

Capitolo 19

Gli scambiatori di calore

Gli scambiatori di calore, apparecchiature che facilitano lo scambio di calore tra due fluidi a temperatura differente, trovano applicazione pratica in diversi settori, dal riscaldamento e dalla refrigerazione degli ambienti domestici, ai processi chimici e alla produzione di energia. Gli scambiatori di calore differiscono dalle camere di miscelazione perché in essi i due fluidi non possono miscelarsi tra di loro: il calore viene scambiato per convezione in entrambi i fluidi e per conduzione attraverso il mezzo di separazione tra di essi. Per lo studio degli scambiatori di calore è comodo riferirsi al coefficiente globale di scambio termico U che tiene conto del contributo di entrambi gli effetti appena citati. Poiché la potenza termica scambiata tra i due fluidi in un punto all'interno di uno scambiatore di calore dipende dalla differenza di temperatura locale, variabile all'interno dello scambiatore stesso, è utile fare riferimento alla differenza media logaritmica di temperatura LMTD, che è equivalente alla differenza di temperatura media tra i due fluidi lungo l'intero scambiatore di calore.

Poiché gli scambiatori vengono realizzati secondo diverse soluzioni costruttive, lo studio inizierà con la classificazione degli scambiatori di calore e il calcolo dei coefficienti di scambio termico e della LMTD. In seguito si studieranno il fattore di correzione F che tiene conto dello scostamento tra la differenza di temperatura media tra i due fluidi considerata e la LMTD nel caso di scambiatori

complessi. Si passerà, quindi, al metodo ε -NTU, che permette di analizzare gli scambiatori di calore quando le temperature di uscita dei fluidi non siano note. Infine si discuterà sulla scelta degli scambiatori di calore.

Gli obiettivi di questo capitolo sono:

- riconoscere i diversi tipi di scambiatore di calore e classificarli;
- considerare gli effetti delle incrostazioni sulle superfici e determinare il coefficiente globale di scambio termico per uno scambiatore di calore;
- compiere un'analisi energetica generale degli scambiatori di calore;
- ottenere relazioni per la differenza di temperatura media logaritmica da usare nel metodo LMTD e modificarla in funzione dei diversi tipi di scambiatori di calore utilizzando il fattore di correzione;
- sviluppare relazioni per l'efficacia e analizzare gli scambiatori di calore, nel caso in cui le temperature di uscita non siano note, attraverso il metodo ε -N U;
- sapere quali sono le considerazioni più importanti da fare nella scelta degli scambiatori di calore.

19.1 I diversi tipi di scambiatori di calore

Lo scambiatore più semplice, detto a doppio tubo, consiste in due tubi concentrici di diametri differenti (**Figura 19.1**): un fluido scorre nel tubo di diametro inferiore e l'altro nel condotto anulare tra le due tubazioni. Sono possibili due differenti tipi di flusso: l'equicorrente, quando i fluidi percorrono lo scambiatore nello stesso verso entrando dallo stesso lato; il controcorrente, quando i fluidi percorrono lo scambiatore in direzioni opposte entrando da lati opposti.

Un altro tipo di scambiatore di calore (a superficie), appositamente progettato per consentire lo scambio termico attraverso una grande superficie per unità di volume, è lo scambiatore compatto, caratterizzato da alti valori, maggiori di 700, del parametro β [m^2/m^3], densità d'area di scambio, vale a dire del rapporto tra superficie di scambio e volume dello scambiatore. Esempi di scambiatori compatti sono i radiatori delle automobili ($\beta \approx 1000 \text{ m}^2/\text{m}^3$), gli scambiatori di calore ceramici per le turbine a gas ($\beta \approx 6000 \text{ m}^2/\text{m}^3$), i rigeneratori di un motore a ciclo Stirling ($\beta \approx 15\,000 \text{ m}^2/\text{m}^3$) e i polmoni umani ($\beta \approx 20\,000 \text{ m}^2/\text{m}^3$). Poiché gli scambiatori di calore compatti permettono di scambiare potenze termiche notevoli tra due fluidi in volumi ridotti, vengono utilizzati in applicazioni caratterizzate da stretti vincoli di peso e volume (**Figura 19.2**).

L'elevata superficie di scambio in questi scambiatori viene ricavata ponendo a distanza ravvicinata sulla parete di separazione tra i due fluidi lamierini sottili o alette corrugate. Questa grande superficie di scambio permette di trasferire grandi quantità di calore tra due gas oppure tra un gas e un liquido anche in presenza di un basso valore del coefficiente di convezione nel gas, come avviene nei radiatori delle automobili.

Negli scambiatori compatti i due fluidi generalmente fluiscono in direzioni mutuamente perpendicolari. Questa configurazione di flussi viene definita a flussi

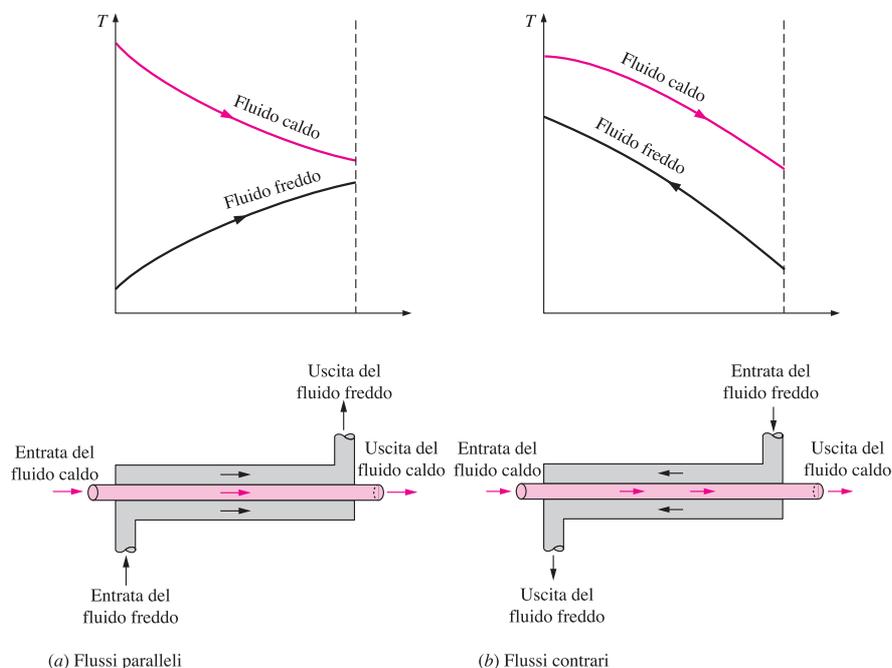


FIGURA 19.1
Differenti regimi di flusso con i relativi profili di temperatura in uno scambiatore di calore a doppio tubo.

incrociati. Negli scambiatori a flussi incrociati si possono avere flussi incrociati misti o puri in dipendenza della reale configurazione dei flussi (**Figura 19.3**): in a) il flusso incrociato è puro dal momento che i lamierini forzano il fluido a fluire attraverso determinate fessure impedendogli di percorrere tratti in direzione parallela ai tubi, come avviene nel radiatore per automobili; in b) il flusso incrociato è misto dato che il fluido è libero di muoversi in una qualsiasi direzione (perpendicolare o parallela ai tubi). Questa distinzione è stata fatta poiché la configurazione dei flussi ha implicazioni significative sulle caratteristiche di scambio termico dell'intero scambiatore.

