ESERCIZI DI FISICA TECNICA

TRASMISSIONE DEL CALORE
PSICROMETRIA
FOTOMETRIA
ACUSTICA

Università degli studi di Palermo
Dipartimento di Energetica
Palermo, 2001

INDICE

SIMBOLI

a	coefficiente d'assorbimento della radiazione
A	area
b	larghezza
Bi	numero di Biot
c_p	calore specifico a pressione costante
c_v	calore specifico a volume costante
d	diametro
D	distanza
F	fattore di forma
Fo	numero di Fourier
g	accelerazione di gravità
G	portata
h	coefficiente convettivo o adduttivo; altezza; entalpia associata
i	corrente elettrica; entalpia specifica
I	intensità luminosa; entalpia
J	emittanza totale
k	conduttività termica
K	trasmittanza specifica
K_m	costante della definizione del flusso luminoso
l	lunghezza
L	lunghezza; lavoro; luminanza; livello sonoro
m	massa
M	massa molecolare
Nu	numero di Nusselt
p	pressione; perimetro
P	potenza
p_v	pressione parziale del vapore
Pr	numero di Prandtl
Q	quantità di calore
Q'	flusso termico (potenza)
Q'_L	flusso termico per unità di lunghezza
Q''	flusso termico specifico
r	raggio; resistenza elettrica; resistenza termica specifica; calore latente; albedo
R	resistenza elettrica
R'	costante nell'equazione di stato del gas ideale (= R/M)
Ra	numero di Rayleigh
s	spessore
S	area
t	temperatura in gradi Celsius (°C)
T	temperatura termodinamica (K)
v	volume specifico
V	potenziale elettrico; volume; portata volumetrica; visibilità relativa
w	velocità
W	potenza
x	ascissa; titolo
y	ascissa; umidità associata
z	ascissa
α	diffusività termica; angolo
β	coefficiente di dilatazione isobarico; angolo; rapporto $\Delta h/\Delta y$
δ	spessore
ε	emittanza spettrale
η	rendimento
θ	differenza tra temperature
λ	lunghezza d'onda
μ	viscosità
ν	viscosità cinematica
ρ	densità di massa
ρ_e	resistività elettrica
σ	costante dell'equazione di Stefan-Boltzmann
τ	tempo
φ	umidità relativa; angolo
Φ	flusso luminoso
Ω	angolo solido

Indici

A	aria; pesatura secondo la scala A
b	relativo alla banda di frequenze
g	ghiaccio
K	punto critico
ℓ	liquido saturo
L	liquido
ML	media logaritmica
s	saturazione
v	vapore saturo secco
0	grandezza di riferimento per il calcolo del livello in decibel
3	punto triplo

Tutti i dati, dove non sia diversamente dichiarato, sono espressi nelle unità di base e derivate del sistema SI.

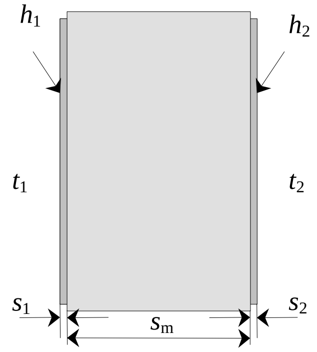
CARATTERI GRECI

Α	α	alfa	Η	η	eta	Ν	ν	ny	Τ	τ	tau
Β	β	beta	Θ	θ	theta	Ξ	ξ	xi	Υ	υ	ypsilon
Γ	γ	gamma	Ι	ι	iota	Ο	ο	omicron	Φ	φ	phi
Δ	δ	delta	Κ	κ	kappa	Π	π	pi	Χ	χ	chi
Ε	ε	epsilon	Λ	λ	lambda	Ρ	ρ	rho	Ψ	ψ	psi
Ζ	ζ	zeta	Μ	μ	my	Σ	σ	sigma	Ω	ω	omega

Trasmissione del calore

1.

Una parete esterna di un edificio è costituita da uno strato di muratura di arenaria dello spessore s_m = 30 cm ricoperto su entrambe le facce da uno strato d'intonaco (k_i = 1,2 W/°C m) dello spessore s_i = 2,5 cm. Considerando la muratura come uno strato di materiale omogeneo con conduttività termica k_m = 1,45 W/°C m e trascurando gli effetti dell'irraggiamento solare, calcolare il flusso termico specifico attraverso la parete in regime stazionario, se la temperatura dell'aria all'interno è t_1 = 19°C e all'esterno è t_2 = 4°C (coefficienti adduttivi h_1 = 10 W/m^2 °C; h_2 = 20 W/°C m).



Ripetere il calcolo per il caso di una parete fatta di una semplice lastra di vetro (k_v = 0,95 W/°C m) avente uno spessore s_v = 4 mm con le stesse condizioni di temperatura e gli stessi coefficienti d'adduzione, sempre senza tener conto dell'irraggiamento solare.

---

a) Parete di muratura. La trasmittanza unitaria della parete, se si suppone la parete indefinita, è:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_1}+\frac{2s_i}{k_i}+\frac{s_m}{k_m}+\frac{1}{h_2}} = \frac{1}{\frac{1}{10}+\frac{2\times 2{,}5\times 10^{-2}}{1{,}2}+\frac{0{,}3}{1{,}45}+\frac{1}{20}} = 2{,}509\,\frac{\text{W}}{\text{m}^2\,°\text{C}}.$$

Il flusso termico specifico dal lato "1" verso il lato "2":

$$Q'' = K(t_1 - t_2) = 2{,}509\times(19-4) = 37{,}6\,\frac{\text{W}}{\text{m}^2}.$$

b) Lastra di vetro. La trasmittanza specifica è:

$$K' = \frac{1}{\frac{1}{h_1}+\frac{s_v}{k_v}+\frac{1}{h_2}} = \frac{1}{\frac{1}{10}+\frac{4\times 10^{-3}}{0{,}95}+\frac{0{,}3}{1{,}45}+\frac{1}{20}} = 6{,}485\,\frac{\text{W}}{\text{m}^2\,°\text{C}}.$$

Il flusso termico specifico è:

$$Q''_v = K'(t_1 - t_2) = 6{,}485\times(19-4) = 97{,}3\,\frac{\text{W}}{\text{m}^2}.$$

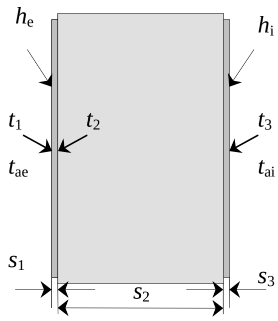
Questo valore è maggiore di quello del caso a) del 160% ($Q''_v/Q'' \approx 2{,}6$).

2.

Una delle pareti di un armadio frigorifero è costituita da uno strato di isolante cellulare (una schiuma di poliuretano avente conduttività termica k_2 = 0,037 kcal/h m °C) di spessore s_2 = 32 mm racchiuso tra un lamierino di acciaio (spessore s_1 = 0,3 mm) e un foglio di resina sintetica (s_3 = 2 mm).

Calcolare la trasmittanza unitaria della parete, supponendo per i coefficienti di adduzione il valore h_e = 9 W/°C m sulla faccia esterna e il valore h_i = 6 W/°C m sulla faccia interna.

Se la temperatura dell'aria dell'ambiente è t_{ae} = 26°C e la temperatura dell'aria all'interno del frigorifero è t_{ai} = 2°C, calcolare il flusso termico specifico e la temperatura superficiale esterna t_1.



Per il calcolo della trasmittanza termica unitaria utilizziamo i dati ricavabili dalla tab. 18 (proprietà termofisiche di alcuni materiali solidi):

k_1 = 63 W/°C m (acciaio); k_3 = 0,19 W/°C m (PVC).

Quanto all'isolante, conviene cominciare con l'esprimerne la conduttività termica nelle unità SI:

$$k_2 = 0{,}037 \frac{\text{kcal}}{\text{h m °C}} = \frac{0{,}037 \times 4186}{3600} = 0{,}043 \frac{\text{W}}{\text{m °C}}.$$

Per la trasmittanza unitaria abbiamo:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \sum_j \frac{s_j}{k_j} + \frac{1}{h_i}} = \frac{1}{\frac{1}{9} + \frac{0{,}3\times10^{-3}}{63} + \frac{32\times10^{-3}}{4{,}3\times10^{-2}} + \frac{2\times10^{-3}}{0{,}19} + \frac{1}{6}} = 0{,}9685 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ °C}}.$$

Il flusso termico specifico è:

$$Q'' = K(t_{ae} - t_{ai}) = 0{,}9685 \times (26 - 2) = 23{,}24 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}.$$

La temperatura superficiale esterna t_1 può ricavarsi dalla relazione:

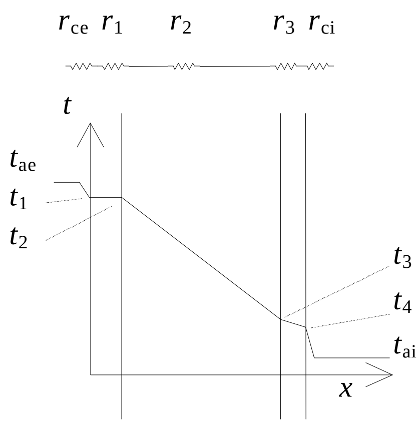
$$Q'' = h_e(t_{ae} - t_1).$$

Risolvendo, abbiamo:

$$t_1 = t_{ae} - \frac{Q''}{h_e} = 26 - \frac{23{,}24}{9} = 23{,}4 \text{°C}.$$

3.

Riconsiderando il problema precedente, riportare in diagramma cartesiano l'andamento della temperatura lungo l'ascissa x normale alla parete.



L'andamento della temperatura attraverso ciascuno dei tre strati è rappresentato da un segmento di retta. Per tracciare il diagramma, bisogna conoscere, oltre alle temperature t_{ae} e t_{ai}, che sono assegnate, e alla t_1, già calcolata nell'esercizio precedente, anche le temperature t_2, t_3 e t_4.

È comodo utilizzare l'analogia elettrica, considerando i cinque resistori in serie e le corrispondenti resistenze:

$r_{ce} = 1/h_e$; $r_1 = s_1/k_1$; $r_2 = s_2/k_2$;

$r_3 = s_3/k_3$; $r_{ci} = 1/h_i$.

Si trovano per i due casi analoghi le seguenti relazioni (regola del *partitore di tensione*):

CONDUZIONE ELETTRICA	TRASMISSIONE DEL CALORE
$R = \sum r = r_{ae} + r_1 + r_2 + r_3 + r_{ai}$	$\dfrac{1}{K} = \dfrac{1}{h_e} + \sum \dfrac{s}{k} + \dfrac{1}{h_i}$
$i = \dfrac{V_e - V_i}{R}$	$Q'' = (t_{ae} - t_{ai})K$
$V_e - V_2 = i(r_{ce} - r_1) = (V_e - V_i)\dfrac{r_{ce} + r_1}{R}$	$t_{ae} - t_2 = Q''\left(\dfrac{1}{h_e} + \dfrac{s_1}{k_1}\right) = (t_{ae} - t_i)\dfrac{1/h_e + s_1/k_1}{1/K}$
$V_e - V_3 = (V_e - V_i)\dfrac{r_{ce} + r_1 + r_2}{R}$	$t_{ae} - t_3 = (t_{ae} - t_{ai})\dfrac{1/h_e + s_1/k_1 + s_2/k_2}{1/K}$
$V_4 - V_1 = (V_e - V_i)\dfrac{r_{ci}}{R}$	$t_4 - t_{ai} = (t_{ae} - t_{ai})\dfrac{1/h_i}{1/K}$

Si trova:

$$t_2 = t_{ae} - (t_{ae} - t_{ai})\frac{\dfrac{1}{h_e} + \dfrac{s_1}{k_1}}{\dfrac{1}{h_e} + \sum \dfrac{s}{k} + \dfrac{1}{h_i}} = 26 - (26 - 2)\times\frac{\dfrac{1}{9} + \dfrac{3\times10^{-4}}{63}}{1{,}0325} = 23{,}4°\mathrm{C} \approx t_1$$

$$t_3 = t_{ae} - (t_{ae} - t_{ai})\frac{\dfrac{1}{h_e} + \dfrac{s_1}{k_1} + \dfrac{s_2}{k_2}}{1/K} = 26 - (26 - 2)\times\frac{\dfrac{1}{9} + \dfrac{3\times10^{-4}}{63} + \dfrac{32\times10^{-3}}{0{,}043}}{1{,}0325} = 6{,}1°\mathrm{C}$$

$$t_4 = t_{ai} + (t_{ae} - t_{ai})\frac{1/h_i}{1/K} = 2 + (26 - 2)\times\frac{1/6}{1{,}0325} = 5{,}9°\mathrm{C}$$

Con questi valori è ora possibile tracciare il diagramma $t = t(x)$.

4.

Una tubazione d'acciaio percorsa da vapor d'acqua (pressione p = 300 kPa e temperatura t_f = 230°C) ha diametro esterno d_e = 108 mm e spessore s = 3,75 mm. Essa è collocata in aria alla temperatura t_a = 37°C. Per la conduttività temica dell'acciaio assumere: k_t = 75 W/°C m. Il tubo è rivestito da uno strato di isolante avente conduttività temica equivalente k_{is} = 0,055 W/°C m. Coefficienti convettivi: alla parete interna h_i = 50 W/m^2 °C; all'esterno h_e = 10 W/m^2 °C.

Calcolare lo spessore e che l'isolante deve avere affinché la superficie esterna non superi la temperatura t_m = 62°C.

Adottiamo i seguenti simboli:

r_i; t_i = raggio e temperatura della faccia interna del tubo;
r_e; t_e = raggio e temperatura della faccia esterna del tubo;
r_{is}; t_{is} = raggio e temperatura della superficie esterna dello strato isolante.

La trasmittanza per unità di lunghezza dell'insieme del tubo e del rivestimento isolante è data da:

$$K' = \frac{2\,\pi}{\dfrac{1}{h_\mathrm{i} r_\mathrm{i}} + \dfrac{\log(r_\mathrm{e}\,/\,r_\mathrm{i})}{k_\mathrm{t}} + \dfrac{\log(r_\mathrm{is}\,/\,r_\mathrm{e})}{k_\mathrm{is}} + \dfrac{1}{h_\mathrm{e} r_\mathrm{is}}};$$

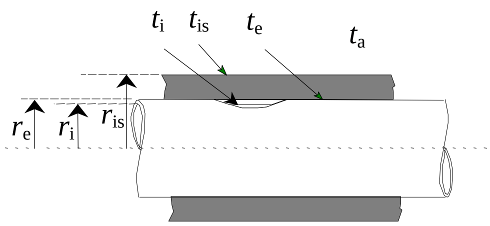
con:
Il flusso termico per unità di lunghezza del tubo è dato dall'espressione seguente:

$$Q'_\mathrm{L} = K'(t_\mathrm{f} - t_\mathrm{a}).$$

Per determinare la temperatura t_is della superficie esterna dell'isolante, scriviamo:

$$Q'_\mathrm{L} = K'(t_\mathrm{is} - t_\mathrm{a})$$

e troviamo la condizione:



$$t_\mathrm{is} = t_\mathrm{a} + \frac{Q'_\mathrm{L}}{h_\mathrm{e}} = t_\mathrm{a} + \frac{K'}{h_\mathrm{e}}(t_\mathrm{f} - t_\mathrm{a}) \le t_\mathrm{m}.$$

La limitazione imposta dà la disequazione:

$$K' \le h_\mathrm{e}\frac{t_\mathrm{m} - t_\mathrm{a}}{t_\mathrm{f} - t_\mathrm{a}} = 10 \times \frac{62 - 37}{230 - 37} = 1{,}295\frac{\mathrm{W}}{{}^\circ\mathrm{C\ m}}.$$

Allora, riprendendo l'espressione di *K'*, troviamo:

$$\frac{1}{h_\mathrm{i} r_\mathrm{i}} + \frac{\log(r_\mathrm{e}\,/\,r_\mathrm{i})}{k_\mathrm{t}} + \frac{\log(r_\mathrm{is}\,/\,r_\mathrm{e})}{k_\mathrm{is}} + \frac{1}{h_\mathrm{e} r_\mathrm{is}} = \frac{2\,\pi}{K'} \ge \frac{2\,\pi}{1{,}295} = 4{,}85\,\frac{{}^\circ\mathrm{C\ m}}{\mathrm{W}};$$

$$\frac{1}{h_\mathrm{e} r_\mathrm{is}} + \frac{\log r_\mathrm{is}}{k_\mathrm{is}} \ge 4{,}85 - \frac{1}{h_\mathrm{i} r_\mathrm{i}} - \frac{\log(r_\mathrm{e}\,/\,r_\mathrm{i})}{k_\mathrm{t}} + \frac{\log r_\mathrm{e}}{k_\mathrm{is}};$$

$$\frac{1}{10\,r_\mathrm{is}} + \frac{\log r_\mathrm{is}}{0{,}055} \ge 4{,}85 - \frac{1}{50 \times 50{,}25 \times 10^{-3}} - \frac{\log(54\,/\,50{,}25)}{75} + \frac{\log(50 \times 10^{-3})}{0{,}055} = -48{,}616;$$

$$\frac{0{,}1}{r_\mathrm{is}} + 18{,}1818\,\log r_\mathrm{is} \ge -48{,}616.$$

Con procedimento iterativo risolviamo la disequazione, che dà per il raggio estemo dell'isolante la condizione:

$$r_\mathrm{is} \ge 0{,}063\ \mathrm{m} = 63\ \mathrm{mm}.$$

Bisognerà dunque applicare uno strato d'isolante di spessore:

$$e = r_\mathrm{is} - r_\mathrm{e} \ge 63 - 54 = 9\ \mathrm{mm}.$$

5.

