

27.5.2 Parete cilindrica

Se al posto di una parete piana, consideriamo un **cilindro cavo** (Figura 27.13-a), il trasferimento di calore avviene lungo il raggio r del tubo. La superficie del tubo interessata dallo scambio termico per convezione e irraggiamento è data dall'area della circonferenza $2\pi r$ moltiplicata per la lunghezza del tubo l e quindi l'area laterale esterna è $A_1 = 2\pi r_1 l$, mentre l'area interna è $A_2 = 2\pi r_2 l$. Più laboriosa è la determinazione della resistenza dovuta al flusso termico per conduzione all'interno del tubo, che assume l'espressione:

$$R = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi l k} \quad 27-15$$

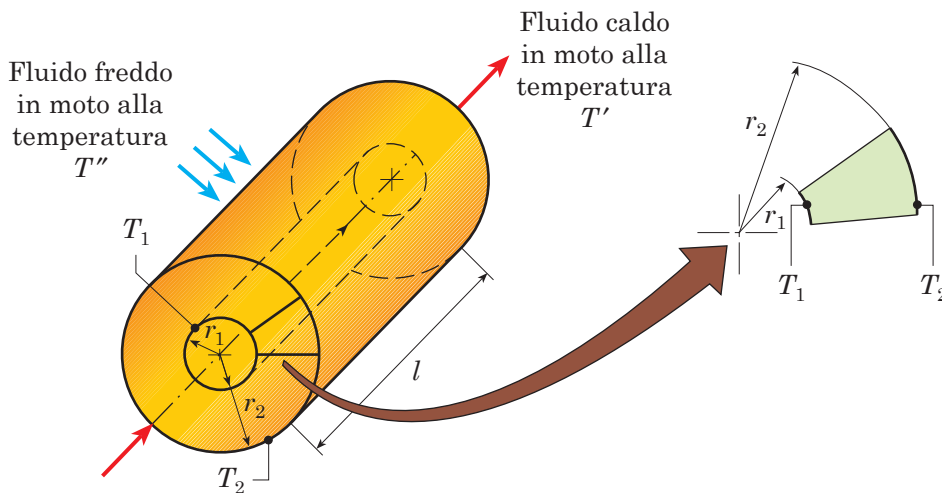


Fig. 27.13-a - Distribuzione di temperatura nella trasmissione del calore attraverso una parete cilindrica.

Nel caso di parete cilindrica, la determinazione della resistenza termica complessiva (Figura 27.13-b) e dell'effetto dei depositi (Figura 27.13-c) è analoga a quanto fatto per la parete piana. Per maggiori dettagli si veda l'Esempio 27.5.

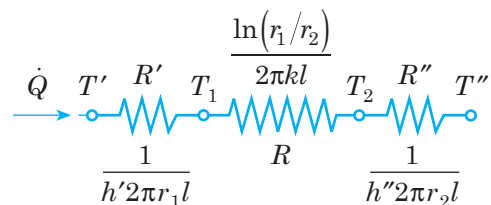


Fig. 27.13-b - Circuito termico equivalente nella trasmissione del calore attraverso una parete cilindrica.

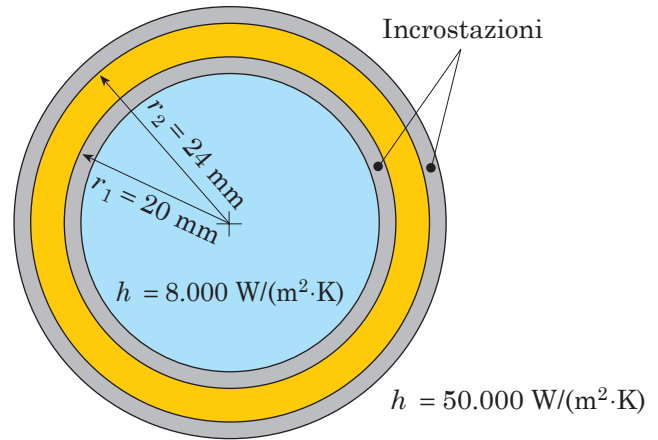


Fig. 27.13-c - Tubo con depositi all'interno e all'esterno (si veda l'Esempio 27.5).