Il tipo di scambiatore forse più diffuso nelle applicazioni industriali è quello a tubi e mantello (**Figura 19.4**), composto da un gran numero di tubi (a volte parecchie centinaia) e da un mantello cilindrico che li contiene. I tubi e il mantello hanno gli assi paralleli gli uni all'altro. Lo scambio termico avviene tra i due fluidi che scorrono l'uno all'interno dei tubi e l'altro all'esterno dei tubi ma all'interno del mantello. Questi scambiatori sono normalmente dotati di diaframmi perpendicolari all'asse del mantello, posti al suo interno, per migliorare lo scambio termico e consentire il mantenimento della distanza originaria tra i tubi. Questi scambiatori a tubi e mantello sono molto usati, ma non a bordo di automobili, di aerei o di navi poiché occupano molto spazio e sono molto pesanti. Si noti che i tubi negli scambiatori a tubi e mantello terminano in due grandi zone in corrispondenza di entrambe le estremità dello scambiatore stesso, dette teste, dove il fluido che scorre all'interno dei tubi si accumula prima di imboccare i tubi o dopo averli attraversati.

Gli scambiatori a tubi e mantello si classificano ulteriormente in base al numero di passaggi del fluido nel mantello e nei tubi: per esempio nel caso di tubi ripiegati a U all'interno del mantello si hanno scambiatori a tubi e mantello con un passaggio nel mantello e due passaggi nei tubi; nel caso di due passaggi nel mantello e quattro nei tubi si ha uno scambiatore con due passaggi nel mantello e quattro nei tubi (**Figura 19.5**).

Uno scambiatore di calore innovativo, che ha trovato largo impiego, è lo scambiatore a piastre, costituito da piastre corrugate in modo da formare piccoli condotti per il passaggio del fluido (**Figura 19.6**). I fluidi caldo e freddo fluiscono alternativamente, così che ogni corrente fredda è a contatto con due correnti di fluido caldo realizzando condizioni ottimali di scambio termico. Inoltre gli scambiatori

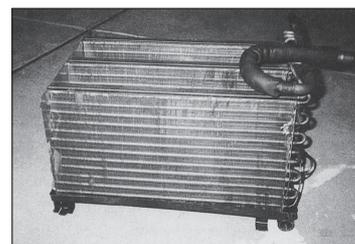
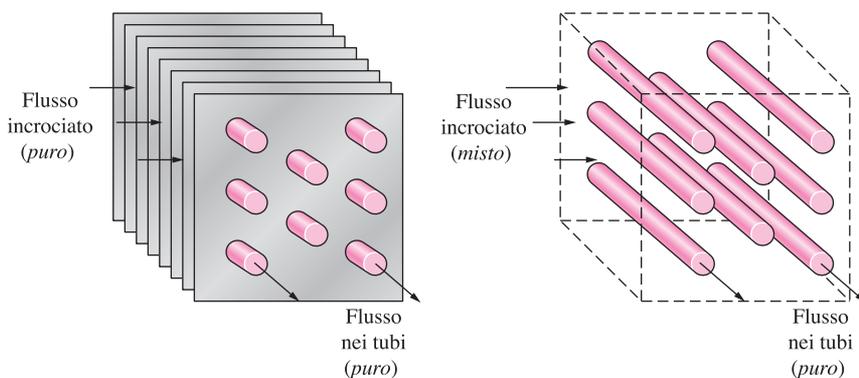


FIGURA 19.2
Scambiatore di calore compatto gas-liquido per un impianto di condizionamento dell'aria.



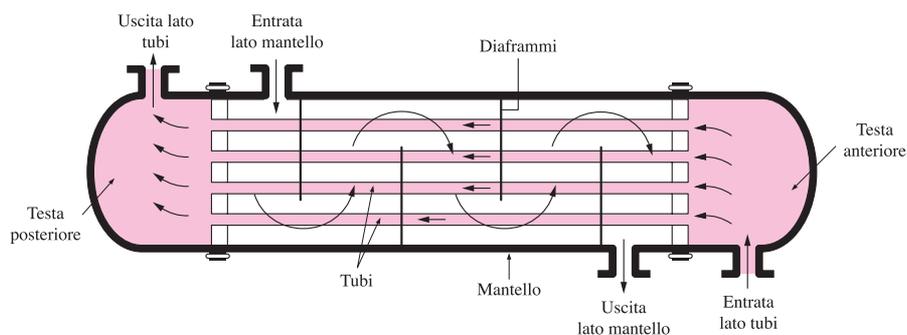
(a) Entrambi i flussi puri

(b) Un flusso misto, l'altro puro

FIGURA 19.3
Differenti configurazioni negli scambiatori di calore a flussi incrociati.

4 Gli scambiatori di calore

FIGURA 19.4
 Schema di uno scambiatore di calore a tubi e mantello (un passaggio nel mantello e uno nei tubi).

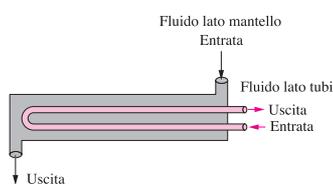


di calore permettono di aumentare la potenza termica scambiata con la semplice aggiunta di altre piastre alla stessa struttura iniziale. Gli scambiatori di calore a piastre sono ideali per lo scambio tra due liquidi purché questi siano grosso modo alla stessa pressione.

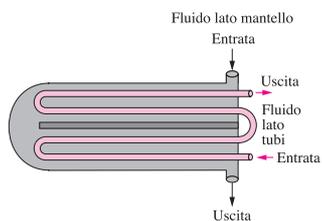
Un altro tipo di scambiatori di calore in cui si ha il passaggio alternato del fluido caldo e di quello freddo attraverso la stessa sezione è lo scambiatore rigenerativo. Nel caso statico lo scambiatore rigenerativo è costituito da una struttura porosa con una grande capacità termica come una maglia di fili in materiale ceramico, attraverso la quale vengono fatti passare alternativamente il fluido caldo e quello freddo. Il calore viene trasferito in una prima fase dal fluido caldo al rigeneratore, e successivamente al fluido freddo. La struttura porosa del rigeneratore è utilizzata praticamente come mezzo di immagazzinamento temporaneo di calore.

