cilindro ha un volume massimo di 0.6 L. All'inizio della compressione l'aria è a 98 kPa e la temperatura massima nel ciclo è 1800 K. Si determinino (a) la quantità di calore fornita a ogni ciclo; (b) il rendimento termico; (c) il numero di giri al minuto necessari per una potenza netta di 60 kW. Si assumano i calori specifici costanti a temperatura ambiente.

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

Un ciclo Brayton ideale semplice con un fluido evolvente. Il rapporto di compressione del ciclo è pari a 6 e la temperatura minima e la temperatura massima sono 300 K e 1500 K, rispettivamente. Ora si raddoppia il rapporto di compressione lasciando invariata la temperatura minima e la temperatura massima. Si determinino gli incrementi di lavoro netto fornito riferito all'unità di massa e di rendimento termico in conseguenza della modificazione. Si assumano calori specifici costanti a temperatura ambiente.

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

Un impianto motore a vapore che funziona secondo il ciclo Rankine ideale semplice il vapore viene generato a una pressione di 6 MPa e ne esce come vapore saturo a una pressione di 7.5 MPa. La potenza termica fornita al vapore nella caldaia è di 10 MW. Il vapore viene raffreddato nel condensatore dall'acqua di raffreddamento prelevata da un fiume vicino, la quale entra nel condensatore a 10°C. Si rappresenti il ciclo su un diagramma $T-s$ e si determinino (a) la potenza netta fornita dalla turbina, (b) la potenza netta fornita al fluido di raffreddamento, (c) la portata massica dell'acqua di raffreddamento.

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

Un grande impianto frigorifero deve essere generato a -15°C e richiede una potenza 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 m³/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 litri/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 ad 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

PROBLEMI

Composizione dell'aria umida su base molare: 78% N_2 , 20% O_2 , 2% vapore acqueo. Si determinino le frazioni ponderali dei componenti.
 [Soluzioni: N_2 : 0.764; O_2 : 0.224; H_2O : 0.012]

Miscela gassosa ha la seguente composizione molare: 60% N_2 e 40% CO_2 . Si determinino (a) la costante dei gas della miscela e la costante dei gas di ciascun gas.
 [Soluzioni: (a) $m_{f_{N_2}} = 48.8\%$; $m_{f_{CO_2}} = 51.2\%$; (b) $R_{mix} = 0.240 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$]

Miscela gassosa è costituita da 5 kg di N_2 e 10 kg di CO_2 . Si determinino (a) la costante media dei gas della miscela, (b) la costante media dei gas di ciascun componente e (c) la costante dei gas della miscela.
 [Soluzioni: (a) $m_{f_{O_2}} = 0.217$; $m_{f_{N_2}} = 0.348$; $m_{f_{CO_2}} = 0.435$; (b) $R_{N_2} = 0.297 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$; $R_{CO_2} = 0.189 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$; (c) $R_{mix} = 0.244 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$]

Miscela gassosa è costituita da 8 kmol di N_2 e 16 kmol di O_2 . Si determinino (a) la massa molare media dei gas della miscela e (b) la costante media dei gas della miscela.
 [Soluzioni: (a) 16 kg, 56 kg; (b) 1.155 kJ/(kg · K)]

Recipiente rigido contiene 8 kmol di O_2 e 16 kmol di CO_2 gassoso alla temperatura di 200 K e alla pressione di 150 kPa. Si stimi il volume del recipiente.
 [Soluzione: 289.3 m³]

Recipiente rigido contiene 0,5 kmol di N_2 e 1 kmol di O_2 alla pressione di 250 kPa e alla temperatura di 280 K. La temperatura della miscela è aumentata a 400 K. Si determinino (a) il volume del recipiente e (b) la pressione finale della miscela.
 [Soluzioni: (a) 23.3 m³; (b) 357.1 kPa]

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 m³ 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: 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. La valvola che collega i due recipienti viene aperta 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 m³, 0.465 m³; (b) 303.4 kPa]