Esempio 27.5 Coefficiente di scambio per un tubo con depositi

Un condensatore di vapore a fascio tubiero è formato da tubi di bronzo con diametro interno $d_1 = 40$ mm e spessore di parete pari a 4 mm. Il fluido di raffreddamento è costituito da acqua di mare con temperatura di 10 °C. Il valor medio del coefficiente di convezione all'interno dei tubi dove scorre l'acqua di raffreddamento è $h' = 8000$ W/(m²·K), mentre all'esterno dei tubi è $h'' = 50.000$ W/(m²·K). Determinare il coefficiente globale di scambio U_1 , relativo alla superficie interna del tubo, nelle due condizioni di scambiatore:

- nuovo senza incrostazioni;
- con depositi su ambo i lati dei tubi.

SOLUZIONE

a) Il coefficiente globale di scambio U è dato dalla **27-13**:

$$U = \frac{1}{R_{\text{tot}}A}$$

La resistenza termica totale R_{tot} è data dalla **27-14**, dove:

- per la **27-6** le resistenze convettive valgono $R' = 1/(h'A_1)$ ed $R'' = 1/(h''A_2)$;
- al posto delle resistenze degli strati R_{strato} , poniamo, per la **27-14'**, quelle dei depositi all'interno $R_{d1} = F/A_1$, e all'esterno del tubo $R_{d2} = F/A_2$;
- esprimiamo la resistenza della parete del tubo con la **27-15**:

$$R = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi lk}$$

L'area A della superficie di scambio, a cui facciamo riferimento, è quella della parete interna del tubo A_1 , in quanto dobbiamo determinare il valore di U_1 . Abbiamo allora:

$$U_1 = \frac{1}{\left(\frac{1}{h'A_1} + \frac{F_1}{A_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi lk} + \frac{F_2}{A_2} + \frac{1}{h''A_2} \right) A_1} = \frac{1}{\frac{1}{h'} + F_1 + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi lk} A_1 + F_2 \frac{A_1}{A_2} + \frac{A_1}{h''A_2}}$$

Sostituiamo in questa espressione l'area della superficie interna del tubo, di lunghezza l , $A_1 = 2\pi r_1 l$ e quella della superficie esterna $A_2 = 2\pi r_2 l$:

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{h'} + F_1 + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k} 2\pi r_1 l + F_2 \frac{2\pi r_1 l}{2\pi r_2 l} + \frac{2\pi r_1 l}{h'' 2\pi r_2 l}} = \frac{1}{\frac{1}{h'} + F_1 + \frac{\ln(r_2/r_1)}{k} r_1 + F_2 \frac{r_1}{r_2} + \frac{r_1}{h'' r_2}}$$

Le costanti che compaiono in questa espressione sono:

- i valori assegnati dei coefficienti di convezione lato acqua e lato vapore $h' = 8.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, $h'' = 50.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$;
- la conduttività termica del bronzo $k = 52 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ dalla *Tabella 27.1*;
- i fattori di sporcamento $F_1 = 0,0001 \text{ (m}^2 \cdot \text{K)}/\text{W}$ e $F_2 = 0,00009 \text{ (m}^2 \cdot \text{K)}/\text{W}$, rispettivamente sul lato dell'acqua di raffreddamento all'interno e sul lato del vapore condensante all'esterno del tubo (*Tabella 27.5*).

Sono inoltre noti il raggio interno $r_1 = 20 \text{ mm} = 0,02 \text{ m}$ e il raggio esterno che, essendo lo spessore del tubo 4 mm , è $r_2 = (20 + 4) \text{ mm} = 24 \text{ mm} = 0,024 \text{ m}$.

Nel caso di scambiatore nuovo, non si sono ancora formate le incrostazioni e i fattori di sporcamento sono nulli ($F_1 = F_2 = 0$).

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{8000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})} + 0 + \frac{\ln(24/20)}{52 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})} 0,02 \text{ m} + 0 + \frac{20 \text{ mm}}{50.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \times 24 \text{ mm}}} =$$

$$= \frac{1}{(0,000125 + 0,0000701 + 0,0000167) \text{ (m}^2 \cdot \text{K)}/\text{W}} = \frac{1}{0,0002118 \text{ (m}^2 \cdot \text{K)}/\text{W}} = 4721 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad \blacktriangleleft$$

- b) Nel caso dello scambiatore vecchio occorre aggiungere al denominatore della frazione precedente i valori delle due resistenze dei depositi:

$$U_1 = \frac{1}{\left(0,0002118 + 0,0001 + 0,00009 \frac{20 \text{ mm}}{24 \text{ mm}} \right) \text{ (m}^2 \cdot \text{K)}/\text{W}} = 2585 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad \blacktriangleleft$$

COMMENTI

1. Essendo $U_1 A_1 = U_2 A_2 = 1/R_{\text{tot}}$, è indifferente utilizzare A_1 (area della superficie interna) oppure A_2 (area della superficie esterna), purché si faccia poi riferimento rispettivamente a U_1 oppure a U_2 . Questo problema non esiste per la parete piana dove $A_1 = A_2 = A$.
2. La presenza dei depositi fa diminuire il coefficiente globale di scambio del 45%. Ciò significa che occorre prevedere, in caso di depositi, un dimensionamento della superficie dello scambiatore molto più grande con conseguente aumento dei costi.
3. I valori di U ottenuti cadono nell'intervallo tra 1000 e $6000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, assegnati ai condensatori di vapore nella *Tabella 27.4*.