Nel caso dinamico lo scambiatore rigenerativo è composto da un tamburo rotante soggetto al flusso continuo dei fluidi caldo e freddo. Poiché i due fluidi lambiscono zone differenti del tamburo, questo, durante la sua rotazione, viene in contatto alternativamente con il fluido caldo e con quello freddo immagazzinando e cedendo calore. Anche in questo caso il tamburo rotante è utilizzato come mezzo per l'immagazzinamento di energia termica.

Agli scambiatori di calore spesso si attribuisce un nome particolare in relazione alla specifica applicazione cui sono destinati: per esempio, un condensatore è uno scambiatore nel quale uno dei due fluidi cede calore all'altro e, per questo, condensa; un evaporatore è uno scambiatore di calore nel quale uno dei due fluidi assorbe una quantità di calore e, perciò, evapora.



(a) Un passaggio nel mantello e due passaggi nei tubi



(b) Due passaggi nel mantello e quattro passaggi nei tubi

FIGURA 19.5
 Scambiatore di calore a tubi e mantello e a più passaggi.

19.2 Il coefficiente globale di scambio termico

Poiché uno scambiatore di calore in generale realizza la trasmissione di una quantità di calore tra due fluidi separati da una parete, il calore viene trasferito prima dal fluido caldo alla parete per convezione, poi attraverso la parete per conduzione e infine dalla parete al fluido freddo nuovamente per convezione. Dell'irraggiamento di solito si tiene conto nella valutazione dei coefficienti di scambio termico convettivo.

In questo fenomeno di scambio termico la resistenza termica complessiva comprende due resistenze di convezione e una di conduzione (Figura 19.7). Attribuendo i pedici i ed e alle superfici interna ed esterna del tubo interno, per uno scambiatore di calore a doppio tubo, essendo $A_i = \pi D_i L$ e $A_e = \pi D_e L$, la resistenza termica della parete del tubo è:

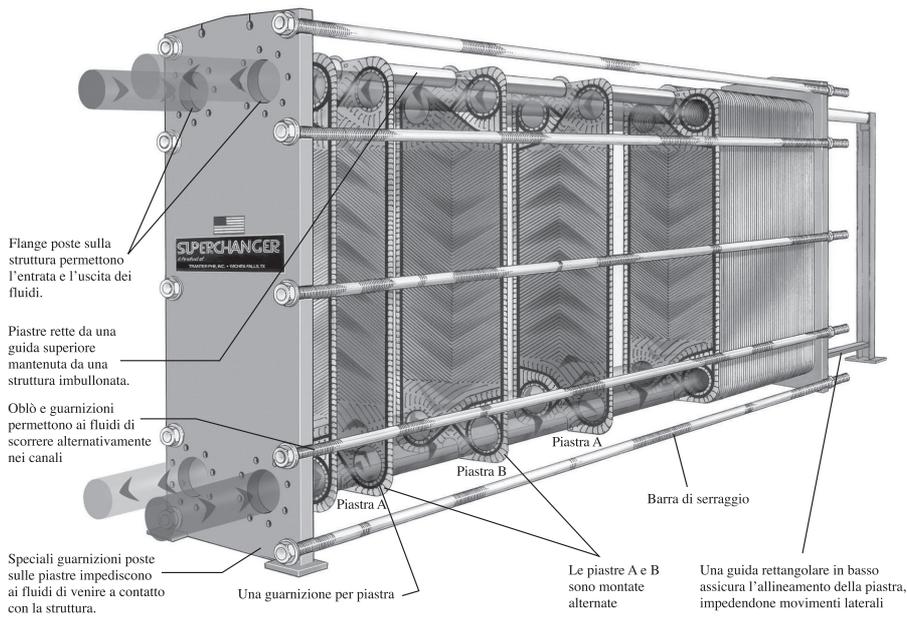


FIGURA 19.6
 Scambiatore di calore a piastre liquido-liquido (Trante Corp.).

$$R_{\text{parete}} = \frac{\ln(D_e / D_i)}{2\pi\lambda L} \quad (19.1)$$

dove λ è la conducibilità termica del materiale di cui è composta la parete del tubo e L la sua lunghezza. La resistenza termica totale dello scambiatore di calore a doppio tubo è:

$$R = R_{\text{tot}} = R_i + R_{\text{parete}} + R_e = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_e / D_i)}{2\pi\lambda L} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (19.2)$$

dove A_i è la superficie interna del tubo interno e A_e quella esterna; in altre parole, A_i e A_e sono le superfici del tubo interno bagnate rispettivamente dal fluido interno e da quello esterno (**Figura 19.8**).

In uno scambiatore di calore la potenza termica scambiata tra i due fluidi può essere espressa dalla relazione

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = UA\Delta T = U_i A_i \Delta T = U_e A_e \Delta T \quad (\text{W}) \quad (19.3)$$

dove U rappresenta il coefficiente globale di scambio termico, la cui unità di misura è $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, come per i normali coefficienti convettivi di scambio termico h . Dall'**Equazione 19.3** semplificando ΔT si ottiene:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_e A_e} = R = \frac{1}{h_i A_i} + R_{\text{parete}} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (19.4)$$

Si noti che per ogni scambiatore di calore si hanno due coefficienti di scambio termico globale U_i e U_e , poiché le superfici di scambio interna, A_i , ed esterna,

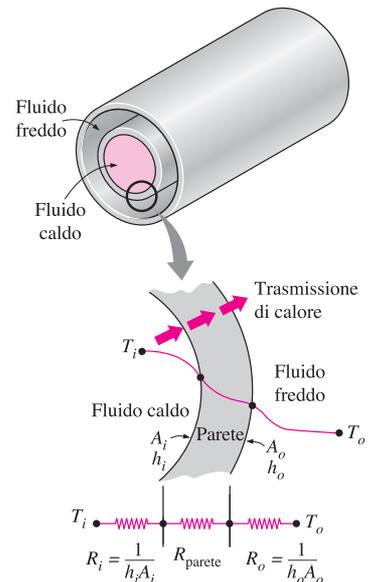


FIGURA 19.7
 Varie componenti della resistenza termica associata alla trasmissione di calore in uno scambiatore di calore a doppio tubo.