10.10 Un volume di 0,3 m³ di O_2 alla temperatura di 200 K e alla pressione di 8 MPa viene miscelato con 0,5 m³ di N_2 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 perfetti, (b) il metodo di Kay e (c) il diagramma di compressibilità e la legge di Amagat.
 [Soluzioni: (a) 0.8 m³; (b) 0.79 m³; (c) 0.80 m³]

10.11 Un recipiente rigido isolato è diviso in due compartimenti da un setto. Uno dei due compartimenti contiene 0.5 kmol di CO_2 gassoso alla temperatura di 27 °C e alla pressione di 200 kPa; l'altro contiene 7.5 kmol di H_2 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]

PROBLEMI

11.1 Si determinino le masse dell'aria secca e del vapore acqueo contenuti in una stanza di 240 m^3 a una pressione di 98 kPa , a una temperatura di 23°C e un'umidità relativa del 50%.

[Soluzioni: 273 kg , 2.5 kg]

11.2 Una casa contiene aria a una temperatura di 20°C e a un'umidità relativa del 65%. Condenserà l'umidità sulle superfici interne delle finestre quando la temperatura delle finestre stesse scende a 10°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°C e 20°C , rispettivamente. Si determinino (a) l'umidità specifica, (b) l'umidità relativa e (c) l'entalpia dell'aria, espressa in kilojoule per chilogrammo di aria secca [kJ/(kg aria secca)].

[Soluzioni: (a) $(0.0136 \text{ kg H}_2\text{O})/(\text{kg aria secca})$; (b) 64.1%; (c) $59.8 \text{ kJ}/(\text{kg aria secca})$]

11.4 Una stanza contiene aria a una pressione di 1 atm e a una temperatura di 26°C e un'umidità relativa del 70%. Usando il diagramma psicrometrico, si determinino (a) l'umidità specifica, (b) l'entalpia [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) $(0.0148 \text{ kg H}_2\text{O})/(\text{kg aria secca})$; (b) $63.9 \text{ kJ}/(\text{kg aria secca})$; (c) 21.9°C ; (d) 20.1°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°C e una temperatura di bulbo umido di 16°C . Assumendo una pressione di 100 kPa , si determinino (a) l'umidità specifica, (b) l'umidità relativa e (c) la temperatura di rugiada.

[Soluzioni: $(0.0091 \text{ kg H}_2\text{O})/(\text{kg aria secca})$; (b) 54.0%; (c) 12.3°C]

11.6 L'aria in una stanza ha una pressione di 1 atm , una temperatura di bulbo secco di 24°C e una temperatura di bulbo umido di 17°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) $(0.0092 \text{ kg H}_2\text{O})/(\text{kg aria secca})$; (b) $47.6 \text{ kJ}/(\text{kg aria secca})$; (c) 49.6%; (d) 12.8°C ; (e) $0.855 \text{ m}^3/(\text{kg aria secca})$]

11.7 Una stanza contiene aria a una temperatura di 20°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) $(0.0129 \text{ kg H}_2\text{O})/(\text{kg aria secca})$; (c) $52.84 \text{ kJ}/(\text{kg aria secca})$]

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°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°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°C , a un'umidità relativa del 30% e a una velocità di 18 m/s . La potenza termica sottratta all'aria è pari a $1200 \text{ kJ}/\text{min}$. 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°C ; (b) 46.6%; (c) 17.6 m/s]

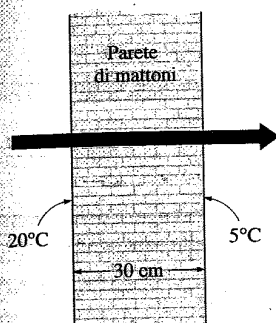
11.10 L'aria a una pressione di 1 atm , a una temperatura di 15°C e a un'umidità relativa del 60% viene prima riscaldata fino a 20°C nella sezione di riscaldamento di un sistema di condizionamento dell'aria e poi umidificata mediante l'introduzione di vapore acqueo. L'aria esce dalla sezione di umidificazione a una temperatura di 25°C e a un'umidità relativa del 65%. Si determinano (a) la quantità di vapore introdotto nell'aria e (b) la quantità di calore somministrata all'aria nella sezione di riscaldamento.