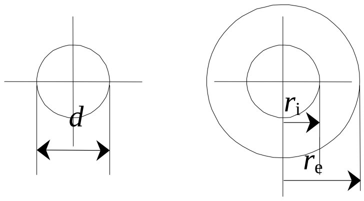
Un filo di rame nudo rettilineo a sezione circolare è percorso dalla corrente elettrica *i*. Esso è posto in aria calma alla temperatura t_F. Calcolare la temperatura alla quale si porta il filo nel regime permanente, assumendo i seguenti dati:
- diametro del filo: d = 1 mm;
- resistività elettrica del conduttore di rame: $\rho_\mathrm{e} = 1{,}95 \times 10^{-8}\ \Omega$ m;
- corrente elettrica: i = 1 A;

- temperatura dell'aria: t_F = 20°C;
- coefficiente adduttivo: h = 9 W/m^2 °C.

Ripetere il calcolo nell'ipotesi che il filo sia invece ricoperto da uno strato di isolante avente lo spessore s = 1 mm e la conduttività temica k = 0,25 W/m °C.

La resistenza elettrica del filo per unità di lunghezza è:

$$R_l = \rho_e \frac{4}{\pi d^2} = \frac{1{,}95\times10^{-8}\times4}{\pi\left(10^{-3}\right)^2} = 0{,}024\,828\,\frac{\Omega}{\text{m}}.$$



La potenza termica sviluppata per il passaggio della corrente per unità di lunghezza del filo è:

$$P_l = i^2 R_l = 1\times0{,}024\,828 = 0{,}025\,\frac{\text{W}}{\text{m}} = 25\,\frac{\text{mW}}{\text{m}}.$$

La potenza per unità di superficie è:

$$Q'' = \frac{P_l}{\pi d} = \frac{25\times10^{-3}\times4}{\pi\times10^{-3}} = 7{,}903\,\frac{\text{W}}{\text{m}^2}.$$

Dalla definizione del coefficiente convettivo troviamo la temperatura della superficie del conduttore elettrico:

$$t_P = t_F + \frac{Q''}{h} = 20 + \frac{7{,}96}{9} = 20{,}9\,°\text{C}.$$

Si può assumere che questa sia la temperatura dell'intera sezione del conduttore di rame che, essendo molto sottile e di alta conduttività termica e scambiando calore per adduzione con un coefficiente h non molto grande, è un corpo con numero di Biot piccolo. Infatti troviamo:

$$Bi = \frac{hd}{k} = \frac{9\times10^{-3}}{380} = 2\times10^{-5} << 1.$$

* * *

Passiamo ora al caso del filo isolato. Con l'applicazione dell'isolante il raggio esterno è:

$$r_e = \frac{d}{2} + s = 0{,}5 + 1 = 1{,}5\ \text{mm}.$$

La potenza termica sviluppata per unità di lunghezza non è mutata. Se indichiamo con t'_P il nuovo valore della temperatura del filo, vale la relazione:

$$t'_P = t_F + \frac{P_1}{K'}$$

nella quale per la trasmittanza K' abbiamo:

$$K' = \frac{2\pi}{\frac{\ln\left(r_e/r_i\right)}{k} + \frac{1}{h_e r_e}} = \frac{2\pi}{\frac{\ln\left(1{,}5/0{,}5\right)}{0{,}25} + \frac{1}{9\times1{,}5\times10^{-3}}} = 0{,}0801\,\frac{\text{W}}{\text{m}\,°\text{C}}.$$

Troviamo infine:

$$t'_P = t_F + \frac{P_1}{K'} = 20 + \frac{0{,}0248}{0{,}0801} = 20{,}3°\mathrm{C}.$$

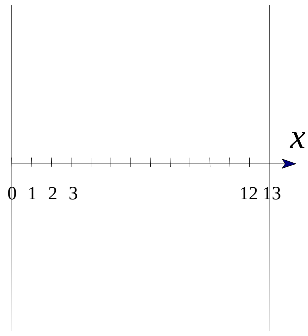
Con l'applicazione dell'isolante il filo di rame si porta a una temperatura più bassa. Infatti il raggio esterno dell'isolante r_e è minore di quello critico:

$$r_{cr.} = \frac{k}{h} = \frac{0{,}25}{9} = 2{,}8 \times 10^{-2}\ \mathrm{m} > r_e$$

6.

Il procedimento di fabbricazione di certi elementi meccanici di polimetilmetacrilato prevede che dei fogli di questo materiale, inizialmente alla temperatura t_i = 16°C, vengano scaldati sino alla temperatura t_f = 112°C prima di essere formati alla pressa. Il riscaldamento è ottenuto ponendo il foglio tra due piani metallici tenuti alla temperatura t_{pa} = 165°C per il tempo di un minuto e successivamente tra due piani alla temperatura di t_{pb} = 140°C finché la temperatura non abbia superato il valore di 112°C in tutto lo spessore dello strato. Calcolare il tempo τ_f complessivamente necessario per il riscaldamento, assumendo i seguenti dati:

- spessore del foglio s = 13 mm;
- densità di massa ρ = 1190 kg/m^3;
- calore specifico c_p = 1540 J/kg °C;
- conduttività termica k = 0,195 W/m °C.



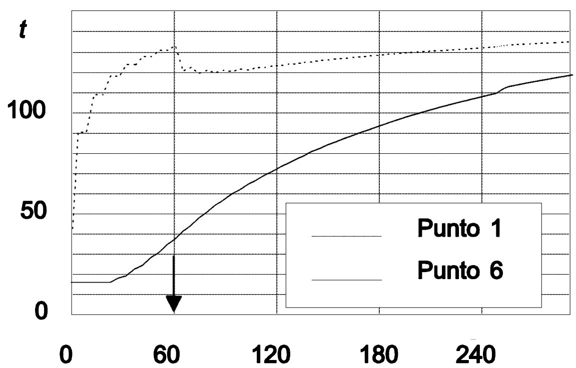
La temperatura dipende dal tempo e dalla sola coordinata spaziale x, normale alle facce del foglio di plastica. Il problema si presta all'impiego del metodo di Binder-Schmidt, che per la risoluzione approssimata dell'equazione differenziale di Fourier sostituisce a questa le corrispondenti equazioni algebriche alle differenze finite.

Dividiamo lo spessore del foglio in tredici parti uguali, definendo sull'asse x quattordici punti alla distanza di 1 mm l'uno dall'altro con inizio e fine sulle due facce dello strato. Per questi punti scriviamo l'equazione di Fourier alle differenze finite, ponendo:

$$m = \frac{\alpha \Delta\tau}{(\Delta x)^2} = 0{,}5.$$

Avendo già stabilito i valori di $\alpha = k/\rho c_p$ e Δx = 1 mm, ricaviamo:

$$\Delta\tau = \frac{m(\Delta x)^2}{\alpha} = \frac{0{,}5 \times (10^{-3})^2}{1{,}064 \times 10^{-7}} = 4{,}69897\ \mathrm{s}.$$



Le condizioni al contorno sono costituite dai valori delle temperature t_0, t_1, t_2, t_3... t_{13} all'istante iniziale (tutte uguali a t_i = 16°C) e dai valori delle temperature t_0 e t_{13} negli istanti successivi a quello iniziale (ossia 165°C per i primi 60 s; poi 140°C).

Per il calcolo è conveniente usare un foglio elettronico. Le diverse colonne si fanno corrispondere alle diverse ascisse da x_0 a x_{13}; le righe corrispondono ai diversi istanti per i quali vengono calcolate le temperature. Per il particolare valore di 0,5 che si è scelto per la variabile m, ogni elemento di una certa colonna e di una certa riga è calcolato come media aritmetica dei valori che compaiono alla riga superiore (corrispondente all'istante precedente) nelle colonne adiacenti. Per ciò che si è detto sulle condizioni al contorno, i valori della prima riga e quelli della prima e dell'ultima colonna sono assegnati in partenza. Un'altra colonna viene aggiunta alla tabella, dove si leggono le coordinate temporali corrispondenti alle diverse righe.

La soluzione cercata (il tempo τ_f) è il tempo corrispondente alla prima riga nella quale tutti i valori di temperatura sono non inferiori al valore assegnato di t_f = 112°C. Si trova che il tempo cercato è, con le approssimazioni connesse con l'uso del metodo a differenze finite, τ_f = 258 s.

Di séguito si dà un estratto della tabella di valori risultante dal calcolo. Si vede come, per la simmetria geometrica e delle condizioni al contorno rispetto al piano di mezzeria dello strato, le colonne da 0 a 6 si riproducono simmetricamente nelle colonne da 7 a 13, delle quali alcune sono perciò omesse.

τ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	...	12	13
0,0	165,000	16,000	16,000	16,000	16,000	16,000	16,000	16,000	16,000		16,000	165,000
4,7	165,000	90,500	16,000	16,000	16,000	16,000	16,000	16,000	16,000		90,500	165,000
9,4	165,000	90,500	53,250	16,000	16,000	16,000	16,000	16,000	16,000		90,500	165,000
42,3	165,000	128,332	91,664	67,219	43,064	32,879	25,021	25,021	32,879		128,332	165,000
47,0	165,000	128,332	97,775	67,364	50,049	34,043	28,950	28,950	34,043		128,332	165,000
51,7	165,000	131,388	97,848	73,912	50,704	39,500	31,497	31,497	39,500		131,388	165,000
56,4	165,000	131,424	102,650	74,276	56,706	41,100	35,498	35,498	41,100		131,424	165,000
61,1	140,000	133,825	102,850	79,678	57,688	46,102	38,299	38,299	46,102		133,825	140,000
65,8	140,000	121,425	106,751	80,269	62,890	47,994	42,201	42,201	47,994		121,425	140,000
70,5	140,000	123,376	100,847	84,821	64,131	52,545	45,097	45,097	52,545		123,376	140,000
220,9	140,000	131,499	123,433	116,433	110,679	106,745	104,661	104,661	106,745		131,499	140,000
225,6	140,000	131,717	123,966	117,056	111,589	107,670	105,703	105,703	107,670		131,717	140,000
230,2	140,000	131,983	124,386	117,778	112,363	108,646	106,686	106,686	108,646		131,983	140,000
234,9	140,000	132,193	124,880	118,375	113,212	109,525	107,666	107,666	109,525		132,193	140,000
239,6	140,000	132,440	125,284	119,046	113,950	110,439	108,595	108,595	110,439		132,440	140,000
244,3	140,000	132,642	125,743	119,617	114,743	111,273	109,517	109,517	111,273		132,642	140,000
249,0	140,000	132,872	126,129	120,243	115,445	112,130	110,395	110,395	112,130		132,872	140,000
253,7	140,000	133,065	126,557	120,787	116,186	112,920	111,262	111,262	112,920		133,065	140,000
258,4	140,000	133,279	126,926	121,372	116,853	113,724	112,091	112,091	113,724		133,279	140,000
263,1	140,000	133,463	127,325	121,890	117,548	114,472	112,908	112,908	114,472		133,463	140,000

Si noti che i valori di temperatura sono qui presentati con tre cifre decimali (complessivamente da cinque a sei cifre significative). Questi valori risultano da un arrotondamento dei dati utilizzati e calcolati nel foglio elettronico e sono mostrati per riferimento alla tabella di calcolo effettivamente ottenuta, ma non rispecchiano la precisione dei risultati, la quale si limita a tre o quattro cifre significative, cioè fino a circa un decimo di grado Celsius.

7.

Una lamiera di acciaio dello spessore di 13 mm viene estratta da un forno, dove è stata portata alla temperatura di 840°C, e posta all'aria all'interno di un grande capannone a raffreddarsi. L'aria alla quale è esposto il pezzo si trova alla temperatura di 25°C. Per gli scambi termici radiativi sia la lamiera, sia l'insieme delle pareti circostanti sono considerabili come corpi grigi coi coefficienti di assorbimento a_1 = 0,75 per la lamiera e a_a = 1 per l'ambiente. Calcolare dopo quanto tempo dall'estrazione dal forno la temperatura della lamiera scende al di sotto di 800°C in tutto lo spessore della lamiera.

Usare i dati seguenti:
- conduttività termica dell'acciaio: k = 40 W/m °C;
- calore specifico dell'acciaio: c_p = 430 J/kg °C;
- densità di massa dell'acciaio: ρ = 7890 kg/m^2;
- coefficiente convettivo h = 12 W/m^2 °C.

Il caso può essere studiato col metodo numerico delle differenze finite, applicando però alle due facce della lamiera, invece della condizione alla Dirichlet, la condizione che attraverso le facce ci sia un flusso termico pari alla somma di un flusso termico convettivo e di uno radiativo. Il caso è, come il precedente, simmetrico rispetto al piano di mezzeria della lamiera. L'impostazione del calcolo nel foglio elettronico è simile a quella del caso precedente: si divide lo spessore in tredici parti uguali e, istante per istante, si risolve il sistema costituito dalle equazioni di Fourier alle differenze finite nei quattordici punti risultanti. Anche qui il sistema di equazioni si risolve in modo esplicito. La differenza sta nel bilancio termico che si deve scrivere per il punto 0 e per il punto 13, che si trovano sulle due facce della lastra.

Date tutte le 14 temperature al generico istante τ, per la generica temperatura t'_{i} del punto all'ascissa spaziale di posto i e relativa all'istante $\tau + \Delta\tau$ l'equazione di Fourier dà:

$$t'_i = t_i + \frac{\alpha\Delta\tau}{(\Delta x)^2}\left(t_{i+1} + t_{i-1} - 2t_i\right).$$

Per il punto 0, posto sulla faccia della lastra, esprimiamo la conservazione dell'energia nell'intervallo di tempo $\Delta\tau$ per il primo strato, il cui spessore è Δx, e per una superficie unitaria:

$$\left(Q'_{\mathrm{conv.}} + Q'_{\mathrm{rad.}} + Q'_{\mathrm{cond.}}\right)\Delta\tau = c_p \rho \Delta x \left(\frac{t'_0 + t'_1}{2} - \frac{t_0 + t_1}{2}\right).$$

I tre flussi termici sono esprimibili mediante le temperature al tempo τ, che sono note. La t'_1 è calcolabile in funzione delle temperature al tempo τ mediante l'espressione generale dell'equazione di Fourier scritta sopra. Abbiamo così:

$$h\left(t_{\mathrm{a}} - t_0\right) + a_1\sigma\left(T_{\mathrm{a}}^4 - T_0^4\right) + \frac{k\left(t_2 - t_0\right)}{2\Delta x} = \frac{c_p\rho\Delta x}{2\Delta\tau}\left(t'_0 + t'_1 - t_0 - t_1\right).$$

Risolvendo per t_1', troviamo:

$$t'_1 = t_0 + t_1 - t'_1 + \frac{2\Delta\tau}{c_p\rho\Delta x}\left[h\left(t_{\mathrm{a}} - t_0\right) + a_1\sigma\left(T_{\mathrm{a}}^4 - T_0^4\right)\right] + \frac{k\Delta\tau}{c_p\rho(\Delta x)^2}\left(t_2 - t_0\right).$$

La t_{13} è uguale alla t_0 per la simmetria del campo di temperatura.

Alcuni risultati del calcolo sono riassunti nella seguente tabella estratta dal foglio elettronico usato per il calcolo.

τ	0	1	2	3	4	5	6	7	...	13
0,00	840,000	840,000	840,000	840,000	840,000	840,000	840,000	840,000		840,000
0,04	838,238	840,000	840,000	840,000	840,000	840,000	840,000	840,000		838,238
0,08	838,148	839,169	840,000	840,000	840,000	840,000	840,000	840,000		838,148
0,12	837,359	839,079	839,608	840,000	840,000	840,000	840,000	840,000		837,359
0,16	837,235	838,518	839,544	839,815	840,000	840,000	840,000	840,000		837,235
0,20	836,698	838,396	839,188	839,774	839,913	840,000	840,000	840,000		836,698
0,24	836,557	837,969	839,091	839,563	839,889	839,959	840,000	840,000		836,557
0,28	836,146	837,832	838,784	839,494	839,768	839,945	839,981	839,981		836,146
0,32	835,996	837,486	838,670	839,289	839,722	839,878	839,964	839,964		835,996
11,52	800,180	801,691	802,952	803,962	804,720	805,226	805,479	805,479		800,180
11,56	800,063	801,573	802,833	803,843	804,601	805,107	805,360	805,360		800,063
11,60	799,945	801,455	802,715	803,724	804,482	804,987	805,240	805,240		799,945
11,64	799,828	801,337	802,597	803,606	804,363	804,868	805,121	805,121		799,828
12,04	798,659	800,162	801,417	802,422	803,176	803,679	803,931	803,931		798,659
12,08	798,543	800,045	801,299	802,304	803,058	803,561	803,812	803,812		798,543
12,12	798,426	799,928	801,182	802,186	802,939	803,442	803,694	803,694		798,426
12,16	798,310	799,811	801,064	802,068	802,821	803,324	803,575	803,575		798,310
12,48	797,379	798,876	800,125	801,125	801,876	802,377	802,628	802,628		797,379
12,52	797,263	798,759	800,007	801,007	801,758	802,259	802,510	802,510		797,263
12,56	797,147	798,642	799,890	800,890	801,640	802,141	802,391	802,391		797,147
12,60	797,031	798,526	799,773	800,772	801,523	802,023	802,273	802,273		797,031
12,80	796,451	797,943	799,188	800,185	800,934	801,434	801,684	801,684		796,451
12,84	796,336	797,827	799,071	800,068	800,817	801,316	801,566	801,566		796,336
12,88	796,220	797,710	798,955	799,951	800,699	801,198	801,448	801,448		796,220
13,04	795,757	797,246	798,488	799,483	800,230	800,728	800,977	800,977		795,757
13,08	795,642	797,130	798,371	799,366	800,112	800,611	800,860	800,860		795,642
13,12	795,527	797,014	798,255	799,249	799,995	800,493	800,742	800,742		795,527
13,24	795,180	796,666	797,905	798,898	799,644	800,141	800,390	800,390		795,180
13,28	795,065	796,550	797,789	798,782	799,527	800,024	800,273	800,273		795,065
13,32	794,950	796,434	797,673	798,665	799,410	799,907	800,155	800,155		794,950
13,36	794,835	796,318	797,557	798,548	799,293	799,790	800,038	800,038		794,835
13,40	794,720	796,203	797,440	798,432	799,176	799,673	799,921	799,921		794,720
13,44	794,605	796,087	797,324	798,315	799,059	799,556	799,804	799,804		794,605

Si nota che in questo foglio di calcolo, a differenza che in quello dell'esercizio precedente, si è scelto un intervallo di tempo di 0,04 s, esprimibile col suo valore esatto, mentre si è rinunciato ad assumere per il gruppo m il valore 0,5 (qui è $m = \alpha\,\Delta\tau/\Delta x^2$ = 0,472). Il valore 0,5 infatti è conveniente se si applica il metodo grafico di Binder-Schmidt, ma non è di alcun aiuto se si fa il calcolo numericamente.