6 Gli scambiatori di calore

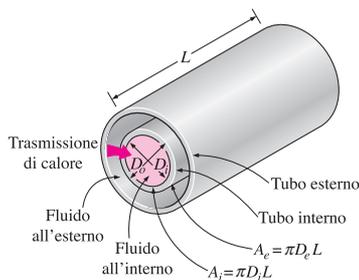


FIGURA 19.8

Le due superfici di scambio termico di uno scambiatore di calore a doppi D_e e $A_i = A_e$.

A_e , hanno aree differenti. Poiché $U_i A_i = U_e A_e$, ma $U_i \neq U_e$, a meno che non sia $A_i = A_e$, il coefficiente di scambio termico globale non ha significato se non si specifica a quale superficie esso si riferisce. Infatti, la differenza tra le superfici di scambio termico può essere notevole come nel caso di alettatura presente da una sola parte del tubo.

Nel caso di tubi di piccolo spessore e realizzati con materiali aventi conducibilità termica elevata, come avviene nella maggior parte dei casi, poiché la resistenza termica della parete è trascurabile ($R_{\text{parete}} \approx 0$) e le aree della superficie interna e di quella esterna del tubo sono pressoché eguali ($A_i \approx A \approx A_e$), l'Equazione 19.4 diventa:

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \quad (19.5)$$

dove $U_i \approx U \approx U_e$ e i coefficienti di scambio termico convettivo, interno, h_i , o esterno, h_e , si determinano con le relazioni studiate nei capitoli precedenti.

Poiché il valore del coefficiente globale di scambio termico U nell'Equazione 19.5 dipende in particolare dal coefficiente convettivo h che ha il valore più piccolo, quando uno dei coefficienti di convezione è molto più piccolo dell'altro (per esempio $h_i \ll h_e$), si ha che $1/h_i \gg 1/h_e$ e cioè $U_i \approx h_i$. Si ha, quindi, che il coefficiente di scambio convettivo con valore minore limita lo scambio termico. Questo fenomeno si verifica quando i fluidi che devono scambiare calore sono un liquido e un gas. Per superare le difficoltà di un basso valore del coefficiente di scambio termico convettivo si impiegano superfici alettate sul lato gas in modo da migliorare il valore del prodotto UA e quindi lo scambio termico complessivo. Valori tipici del coefficiente di scambio termico globale sono riportati nella Tabella 19.1. Si noti che questi coefficienti vanno da circa $10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ per scambiatori di calore gas-gas fino a circa $10\,000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ per scambiatori di calore che funzionano in presenza di cambiamenti di fase, ma questo non deve sorprendere dal momento che i gas hanno una conducibilità termica bassissima, mentre le trasformazioni di fase comportano valori molto alti dei coefficienti di scambio termico.

Nel caso di tubo alettato da una parte soltanto per migliorare lo scambio termico, l'area totale da considerare nelle equazioni precedenti è:

$$A = A_{\text{tot}} = A_{\text{non alett.}} + A_{\text{alett.}} \quad (19.6)$$

dove $A_{\text{alett.}}$ è la superficie della porzione di tubo alettata e $A_{\text{non alett.}}$ quella della superficie non alettata. Per alette corte di materiale ad alta conducibilità termica si può usare il valore della superficie appena determinato per il calcolo della resistenza di convezione $R_{\text{conv}} = 1/hA$, dato che le alette, in questo caso, sono pressoché alla stessa temperatura per tutta la loro estensione. In caso contrario, per tenere conto della variazione di temperatura lungo l'aletta si deve calcolare la superficie equivalente totale A con la relazione:

$$A = A_{\text{tot}} = \eta_{\text{alett.}} A_{\text{alett.}} + A_{\text{non alett.}} \quad (19.7)$$

dove $\eta_{\text{alett.}}$ è l'efficienza dell'alettatura. In questa maniera si tiene conto delle variazioni di temperatura lungo l'aletta. Si noti che, per alette a temperatura costante, è $\eta_{\text{alett.}} = 1$ e, quindi, l'Equazione 19.7 coincide con l'Equazione 19.6.

TABELLA 19.1

Representative values of the overall heat transfer coefficients in heat exchangers.

Type of heat exchanger	$U, \text{W/m}^2 \cdot \text{C}^*$
Water-to-water	850–1700
Water-to-oil	100–350
Water-to-gasoline or kerosene	300–1000
Feedwater heaters	1000–8500
Steam-to-light fuel oil	200–400
Steam-to-heavy fuel oil	50–200
Steam condenser	1000–6000
Freon condenser (water cooled)	300–1000
Ammonia condenser (water cooled)	800–1400
Alcohol condensers (water cooled)	250–700
Gas-to-gas	10–40
Water-to-air in finned tubes (water in tubes)	30–60†
	400–850†
Steam-to-air in finned tubes (steam in tubes)	30–300†
	400–4000‡

*Multiply the listed values by 0.176 to convert them to $\text{Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}$.

†Based on air-side surface area.

‡Based on water- or steam-side surface area.

19.2.1 Il fattore di incrostazione

In generale le prestazioni di uno scambiatore di calore decadono con il tempo a causa dell'accumulo sulle superfici di scambio termico di depositi di diversa natura, che oppongono una resistenza addizionale allo scambio termico causando una sua riduzione. L'effetto netto di questa diminuzione di potenza termica scambiabile viene tenuto in conto per mezzo del fattore di incrostazione R_d , che misura appunto la resistenza termica addizionale introdotta dalla presenza delle incrostazioni.

Il tipo più comune di incrostazione è quello causato dalla precipitazione di particelle solide di sostanze contenute nei fluidi che attraversano lo scambiatore di calore. È ciò che accade all'interno di una teiera dopo che essa ha funzionato a lungo: si può infatti notare un deposito calcareo nella zona dove avviene l'ebollizione dell'acqua, in particolare se l'acqua è dura.

I depositi minerali presenti sulle superfici interne delle sottili tubazioni di uno scambiatore di calore hanno un effetto deleterio sia sulla sezione di passaggio del fluido sia sulle effettive modalità di scambio termico. Per evitare questi problemi, l'acqua utilizzata negli impianti industriali e in quelli di produzione di energia viene opportunamente trattata facendo precipitare le particelle solide prima di metterla in circolazione. Anche le particelle solide di fuliggine nei gas di combustione, che si depositano sui tubi dei preriscaldatori dell'aria, creano problemi simili.