[Soluzioni: (a) $(0.0065 \text{ kg H}_2\text{O})/(\text{kg aria secca})$; (b) $5.1 \text{ kJ}/(\text{kg aria secca})$]

PROBLEMI

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

[Soluzione: 966 W]



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 cm , si trovano alla temperatura di 10°C e 3°C rispettivamente. Sapendo che la conduttività termica del vetro è di $0.78\text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, si determini la potenza termica ceduta attraverso il vetro in un intervallo di tempo di 5 h . Quale sarebbe la risposta se il vetro avesse spessore 1 cm ?

[Soluzione: 78.6 kJ, 39.3 kJ]

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

[Soluzione: $78.8\text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$]

12.4 Un termoflussimetro collegato alla superficie interna dello sportello, avente spessore 3 cm , di un frigorifero indica un flusso termico pari a $25\text{ W}/\text{m}^2$ attraverso di esso. Inoltre, le temperature delle

superfici interna ed esterna dello sportello risultano pari a 7°C e 15°C rispettivamente. Si determini la conduttività termica media dello sportello del frigorifero.

[Soluzione: $0.0938\text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$]

12.5 Si consideri una persona in una stanza mantenuta costantemente a 20°C . Si osserva che le superfici interne delle pareti, del soffitto e del pavimento hanno una temperatura media di 12°C in inverno e di 23°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 m^2 , 0.95 e 32°C rispettivamente.

[Soluzione: 84.2 W; 177.2 W]

12.6 Un tubo di diametro esterno 5 cm e lungo 10 m che trasporta acqua calda a 80°C cede calore all'aria circostante a 5°C per convezione naturale con coefficiente di scambio termico convettivo pari a $25\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$. 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°C e 25°C rispettivamente. La copertura in vetro ha un'area superficiale di 2.5 m^2 , uno spessore di 0.6 cm e conduttività termica $0.7\text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$. Il calore viene ceduto dalla superficie esterna della copertura di vetro per convezione e irraggiamento con un coefficiente di scambio termico convettivo di $10\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ e una temperatura ambiente di 15°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

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^2 . 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^2).

[Soluzioni: (a) 0.024 kWh; (b) $88.2\text{ W}/\text{m}^2$]

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^2), e (b) l'intervallo di tempo necessario per raffreddare il cocomero.

[Soluzioni: (a) $144\text{ W}/\text{m}^2$; (b) 7 h]

13.3 Un misuratore di flusso termico applicato sulla superficie interna della porta di un frigorifero, di spessore 3 cm, indica un flusso termico di $25\text{ W}/\text{m}^2$ 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 20°C , rispettivamente. Si determini la conducibilità termica media della porta del frigorifero.

[Soluzione: $0.0938\text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$]

13.4 Si consideri una parete di mattoni alta 4 m, larga 10 m e spessa 0.3 m, la cui conducibilità termica è $0.8\text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$. In un certo giorno i valori misurati delle temperature della superficie interna e della superficie esterna della parete sono 14°C e 20°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 conducibilità termica è $\lambda = 0.78\text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$. Si determini 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 $h_1 = 10\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ e $h_2 = 25\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, 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^2), e (c) la temperatura superficiale del resistore per un coefficiente di scambio termico convettivo e radiativo combinato di $9\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