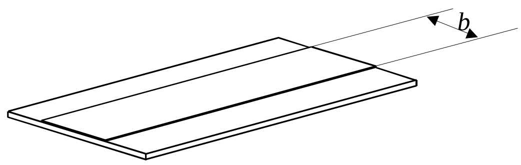
Per rispondere al quesito, si osserva che il tempo necessario perché la temperatura scenda sotto 800°C è dato per le diverse profondità nello strato dal seguente quadro, ricavato dai dati della tabella precedente:

punto n°	0	1	2	3	4	5	6	...	13
ascissa (mm)	0	1	2	3	4	5	6		13
tempo (s)	11,6	12,1	12,6	12,9	13,1	13,3	13,4		11,6

8.

Una scheda di supporto di circuiti elettronici è costituita da una lastra rettangolare di materiale sintetico, su una cui faccia è applicato un conduttore elettrico, costituito da una striscia di rame larga b = 4 cm e spessa δ = 35 μm. Questo conduttore è percorso da una corrente i = 8 A. La scheda è immersa in aria che si trova alla temperatura t_a = 35°C.

Studiare la distribuzione della temperatura a regime stazionario, adottando l'ipotesi che la temperatura varii unidimensionalmente lungo la direzione normale alla scheda e coi seguenti dati:
- spessore del supporto isolante: s_i = 1,5 mm;
- conduttività termica del supporto isolante: k_i = 0,09 W/m °C;
- resistività elettrica del metallo conduttore: ρ_e = 0,018 μΩ m;
- coefficiente di adduzione su entrambe le facce della scheda: h = 8 W/m^2 °C.

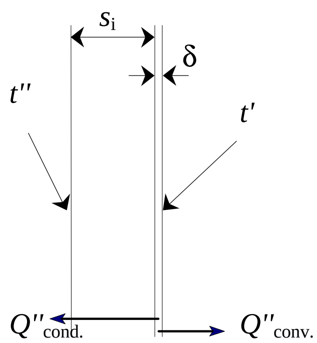


La grande differenza tra le conduttanze dei due strati accoppiati permette di considerare il conduttore di rame come uno strato di spessore nullo che si trova tutto alla temperatura t' incognita, sede di uno sviluppo di calore $Q''_{sv.}$ per unità di superficie, che ora determiniamo.

La resistenza elettrica della striscia conduttrice per unità di lunghezza è:

$$R_1 = \rho_e \frac{1}{b\delta} = \frac{0{,}018\times10^{-6}}{35\times10^{-6}\times4\times10^{-2}} = 12{,}857\ \frac{\text{m}\Omega}{\text{m}}.$$

La corrente che percorre il conduttore causa lo sviluppo di calore per unità di lunghezza:



$$Q'_{sv.1} = i^2 R_1 = 8^2\times12{,}857\times10^{-3} = 0{,}82286\ \frac{\text{W}}{\text{m}}.$$

e per unità di superficie:

$$Q''_{sv.} = \frac{Q'_{sv.1}}{b} = \frac{0{,}82286}{0{,}04} = 20{,}571\ \frac{\text{W}}{\text{m}^2}.$$

Questo flusso termico sviluppato nel rame viene smaltito attraverso due vie:

a) per convezione verso l'aria ($Q''_{conv.}$);

b) per conduzione attraverso lo strato isolante e per successiva convezione verso l'aria ($Q''_{cond.}$).

Possiamo scrivere:

$$Q''_{conv.} = h(t' - t_a); \qquad Q''_{cond.} = \frac{t' - t_a}{\dfrac{1}{h} + \dfrac{s_i}{k_i}}.$$

Da queste due si trova:

$$t' - t_a = \frac{1}{h} Q''_{conv.}; \qquad t' - t_a = \left(\frac{1}{h} + \frac{s_i}{k_i}\right) Q''_{cond.};$$

$$\frac{Q''_{conv.}}{Q''_{cond.}} = \frac{\frac{1}{h} + \frac{s_i}{k_i}}{\frac{1}{h}} = \frac{\frac{1}{8} + \frac{1{,}5 \times 10^{-3}}{0{,}09}}{\frac{1}{8}} = 1{,}1333 = r.$$

Per la conservazione dell'energia deve essere:

$$Q''_{sv.} = Q''_{conv.} + Q''_{cond.} = Q''_{cond.}(r+1) = 2{,}1333\, Q''_{cond.}.$$

Si ricavano i due flussi termici specifici:

$$Q''_{cond.} = \frac{Q''_{sv.}}{1+r} = \frac{20{,}571}{2{,}1333} = 9{,}6428\ \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m}^2};$$

$$Q''_{conv.} = rQ''_{cond.} = 1{,}1333 \times 9{,}6428 = 10{,}928\ \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m}^2}.$$

Si può ora calcolare la temperatura del rame:

$$t' = t_a + \frac{Q''_{conv.}}{h} = 35 + \frac{10{,}928}{8} = 36{,}4°\mathrm{C}.$$

L'altra faccia della scheda (la superficie libera del supporto isolante) si trova alla temperatura t'':

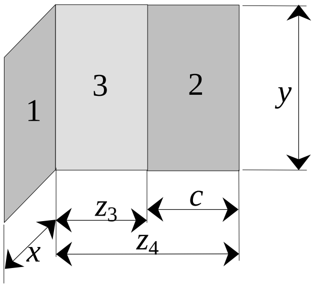
$$Q''_{cond.} = h(t'' - t_a);$$

$$t'' = t_a + \frac{Q''_{cond.}}{h} = 35 + \frac{9{,}6428}{8} = 36{,}2°\mathrm{C}.$$

9.

Sono date le superfici perpendicolari A_1 di area xy e A_2 di area cy, con x = 10 m; c = 5 m; y = 10 m. La distanza tra i due rettangoli è z_3 = 5 m.

Calcolare il fattore di forma F_{12} tra le due superfici.



Dalle curve al § 4.5, pag. 114, indicando col numero 3 il rettangolo di area z_3y, ricaviamo il fattore di forma F_{13}:

z_3/y = 5/10 = 0,5;

x/y = 10/10 = 1;

F_{13} = 0,15.

Denotando col numero 4 il rettangolo costituito dall'unione dei due rettangoli 2 e 3, ricaviamo allo stesso modo il fattore di forma F_{14}:

$z_4/y = (z_3 + c)/y$ = (5 + 5)/10 = 1;

x/y = 10/10 = 1;

F_{14} = 0,21.

Per la definizione del fattore di forma e per le proprietà degli integrali è:

$$F_{14} = \frac{1}{\pi A_1} \int_{A_1} \int_{A_2+A_3} \frac{\cos\varphi_1 \cos\varphi_2}{r^2} \,\mathrm{d}\,A_1 \,\mathrm{d}\,A_2 =$$

$$= \frac{1}{\pi A_1} \int_{A_1} \left[\int_{A_2} \frac{\cos\varphi_1 \cos\varphi_2}{r^2} \,\mathrm{d}\,A_2 + \int_{A_3} \frac{\cos\varphi_1 \cos\varphi_2}{r^2} \,\mathrm{d}\,A_3 \right] \mathrm{d}\,A_1 = F_{12} + F_{13}.$$

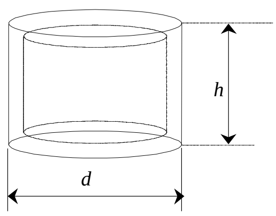
Perciò possiamo scrivere:

$F_{12} = F_{14} – F_{13} = 0{,}21 – 0{,}15 = 0{,}06$.

10.

Un vaso di Dewar o, con denominazione commerciale, *thermos*, è un contenitore destinato a contenere corpi, generalmente liquidi, più freddi o più caldi dell'ambiente naturale.

Per ridurre al minimo la trasmissione del calore, si pone il vaso all'interno di un altro contenitore, introducendo un gas di bassa conduttività termica e a bassa pressione nell'intercapedine delimitata dalle pareti dei due contenitori. In questo modo vengono quasi annullati gli scambi di calore tra i due involucri per convezione. Per limitare gli scambi radiativi, si fa in modo che le due superficie affacciate abbiano bassi valori del coefficiente di assorbimento, specialmente alle grandi lunghezze d'onda, alle quali è più importante l'emissione per irraggiamento alle moderate temperature che i due contenitori assumono nell'uso. Infine, per ridurre la trasmissione del calore per conduzione, i supporti necessari alla tenuta dell'involucro interno in posizione e le altre connessioni tra i due involucri sono fatti di un materiale di bassa conduttività temica e con piccole sezioni trasversali. Una certa cura si pone anche nella realizzazione dell'apertura del vaso e del tappo, sempre per limitare gli scambi termici con l'ambiente esterno.



Si abbia un vaso di Dewar di forma cilindrica (diametro d = 8 cm; altezza h = 7 cm) in cui viene introdotta dell'acqua (massa m = 250 g) alla temperatura t_i = 0°C e alla pressione atmosferica.

L'acqua è inizialmente per un quarto in fase liquida e per il resto in fase solida (titolo del liquido x_{L1} = 0,25; massa della fase vapore trascurabile). Se la temperatura dell'involucro esterno è t_e = 20°C, calcolare dopo quanto tempo tutto il ghiaccio si è sciolto per effetto degli scambi termici con l'ambiente. Supporre nulli gli scambi termici per convezione e per conduzione; supporre inoltre che le superfici affacciate dei due involucri siano grigie con a = 0,25; pressione costantemente uguale a quella atmosferica.

In mancanza di altri particolari sulla forma del contenitore, in particolare sull'ampiezza dell'intercapedine tra i due involucri, si supporrà che questa sia di piccolo spessore, cosicché gli scambi radiativi si possano valutare come quelli tra due corpi grigi con fattori di forma uguali a 1 (ciò equivale a trascurare il fatto che l'involucro esterno è di forma concava). La potenza radiativa somministrata al sistema per unità di superficie dell'involucro allora è:

$$Q'' = a\sigma\left(T_\mathrm{e}^4 - T_\mathrm{i}^4\right) = 0{,}25 \times 5{,}67 \times 10^{-8} \times \left(293^4 - 273^4\right) = 25{,}73\ \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m}^2}.$$

La superficie dell'involucro interno è:

$$S = \pi d h + 2\pi \frac{d^2}{4} = \pi d\left(h + \frac{d}{2}\right) = \pi \times 8 \times 10^{-2} \times \left(17 \times 10^{-2} + \frac{8 \times 10^{-2}}{2}\right) = 0{,}0528\ \mathrm{m}^2.$$

La potenza termica entrante nel sistema è perciò:

$Q' - SQ'' = 0{,}0528 \times 25{,}73 = 1{,}358$ W.

Perché si completi la fusione del ghiaccio, bisogna che al contenuto del vaso sia somministrata una quantità di calore Q che, a pressione costante, è uguale alla variazione dell'entalpia del sistema stesso dallo stato iniziale "1" sino allo stato di solo liquido "2" (sempre trascurando la presenza del vapore):

$$i_1 = i_{g1} + x_{L1}\left(i_{L1} - i_{g1}\right) = -333{,}5 + 0{,}25 \times \left[0 - \left(-333{,}5\right)\right] = -250{,}125 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}};$$

$$i_2 = i_{L1} = 0;$$

$$Q = m\left(i_2 - i_1\right) = 0{,}25 \times \left(0 + 250{,}125\right) = 62{,}53 \text{ kJ} = 62{,}53 \times 10^3 \text{ J}.$$

Perché ciò avvenga, è necessario il tempo:

$$\tau = \frac{Q}{Q'} = \frac{62{,}53 \times 10^3}{1{,}358} = 46{,}05 \times 10^3 \text{ s} \approx 767 \text{ min} = 12 \text{ h } 47 \text{ min}.$$

In pratica il tempo di durata del solido sarà inferiore per l'effetto della trasmissione del calore attraverso il gas contenuto nell'intercapedine per convezione o conduzione e attraverso i supporti dell'involucro interno e il tappo per conduzione, di cui qui non si è tenuto conto.

11.

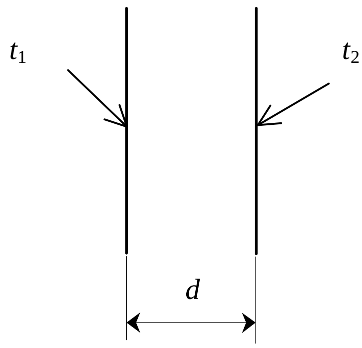
Calcolare la trasmittanza termica alla pressione atmosferica normale di un'intercapedine d'aria che divide due pareti verticali parallele affacciate di forma quadrata con lato b = 40 cm e poste alla distanza d variabile tra 1 mm e 3 cm. Le due pareti sono tenute alle temperature t_1 = 10°C e t_2 = 40°C.

Utilizzare le seguenti correlazioni, valide per un gas (numero di Prandtl compreso tra 0,5 e 2), tratte da un manuale di trasmissione del calore, che danno il numero di Nusselt per la trasmissione del calore tra le due pareti:

- Per $Ra_d < 2 \times 10^3$:

$$Nu_d = \frac{hd}{k} = 1;$$

ossia il coefficiente convettivo tra le due facce è dato dal rapporto k/d. In altri termini la trasmittanza dell'intercapedine coincide con la conduttanza dello strato d'aria.



- Per $Ra_d \geq 2 \times 10^3$ e fino a 2×10^5:

$$Nu_d = \frac{hd}{k} = 0{,}197 \left(Ra_d\right)^{\frac{1}{4}} \left(\frac{d}{b}\right)^{-\frac{1}{9}}.$$

Dalla tabella delle proprietà di trasporto dell'aria alla pressione normale ricaviamo i seguenti dati:
- calore specifico dell'aria: c_p = 1005 J/kg °C;
- densità di massa dell'aria: ρ = 1,177 kg/m^3;
- viscosità dell'aria: $\mu = 18{,}46 \times 10^{-6}$ Pa s;
- viscosità cinematica dell'aria: $\nu = 15{,}68 \times 10^{-6}$ m^2/s;

- conduttività termica dell'aria: $k = 26{,}24 \times 10^{-3}$ W/m °C.

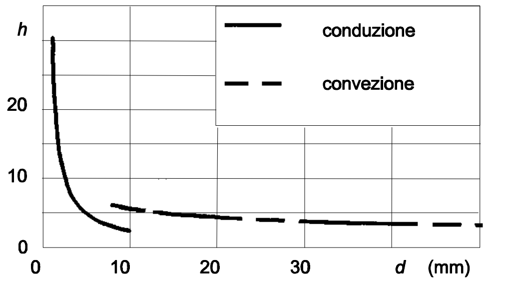
Inoltre calcoliamo:
- coefficiente di dilatazione isobarico dell'aria (considerata come gas ideale): $\beta = 1/T = 1/300 = 3{,}33 \times 10^{-3}\ \mathrm{K}^{-1}$;
- numero di Prandtl dell'aria: $Pr = c_p\mu/k = 1005 \times 18{,}46 \times 10^{-6} / 26{,}24 \times 10^{-3} = 0{,}71$;
- diffusività termica dell'aria: $\alpha = k/c_p\,\rho = 26{,}24 \times 10^{-3}/(1005 \times 1{,}177) = 2{,}22 \times 10^{-5}\ \mathrm{m^2/s}$.

Esprimiamo il numero di Rayleigh basato sullo spessore dell'intercapedine:

$$Ra_d = \frac{g\beta\,\Delta t\, d^3}{\alpha\nu} = \frac{9{,}807\times 3{,}33\times 10^{-3}\times 30}{2{,}22\times 10^{-5}\times 15{,}68\times 10^{-6}} d^3 = 2{,}82\times 10^9\, d^3.$$

Ne consegue che il valore d^* dello spessore, al di sotto del quale la trasmissione del calore nel gas avviene per semplice conduzione, è:

$$d^* = \left(\frac{2000}{2082\times 10^9}\right)^{\frac{1}{3}} = 8{,}9\times 10^{-3}\ \mathrm{m} = 8{,}9\ \mathrm{mm}.$$



Per $d < d^*$ abbiamo:

$$K = \frac{k}{d} = \frac{26{,}24\times 10^{-3}}{d}.$$

Per $d \geq d^*$ abbiamo:

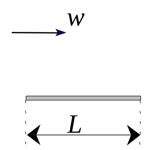
$$K = h = Nu\frac{k}{d} = 0{,}197\,(Ra_d)^{\frac{1}{4}}\left(\frac{d}{b}\right)^{-\frac{1}{9}}\frac{k}{d} =$$

$$= 0{,}197\times\left(2{,}89\times 10^9\right)^{\frac{1}{4}}\times 26{,}24\times 10^{-3}\times(0{,}4)^{\frac{1}{9}}\, d^{\left(\frac{3}{4}-\frac{1}{9}-1\right)} = 1{,}076\ d^{-0{,}361}.$$

12.

Per una parete piana di lunghezza L e temperatura t_p lambita da un fluido con velocità w si usa la seguente espressione del numero di Nusselt medio sull'intera lunghezza L, valida con moto laminare ($Re_L < 3 \times 10^5$) e per $0{,}6 \leq Pr \leq 10$:

$$\overline{Nu_L} = \frac{\bar{h}L}{k} = 0{,}664\times Re_L^{1/2}\, Pr^{1/3}.$$



Una corrente fluida lambisca parallelamente una parete rettangolare di lati L = 10 cm e b = 30 cm; la temperatura della parete sia t_p = 60°C; quella del fluido t_f = 10°C: la velocità del fluido sia w = 0,4 m/s.