Hanno influenza sul fattore di incrostazione anche i processi di corrosione e di incrostazione chimica, fenomeni osservabili durante lo svolgimento dei processi chimici industriali. In questo caso le superfici di scambio si incrostano per l'accu-

8 Gli scambiatori di calore

TABELLA 19.2

Representative fouling factors (thermal resistance due to fouling for a unit surface area)

Fluid	$R_f, \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$
Distilled water, seawater, river water, boiler feedwater:	
Below 50 C	0.0001
Above 50 C	0.0002
Fuel oil	0.0009
Steam (oil-free)	0.0001
Refrigerants (liquid)	0.0002
Refrigerants (vapor)	0.0004
Alcohol vapors	0.0001
Air	0.0004

(Source: Tubular Exchange Manufacturers Association.)

mulo dei prodotti delle reazioni chimiche; alla presenza di queste incrostazioni si può porre rimedio ricorrendo al rivestimento dei tubi metallici con vetro oppure adottando tubazioni in plastica invece di tubazioni metalliche.

Gli scambiatori di calore possono incrostarsi anche a causa della crescita di alghe in fluidi caldi; in questo caso si parla di incrostazione biologica, che può essere evitata in via preventiva con l'ausilio di trattamenti chimici.

L'eventuale incrostazione deve essere tenuta in considerazione in fase di progettazione e nella scelta degli scambiatori di calore, ricorrendo a scambiatori di più alte potenzialità in grado di soddisfare le esigenze di scambio termico anche a incrostazione avvenuta. La pulizia periodica degli scambiatori di calore e il tempo di fermo-macchina collegato a essa sono costi addizionali legati anch'essi alla presenza di incrostazioni.

Il fattore di incrostazione è ovviamente pari a zero quando lo scambiatore è nuovo; esso aumenta nel tempo con l'accumulo graduale dei depositi solidi sulle superfici di scambio. Il fattore di incrostazione dipende dalla temperatura di esercizio e dalla velocità dei fluidi così come dalla durata dell'esercizio: in particolare l'incrostazione aumenta al crescere della temperatura e al diminuire della velocità. Poiché la relazione proposta in precedenza per il coefficiente globale di scambio termico è valida in presenza di superfici pulite, per tenere conto degli effetti delle incrostazioni sia sulla superficie interna sia su quella esterna del tubo nel calcolo del coefficiente globale di scambio termico per uno scambiatore di calore a tubi e mantello senza superfici alettate si può usare la relazione:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_e A_e} = R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{d,i}}{A_i} + \frac{\ln(D_e / D_i)}{2\pi\lambda L} + \frac{R_{d,e}}{A_e} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (19.8)$$

dove $A_i = \pi D_i L$ e $A_e = \pi D_e L$ sono le superfici interne ed esterne e $R_{d,i}$ e $R_{d,e}$ i relativi fattori di incrostazione.

Valori tipici dei fattori di incrostazione sono riportati nella **Tabella 19.2**, mentre dati più numerosi sono disponibili nei manuali specializzati. Purtroppo esiste una considerevole incertezza nella determinazione di questi valori, che possono essere utilizzati nella scelta degli scambiatori di calore se si vuole tener conto preventivamente della variazione di potenza termica scambiata causata dalle incrostazioni. Si noti che la maggior parte dei valori del fattore di incrostazione è intorno a $10^{-4} \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$, valore che equivale alla resistenza termica offerta da una lamina di superficie unitaria spessa 0.2 mm di calcare [$\lambda = 2.9 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$]. In assenza dei dati specifici, in pratica, per tenere in conto gli effetti dovuti alle incrostazioni si può ipotizzare che le superfici di scambio termico vengano rivestite da uno strato di calcare dello spessore di 0.2 mm.

ESEMPIO 19.1

Il coefficiente globale di scambio termico di uno scambiatore di calore

In uno scambiatore a doppio tubo in controcorrente viene raffreddato olio caldo. Il tubo interno in rame ha un diametro di 2 cm e uno spessore trascurabile. Il diametro interno del tubo esterno è di 3 cm. La portata d'acqua nel tubo interno è di 0.5 kg/s, mentre quella dell'olio nel condot-

to anulare è di 0.8 kg/s. Nell'ipotesi di temperature medie dell'acqua e dell'olio rispettivamente di 45°C e di 80°C e di flusso completamente sviluppato, si determini il coefficiente globale di scambio termico di questo scambiatore.

Soluzione

Olio caldo viene raffreddato da acqua in uno scambiatore di calore contro-corrente a doppio tubo. Si deve determinare il coefficiente globale di scambio termico.

Ipotesi

1. La resistenza termica del tubo interno è trascurabile, essendo il materiale del tubo altamente conduttivo e il suo spessore trascurabile.
2. Sia il flusso dell'olio sia quello dell'acqua sono completamente sviluppati.
3. Le proprietà dell'olio e dell'acqua sono costanti.

Proprietà

Le proprietà dell'acqua a 45°C sono (**Tabella A.15**)

$$\begin{aligned} \rho &= 990.1 \text{ kg/m}^3 \\ Pr &= 3.91 \\ \lambda &= 0.637 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \\ \nu &= \mu / \rho = 0.602 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

Le proprietà dell'olio a 80°C sono (**Tabella A.19**)

$$\begin{aligned} \rho &= 852 \text{ kg/m}^3 \\ Pr &= 499.3 \\ \lambda &= 0.138 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C} \\ \nu &= 3.794 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

Analisi

Lo schema dello scambiatore di calore è riportato nella **Figura 19.10**. Poiché la resistenza termica conduttiva del tubo interno può essere trascurata dato che il materiale di cui è composto il tubo ha un'alta conducibilità termica e il suo spessore è trascurabile, il coefficiente globale di scambio termico U può essere determinato con l'**Equazione 19.5**:

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}$$

dove h_i e h_e sono rispettivamente i coefficienti di scambio termico convettivo all'interno e all'esterno del tubo determinati ricorrendo alle relazioni sulla convezione forzata trattate nel Capitolo 12.

Poiché il diametro idraulico di un tubo a sezione circolare coincide con il suo diametro $D_h = D = 0.02 \text{ m}$, la velocità media dell'acqua nel tubo e il numero di Reynolds sono:

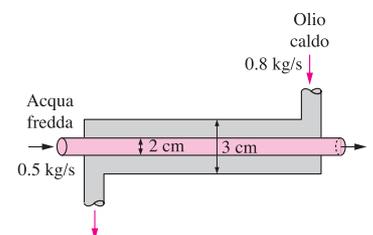


FIGURA 19.10
 Incrostazioni dovute alla precipitazione di particelle di fuliggine sui tubi di un surriscaldatore (*Steam, Its Generation, end Use*, Babcock and Wilcox Co., 1978).