[Soluzioni: (a) 3.6 Wh; (b) $1179\text{ W}/\text{m}^2$; (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^2 . La temperatura interna del corpo umano è 37°C e la conducibilità termica dei tessuti biologici umani in prossimità della cute è di circa $0.3\text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$. 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 $10\text{ m} \times 20\text{ m}$ e pareti alte 4 m. Tutte e quattro le pareti della casa hanno una resistenza termica specifica di $2.31\text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$. Le due pareti di $10\text{ m} \times 4\text{ m}$ sono prive di finestre. La terza parete ha cinque finestre fatte di vetro spesso 0.5 cm [$\lambda = 0.78\text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$], ciascuna delle quali misura 1.2

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

[Soluzione: 126.6°C]

Un filo conduttore elettrico resistivo di 0.2 kW di diametro e di 2 kW, lungo 6 m, è fatto di acciaio inossidabile [$\lambda = 15.1 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$]. Il dissipatore opera in un ambiente a 30°C , con un coefficiente di scambio termico convettivo di $10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ sulla superficie esterna. Si determini la temperatura superficiale del filo.

[Soluzione: 409°C]

Si deve raffreddare un transistor di potenza di 30 W applicandolo a uno dei dissipatori di commercio indicati nella Tabella 13.3. Si scelga un dissipatore di calore che permetta di mantenere la temperatura dell'involucro del transistor di non superare 80°C nell'aria ambiente a 35°C .

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

Una scheda di circuito stampato, spessa 0.3 cm, alta 12 cm e lunga 18 cm, reca su una faccia 80 microprocessori (chip logici) strettamente addossati, ciascuno dei quali dissipa 0.04 W. La scheda è opportunamente impregnata e ha una conducibilità termica effettiva di $20 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$. 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°C , con un coefficiente di scambio termico convettivo di $50 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$. (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 cm, alta 12 cm e lunga 18 cm [$\lambda = 237 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$] con 864 alette cilindriche di alluminio di 0.25 cm di diametro e di 2 cm di lunghezza usando a questo scopo un adesivo epossidico spesso 0.02 cm [$\lambda = 1.8 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$], si determinino le nuove temperature sulla due facce della scheda.

[Soluzione: (a) 43.0°C ; (b) 40.5°C]

13.18 Un tratto lungo 8 m di tubo dell'acqua calda e un tratto lungo 8 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 cm, e la distanza tra i loro assi longitudinali è 40 cm. La temperatura superficiale del tubo caldo e quella del tubo freddo sono 60°C e 15°C , rispettivamente. Assumendo la conducibilità termica del calcestruzzo pari a $\lambda = 0.75 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$, si determini la potenza termica trasmessa fra i due tubi.

[Soluzione: 306 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 m. Le pareti e il tetto della casa sono fatti di calcestruzzo spesso 20 cm [$\lambda = 0.75 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$]. La temperatura della superficie interna della casa e quella della sua superficie esterna sono 15°C e 3°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 W; (b) 5.6%]

ESERCIZI PER I CORSI DI ARCHITETTURA

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 $0.33 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$ (zona termica F). Per la stratigrafia della parete vi sono alcuni vincoli da rispettare tra cui:

- spessore massimo della parete 35 cm
- necessità di utilizzare un termoblocco da 24 cm di spessore e conduttività pari a $0.35 \text{ W}/\text{mK}$
- almeno 1 cm di intonaco interno di calce e gesso conduttività: $0.7 \text{ W}/\text{mK}$
- almeno 1 cm di intonaco esterno di malta conduttività: $0.9 \text{ W}/\text{mK}$.

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

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 trascinarsi 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 attraverso 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 [$\lambda = 0.78\text{ W}/(\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C})$] è spesso 0.5 cm e il coefficiente di scambio termico convettivo sulla superficie interna del vetro è $8\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$. Ora cominciano a soffiare venti a 60 km/h parallelamente alla superficie di questa parete. Se la temperatura dell'aria esterna è -2°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 [$\lambda = 237\text{ W}/(\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C})$] 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°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°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 conducibilità termica effettiva pari a $16\text{ W}/(\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C})$. 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°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°C , 46.31°C]