Calcolare il flusso termico nei due casi:
I) il fluido è aria alla pressione atmosferica normale;
II) il fluido è acqua.

Caso I). Per l'aria, considerando come temperatura la media delle temperature della parete e del fluido distante dalla parete $t_m = (t_p + t_f)/2$ = 35°C = 308 K e interpolando linearmente tra i dati della tab. 11, troviamo per la conduttività termica:

$$k = 26{,}24 + \frac{28{,}16 - 26{,}24}{325 - 300}\times(308 - 300) = 26{,}85\ \frac{\mathrm{mW}}{\mathrm{m\,°C}} = 26{,}85\times 10^{-3}\ \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m\,°C}}.$$

Similmente per il numero di Prandtl e la viscosità cinematica:

$Pr = 0{,}705;$ $\nu = 16{,}44 \times 10^{-6}\ \frac{\text{m}^2}{\text{s}}.$

Troviamo così il numero di Reynolds basato sulla lunghezza L della parete:

$$Re_L = \frac{wL}{\nu} = \frac{0{,}4 \times 0{,}1}{16{,}44 \times 10^{-6}} = 2433.$$

Poiché il numero di Reynolds è inferiore al valore di transizione, possiamo applicare l'espressione data sopra:

$$\bar{h} = \frac{k}{L}\overline{Nu_L} = \frac{26{,}85 \times 10^{-3}}{16{,}44 \times 10^{-6}} \times 29{,}1 = 7{,}83\ \frac{\text{W}}{\text{m}^2\,{}^\circ\text{C}};$$

$$\overline{Nu_L} = 0{,}664 \times Re_L^{1/2} Pr^{1/3} = 0{,}664 \times 2433^{1/2} \times 0{,}705^{1/3} = 29{,}1;$$

$$Q' = \bar{h}(t_\text{p} - t_\text{f})bL = 7{,}83 \times (60 - 10) \times 0{,}3 \times 0{,}1 = 11{,}7\ \text{W}.$$

Caso II). Per l'acqua troviamo in modo simile (tab. 9) per $t_\text{m} = 35°\text{C}$:

$$k = 0{,}625\ \frac{\text{W}}{\text{m}\,{}^\circ\text{C}}.$$

Similmente per il numero di Prandtl e la viscosità cinematica:

$Pr = 4{,}80;$

$\mu = 718 \times 10^{-6}\ \text{Pa s};$

$$\rho = \frac{1}{v} = \frac{1}{1006 \times 10^{-6}} = 994{,}0\ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3};$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{718 \times 10^{-6}}{994} = 7{,}22 \times 10^{-7}\ \frac{\text{m}^2}{\text{s}};$$

$$Re_L = \frac{wL}{\nu} = \frac{0{,}4 \times 0{,}1}{7{,}22 \times 10^{-7}} = 5{,}5 \times 10^4.$$

Anche in questo caso il moto è laminare su tutta la parete. Troviamo:

$$\overline{Nu_L} = 0{,}664 \times Re_L^{1/2} Pr^{1/3} = 0{,}664 \times \left(5{,}5 \times 10^4\right)^{1/2} \times 4{,}80^{1/3} = 263{,}6;$$

$$\bar{h} = \frac{k}{L}\overline{Nu_L} = \frac{0{,}625}{0{,}1} \times 263{,}6 = 1647\ \frac{\text{W}}{\text{m}^2\,{}^\circ\text{C}};$$

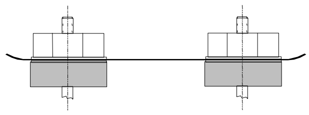
$$Q' = \bar{h}(t_\text{p} - t_\text{f})bL = 1647 \times (60 - 10) \times 0{,}3 \times 0{,}1 = 2{,}47 \times 10^3\ \text{W} = 2{,}47\ \text{kW}.$$

13.

Un metodo semplice ed efficace per evitare che in un circuito elettrico circoli una corrente eccessiva è l'inserimento, in serie al circuito stesso, di un *fusibile*. Questo è un resistore che, se attraversato da una corrente eccessiva, si scalda sino a fondersi e interrompe così il passaggio della corrente.

Si abbia un fusibile costituito da un tratto di conduttore elettrico rettilineo di rame puro avente lunghezza L = 20 mm e diametro d = 0,12 mm. Il filo è posto in aria alla temperatura t_a = 15°C; coefficiente di adduzione h = 25 W/m^2 °C, da supporre costante. Si assuma per la resistività del rame il valore $\rho_e = 2{,}34 \times 10^{-8}\ \Omega\,\mathrm{m}$, anch'esso indipendente dalla temperatura, e per la temperatura di fusione il valore t_f = 1083°C.

Calcolare per quanto tempo può percorrere il filo una corrente elettrica i = 6 A, prima che il metallo del conduttore fonda. Calcolare anche qual è la massima corrente elettrica che può percorrere il filo senza dar luogo a fusione del filo.



Poiché il filo è molto sottile e il rame è un ottimo conduttore del calore, possiamo senz'altro applicare al transitorio del riscaldamento il procedimento semplificato valido per corpi con *Bi* << 1.

La potenza termica che si sviluppa nel filo è:

$$P = i^2 R = i^2 \rho_e \frac{4L}{\pi d^2} = 6^2 \times 2{,}34 \times 10^{-8} \times \frac{4 \times 20 \times 10^{-3}}{\pi \times \left(0{,}12 \times 10^{-3}\right)^2} = 1{,}4897\ \mathrm{W}.$$

Se si trascura la trasmissione del calore per conduzione attraverso i due contatti d'estremità, l'equazione differenziale che descrive il fenomeno è:

$$P - hA\left(t - t_a\right) = c_p m \frac{\mathrm{d}t}{\mathrm{d}\tau};$$

con m la massa del tratto di filo, c_p il suo calore specifico, che supponiamo costante, A la superficie di scambio termico con l'aria:

$$A = \pi d L.$$

Si tratta di un'equazione differenziale ordinaria lineare a coefficienti costanti. Con la posizione:

$$\psi = P - hA\left(t - t_a\right); \qquad \mathrm{d}\psi = -hA\,\mathrm{d}t$$

si possono separare le variabili, ottenendo l'equazione:

$$\frac{\mathrm{d}\psi}{\psi} = -\frac{hA}{c_p m}\mathrm{d}\tau.$$

Integrando tra l'istante $\tau = 0$ e l'istante τ_f di inizio della fusione e supponendo che all'istante iniziale la temperatura del filo sia uguale a quella dell'aria, si trova:

$$\log\frac{\psi_f}{\psi_0} = -\frac{hA}{c_p m}\tau_f;$$

$$\tau_f = -\frac{c_p m}{hA}\log\frac{\psi_f}{\psi_0} = -\frac{c_p \rho d}{4h}\log\left[1 - \frac{\pi h d L}{P}\left(t_f - t_a\right)\right] =$$

$$= -\frac{385 - 8930 \times 12 \times 10^{-5}}{4 \times 25} \times \log\left[1 - \frac{\pi \times 25 \times 12 \times 10^{-5} \times 2 \times 10^{-2}}{1{,}4897} \times \left(1083 - 15\right)\right] = 0{,}6\ \mathrm{s}.$$

Nel caso proposto l'espressione di τ_f ha un valore reale. Perché ciò avvenga, l'argomento del logaritmo deve essere positivo:

$$P > P_{max} = \pi h d L (t_f - t_a).$$

Perciò la massima corrente che può percorrere il fusibile senza che questo arrivi a fondere è data dall'equazione:

$$i_{max}^2 = \frac{P_{max}}{R} = \frac{\pi^2 h d^3}{4\rho_e}(t_f - t_a) = \frac{\pi^2 \times 25 \times (12 \times 10^{-5})^3}{4 \times 2{,}34 \times 10^{-8}} = 4{,}865 \text{ A}^2;$$

$$i_{max} = \sqrt{4{,}865} = 2{,}2 \text{ A}.$$

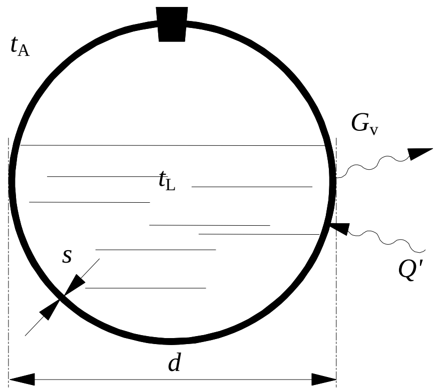
Con valori della corrente più bassi di questo la temperatura del filo si stabilizza a un valore inferiore alla temperatura di fusione.

Delle ipotesi fatte per la trattazione sono da considerare con una certa attenzione quelle relative alla costanza delle proprietà termofisiche del materiale (ρ_e e c_p) e del coefficiente adduttivo h. Questo e quelle infatti sono dipendenti dalla temperatura, la quale nel transitorio passa da 20 a 1083°C. Valori così alti della temperatura rendono pure dubbia l'ammissibilità stessa del modello dell'adduzione per gli scambi termici tra il filo e l'ambiente circostante.

14.

Una giara di terracotta porosa ha forma sferica con diametro d = 80 cm e spessore s = 1 cm; essa è collocata all'interno di un locale chiuso, sospesa al riparo dall'irraggiamento solare e con una temperatura dell'ambiente costante t_A = 30°C. La giara contiene dell'acqua che, a causa della porosità del materiale di cui la giara stessa è fatta, lentamente evapora.

Supponendo che l'evaporazione sia tale che la giara perda metà del liquido contenuto in un intervallo di tempo di circa 30 giorni e che non si facciano spillamenti né rabbocchi d'acqua, calcolare la temperatura dell'acqua nella giara t_L. Supporre per semplicità che il fenomeno sia stazionario (temperatura dell'acqua costante). Per il coefficiente adduttivo alla superficie esterna assumere h^*_e = 8 W/m^2 °C; trascurare la resistenza convettiva interna; per la conduttività termica della parete porre: k = 1 W/m °C.



L'acqua che evapora dopo aver attraversato il contenitore poroso causa la sottrazione di calore al sistema, che è costituito dalla giara e dal liquido contenuto in essa. Il sistema, attraverso la superficie che lo delimita, scambia calore con l'ambiente circostante per adduzione. Altri scambi di calore avvengono per conduzione attraverso lo spessore della giara e per convezione tra il contenitore e il liquido, nonché nel seno stesso del liquido. Questi ultimi scambi di calore sono, se confrontati con quelli per conduzione e adduzione, così rapidi che si può ammettere che tutto il liquido sia, in ogni istante, tutto a una stessa temperatura. Il liquido si può considerare come un corpo a piccolo numero di Biot; ciò semplifica la trattazione del problema.

Poiché si suppone il regime permanente, il calore sottratto all'acqua in un dato intervallo di tempo con l'evaporazione deve essere uguale a quello somministrato dall'ambiente attraverso il contenitore. Con riferimento all'unità di tempo abbiamo per la massa d'acqua evaporata:

$$G_v = \frac{m_{evap.}}{\Delta\tau} = \frac{\frac{1}{2}\rho_L \frac{4}{3}\pi R_i^3}{\Delta\tau} = \frac{\frac{1}{2}\times 10^3 \times \frac{4}{3}\times \pi \times \left[(80-1)\times 10^{-2}\right]^3}{30\times 86\,400} = 3{,}98\times 10^{-4}\,\frac{\text{kg}}{\text{s}}.$$

A questa portata di massa in uscita corrisponde una portata entalpica – anch'essa in uscita – e quindi (la trasformazione è isobarica) un flusso termico entrante nel sistema espresso come segue:

$$Q'_{evap.} = G_v\left(i_v - i_L\right).$$

I simboli i_L e i_v rappresentano l'entalpia specifica dell'acqua rispettivamente nella fase liquida (stato iniziale) e nello stato di vapore saturo secco.

Il flusso termico fornito all'acqua dall'ambiente circostante attraverso la parete della giara è dato dalla seguente espressione, ottenuta considerando la parete, che è di piccolo spessore, come uno strato piano:

$$Q'_{amb.} = AK\left(t_A - t_L\right) = \frac{4\pi R_e^2}{\frac{1}{h_e^*}+\frac{s}{k}}\left(t_A - t_L\right).$$

Dall'uguaglianza tra i due flussi termici otteniamo:

$$\frac{4\pi R_e^2}{\frac{1}{h_e^*}+\frac{s}{k}}\left(t_A - t_L\right) = G_v\left(i_v - i_L\right).$$

Supponiamo per semplicità che il passaggio di fase avvenga alla superficie esterna della giara alla stessa temperatura dell'ambiente esterno, sicché è i_v = 2555,7 kJ/kg °C (v. tab. 3) Se poniamo, come è lecito per un liquido, $i_L = c_p\, t_L$, otteniamo per t_L la seguente espressione:

$$t_L = \frac{\frac{4\pi R_e^2}{\frac{1}{h_e^*}+\frac{s}{k}}t_A - G_v i_v}{\frac{4\pi R_e^2}{\frac{1}{h_e^*}+\frac{s}{k}} - G_v c_p} = \frac{\frac{4\pi(0{,}7)^2}{\frac{1}{8}+\frac{10^{-2}}{1}}\times 30 - 3{,}98\times 10^{-4}\times 2{,}5557\times 10^6}{\frac{4\pi(0{,}7)^2}{\frac{1}{8}+\frac{10^{-2}}{1}} - 3{,}98\times 10^{-4}\times 4{,}187\times 10^3} = 8{,}0\,°\text{C}.$$

15.

Uno scaldaacqua elettrico ad accumulazione è costituito da un contenitore cilindrico pieno d'acqua. Questa entra attraverso un tubo di alimentazione alla temperatura t_i = 16°C ed esce attraverso un altro tubo alla temperatura t più alta. Nel cilindro viene somministrata all'acqua la potenza termica Q'_e= 1500 W sviluppata in un resistore elettrico percorso da corrente. L'alimentazione di questo è fatta in modo che la corrente vi circoli solo quando la temperatura dell'acqua, supposta uguale in tutto il contenitore, è inferiore alla temperatura massima t_m = 60°C. Per ridurre le perdite di calore, lo scaldaacqua è rivestito di uno strato coibente. Precisamente l'involucro è così costituito:

a) un rivestimento esterno di resina sintetica dello spessore s_1 = 1 mm e conduttività termica k_1 = 0,4 W/m °C;

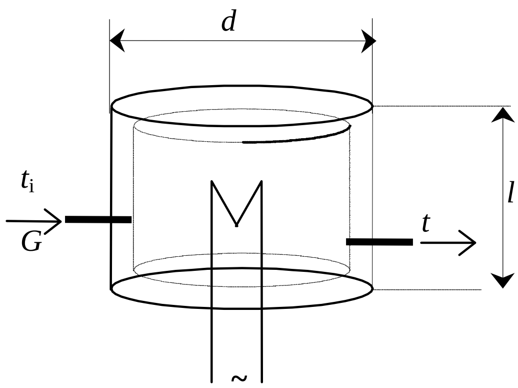
b) uno strato di coibente fibroso dello spessore s_2 = 25 mm e conduttività termica k_2 = 0,04 W/m °C;

c) il contenitore dell'acqua fatto di lamiera di acciaio dello spessore s_3 = 0,8 mm e conduttività termica k_3 = 55 W/m °C.

Coefficienti convettivi: sulla superficie esterna h_e = 10 W/m^2 °C; all'interno h_i = 60 W/m^2 °C.

Il cilindro contenente l'acqua ha il diametro d = 35 cm e l'altezza l = 65 cm. I tre strati dell'involucro hanno una capacità termica trascurabile rispetto a quella dell'acqua contenuta. Temperatura dell'aria esterna: t_a = 24°C.

Al tempo iniziale τ = 0 l'acqua si trova alla temperatura t_m = 60°C; si comincia a prelevare all'uscita una portata d'acqua calda G = 0,1 kg/s. Allo stesso tempo si stabilisce una uguale portata di massa nel tubo di alimentazione che compensa la portata dell'acqua spillata. Conseguentemente nello stesso istante τ = 0 la temperatura dell'acqua contenuta nello scaldaacqua comincia ad abbassarsi, facendo entrare in azione il sistema di riscaldamento elettrico.



Calcolare il tempo τ' al quale l'acqua contenuta nello scaldaacqua raggiunge il valore t' = 30°C.

All'istante τ' si interrompe il flusso dell'acqua. Calcolare l'intervallo di tempo $\tau'' - \tau'$ dopo il quale la temperatura dell'acqua ritorna al valore t_m = 60°C.

Il volume di controllo da prendere in esame è delimitato dal contenitore dell'acqua, il cui volume è:

$$V = \frac{\pi d^2}{4} l = \frac{\pi \times 0{,}35^2}{4} \times 0{,}65 = 0{,}0625 \text{ m}^3$$

e la massa:

$$m = \rho V = 1000 \times 0{,}065 = 62{,}5 \text{ kg}.$$

Per tale sistema aperto può essere scritta l'equazione dell'energia con riferimento all'unità di tempo:

$$Q' - L' = Q' + Q'_e = \sum (iG) + \frac{\mathrm{d} I}{\mathrm{d}\tau}.$$

Q' è il flusso termico dall'ambiente esterno all'acqua attraverso l'involucro (poiché in effetti il calore si trasmette nel verso opposto, Q' sarà sempre negativo); L' è la potenza non termica uscente dal sistema (ossia la potenza elettrica del sistema di riscaldamento dell'acqua, che denominiamo Q'_e, cambiata di segno); i prodotti iG sono i flussi d'entalpia attraverso i due tubi, positivi se in uscita e negativi in ingresso; I è l'entalpia del liquido contenuto nello scaldaacqua all'istante τ generico.