10 Gli scambiatori di calore

$$w_m = \frac{\dot{m}}{\rho A_c} = \frac{\dot{m}}{\rho(\frac{1}{4}\pi D^2)} = \frac{0.5}{(990.1)[\frac{1}{4}\pi(0.02)^2]} = 1.61 \text{ m/s}$$

$$\text{Re} = \frac{w_m D}{\nu} = \frac{1.61 \times 0.02}{0.602 \times 10^{-6}} = 53\,490$$

Il valore del numero di Reynolds è maggiore di 4000 e quindi il flusso di acqua è turbolento. Nell'ipotesi di flusso sviluppato il numero di Nusselt è:

$$\text{Nu}_i = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{1/3} = 0.023(53\,490)^{0.8} (3.91)^{1/3} = 240.6$$

Dal valore del numero di Nusselt si ricava il coefficiente di scambio termico convettivo:

$$h_i = \frac{\lambda}{D_i} \text{Nu}_i = \frac{0.637}{0.02} (240.6) = 7663 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Per l'olio si ripete la stessa procedura. Il diametro idraulico per un condotto anulare è:

$$D_h = D_e - D_i = 0.03 - 0.02 = 0.01 \text{ m}$$

La velocità media e il numero di Reynolds sono allora:

$$w_m = \frac{\dot{m}}{\rho A_c} = \frac{\dot{m}}{\rho[\frac{1}{4}\pi(D_e^2 - D_i^2)]} = \frac{0.8}{(852)[\frac{1}{4}\pi(0.03^2 - 0.02^2)]} = 2.39 \text{ m/s}$$

e

$$\text{Re} = \frac{w_m D_h}{\nu} = \frac{2.39 \times 0.01}{3.749 \times 10^{-5}} = 630$$

Poiché il valore del numero di Reynolds è inferiore a 4000, il flusso è laminare. Nell'ipotesi di flusso completamente sviluppato, il numero di Nusselt dalla parte del tubo interno del condotto anulare Nu_e , corrispondente a $D_i/D_e = 0.02/0.03 = 0.667$, può essere determinato dalla **Tabella 19.3** mediante interpolazione:

$$\text{Nu}_e = 5.45$$

Dal valore del numero di Nusselt si ricava il coefficiente di scambio termico convettivo:

$$h_e = \frac{\lambda}{D_h} \text{Nu}_e = \frac{0.138}{0.01} (5.45) = 75.2 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Il coefficiente globale di scambio termico per questo scambiatore di calore è:

Tabella 19.3

Nusselt number for fully developed laminar flow in a circular annulus with one surface insulated and the other isothermal (Kays and Perkins, 1972)

D_i/D_o	Nu_i	Nu_o
0.00	—	3.66
0.05	17.46	4.06
0.10	11.56	4.11
0.25	7.37	4.23
0.50	5.74	4.43
1.00	4.86	4.86

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}} = \frac{i}{\frac{1}{7663} + \frac{1}{75.2}} = 74.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$$

Considerazioni

Si noti che, in questo caso, $U \approx h_e$ dal momento che $h_i \gg h_e$. Ciò conferma l'affermazione che il coefficiente globale di scambio termico di uno scambiatore di calore è approssimativamente uguale al coefficiente di scambio termico più piccolo quando la differenza tra i due coefficienti è grande.

Per migliorare il coefficiente globale di scambio termico, cioè la potenza termica scambiabile per questo tipo di scambiatore, si dovrebbero usare opportuni accorgimenti dal lato olio, per esempio disponendo un'alettatura.

ESEMPIO 19.2

L'effetto delle incrostazioni sul coefficiente globale di scambio termico

Il tubo interno di uno scambiatore di calore a doppio tubo (tubo e mantello) è di acciaio inossidabile [$\lambda = 15.1 \text{ W/(m} \cdot \text{°C)}$] e ha diametro interno $D_i = 1.5 \text{ cm}$ e diametro esterno $D_e = 1.9 \text{ cm}$. Il tubo esterno è dello stesso materiale, ma ha un diametro di 3.2 cm . Il coefficiente di convezione è di $h_i = 800 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}$ sulla superficie interna e di $h_o = 1200 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}$ su quella esterna. Nell'ipotesi di fattori di incrostazione lato tubo e lato mantello rispettivamente di $R_{d,i} = 0.0004 \text{ (m}^2 \cdot \text{°C)/W}$ e di $R_{d,e} = 0.0001 \text{ (m}^2 \cdot \text{°C)/W}$, si determinino: (a) la resistenza termica dello scambiatore per unità di lunghezza e (b) i coefficienti globali di scambio termico U_i e U_e con riferimento rispettivamente alla superficie interna e a quella esterna del tubo.

Soluzione

Il coefficiente globale di scambio termico e i fattori di incrostazione lato tubo e lato mantello sono dati. Si deve determinare la resistenza termica dello scambiatore per unità di lunghezza e i coefficienti globali di scambio termico riferiti rispettivamente alla superficie interna e a quella esterna del tubo.

Ipotesi

Il coefficiente globale di scambio termico e i fattori di incrostazione sono costanti e uniformi.

Analisi

(a) Lo schema dello scambiatore oggetto di questo esempio è riportato nella **Figura 19.11**.

La resistenza termica per uno scambiatore non alettato a doppio tubo (tubo e mantello) con presenza di incrostazioni su entrambe le superfici di scambio termico è data dall'**Equazione 19.8**:

$$R = \frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_e A_e} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{d,i}}{A_i} + \frac{\ln(D_e / D_i)}{2\pi\lambda L} + \frac{R_{d,e}}{A_e} + \frac{1}{h_e A_e}$$

dove

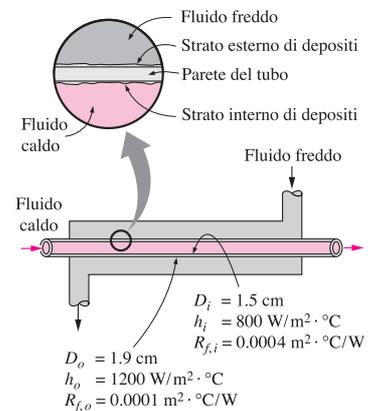


FIGURA 19.11
 Schema per l'Esempio 19.2.

$$A_i = \pi D_i L = \pi(0.015)(1) = 0.0471 \text{ m}^2$$

$$A_e = \pi D_e L = \pi(0.019)(1) = 0.0597 \text{ m}^2$$

Operando le dovute sostituzioni, si ottiene la resistenza termica globale:

$$\begin{aligned} R &= \frac{1}{800 \times 0.0471} + \frac{0.0004}{0.0471} \\ &\quad + \frac{\ln(0.019 / 0.015)}{2\pi(15.1)(1)} \\ &\quad + \frac{0.0001}{0.0579} + \frac{1}{1200 \times 0.0597} \\ &= (0.02654 + 0.00849 + 0.0025 + 0.00168 + 0.01396) \\ &= 0.0532 \text{ }^\circ\text{C/W} \end{aligned}$$

Si noti che circa il 19 per cento della resistenza termica totale in questo caso è dovuto alle incrostazioni e che circa il 5 per cento è dovuto al fatto che il tubo è costituito di acciaio inossidabile. Il resto (il 76 per cento) è dovuto alle resistenze termiche convettive da entrambe le parti del tubo interno.