ESERCIZI PER I CORSI DI ARCHITETTURA

15.1A Un edificio avente una parete piana quadrata in calcestruzzo di spessore 25 cm , conduttività termica $1.4\text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ e lato 10 m , è esposto al vento che lo lambisce con una velocità di 40 km/h e una temperatura di 2°C . Sapendo che la temperatura interna dell'aria è di 20°C e che il coefficiente limite interno vale $23\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, determinare 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°C e velocità 15 km/h . Supponendo che la temperatura media dei fumi sia 250°C e che il coefficiente limite interno valga $28\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, determinare 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

Capitolo 17

La convezione naturale

In questo capitolo si parlerà della trasmissione del calore per convezione naturale, che si verifica quando il moto del fluido ha luogo per cause naturali come il galleggiamento.

Poiché il coefficiente di scambio termico per convezione è funzione della velocità del fluido, che nel caso di convezione naturale è bassa, essendo in generale inferiore a 1 m/s, i valori del coefficiente di scambio termico per la convezione naturale sono di solito molto più bassi di quelli che si hanno in convezione forzata. Nonostante ciò molti dispositivi di scambio termico sono progettati per operare in condizioni di convezione naturale invece che forzata, perché la convezione naturale non richiede l'impiego di apparecchiature per movimentare il fluido.

La convezione naturale è il fenomeno primario di scambio termico nel raffreddamento di componenti elettronici come i transistori di potenza, apparecchi TV e VCR, nella trasmissione di calore da pannelli radianti a pavimento o radiatori a vapore, da batterie refrigeranti e linee di trasmissione di potenza e dai corpi di animali ed esseri umani.

Questo capitolo inizia con una descrizione del fenomeno fisico della convezione naturale. Successivamente vengono presentati il numero di Grashof e le correlazioni per valutare lo scambio termico per convezione naturale nel caso di varie geometrie, incluse le cavità e le superfici alettate. Infine, viene trattato il fenomeno simultaneo di convezione forzata e naturale.

Gli obiettivi di questo capitolo sono:

- capire il fenomeno fisico della convezione naturale;
- ricavare le equazioni che governano la convezione naturale e ottenere il numero di Grashof adimensionale attraverso un procedimento di a-dimensionalizzazione;
- valutare il numero di Nusselt per la convezione naturale associato a piastre verticali, orizzontali e inclinate e anche a cilindri e sfere;
- esaminare la convezione naturale per superfici alettate e determinare il passo ottimale tra le alette;
- analizzare la convezione naturale all'interno di cavità quali i serramenti con doppi vetri.

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 $T_{\infty} = 30^{\circ}\text{C}$, 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 $30\text{ cm} \times 30\text{ cm}$ 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 attraversi 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 conducibilità 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) $0.147\text{ W}/(\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C})$]

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

temperatura dell'acqua all'entrata è pari a 70°C e il coefficiente di scambio termico convettivo sulla superficie interna del tubo è 150 W/(m² · °C), si determini la diminuzione di temperatura dell'acqua mentre attraversa lo scantinato.

[Soluzione: 0.52°C]

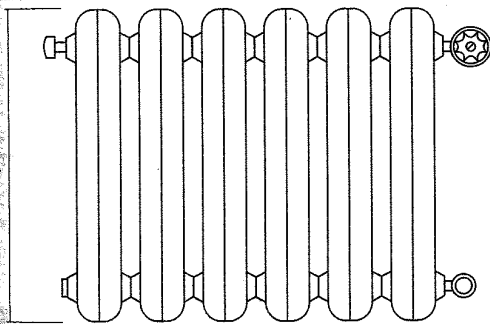
ESERCIZI PER I CORSI DI ARCHITETTURA

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. Determinare la superficie del calorifero per poter sopperire ai disperdimenti della stanza sapendo che la temperatura massima raggiungibile è di 57°C. Considerare per la convezione naturale la seguente relazione

$$Nu_{(L)} = 0,68 (Gr_L Pr)^{1/4} \text{ per } 10 < GrPr < 10^9$$

$$Nu_{(L)} = 0,68 (Gr_L Pr)^{1/3} \text{ per } GrPr > 10^9$$

Dove $L = 2 \text{ m}$



ed un coefficiente d'irraggiamento pari a 4 W/m²K.