Per Q' abbiamo:

$$Q' = Q'_{\text{trasm.}} = KS(t_a - t)$$

con:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{s_1}{k_1} + \frac{s_2}{k_2} + \frac{s}{k_3} + \frac{1}{h_e}} = \frac{1}{\frac{1}{10} + \frac{10^{-3}}{0{,}4} + \frac{2{,}5\times 10^{-2}}{0{,}04} + \frac{0{,}0008}{5{,}5} + \frac{1}{60}} = 1{,}34376 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\,°\text{C}};$$

$$S = \pi \frac{d^2}{4} + \pi d l = \pi d \left(\frac{d}{4} + l \right) = \pi \times 0{,}35 \times \left(\frac{0{,}35}{4} + 0{,}65 \right) = 0{,}81092 \text{ m}^2.$$

Per i flussi entalpici uscenti abbiamo:

$$\sum(iG) = G(i - i_\mathrm{i}) = Gc_p(t - t_\mathrm{i}).$$

L'entalpia dell'acqua contenuta nello scaldaacqua è in ogni istante:

$$I = mi = mc_p t.$$

L'equazione dell'energia diventa:

$$KS(t_\mathrm{a} - t) + Q'_\mathrm{e} = Gc_p(t - t_\mathrm{i}) + mc_p \frac{\mathrm{d}t}{\mathrm{d}\tau}.$$

Raggruppando i termini in t, troviamo:

$$\frac{Gc_p + KS}{mc_p} t - \frac{Q'_\mathrm{e} + Gc_p t_\mathrm{i} + KSt_\mathrm{a}}{mc_p} = -\frac{\mathrm{d}t}{\mathrm{d}\tau}.$$

Con la posizione:

$$\psi = \frac{Gc_p + KS}{mc_p} t - \frac{Q'_\mathrm{e} + Gc_p t_\mathrm{i} + KSt_\mathrm{a}}{mc_p}$$

troviamo l'equazione differenziale:

$$\psi = -\frac{mc_p}{Gc_p + KS}\frac{\mathrm{d}\psi}{\mathrm{d}\tau}; \qquad \frac{\mathrm{d}\psi}{\psi} = -\frac{Gc_p + KS}{mc_p}\mathrm{d}\tau$$

e, integrando tra l'istante τ_0 e il generico istante τ, la soluzione:

$$\log\frac{\psi}{\psi_0} = -\frac{Gc_p + KS}{mc_p}(\tau - \tau_0);$$

nella quale ψ_0 è il valore della variabile ψ all'istante iniziale τ_0. Sostituendo le espressioni di ψ e ψ_0 e i valori, troviamo:

$$\log\frac{(Gc_p + KS)t - (Q'_\mathrm{e} + Gc_p t_\mathrm{i} + KSt_\mathrm{a})}{(Gc_p + KS)t_0 - (Q'_\mathrm{e} + Gc_p t_\mathrm{i} + KSt_\mathrm{a})} = -\frac{Gc_p + KS}{mc_p}(\tau - \tau_0);$$

$$\log\frac{(0{,}1\times 4187 + 1{,}34376\times 0{,}81092)t - (1500 + 0{,}1\times 4187\times 16 + 1{,}34376\times 0{,}81092\times 24)}{(0{,}1\times 4187 + 1{,}34376\times 0{,}81092)t_0 - (1500 + 0{,}1\times 4187\times 16 + 1{,}34376\times 0{,}81092\times 24)} =$$
$$= -\frac{0{,}1\times 4187 + 1{,}34376\times 0{,}81092}{62{,}5\times 4187}(\tau - \tau_0);$$

$$\log\frac{419{,}79\times t - 8223{,}75}{419{,}79\times t_0 - 8223{,}75} = -0{,}0016042\times(\tau - \tau_0).$$

Il tempo τ' necessario per il raffreddamento da 60°C a 30°C durante il prelevamento dell'acqua è dato dalla precedente espressione risolta per τ con τ_0 = 0 s, t_0 = 60°C e t = 30°C:

$$\tau' = \frac{1}{0{,}0016042}\log\frac{419{,}79\times 60 - 8223{,}75}{419{,}79\times 30 - 8223{,}75} = 845\ \mathrm{s} \approx 14\ \mathrm{min}.$$

Ponendo invece $\tau_0 = \tau'$, t_0 = 30°C, t = 60°C e G = 0, troviamo la durata della fase del riscaldamento senza passaggio d'acqua:

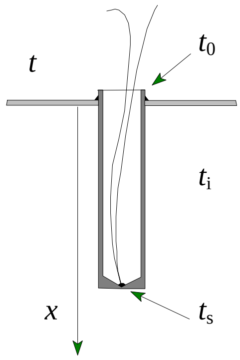
$$\log\frac{1{,}34376\times0{,}81092\times60-(1500+1{,}34376\times0{,}81092\times24)}{1{,}34376\times0{,}81092\times30-(1500+1{,}34376\times0{,}81092\times24)}=-\frac{1{,}34376\times0{,}81092}{62{,}5\times4187}(\tau''-\tau');$$

$$\tau''-\tau'=\frac{1}{4{,}164\times10^{-6}}\times\log\frac{1{,}08968\times30-1526{,}15}{1{,}08968\times60-1526{,}15}=5315\ \text{s}\approx1\ \text{h}\ 29\ \text{min}.$$

16.

Si voglia misurare con una termocoppia la temperatura t_i di un fluido contenuto in un recipiente chiuso. Una tecnica frequentemente adoperata consiste nel collocare i fili della termocoppia all'interno di una guaina costituita da un tubo metallico chiuso a un'estremità, fissando il giunto caldo della termocoppia al fondo del tubo e inserendo il tutto nel recipiente attraverso un foro praticato nella parete.

Se si hanno differenze di temperatura tra l'interno del recipiente e l'esterno, lungo il tubo si stabilisce un flusso termico conduttivo, cosicché il giunto caldo della termocoppia si troverà a una temperatura t_s un po' diversa dalla t_i che si vuole misurare.



La sonda sia costituita da un cilindro cavo di acciaio inox (k = 60 W/°C m) con:
- diametro interno d_1 = 3 mm;
- diametro esterno d_2 = 4 mm;
- lunghezza L = 7 cm;
- coefficiente convettivo sulla superficie esterna h = 30 W/m^2 °C.

Si suppone trascurabile lo scambio termico convettivo tra la superficie interna del tubo e l'aria ivi contenuta. La temperatura esterna sia t_e = 15°C; la temperatura t_i da misurare all'interno del recipiente sia di 170°C.

Si faccia una valutazione dell'errore commesso misurando la t_i con la termocoppia, supponendo che il tubo nella sezione alla parete si trovi alla temperatura $t_0 = t_e$; che sia trascurabile lo spessore della parete del contenitore; che sia trascurabile il flusso termico conduttivo lungo i fili della termocoppia; che il giunto caldo si trovi alla stessa temperatura t_s della sezione terminale chiusa del cilindro; che la conduzione del calore lungo il tubo sia unidimensionale e stazionaria.

Il cilindro di acciaio può essere studiato come una classica sbarra prismatica in regime unidimensionale stazionario. Per quel caso è nota la soluzione analitica per la differenza θ(*x*) tra la temperatura della sbarra e la temperatura t_s del fluido circostante:

$$q=t-t_i=C_1\,\mathrm{e}^{-mx}+C_2\,\mathrm{e}^{mx} \qquad (*)$$

col coefficiente m dato da:

$$m=\sqrt{\frac{hp}{kS}}=\sqrt{\frac{30\times\pi\times4\times10^{-3}\times4}{60\times\pi\times\left[\left(4\times10^{-3}\right)^2-\left(3\times10^{-3}\right)^2\right]}}=33{,}81\ \text{m}^{-1}$$

(p = perimetro; S = area della sezione del tubo a corona circolare). Le costanti C_1 e C_2 sono determinate dalle condizioni ai limiti. Nella sezione alla parete del recipiente è:

$$q_0=t_0-t_i=C_1+C_2.$$

Alla sezione terminale del cilindro si applica la condizione convettiva:

$$q_s = t_s - t_i = C_1\,e^{-mL} + C_2\,e^{mL};$$

$$-kS\left(\frac{d\theta}{dx}\right)_L = Q'\big|_L = hA\theta_s$$

con A l'area circolare della sezione terminale del tubo. Quest'ultima equazione dà:

$$-kSm\left[-C_1\,e^{-mL} + C_2\,e^{mL}\right] = hA\left[C_1\,e^{-mL} + C_2\,e^{mL}\right]$$

Facendo le posizioni:

$$M = e^{-mL} = 0{,}0938; \qquad N = e^{mL} = 10{,}659; \qquad P = \frac{kS}{hA} = 0{,}8748\ \text{m};$$

si trova il sistema:

$$C_1 + C_2 = q_0 = 15 - 170 = -155\,°\text{C};$$

$$MC_1 + NC_2 = Pm(MC_1 - NC_2);$$

con:

$$Pm = 0{,}8748 \times 33{,}81 = 29{,}577.$$

Risolviamo per sostituzione:

$$C_2 = \theta_0 - C_1;$$

$$MC_1 + N\theta_0 - NC_1 = Pm(MC_1 - N\theta_0 + NC_1);$$

$$C_1 = \frac{-N\theta_0 - PmN\theta_0}{M - N - PmM - PmN} = \frac{-N\theta_0(1+Pm)}{M(1-Pm) - N(1+Pm)} = \frac{-\theta_0}{\dfrac{M}{N}\dfrac{1-Pm}{1+Pm} - 1} =$$

$$= \frac{155}{\dfrac{-0{,}0638}{10{,}659} \times \dfrac{1-29{,}577}{1+29{,}577} - 1} = -153{,}74\,°\text{C};$$

$$C_2 = -C_1 + q_0 = 153{,}74 - 155 = -1{,}264\,°\text{C}.$$

All'ascissa terminale $x = L$ la (*) dà la differenza θ_L tra le temperature t_i e t_s (errore di misura):

$$q_L = C_1 M + C_2 N = -153{,}74 \times 0{,}0938 - 1{,}264 \times 10{,}659 = -27{,}9\,°\text{C}.$$

La temperatura misurabile con la termocoppia è perciò:

$$t_L = t_i + q_L = 170 - 27{,}9 = 142\,°\text{C}.$$

17.

Due elementi meccanici metallici, A e B, sono connessi per mezzo di un'asta di acciaio (k = 35 W/m °C) prismatica, di lunghezza L = 10 cm e con sezione rettangolare di lati m = 20 mm ed n = 4 mm. Le temperature dei due corpi sono t_A = 40°C e t_B = 90°C. L'asta di collegamento è circondata da aria alla temperatura t_F = 15°C; il coefficiente di adduzione è h^* = 30 W/m^2 °C.

Calcolare i flussi termici entranti o uscenti a regime stazionario nei due corpi e nell'asta.

L'asta prismatica si presta probabilmente alla trattazione semplificata conseguente all'ipotesi di conduzione del calore unidimensionale. Per accertare ciò, calcoliamo il numero di Biot dell'asta, basandolo per sicurezza sul lato maggiore della sezione rettangolare della sbarra:

$$Bi = \frac{hm}{k} = \frac{30 \times 20 \times 10^{-3}}{35} = 1{,}7 \times 10^{-2} << 1.$$

Accertato che è lecita l'ipotesi di fenomeno unidimensionale, stabiliamo come verso positivo lungo l'asta quello da A verso B e scriviamo l'equazione differenziale in $\theta = t(x) - t_F$:

$$kmn\theta'' = 2(m+n)h\theta;$$

i cui coefficienti sono costanti. L'integrale generale è il seguente:

$$\theta(x) = t(x) - t_F = C_1 \exp(\lambda x) + C_2 \exp(-\lambda x).$$

Il fattore λ è la soluzione dell'equazione:

$$kmn\lambda^2 = 2(m+n)h;$$

ossia:

$$\lambda = \sqrt{\frac{2(m+n)h}{kmn}} = \sqrt{\frac{2 \times (20+4) \times 10^{-3} \times 30}{35 \times 20 \times 10^{-3} \times 4 \times 10^{-3}}} = 22{,}678 \text{ m}^{-1}.$$

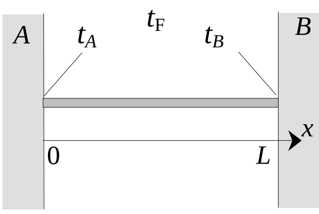
I valori della temperatura dell'asta ai due estremi sono assegnati. Si può scrivere:

$$x = 0: \quad t = t_A; \qquad C_1 + C_2 = \theta_A = t_A - t_F = 40 - 15 = 25°\text{C};$$

$$x = L: \quad t = t_B; \qquad C_1 e^{\lambda L} + C_2 e^{-\lambda L} = \theta_B = t_B - t_F = 90 - 15 = 75°\text{C}.$$

Ponendo:

$$M = e^{\lambda L} = e^{22{,}678 \times 0{,}1} = 9{,}658;$$



la seconda condizione al contorno diventa:

$$\theta_B = MC_1 + \frac{C_2}{M}.$$

Per sostituzione si trovano le due costanti:

$$C_1 = 7{,}5788°\text{C}; \qquad C_2 = 17{,}4212°\text{C}.$$

Dall'applicazione del postulato di Fourier alle sezioni terminali dell'asta troviamo i flussi termici alle sezioni A e B nel verso positivo delle x:

$$Q'_A = kmn(\theta')_{x=0} = -kmn\lambda(C_1 - C_2) = -35 \times 20 \times 10^{-3} \times 22{,}678 \times (7{,}5788 - 17{,}4212) = 0{,}62 \text{ W};$$

$$Q'_B = kmn(\theta')_{x=L} = -kmn\lambda\left(C_1 M - \frac{C_2}{M}\right) =$$
$$= -35 \times 20 \times 10^{-3} \times 4 \times 10^{-3} \times 22{,}678 \times \left(7{,}5788 \times 9{,}658 - \frac{17.4212}{9{,}658}\right) = -4{,}53 \text{ W}.$$

I segni indicano che del calore esce dal corpo A per conduzione lungo l'asta ($Q'_A > 0$) e del calore esce pure dal corpo B verso l'asta ($Q'_B < 0$). Il flusso termico uscente dall'asta verso l'aria per convezione è uguale alla somma dei flussi termici entranti nell'asta per conduzione:

$$Q'_{\text{disp.}} = Q'_A - Q'_B = 0{,}325 + 4{,}532 = 5{,}157\ \text{W}.$$

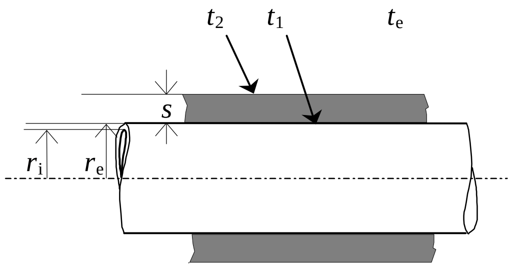
18.

In un tubo di rame del diametro esterno d_e = 18 mm scorre dell'acqua alla temperatura t_i = 12°C. Il tubo è ricoperto da uno strato di isolante. Il coefficiente convettivo esterno sia h_e = 8,5 W/m^2 °C; la conduttività temica equivalente del materiale isolante k = 0,045 W/°C m. L'aria circostante si trova alla temperatura t_e = 35°C e all'umidità relativa φ = 60%.

Calcolare lo spessore da dare allo strato di isolante se si vuole che la sua superficie esterna non si bagni per formazione di rugiada.

Con le condizioni assegnate si forma la condensa se la faccia esterna dello strato si trova a una temperatura uguale o inferiore alla temperatura di rugiada dell'aria. Per quest'ultima si ricava per interpolazione dalla tab. 3 la pressione di saturazione del vapore:

$$(p_s)_{t=35°\text{C}} = 5629\ \text{Pa}.$$



La pressione parziale del vapore è:

$$p_v = \varphi p_s = 0{,}6 \times 5629 = 3377\ \text{Pa}.$$

Tale pressione corrisponde alla saturazione se la temperatura è (ancora dalla tab. 3):

$$t_r = t_2 = 26{,}1°\text{C}.$$

Trascurando la resistenza termica del tubo di rame e quella convettiva sulla faccia interna dello stesso tubo, poniamo la temperatura t_1 della faccia interna dell'isolante uguale a quella dell'acqua (t_i). Troviamo:

$$\frac{\dfrac{1}{h_e(r_1+s)}}{\dfrac{1}{h_e(r_1+s)} + \dfrac{\ln\dfrac{r_1+s}{r_1}}{k}} = \frac{t_e - t_2}{t_e - t_1} = \frac{35-26{,}1}{35-12} = 0{,}387 = A;$$

$$\left(1+\frac{s}{r_1}\right)\ln\left(1+\frac{s}{r_1}\right) = \frac{(1-A)k}{Ahr_1} = \frac{(1-0{,}387)\times 4{,}5\times 10^{-2}}{0{,}387\times 8{,}5\times 9\times 10^{-3}} = 0{,}93175.$$

Troviamo per tentativi lo spessore s^* a cui corrisponde $t_2 = t_r$:

$$\frac{s^*}{r_1} = 0{,}7193;$$

$$s = 0{,}7193\times 9\times 10^{-3} = 0{,}0065\ \text{m} = 6{,}5\ \text{mm}.$$

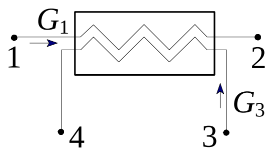
Per evitare la formazione di rugiada, si deve dare all'isolante uno spessore non minore di s^*.

19.

In una fabbrica di succhi di agrumi è installato uno scambiatore di calore a contro-corrente per il raffreddamento del succo proveniente dall'impianto di pastorizzazione. Si rilevano sperimentalmente i seguenti dati:
- portata del succo: G_1 = 2020 kg/h;
- temperatura del succo all'ingresso dello scambiatore: t_1 = 40°C;
- temperatura del succo all'uscita dallo scambiatore: t_2 = 21,5°C;
- temperatura d'ingresso dell'acqua di raffreddamento: t_3 = 15,8°C;
- temperatura d'uscita dell'acqua di raffreddamento: t_4 = 29,3°C.