(b) Noti i valori della resistenza termica complessiva e di entrambe le aree delle superfici di scambio termico, i valori del coefficiente globale di scambio termico determinati applicando l'**Equazione 19.8** sono:

$$U_i = \frac{1}{RA_i} = \frac{1}{0.0532 \times 0.0471} = 399 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$U_e = \frac{1}{RA_e} = \frac{1}{0.0532 \times 0.0597} = 315 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Considerazioni

Si noti che i due coefficienti globali di scambio termico differiscono tra loro significativamente (intorno al 27 per cento) data la sostanziale differenza tra le due superfici interessate dallo scambio termico all'interno e all'esterno del tubo. Per tubi di spessore trascurabile, la differenza tra i due coefficienti globali di scambio termico è trascurabile.

19.3 Il dimensionamento degli scambiatori di calore

Gli scambiatori di calore usati in pratica vengono scelti tra quelli in commercio in modo tale da ottenere determinati salti termici note le portate dei fluidi oppure determinate temperature dei fluidi che li attraversano.

Nei paragrafi seguenti, dopo alcune considerazioni generali, introdurremo il metodo della differenza media logaritmica (o LMTD) che si adatta al primo criterio di scelta, e del metodo ε -NTU, applicabile al secondo.

Poiché gli scambiatori di calore rimangono in funzione per lunghi periodi di tempo senza variazione delle loro condizioni di funzionamento, essi si possono considerare in condizioni stazionarie. Infatti, le portate dei fluidi sono costanti, così come costanti rimangono le velocità e le temperature all'ingresso o all'uscita. Inoltre, le correnti fluide non subiscono variazioni apprezzabili nelle loro velocità medie o nella loro quota, rendendo così trascurabili anche le variazioni di energia cinetica e di energia potenziale. I calori specifici dei fluidi, in generale, variano con la temperatura; tuttavia, nel caso degli scambiatori di calore, essi possono essere considerati costanti con una piccola perdita di precisione e pari a un valore medio calcolato alla temperatura media dei due fluidi. Infine la conduzione di calore in senso assiale lungo un tubo può essere trascurata e la superficie esterna può essere considerata perfettamente isolata dal punto di vista termico, in maniera che non si debbano considerare le perdite di calore verso l'ambiente esterno e che lo scambio termico avvenga esclusivamente tra i due fluidi che attraversano lo scambiatore di calore.

Le idealizzazioni appena descritte sono molto vicine alle condizioni reali di funzionamento di uno scambiatore e hanno il pregio di semplificarne il dimensionamento senza perdere molto in precisione. Con queste ipotesi, per il primo principio della termodinamica le potenze termiche cedute dal fluido caldo e assorbite da quello freddo devono essere eguali:

$$\dot{Q} = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,u} - T_{f,e}) \quad (\text{W}) \quad (19.9)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,e} - T_{c,u}) \quad (\text{W}) \quad (19.10)$$

dove i pedici f e c stanno rispettivamente per i fluidi freddo e caldo e

\dot{m}_c, \dot{m}_f = portate in massa

$c_{p,f}, c_{p,c}$ = calori specifici a pressione costante

$T_{f,u}, T_{c,u}$ = temperature in uscita

$T_{f,e}, T_{c,e}$ = temperature in entrata

Si noti che la quantità \dot{Q} è sempre positiva e che la direzione dello scambio termico, in accordo con quanto stabilito dal secondo principio della termodinamica, è quella che va dal fluido più caldo a quello più freddo.

Nello studio degli scambiatori di calore è utile riferirsi alla quantità data dal prodotto tra il calore specifico e la portata in massa del fluido, detta capacità termica riferita all'unità di tempo:

$$C_f = \dot{m}_f c_{p,f} \quad \text{e} \quad C_c = \dot{m}_c c_{p,c} \quad (19.11)$$

La capacità termica riferita all'unità di tempo di una corrente fluida è la potenza termica necessaria a variarne la temperatura di 1°C nel passaggio attraverso lo scambiatore di calore. Si noti che in uno scambiatore il fluido con maggiore capacità termica riferita all'unità di tempo sarà soggetto a variazioni di temperatura più contenute di quelle del fluido di più bassa capacità termica e che raddoppiando

14 Gli scambiatori di calore

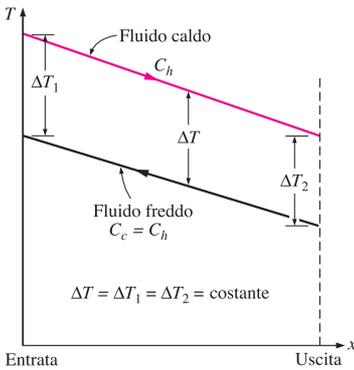


FIGURA 19.12

Due fluidi aventi la stessa portata in massa e lo stesso calore specifico, nel passaggio attraverso uno scambiatore di calore termicamente ben isolato verso l'esterno, subiscono una uguale e opposta variazione di temperatura.

la portata in massa di un fluido a parità di altre condizioni se ne dimezzerà la variazione di temperatura.

Con la definizione appena data di capacità termica riferita all'unità di tempo, le Equazioni 19.9 e 19.10 diventano:

$$\dot{Q} = C_f(T_{f,u} - T_{f,e}) \quad (W) \quad (19.12)$$

$$\dot{Q} = C_c(T_{c,e} - T_{c,u}) \quad (W) \quad (19.13)$$

La potenza termica di uno scambiatore di calore, quindi, è pari al prodotto della capacità termica riferita all'unità di tempo di ciascun fluido per la sua variazione di temperatura. Si noti che le variazioni di temperatura dei due fluidi sono uguali e opposte quando le capacità termiche riferite all'unità di tempo dei due fluidi sono eguali (Figura 19.12).

Nei condensatori e negli evaporatori (scambiatori di calore in cui uno dei due fluidi subisce un cambiamento di fase) la potenza termica è:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c h_{c,l} \quad (W) \quad (19.14)$$

dove \dot{m} rappresenta la portata di fluido evaporante o condensante e hc , l'entalpia di vaporizzazione o di condensazione calcolata a una determinata temperatura e a una determinata pressione.