ESERCIZI

27.18 - Uno scambiatore di calore è formato da tubi di ottone con raggio interno $r_1 = 10$ mm e raggio esterno $r_2 = 12$ mm, lambiti esternamente da aria. Il valor medio del coefficiente di convezione all'interno dei tubi, dove scorre vapore, è $h' = 210$ W/(m²·K), mentre all'esterno dei tubi è $h'' = 70$ W/(m²·K). Determinare il coefficiente globale di scambio U_1 , relativo alla superficie interna del tubo, nelle due condizioni di scambiatore nuovo senza incrostazioni e con depositi sulla parete interna dei tubi.

$$k = 111 \text{ W/(m} \cdot \text{K)};$$

$$\text{scambiatore nuovo: } U_1 = 59,95 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)};$$

$$F_1 = 0,00009 \text{ (m}^2 \cdot \text{K)/W};$$

$$\text{scambiatore con depositi: } U_1 = 59,64 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

27.19 - In uno scambiatore di calore in controcorrente entra il fluido caldo (etanolo) di capacità termica massica $c_h = 2,4$ kJ/(kg·K) con una portata $\dot{m}_h = 10,45$ kg/s a una temperatura $T_{h,\text{in}} = 60$ °C ed esce con una temperatura $T_{h,\text{out}} = 35$ °C. Il fluido freddo è costituito da acqua di capacità termica massica $c_c = 4,18$ kJ/(kg·K) con una portata $\dot{m}_c = 6,0$ kg/s che entra con la temperatura $T_{c,\text{in}} = 6$ °C. Il diametro esterno del tubo che viene utilizzato per realizzare il fascio tubiero dello scambiatore è $D = 0,25$ mm, mentre il coefficiente globale di scambio vale $U = 550$ W/(m²·K). Con questi dati, in un esercizio precedente, erano stati calcolati il flusso termico $\dot{Q} = 627$ kW e la temperatura di uscita del fluido freddo $T_{c,\text{out}} = 31$ °C. Si chiede adesso di calcolare

la differenza media di temperatura ΔT_m per lo scambiatore in controcorrente, le capacità termiche nell'unità di tempo del fluido caldo $\dot{m}_h c_h$ e del fluido freddo $\dot{m}_c c_c$ e la lunghezza complessiva l dei fasci di tubi dello scambiatore.

$$\Delta T_m = 29 \text{ K}; \quad \dot{m}_h c_h = \dot{m}_c c_c = 25,08 \text{ kW/K}; \\ l = 500 \text{ m}$$

27.20 - In uno scambiatore di calore a correnti incrociate entra il fluido caldo (etanolo) di capacità termica massica $c_h = 2,4$ kJ/(kg·K) con una portata $\dot{m}_h = 10,45$ kg/s a una temperatura $T_{h,\text{in}} = 60$ °C ed esce con una temperatura $T_{h,\text{out}} = 35$ °C. Il fluido freddo è costituito da acqua di capacità termica massica $c_c = 4,18$ kJ/(kg·K) con una portata $\dot{m}_c = 6,0$ kg/s che entra con la temperatura $T_{c,\text{in}} = 6$ °C. Il diametro esterno del tubo che viene utilizzato per realizzare il fascio tubiero dello scambiatore è $D = 0,25$ mm, mentre il coefficiente globale di scambio vale $U = 550$ W/(m²·K). Con questi dati, in esercizi precedenti, erano stati calcolati il flusso termico $\dot{Q} = 627$ kW, la temperatura di uscita del fluido freddo $T_{c,\text{out}} = 31$ °C e la differenza media di temperatura $|\Delta T_m|_{\text{controcorrente}} = 29$ K per lo scambiatore in controcorrente. Si chiede adesso di calcolare la differenza media di temperatura ΔT_m per lo scambiatore a correnti incrociate e la lunghezza complessiva l dei fasci di tubi che costituiscono uno scambiatore a correnti incrociate.

$$\Delta T_m = 26,1 \text{ K}; \quad l = 556 \text{ m}$$