Assumendo per il succo d'agrumi lo stesso calore specifico dell'acqua, determinare la portata dell'acqua di raffreddamento G_3.

Supponendo poi che in un'altra condizione di funzionamento la temperatura del succo all'ingresso sia t_{1*} = 45°C, determinare i nuovi valori della portata G_{1*} e della temperatura d'uscita dell'acqua di raffreddamento t_{4*}, se si mantengono invariate t_2, t_3 e G_3.



Cominciamo con l'esprimere la portata del succo nelle unità del sistema SI:

$$G_1 = 2020\ \frac{\text{kg}}{\text{h}} = \frac{2020}{3600} = 0{,}5611\ \frac{\text{kg}}{\text{s}}.$$

Supponendo l'assenza di perdite di calore, vale l'uguaglianza tra le due potenze termiche scambiate dai due fluidi:

$$c_p G_1 (t_1 - t_2) = Q' = c_p G_3 (t_4 - t_3).$$

Si ricava la portata dell'acqua di raffreddamento:

$$G_3 = G_1 \frac{t_1 - t_2}{t_4 - t_3} = 0{,}5611 \times \frac{40 - 21{,}5}{29{,}3 - 15{,}8} = 0{,}77\ \frac{\text{kg}}{\text{s}}.$$

Il flusso termico Q' scambiato è:

$$Q' = c_p G_1 (t_1 - t_2) = 4187 \times 0{,}5611 \times (40 - 21{,}5) = 43\,463\ \text{W}.$$

Dalla relazione:

$$Q' = (KA)\theta_{\text{ML}}$$

troviamo il valore del prodotto (KA) dello scambiatore:

$$KA = \frac{Q'}{\theta_{\text{ML}}} = \frac{Q'}{\dfrac{(t_1 - t_4) - (t_2 - t_3)}{\ln \dfrac{t_1 - t_4}{t_2 - t_3}}} = \frac{43\,463}{\dfrac{(40 - 29{,}3) - (21{,}5 - 15{,}8)}{\ln \dfrac{40 - 29{,}3}{21{,}5 - 15{,}8}}} = \frac{43\,463}{7{,}9393} = 5474\ \frac{\text{W}}{°\text{C}}.$$

Nel secondo caso, con t_{1*} = 45°C e ancora t_{2*} = 21,5°C, il flusso termico è:

$$Q'^{*} = c_p G_1^{*} (t_1^{*} - t_2^{*}) = 4187 \times (45 - 21{,}5) G_1^{*} = 98\,395\, G_1^{*}. \qquad (\alpha)$$

Bisogna, d'altra parte, che siano rispettate le relazioni:

$$Q'^{*} = (KA)\theta_{ML} = (KA)\frac{\left(t_1^* - t_4^*\right) - \left(t_2 - t_3\right)}{\ln\dfrac{t_1^* - t_4^*}{t_2 - t_3}} = 5474 \times \frac{\left(45 - t_4^*\right) - 5{,}7}{\ln\dfrac{45 - t_4^*}{5{,}7}}; \qquad (\beta)$$

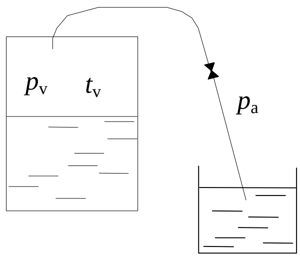
$$Q'^{*} = c_p G_3 \left(t_4^* - t_3\right) = 4187 \times 0{,}77 \times \left(t_4^* - 15{,}8\right). \qquad (\gamma)$$

Le tre equazioni (α), (β), (γ) non costituiscono un sistema lineare. Per la risoluzione procediamo per tentativi, assumendo un valore per la t_4^*, ricavando Q'^* per mezzo della (β) e ricalcolando la t_4^* con la (γ). Se questo valore della t_4^* non differisce abbastanza poco da quello supposto, riproviamo con un nuovo valore di t_4^* e così fino a convergere sul valore corretto, come nello schema di calcolo seguente. Quindi, noto Q'^*, possiamo ricavare G_1^* per mezzo della (α).

t_4^*	(β) $\rightarrow\rightarrow$	Q'^*	(γ) $\rightarrow\rightarrow$	t_4^*
30°C		52 614 W		32,1°C
31°C		50 562 W		31,5°C
31,5°C		49 520 W		31,2°C
31,3°C		49 938 W		31,3°C

20.

Un barista deve scaldare una tazza d'acqua, il cui volume è 0,2 L, fino alla temperatura di 35°C, facendovi gorgogliare del vapor d'acqua. Per fare questo, egli dispone di vapore prodotto da una caldaia alla pressione relativa di 1,5 bar. Calcolare la massa del vapore necessario, supponendo che la temperatura iniziale del liquido nella tazza sia 16°C, che la pressione atmosferica sia quella normale al livello del mare, che tutto il vapore utilizzato si misceli completamente con l'acqua della tazza senza perdersi sfuggendo all'aria libera e che il tubo di spillamento e la tazza siano perfettamente isolati termicamente.



Sintetizziamo i dati. Per l'acqua della tazza abbiamo:

$m = \rho V = 1000 \times 0{,}2 \times 10^{-3} = 0{,}2$ kg;

$t_1 = 16$°C;

$t_2 = 35$°C.

Supponendo di mantenere idealmente separati i due fluidi, l'acqua della tazza può essere considerata come un sistema chiuso che segue una trasformazione isobarica. Per tale sistema il primo principio della Termodinamica dà:

$$Q_{12} = I_2 - I_1 = mc_p\left(t_2 - t_1\right) = 0{,}2 \times 4{,}186 \times (35 - 16) = 15\,901 \text{ J}.$$

L'altro fluido è il vapore che, portatosi lungo il tubo fino alla pressione p_a in uno stato che denotiamo col simbolo u, venendo a contatto col liquido della tazza che si trova a una temperatura inferiore, scambia calore con questo fino a portarsi all'equilibrio termodinamico con lo stesso alla temperatura t_2 desiderata. Sempre dal primo principio per questa trasformazione isobara di un sistema chiuso, considerando che le quantità di calore somministrate all'acqua della tazza e al vapore sono l'una opposta dell'altra, abbiamo:

$$-Q_{12} = Q_{u2} = I_{v2} - I_{vu} = m_v\left(c_p t_2 - i_{vu}\right).$$

Osserviamo ora che l'entalpia del vapore dopo la laminazione adiabatica è uguale all'entalpia di partenza, ossia: $i_{vu} = i_v$. Ricaviamo allora l'equazione seguente:

$$-Q_{12} = m_{\mathrm{v}}\left(c_p t_2 - i_{\mathrm{v}}\right).$$

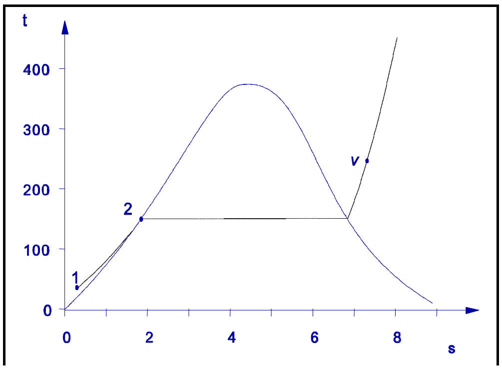
In questa la i_{v} è l'entalpia speficica del vapor saturo secco alla pressione di 1,5 bar al di sopra di quella atmosferica normale al livello del mare, ovvero alla pressione di 251 325 Pa. Tale entalpia è, dalla tabella 4, di 2717 kJ/kg. Troviamo:

$$m_{\mathrm{v}} = \frac{Q_{12}}{i_{\mathrm{v}} - c_p t_2} = \frac{15\,901}{2{,}717\times 10^6 - 4187\times 35} = 0{,}0062 \text{ kg} = 6{,}2 \text{ g}.$$

21.

Il generatore di vapore di una macchina termomotrice a vapore a rigenerazione deve essere alimentato con una certa portata G_1 di acqua liquida satura alla pressione di 4 bar. L'acqua da portare in tali condizioni si trova inizialmente alla temperatura t_1 = 27°C e viene scaldato sino alla saturazione mediante miscelazione con una certa portata di vapore G_{v} spillata tra due stadi di turbina alla pressione p_{v} = 4 bar e alla temperatura t_{v} = 245°C.

Supponendo che la miscelazione avvenga adiabaticamente, calcolare la portata del vapore G_{v}



Denominiamo "1" lo stato iniziale dell'acqua liquida; "v" lo stato del vapore impiegato, "2" lo stato finale delle due correnti fluide miscelate.

Il miscelatore costituisce un sistema aperto avente tre aperture da cui passa del fluido: i due ingressi "1" e "v" e l'uscita "2". L'equazione di continuità e l'equazione dell'energia devono essere espresse nelle forme adatte a questo caso. Considerando positivi i flussi di massa entranti nel volume di controllo sopra definito, abbiamo le due equazioni seguenti:

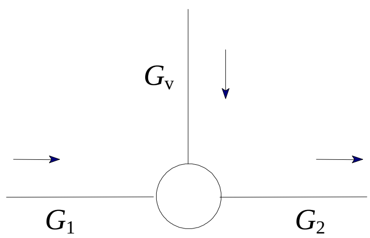
$$\sum_i G_i = G_1 + G_{\mathrm{v}} - G_2 = 0;$$

$$0 = \sum_i \left(G_i i_i\right) = G_1 i_1 + G_{\mathrm{v}} i_{\mathrm{v}} - G_2 i_2.$$

Dalla prima si ricava la relazione:

$$G_2 = G_1 + G_{\mathrm{v}}.$$

Introducendo questa nella seconda, abbiamo:



$$G_1 i_1 + G_{\mathrm{v}} i_{\mathrm{v}} - \left(G_1 + G_{\mathrm{v}}\right) i_2 = 0;$$

$$G_{\mathrm{v}} = \frac{G_1\left(i_2 - i_1\right)}{i_{\mathrm{v}} - i_2}.$$

Sostituendo i valori ricavati dalle tabelle dell'acqua:

i_1 = 113,1 kJ/kg;

i_2 = 605 kJ/kg;

i_{v} = 2954,7 kJ/kg;

ricaviamo:

$$G_{\mathrm{v}} = \frac{605 - 113{,}1}{2954{,}7 - 605} G_1 = 0{,}209\, G_1.$$

Aria umida

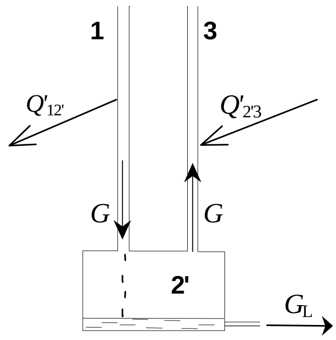
22.

Una corrente d'aria alla pressione di 1 bar nelle condizioni:

t_1 = 30°C; φ_1 = 0,8

e di portata G = 0,4 kg/s deve essere portata nelle condizioni:

$t_3 = t_1$ = 30°C; φ_3 = 0,3.



Si vuole ottenere questo risultato trattando l'aria successivamente in due scambiatori. Nel primo l'aria viene raffreddata perché perda umidità per condensazione sino a raggiungere l'umidità associata finale desiderata; nel secondo l'aria viene riscaldata fino alla temperatura finale t_3. Le trasformazioni sono rappresentate sul piano psicrometrico di Mollier della figura.

Calcolare il flusso termico da sottrarre nella prima fase e quello da somministrare nella seconda; calcolare inoltre la portata dell'acqua liquida da scaricare.

Dai dati del problema ricaviamo le umidità associate dell'aria negli stati "1" e "3" (si noti che, nel calcolare rapporti tra due pressioni, è indifferente la scelta delle unità di misura di queste, purché siano uguali; qui è comodo esprimere le pressioni in bar):

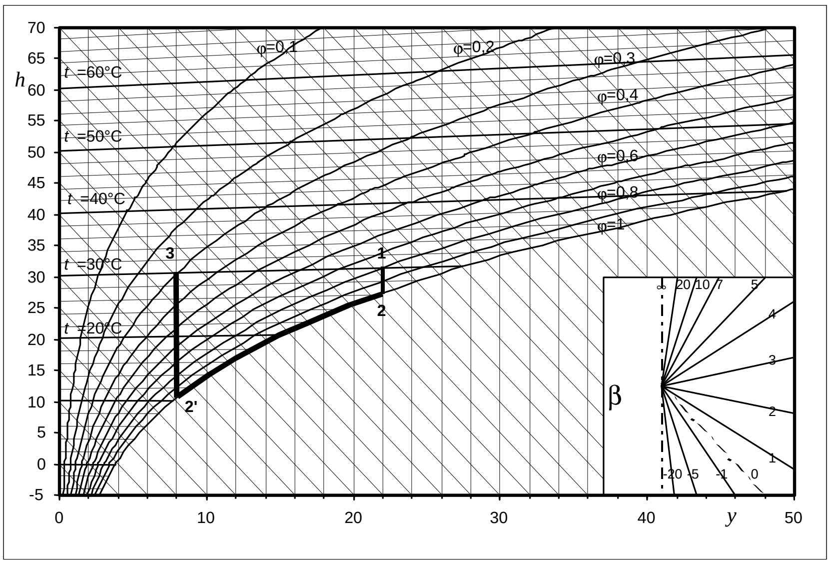


Diagramma psicrometrico di Mollier per l'aria umida al livello del mare. Unità: h (kJ/kg); y (g/kg); t (°C); β (kJ/g).

$$y_1 = \frac{M_\mathrm{v}}{M_\mathrm{a}} \frac{\varphi_1 p_{\mathrm{s}\,1}}{p_\mathrm{t} - \varphi_1 p_{\mathrm{s}\,1}} = \frac{18}{29} \times \frac{0{,}8 \times 0{,}042\,42}{1 - 0{,}8 \times 0{,}042\,42} = 0{,}0218;$$

$$y_3 = \frac{M_\mathrm{v}}{M_\mathrm{a}} \frac{\varphi_3 p_{\mathrm{s}\,3}}{p_\mathrm{t} - \varphi_3 p_{\mathrm{s}\,3}} = \frac{18}{29} \times \frac{0{,}3 \times 0{,}042\,42}{1 - 0{,}3 \times 0{,}042\,42} = 0{,}0080.$$

Lo stato "2" è quello al quale corrisponde la comparsa della rugiada nell'aria "1". In esso è:

$\varphi_2 = 1$; $y_2 = y_1 = 0{,}0218$.

La temperatura è t_2 si può trovare come quella corrispondente al valore della pressione di saturazione dell'acqua uguale alla pressione parziale del vapore ($\varphi_1 p_{s1}$ 8,8 × 0,042 42 = 0,033 94 bar). Troviamo: $t_2 = t_{1d} = 26{,}2$°C. Lo stesso valore può essere pure ricavato con l'uso della carta psicrometrica della figura, che vale per la pressione di 1,013 bar e consideriamo approssimativamente valida anche per il nostro caso. Indicando col simbolo 2' lo stato di fine raffreddamento, similmente troviamo col calcolo o per via grafica: $t_{2'} = 10{,}5$°C.

Le entalpie associate pure si leggono sulla carta psicrometrica o si calcolano mediante l'espressione:

$$h = 1{,}004\, t + y\left(2501 + 1{,}805\, t\right) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

Questa dà:

$$h_1 = 1{,}004 \times 30 + 0{,}0218 \times \left(2501 + 1{,}805 \times 30\right) = 85{,}822\, \frac{\text{kJ}}{\text{kg}};$$

$$h_{2'} = 1{,}004 \times 10{,}5 + 0{,}0080 \times \left(2501 + 1{,}805 \times 10{,}5\right) = 30{,}702\, \frac{\text{kJ}}{\text{kg}};$$

$$h_3 = 1{,}004 \times 30 + 0{,}0080 \times \left(2501 + 1{,}805 \times 30\right) = 50{,}561\, \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

Passiamo alle quantità di calore da fornire all'aria per unità di massa di aria secca:

$$Q_{12'} = h_{2'} - h_1 = 30{,}702 - 85{,}822 = 55{,}120\, \frac{\text{kJ}}{\text{kg}};$$

$$Q_{2'3} = h_3 - h_{2'} = 50{,}561 - 30{,}702 = 19{,}859\, \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

Le potenze termiche sono:

$$Q'_{12'} = G Q_{12'} = 0{,}4 \times \left(-55{,}120\right) = -22{,}05 \text{ kW} \qquad \text{(raffreddamento)};$$

$$Q'_{2'3} = G Q_{2'3} = 0{,}4 \times 19{,}859 = 7{,}94 \text{ kW} \qquad \text{(riscaldamento)}.$$

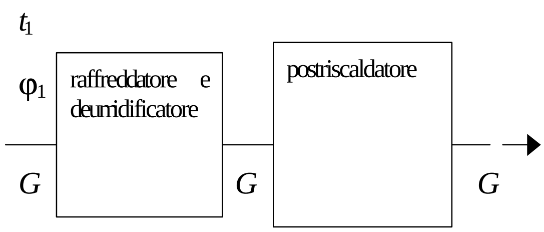
La portata del liquido da asportare è:

$$G_{\text{L}} = G\left(y_1 - y_3\right) = 0{,}4 \times \left(0{,}0218 - 0{,}0080\right) = 0{,}005\,52\, \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 5{,}52\, \frac{\text{g}}{\text{s}}.$$

23.

Per il condizionamento termoigrometrico estivo di una sala per riunioni si hanno i seguenti dati:

- temperatura di progetto dell'ambiente interno $t_1 = 26$°C;
- umidità relativa di progetto dell'ambiente



interno φ_1 = 0,50;
- temperatura esterna t_e = 33°C;
- umidità relativa esterna φ_e = 70%;
- flusso termico entrante attraverso l'involucro (pareti, finestre, soffitto etc.) Q'_e = 10 kW;
- potenza delle sorgenti di luce Q'_1= 2600 W;
- numero delle persone presenti nella sala n = 100;
- flusso termico sviluppato da una persona (solo calore sensibile) Q'_{sp} = 65 W;
- portata di vapore immessa da una persona G_{vp} = 0,025 g/s;
- portata volumetrica minima dell'aria di ventilazione per ogni persona V_p = 12 m^3/h.