Proprietà dell'aria:

$$\nu = 153,5 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\lambda = 25,69 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$$

$$\rho = 1,18 \text{ kg/m}^3$$

$$c_p = 1,007 \text{ kJ/kg K}$$

$$\beta = 3,42 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

[Soluzione: 0.87 m²]

17.2A In una stanza con pavimento quadrato (3 × 3 m) è stato installato un sistema radiante. Grazie a tale sistema la superficie del pavimento raggiunge 30°C. Calcolare il flusso che viene scambiato per convezione naturale con l'ambiente interno, supponendo che la temperatura dell'aria sia di 20°C. Considerare la seguente relazione

$$Nu_{(L)} = 0,14 (Gr_L Pr)^{1/3} \text{ per } 2 \cdot 10^7 < GrPr < 3 \cdot 10^{10}$$

$$Nu_{(L)} = 0,54 (Gr_L Pr)^{1/4} \text{ per } 10^5 < GrPr < 2 \cdot 10^7$$

Dove $L = 3 \text{ m}$

Proprietà dell'aria:

$$\nu = 153,5 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\lambda = 25,69 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$$

$$\rho = 1,18 \text{ kg/m}^3$$

$$c_p = 1,007 \text{ kJ/kg K}$$

$$\beta = 3,42 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

[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 determinare il coefficiente di convezione (a) sapendo la relazione

$$1. Nu_s = 0,18 Gr_s^{1/4} \cdot (L/s)^{-1/9} \text{ per } 20000 < Gr_s < 200000$$

$$2. Nu_s = 0,065 Gr_s^{1/3} \cdot (L/s)^{-1/9} \text{ per } 200000 < Gr_s < 11 \cdot 10^6$$

Ove

$s =$ spessore intercapedine (0.02 m)

$$Gr_s = [\rho g \beta (t_1 - t_2) s^3] / \mu^2$$

$t_1 =$ temperatura sulla superficie 1

$t_2 =$ temperatura sulla superficie 2

$s =$ spessore dell'intercapedine

$L =$ altezza dell'intercapedine: 3 m

Utilizzare i seguenti dati relativi all'aria e, se necessario, interpolare linearmente:

Tabella 17.1
Proprietà dell'aria

°C	ρ	β	μ	λ
0	1.275	3.674	0.00001724	0.002418
10	1.23	3.543	0.00001774	0.00249

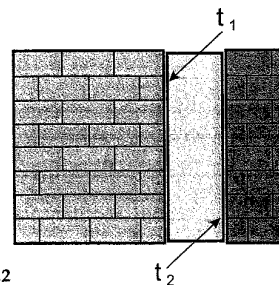


FIGURA 17.2
Parete dell'esercizio 17.3.

[Soluzione: (a) 0.88 W/m²K]

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 °C. Si osserva tuttavia che in questa notte l'acqua è congelata. Assumendo pari a 10 W/(m² · °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 m × 3 m × 3 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 $T_1 = 600$ K e $T_2 = 400$ 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 W/m²]

18.13 Si consideri un forno emisferico di diametro $D = 5$ 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 $D = 5$ 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 $D = 0.6$ m sono disposti direttamente l'uno sull'altro a una distanza reciproca $L = 0.4$ 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 $T_\infty = 300$ 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 m × 4 m, deve essere riscaldata da riscaldatori a resistenza elettrica montati nel soffitto, che è mantenuto a una temperatura uniforme costante di 32°C. Il pavimento della stanza è alla temperatura di 18°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 m², un'emissività pari a 0.7 e una temperatura di 32°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 ε_3 su entrambe le facce è interposto fra