Supponendo che l'ambiente si trovi già nelle condizioni termoigrometriche di progetto "1", determinare lo stato termodinamico dell'aria da immettere nell'ambiente. Supporre che si operi senza ricircolazione dell'aria, ossia che l'aria condizionata immessa nell'ambiente sia tutta prelevata all'esterno e non venga miscelata con aria proveniente dall'interno stesso della sala.

Cominciamo col determinare sul piano psicrometrico di Mollier le altre variabili dello stato "1":

$$y_1 = 10{,}6\ \frac{\text{g}}{\text{kg}}; \qquad h_1 = 53{,}17\ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

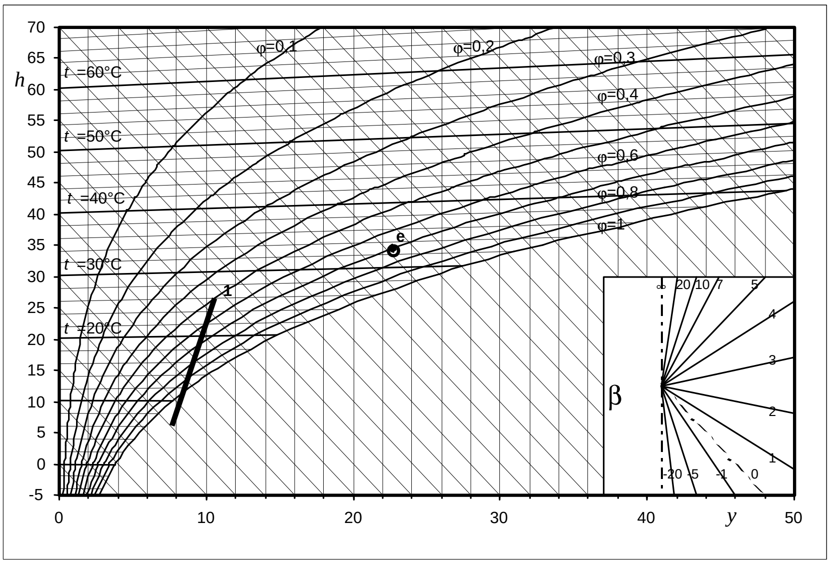


Diagramma psicrometrico di Mollier per l'aria umida al livello del mare. Unità: h (kJ/kg); y (g/kg); t (°C); β (kJ/g).

In assenza di impianto di condizionamento il punto rappresentativo dell'aria interna, inizialmente nello stato (t_1, φ_1), tenderebbe a spostarsi per effetto degli apporti di calore e di umidità. I flussi termici entranti sono quello attraverso l'involucro Q'_e, quello delle sorgenti luminose Q'_1 e quello sviluppato dalle persone occupanti la sala Q'_o. Quest'ultimo è la somma del calore sensibile nQ'_{sp} e di quello latente nQ'_{vp} associato alla respirazione e all'evaporazione del sudore delle persone presenti. Il flusso termico Q'_{vp} per calore latente risulta dal prodotto della portata del vapore emesso da ogni persona per il calore latente del vapore alla temperatura t_1:

$$Q'_{vp} = rG_{vp} = 2{,}44\times10^6 \times 2{,}5\times10^{-5} = 61\,\text{W}.$$

L'apporto termico dagli occupanti della sala è in totale:

$$Q'_o = n\left(Q'_{sp} + Q'_{vp}\right) = 100\times(65+61) = 12{,}6\times10^3\ \text{W}.$$

Il flusso termico complessivamente trasferito all'aria è:

$$Q' = Q'_e + Q'_1 + Q'_o = (10 + 2{,}6 + 12{,}6) \times 10^3 = 25{,}2 \times 10^3 \text{ W}.$$

L'apporto di vapore dagli occupanti è:

$$G_v = nG_{vp} = 100 \times 2{,}5 \times 10^{-5} = 2{,}5 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 2{,}5 \frac{\text{g}}{\text{s}}.$$

Il punto rappresentativo dell'aria sul piano psicrometrico di Mollier perciò tende a spostarsi lungo la retta (*retta d'esercizio*) passante per "1" e avente la pendenza corrispondente al rapporto:

$$\beta = \frac{\Delta h}{\Delta y} = \frac{Q'}{G_v} = \frac{25{,}2 \times 10^3}{2{,}5 \times 10^{-3}} = 10{,}08 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}} = 10{,}08 \frac{\text{kJ}}{\text{g}}.$$

Lo stato dell'aria introdotta nell'ambiente, che indichiamo con "2", deve stare sulla retta d'esercizio e, rispetto al punto "1", deve trovarsi dalla parte opposta a quella verso la quale il punto "1" tenderebbe spontaneamente a spostarsi in assenza dell'impianto.

Per determinare la posizione del punto "2", utilizziamo la condizione della portata del vapore che deve essere asportato (differenza tra quella associata alla corrente uscente nello stato "1" e quella entrante con la corrente "2"). Supponiamo che la portata dell'aria trattata introdotta nella sala (uguale a quella espulsa contemporaneamente dalla sala) sia proprio quella minima assegnata:

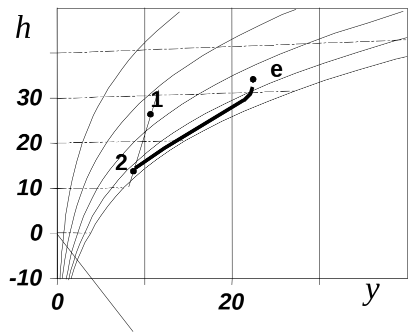
$$G = n\rho_a V_p = 100 \times 1{,}2 \times \frac{12}{3600} = 0{,}4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}.$$

La portata di vapore asportata dalla sala con l'aria nello stato "1" diminuita di quella introdotta con l'aria nello stato "2" è:

$$G_v = (y_1 - y_2)G;$$

sicché resta determinata l'umidità associata in "2":

$$y_2 = y_1 - \frac{G_v}{G} = 10{,}6 - \frac{2{,}5}{0{,}4} = 4{,}35 \frac{\text{g}}{\text{kg}}.$$



Questo valore non è accettabile, poiché l'intersezione della retta d'esercizio con la retta di umidità associata uguale a 4,35 g/kg cade al di fuori del campo dell'aria umida.

Scegliamo un valore maggiore per la portata dell'aria: G = 1,5 kg/s. Troviamo:

$$y_2 = y_1 - \frac{G_v}{G} = 10{,}6 - \frac{2{,}5}{1{,}5} = 8{,}93 \frac{\text{g}}{\text{kg}}.$$

Ora il punto "2" cade nel campo dell'aria umida. Le altre variabili dello stato "2", ricavate graficamente dalla carta psicrometrica, sono:

t_2 = 18,5°C;

φ_2 = 0,90;

h_2 = 36 kJ/kg;

y_2 = 9 g/kg.

Verifichiamo per prova che la potenza termica così sottratta all'ambiente (differenza tra i flussi entalpici) sia quella necessaria:

$$G\left(h_1 - h_2\right) = 1{,}5 \times \left(53{,}17 - 36{,}5\right) = 25\ \mathrm{kW} = Q'\left(1 - 4\%\right);$$

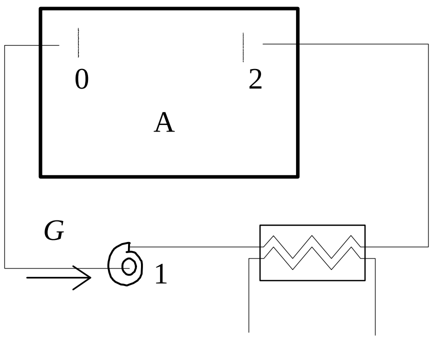
$$G\beta\left(y_1 - y_2\right) = 1{,}5 \times 10{,}08 \times \left(10{,}6 - 9\right) = 24{,}2\ \mathrm{kW} = Q'\left(1 - 1\%\right).$$

L'errore del 4% è spiegato dalla risoluzione grafica del problema.

È opportuna un'osservazione. Lo schema, secondo il quale da una batteria di raffreddamento con deumidificazione si ottiene in uscita una corrente d'aria a $\varphi = 1$, è un'idealizzazione, poiché in realtà si ottiene dell'aria con umidità relativa molto elevata ma minore di 1. Perciò il punto "2" a $\varphi = 0{,}90$ potrebbe essere direttamente ottenuto all'uscita dal deumidificatore senza bisogno del post-riscaldamento. Ciò si può accertare esaminando la documentazione tecnica dell'umidificatore, fornita dal costruttore assieme al prodotto, che descrive le prestazioni rilevate sperimentalmente e garantite. Il valore dell'umidità φ in uscita dipende in generale, per data apparecchiatura, dalla portata dell'aria e dell'acqua, dal numero e dalle caratteristiche degli ugelli spruzzatori, dal valore di φ dell'aria entrante etc.

24.

In un impianto per il trattamento dell'aria si preleva dall'ambiente A una portata d'aria $G = 2{,}39$ kg/s nelle condizioni: $p_0 = 101{,}3$ kPa; $t_0 = 15$°C. L'aria, passando attraverso uno scambiatore di calore, è scaldata con una potenza termica $Q' = 50$ kW. Un ventilatore centrifugo permette di vincere le resistenze del circuito dell'aria, che sono complessivamente $R = 652$ m^2/s^2. Il rendimento del ventilatore è $\eta_\mathrm{v} = 0{,}68$. Tutte le pareti del canale dell'aria sono adiabatiche.



Calcolare la temperatura t_2 dell'aria immessa in A.

L'equazione dell'energia, scritta per il percorso dell'aria 0-1-2 e con riferimento all'unità di tempo, è (l'aria è considerata un gas ideale):

$$Q' - L'_\mathrm{T} = G\left[i_2 - i_0 + \frac{w_2^2 - w_0^2}{2} + g\left(z_2 - z_0\right)\right] = G\left(i_2 - i_0\right) = Gc_p\left(t_2 - t_0\right).$$

Denominiamo $L'_\mathrm{v} = -L'_\mathrm{T}$ il lavoro compiuto dal ventilatore, compreso il lavoro delle resistenze interne allo stesso ventilatore. Abbiamo così:

$$Q' + L'_\mathrm{v} = Gc_p\left(t_2 - t_0\right).$$

L'equazione di Bernoulli generalizzata dà con gas incomprimibile:

$$\eta_\mathrm{v}\frac{L'_\mathrm{v}}{G} = \frac{w_2^2 - w_0^2}{2} + g\left(z_2 - z_0\right) + v\left(p_2 - p_0\right) + R.$$

Si ricava:

$$L'_\mathrm{v} = \frac{GR}{\eta_\mathrm{v}} = \frac{2{,}39 \times 652}{0{,}68} = 2291{,}6\ \mathrm{W} = 2{,}29\ \mathrm{kW}.$$

Dall'equazione dell'energia allora si trova:

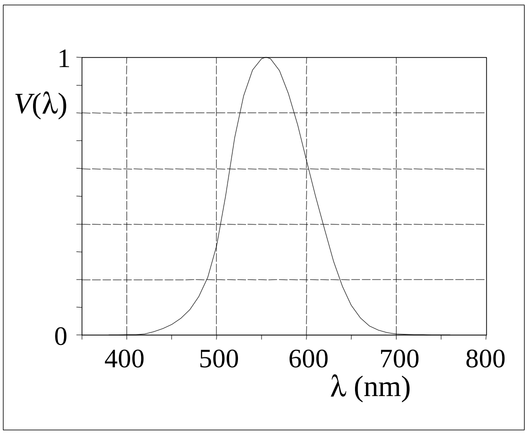
$$t_2 - t_0 + \frac{Q' + L'_\mathrm{v}}{Gc_p} = 25 + \frac{50 \times 10^3 + 2{,}29 \times 10^3}{2{,}39 \times 1004} = 15 + 21{,}79 = 36{,}8\,°\mathrm{C}.$$

Si noti che l'incremento di temperatura dovuto al lavoro del ventilatore è il 4,6% del totale. Se questo lavoro venisse trascurato nell'equazione dell'energia, il valore calcolato della t_2 risulterebbe di 35,8°C.

Fotometria

25.

Calcolare il flusso luminoso emesso da un corpo nero piano di area A = 1 cm^2 che si trova alla temperatura di 2046 K.



Curva normale di visibilità in modo fotopico.

La distribuzione spettrale della potenza irradiata dal corpo nero per unità di superficie (emittanza spettrale) ci viene data dalla legge di Planck:

$$\varepsilon(\lambda) = \frac{C_1}{\lambda^5\left(e^{\frac{C_2}{\lambda T}} - 1\right)};$$

le cui costanti sono: C_1 = 3,741×10^{-16} W/m^2; C_2 = 0,014 39 K m.

Il flusso luminoso per unità di superficie corrispondente a tale radiazione si ricava dalla relazione:

$$\frac{\mathrm{d}\Phi}{\mathrm{d}A} = K_\mathrm{m}\int_{\lambda_0}^{\lambda_1} V(\lambda)\,\varepsilon(\lambda)\,\mathrm{d}\lambda.$$

Qui il coefficiente costante K_m ha il valore 683 lm/W, la funzione $V(\lambda)$ è la curva normale di visibilità relativa, i cui valori sono nella tabella, i limiti d'integrazione λ_0 e λ_1 sono gli estremi dell'intervallo di visibilità della radiazione, rispettivamente 380 nm e 780 nm.

La curva di visibilità relativa è data solo in forma di tabella numerica; il calcolo dell'integrale deve essere fatto necessariamente per via numerica, per esempio con la regola del trapezio. A questo scopo si imposta un foglio di calcolo come nell'esempio seguente:

λ (nm)	380	390	400	410	420
λ	0,000 000 38	0,000 000 39	0,000 000 4	0,000 000 41	0,000 000 42
$V(\lambda)$	0,000 04	0,000 12	0,0004	0,0012	0,004
ε(λ)	2,100 31×10^{11}	2,5299×10^{11}	3,009 48×10^{11}	3,538 99×10^{11}	4,117 68×10^{11}
Δλ	5×10^{-9}	1×10^{-8}	1×10^{-8}	1×10^{-8}	1×10^{-8}
ΔJ	1050,15	2529,90	3009,48	3538,99	4117,68
Δ(Φ/A)	28,69	207,35	822,19	2900,55	11249,51

Qui l'emittanza spettrale è calcolata mediante la legge di Planck per la temperatura di 2046 K, le potenze ΔJ emesse per unità di superficie nei diversi intervalli di lunghezza d'onda risultano dai prodotti di ε per le ampiezze Δλ, i flussi luminosi corrispondenti Δ(Φ/A) risultano dai prodotti dei diversi ΔJ per i corrispondenti valori di $V(\lambda)$ e per il coefficiente K_m.

Estendendo la compilazione del quadro di calcolo fino alla lunghezza d'onda di 780 nm e sommando, si trova che la potenza irradiata nell'intervallo di lunghezze d'onda λ_0–λ_1 è $J_{\mathrm{vis.}} \approx \Sigma(\Delta J)$ = 17 704 W/m^2 (mentre la legge di Stefan-Boltzmann dà per l'emittanza totale del corpo nero $J = \sigma T^4$ = 5,67×10^{-8}×2046^4 = 993 586 W/m^2). Il flusso luminoso per unità di superficie, dato dalla somma dei termini Δ(Φ/A) fra i limiti 380 nm e 780 nm, risulta 1,9220×10^6 lm/m^2.

Per la sorgente di area A = 1 cm^2 si trova:

$$\Phi = \frac{\Phi}{A}A = 1{,}9220\times10^{6}\times10^{-4} = 192{,}2\ \mathrm{lm}$$

Per la legge di Lambert a questo flusso luminoso corrisponde l'intensità luminosa nella direzione normale $I_n = \Phi/\pi = 1{,}922\times10^6/\pi = 611{,}8\times10^3$ cd/m^2.

Se l'estensione del corpo radiante fosse invece di 1/60 cm^2, l'intensità luminosa verso la direzione normale risulterebbe: $611{,}8\times10^3\times10^{-4}/60 = 1{,}02$ cd.

Si è trovato, con un errore del 2% derivante dal metodo di calcolo, il valore di 1 cd per l'intensità in direzione normale di un corpo nero di area 1/60 di centimetro quadrato alla temperatura di fusione del platino (2046 K). Tale intensità è stata per diverso tempo la definizione della candela adottata dalla CIE, fino alla sostituzione con la definizione attualmente valida nel sistema SI.

Funzione di visibilità normale $V(\lambda)$

λ (nm)	$V(\lambda)$	λ (nm)	$V(\lambda)$
380	0,00004	580	0,870
390	0,00012	590	0,757
400	0,0004	600	0,631
410	0,0012	610	0,503
420	0,0040	620	0,381
430	0,0116	630	0,265
440	0,023	640	0,175
450	0,038	650	0,107
460	0,060	660	0,061
470	0,091	670	0,032
480	0,139	680	0,017
490	0,208	690	0,0082
500	0,323	700	0,0041
510	0,503	710	0,0021
520	0,710	720	0,00105
530	0,862	730	0,00053
540	0,954	740	0,00025
550	0,995	750	0,00013
555	1,000	760	0,00007
560	0,995	770	0,00003
570	0,952		

Acustica

26.

Un lavoratore durante le otto ore della sua giornata lavorativa soggiorna in un ambiente dove si ha un livello sonoro $L_{\mathrm{A\,a}}$ = 72 dB per tutto il tempo tranne che in un periodo di 16 min ogni ora, quando per il particolare processo produttivo il livello sonoro è $L_{\mathrm{A\,b}}$ = 86 dB, ma con l'eccezione della pausa di 1 h, durante la quale il livello si mantiene al valore $L_{\mathrm{A\,a}}$.

Calcolare il livello equivalente continuo durante la giornata lavorativa pesato sulla scala A.

Il tempo totale della giornata τ_t è la somma dei due intervalli di tempo τ_a e τ_b, durante i quali il livello sonoro ha rispettivamente i valori $L_{\mathrm{A\,a}}$ = 72 dB e $L_{\mathrm{A\,b}}$ = 86 dB. I due intervalli di tempo espressi in minuti sono:

$$\tau_a = 7\times(60-16)+60 = 368 \text{ min}; \qquad \tau_b = 7\times 16 = 112 \text{ min}.$$

Il tempo totale è $\tau_t = \tau_a + \tau_b$ = 368 + 112 = 480 min = 8 h.

Dalla definizione del livello equivalente continuo abbiamo:

$$L_{\mathrm{A\,eq.}} = \frac{1}{\tau_t}\int_{\tau_t} 10^{L_\mathrm{A}/10}\,\mathrm{d}\tau = \frac{1}{\tau_t}\left[10^{L_{\mathrm{A\,a}}/10}\tau_a + 10^{L_{\mathrm{A\,b}}/10}\tau_b\right]$$

Sostituendo i valori, troviamo:

$$L_{\mathrm{A\,eq.}} = \frac{1}{480}\left[10^{72/10}\times 112 + 10^{86/10}\times 368\right] = 80{,}2 \text{ dB}.$$

27.

In un ambiente viene misurato un livello di pressione sonora L_{Lin} = 90 dB. La distribuzione spettrale della potenza sonora è approssimativamente quella di un rumore rosa (livello di banda indipendente dalla banda), ma si estende solo sulle bande che vanno da quella centrata a 32 Hz a quella di 12,5 kHz.

Calcolare il livello sonoro ponderato sulla scala A.

Il rumore considerato ha, nelle 27 bande di 1/3 d'ottava sulle quali si estende, un livello di potenza per terzo d'ottava costante tra le diverse bande. Da ciò consegue che in ognuna delle bande la potenza è:

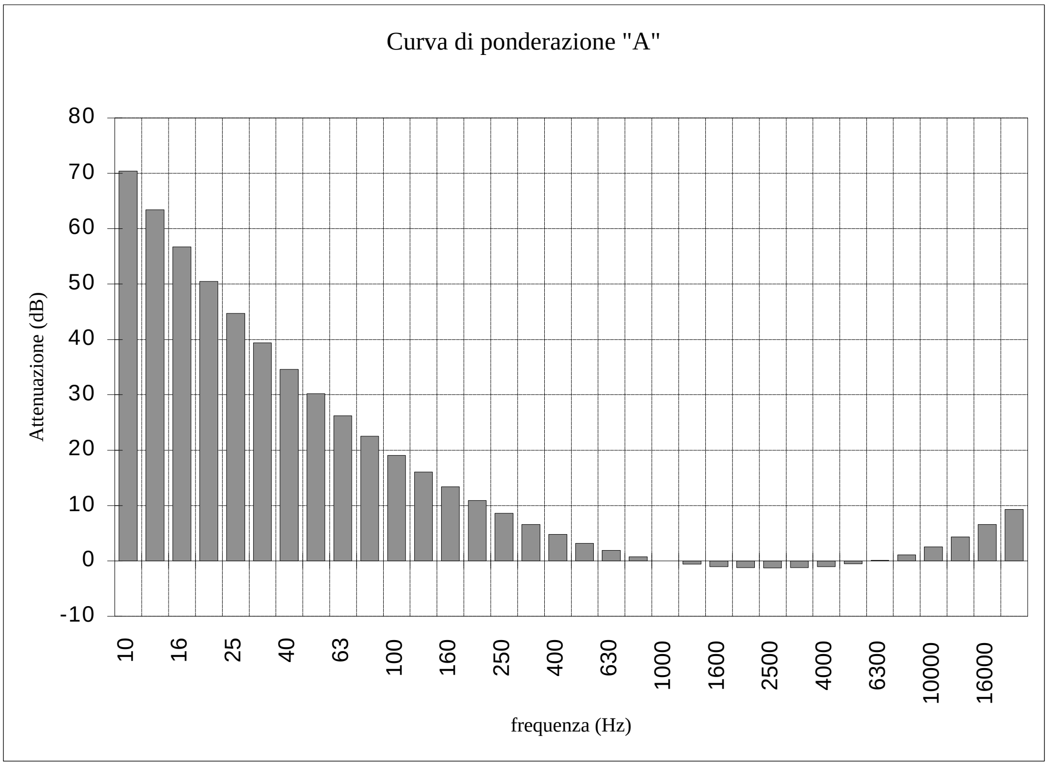
$$W_\mathrm{b} = \frac{W_0}{27}10^{L_{\mathrm{Lin.}}/10} = \frac{10^9}{27}W_0;$$

a questa potenza corrisponde il livello nella banda:

$$L_\mathrm{b} = 10\,\mathrm{Log}_{10}\frac{10^9}{27} = 75{,}69 \text{ dB}.$$

Indichiamo con D_i l'incremento del livello sonoro che si deve attribuire all'*i*-esima banda per ottenere il livello pesato secondo la scala A. Per il livello complessivo nella scala A si trova:

$$L_\mathrm{A} = 10\,\mathrm{Log}\frac{\Sigma\left(10^{D_i/10}W_\mathrm{b}\right)}{W_0} = 10\,\mathrm{Log}\frac{\Sigma\left(10^{D_i/10}\times 10^{L_\mathrm{b}/10}\right)}{27} = 10\,\mathrm{Log}\frac{\Sigma\left(10^{(D_i+L_\mathrm{b})/10}\times 10^{/10}\right)}{27} = 73{,}2 \text{ dB}.$$


Curva di ponderazione "A"
Attenuazione (dB)
80
70
60
50
40
30
20
10
0
-10
10
16
25
40
63
100
160
250
400
630
1000
1600
2500
4000
6300
10000
16000
frequenza (Hz)

ESERCIZI NON SVOLTI

Sistemi, stati termodinamici

1.

In un recipiente di volume assegnato $V = 100\ dm^3$ è contenuta una massa $m = 1{,}5$ kg di ammoniaca (NH_3) in equilibrio termodinamico alla pressione $p = 1$ MPa. Con l'aiuto delle tabelle determinare lo stato d'aggregazione della sostanza e i valori dell'energia interna specifica e dell'entropia specifica.

2.

Una certa quantità di R12 si trova in condizioni di vapor saturo a $p = 0{,}6$ MPa, $v = 0{,}00927\ m^3/kg$. Determinare temperatura, titolo ed entalpia specifica.

3.

In una tubazione scorre vapor d'acqua saturo a $p_1 = 30$ bar. Per misurare il titolo del vapore, se ne spilla una piccola quantità attraverso una valvola. Al termine dell'espansione il fluido si trova a $p_2 = 1$ bar e $t = 137$°C. Calcolare il titolo del vapore nel tubo.

4.

Una ditta offre in vendita dell'argo (Ar) compresso in bombole da 10 Nm^3 alla pressione $p = 200$ bar e temperatura $t = 20$°C (Nm^3 è il simbolo spesso usato per *normal-metro cubo*, unità di quantità di materia per i gas ideali definita come il volume che avrebbe la quantità data del gas alla pressione di 101 325 Pa e alla temperatura di 0°C; 1 Nm^3 equivale alla frazione 1/22,4 di una kilomole; l'unità del normal-metro cubo, benché estranea al sistema SI, è ancora largamente usata in pratica). Determinare *a*) la massa *m* del gas; *b*) il volume che esso occuperebbe alla pressione di 1,013 25 bar e alla temperatura di 0°C, il volume di una bombola. Considerare l'argo come un gas ideale monoatomico con massa molecolare $M_{Ar} = 39{,}95$.

5.

Un cilindro verticale chiuso da un pistone senza attrito contiene azoto a temperatura $t = 100$°C. Il pistone ha una massa $m_p = 5$ kg e un diametro $D = 100$ mm ed è sottoposto al proprio peso. La pressione dell'ambiente esterno è 97 kPa. Se il cilindro ha un volume $V = 2\ dm^3$, determinare la massa di gas contenuta nel cilindro. Considerare l'azoto come un gas ideale con $M_{N2} = 28$.

6.

Servendosi delle tabelle dell'acqua, determinare lo stato di aggregazione dell'acqua (liquido sottoraffreddato, miscela bifasica, vapore surriscaldato o gas) in ciascuna delle condizioni seguenti:

a) 120°C; 150 kPa	*d*) 160°C; 0,4 m^3/kg
b) 300°C; 0,01 m^3/kg	*e*) 0,35 MPa; 0,4 m^3/kg
c) 200 kPa; 110°C	*f*) 5 kPa; 10°C

7.

Un serbatoio cilindrico alto 10 m contiene acqua e vapore in equilibrio a $t = 180$°C. Il livello del liquido all'interno è 2 m. Calcolare il titolo e la differenza di pressione tra la parte più alta e quella più bassa del serbatoio.

8.

Un tubo di vetro sigillato contiene R22. Se lo si raffredda fino alla temperatura di -20°C, si osserva la formazione di piccole gocce di liquido sulla parete del tubo. Determinare qual è la pressione nel tubo alla temperatura di 20°C.

Cicli termodinamici, rendimento

9.

Alcuni cicli termomotori funzionano scambiando calore con due sorgenti alle temperature t_c = 727°C e t_f = 127°C ed hanno le seguenti prestazioni

	Potenza termica assorbita dalla sorgente calda (kW)	Potenza termica ceduta al refrigerante (kW)	Potenza meccanica erogata (kW)
A	300	140	160
B	300	120	180
C	300	140	170

Determinare quali di essi violano il primo o il secondo principio della Termodinamica.

10.

Una centrale nucleare eroga una potenza elettrica di 890 MW, cedendo alle acque di raffreddamento (alla temperatura di 35°C) una potenza di 1,7 GW. La temperatura di ammissione del vapore in turbina (temperatura massima del ciclo) è di 300°C. Determinare il rendimento e confrontarlo con quello del corrispondente ciclo di Carnot.

11.

Si vuole riscaldare, mantenendola a 25°C, una villetta di montagna, che richiede a questo scopo una potenza termica di 10 kW. Si usa a questo scopo una pompa di calore, usando come ambiente freddo un vicino corso d'acqua che si trova alla temperatura di 5°C. Calcolare la potenza meccanica minima teoricamente necessaria per il funzionamento.

12.

Una turbina a vapore in regime stazionario ha le seguenti caratteristiche:

Portata di vapore G = 0,3 kg/s, temperatura all’ingresso t_1= 500°C, pressione all’ingresso p_1 = 40 bar, pressione all’uscita p_2 = 0,1 MPa.

Nell’ipotesi (*a*) di poter considerare la turbina adiabatica ed il processo reversibile, calcolare la potenza meccanica erogata e determinare le condizioni (temperatura e, se del caso, titolo) del vapore in uscita.

Se (*b*) il vapore in uscita ha un titolo x = 0,98, mantenendo l’ipotesi di processo adiabatico, spiegare il fatto che il processo in questo caso deve essere irreversibile e calcolare il rendimento della turbina.

Tracciare qualitativamente l’andamento delle trasformazioni *a* e *b* sul diagramma (*s*, *i*).

13.

Un compressore adiabatico in regime stazionario comprime G = 0,4 kg/s di azoto da pressione e temperatura ambiente (p_1 = 0,1 MPa, t_1 = 20°C) fino alla pressione p_2 = 20 bar.

Se il processo si può considerare reversibile, calcolare la temperatura di uscita dell'azoto e la potenza di pompaggio.

Se l'azoto esce dal compressore alla temperatura t_2 = 550°C, mantenendo l'ipotesi di processo adiabatico, dimostrare che il processo è in questo caso irreversibile e calcolare la potenza di pompaggio.

Tracciare qualitativamente l'andamento delle due trasformazioni sul diagramma (s, i).

Considerare l'azoto come un gas ideale biatomico con M = 29.

Cicli termomotori

14.

Un impianto termomotore a gas a ciclo Brayton eroga una potenza utile P = 150 MW. La temperatura minima del ciclo è t_1 = 300 K e la massima T_3 = 1400 K. La pressione di ammissione al compressore è p_1 = 1 bar, e il rapporto di compressione è p_2/p_1=10. Si assuma che il fluido di lavoro sia aria, gas ideale biatomico con M = 29. Tracciare il ciclo sui diagrammi di Clapeyron e di Gibbs e calcolare le condizioni a fine compressione (p_2, t_2) e a fine espansione (p_4, T_4), il rendimento del ciclo e il valore della portata massica di aria nell'impianto nelle seguenti condizioni:

- ciclo Brayton ideale senza rigenerazione;

- ciclo Brayton senza rigenerazione con rendimento isoentropico del compressore η_c = 0,85 e della turbina η_t = 0,89.

15.

Si consideri un ciclo a vapor d'acqua avente le seguenti caratteristiche: temperatura all'uscita del condensatore t_1=60°C, pressione all'ammissione in turbina p_3 = 12 MPa, portata di fluido G = 360 t/h. Calcolare il valore del rendimento, del titolo in uscita alla turbina (x_3) e della potenza netta erogata dall'impianto nelle seguenti condizioni:
- ciclo a vapor saturo (il vapore entra in turbina in condizioni di saturazione, x_3 = 1);
- ciclo a vapore surriscaldato, con temperatura di ammissione in turbina t_3= 600°C;
- ciclo a vapore surriscaldato con temperatura di ammissione in turbina t_3= 600°C;
- espansione in turbina fino alla pressione $p_{3'}$ = 1 MPa e risurriscaldamento fino a $t_{3''}$ = 600°C.

In tutti i casi si consideri l'espansione in turbina ideale, ossia adiabatica e reversibile.

Trasmissione del calore

16.

Un resistore da scaldabagno ha la forma di un cilindro di lunghezza L = 500 mm e diametro d = 20 mm. In condizioni normali di funzionamento esso dà una potenza W = 0,75 kW, stando sommersa in acqua alla temperatura t_1 = 20°C con un coefficiente di scambio convettivo di h_w = 500 W/m^2 °C. È trascurabile la trasmissione del calore attraverso le basi del cilindro ed è pure non influente il fenomeno dell'irraggiamento.

a) Qual è la temperatura della superficie esterna del resistore?

b) Se venisse a mancare l'acqua e il resistore venisse a trovarsi in aria a 20°C con coefficiente di convezione h_a = 20 W/m^2 °C, a quale temperatura si porterebbe la superficie esterna del resistore?

17.

Si calcoli lo spessore di lana di vetro isolante (k = 0,03 W/m °C) necessario affinché la temperatura esterna del forno di una cucina non sia maggiore di 50°C. La temperatura interna del forno non supera i 300°C, la temperatura dell'ambiente esterno è di 22°C e il coefficiente convettivo a entrambe le facce della parete del forno è di 10 W/m^2 °C. (*Suggerimento*: si trascurino la resistenza termica delle pareti metalliche del forno e l'influenza dell'irraggiamento).

18.

Una tubazione lunga 50 m di acciaio al carbonio e diametro esterno d_e = 89 mm, spessore s = 5 mm, non coibentata, trasporta una portata G = 4 kg/s di vapore saturo, alla pressione di 10 MPa, che all'ingresso ha titolo pari x_i = 1. Note le seguenti grandezze:
- coefficiente di convezione tra il vapore e il tubo h_i = 2000 W/m^2 °C,
- coefficiente di convezione esterno tra il tubo e l'aria h_e = 20 W/m^2 °C,
- conduttività termica dell'acciaio del tubo k = 40 W/m °C,
- temperatura dell'aria esterna t_a = 20°C,

valutare:
a) la potenza termica dispersa dalla tubazione;
b) il titolo del vapore all'uscita della tubazione.

Si supponga di poter trascurare le variazioni della pressione lungo la tubazione.

19.

Uno scambiatore di calore a controcorrente è costituito da due tubi coassiali. Nel tubo interno scorre una portata G_1 = 0,2 kg/s di gas (c_{p1} = 1100 J/kg °C) alla temperatura di ingresso di t_{1i} = 500°C, nel tubo esterno (mantello) scorre una portata G_2 = 0,5 kg/s di acqua (c_{p2} = 4180 J/kg °C) alla temperatura di ingresso t_{2i} = 20°C e alla temperatura di uscita t_{2u} = 26°C. Sono noti i seguenti dati:
- diametro esterno del tubo interno d = 26 mm,
- spessore del tubo interno s = 3 mm, L = 2 m,
- conduttività termica del materiale del tubo k = 50 W/m °C,
- coefficiente convettivo tra il metallo e l'acqua h_e = 8000 W/m^2 °C,
- coefficiente convettivo tra il metallo e l'aria h_i = 200 W/m^2 °C.

Calcolare la lunghezza dello scambiatore e la temperatura di uscita del gas.

20.

Un tubo di rame, avente diametro interno 18 mm, diametro esterno 22 mm e conduttività temmica 300 W/m °C, è percorso da acqua calda, la cui temperatura all'inizio del tubo è di 80°C. Il tubo ha un percorso lungo 135 m che si svolge in aria, la cui temperatura è di 10°C. Coefficienti convettivi: all'interno 160 W/m^2 °C, all'esterno 20 W/m^2 °C. La velocità media dell'acqua nel tubo è di 0,8 m/s.

Calcolare la differenza di temperatura dell'acqua tra l'ingresso e la sezione terminale. [R.: Δt = -12,1°C]

21.

Risolvere il problema precedente, supponendo che il tubo di rame sia rivestito di uno strato isolante di spessore 2 cm e conduttività termica di 0,08 W/m °C e che non vi sia resistenza termica localizzata al contatto tra il rame e l'isolante. [R.: Δt = -3,7°C]

22.

Risolvere il problema precedente, supponendo che il tubo di rame non sia rivestito di isolante e che la velocità media dell'acqua sia di 0,4 m/s. [R.: Δt = -22,1°C]