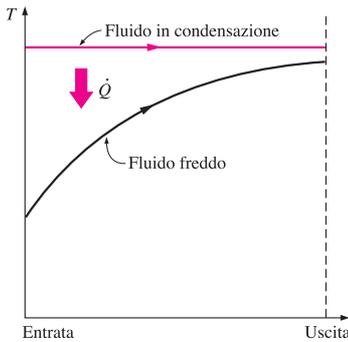
Poiché durante un cambiamento di fase un fluido ordinario assorbe o cede una grande quantità di calore essenzialmente a temperatura costante (Figura 19.13), la capacità termica riferita all'unità di tempo di un fluido soggetto a cambiamento di fase tende all'infinito $C = \dot{m} c_p \rightarrow \infty$. La potenza termica scambiata $\dot{Q} = \dot{m} c_p \Delta T$ invece rimane finita poiché $\Delta T \rightarrow 0$. Nel caso di condensatori o evaporatori il fluido condensante o evaporante può essere considerato di capacità termica riferita all'unità di tempo infinita.

La potenza termica di uno scambiatore può essere espressa da una relazione simile alla legge di Newton per la convezione:

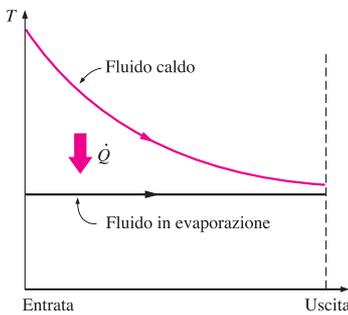
$$\dot{Q} = UA\Delta T_{med} \quad (W) \quad (19.15)$$

dove U è il coefficiente globale di scambio termico, A è l'area della superficie di scambio termico e ΔT_{med} è una differenza di temperatura tra i due fluidi appropriata alle condizioni prese in considerazione. L'area della superficie di scambio termico A è calcolata in base alle caratteristiche geometriche dello scambiatore, mentre il coefficiente globale U e la temperatura ΔT in generale variano lungo lo scambiatore di calore.

I valori medi del coefficiente globale di scambio termico e della differenza di temperatura media possono essere calcolati usando coefficienti medi di convezione per ogni fluido.



(a) Condensatore ($c_c \rightarrow \infty$)



(b) Evaporatore ($c_f \rightarrow \infty$)

FIGURA 19.13

Variazione delle temperature di due fluidi che attraversando uno scambiatore di calore condensano o evaporano.

19.4 La differenza media logaritmica di temperatura

Poiché la differenza di temperatura tra i fluidi caldo e freddo varia lungo lo scambiatore di calore, per utilizzare la relazione $\dot{Q} = UA\Delta T_{\text{med}}$ è utile considerare una differenza media di temperatura ΔT_{med} .

Per ricavare una relazione che permetta di calcolare questa differenza media di temperatura tra i due fluidi, si consideri lo scambiatore di calore a doppio tubo in equicorrente mostrato nella **Figura 19.14**. Si noti che la differenza di temperatura tra i due fluidi, grande all'ingresso dello scambiatore, va diminuendo con legge esponenziale man mano che ci si avvicina all'uscita e che lungo lo scambiatore la temperatura del fluido caldo diminuisce, mentre aumenta quella del fluido freddo senza, però, che la temperatura massima raggiunta dal fluido freddo possa mai superare quella minima del fluido caldo per qualsiasi lunghezza dello scambiatore.

Nell'ipotesi di superficie esterna dello scambiatore adiabatica, l'energia termica è scambiata soltanto tra i due fluidi, per cui, trascurando qualsiasi variazione di energia potenziale e cinetica, i bilanci energetici per i due fluidi in un tratto infinitesimo sono espressi dalle relazioni:

$$\delta\dot{Q} = -\dot{m}_c c_{p,c} dT_c \quad (\text{W}) \quad (19.16)$$

e

$$\delta\dot{Q} = \dot{m}_f c_{p,f} dT_f \quad (\text{W}) \quad (19.17)$$

La potenza termica ceduta dal fluido caldo in ogni tratto dello scambiatore eguaglia quella assorbita dal fluido freddo in quello stesso tratto. Si noti che nell'**Equazione 19.16** c'è un segno negativo per rendere \dot{Q} positiva anche se la variazione di temperatura del fluido caldo è negativa. Risolvendo le equazioni precedenti rispetto a dT_c e dT_f si ha:

$$dT_c = -\frac{\delta\dot{Q}}{\dot{m}_c c_{p,c}} \quad (19.18)$$

e

$$dT_f = \frac{\delta\dot{Q}}{\dot{m}_f c_{p,f}} \quad (19.19)$$

Dalla loro differenza si ottiene:

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -\delta\dot{Q} \left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{p,c}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{p,f}} \right) \quad (19.20)$$

La potenza termica scambiata nel tratto infinitesimo dello scambiatore può essere espressa anche con la relazione:

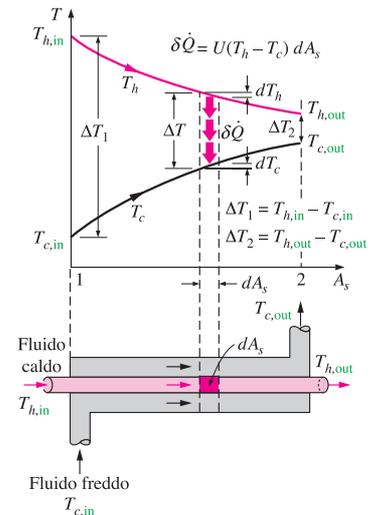
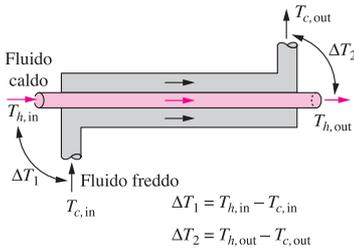
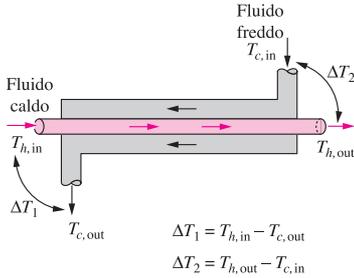


FIGURA 19.14
 Variazioni di temperatura dei fluidi in uno scambiatore di calore a doppio tubo in equicorrente.

16 Gli scambiatori di calore



(a) Scambiatori di calore in equicorrente



(b) Scambiatori di calore in controcorrente

FIGURA 19.15

ΔT_1 e ΔT_2 per scambiatori di calore in equicorrente e in controcorrente.

$$\delta \dot{Q} = U(T_c - T_f)dA \quad (19.21)$$

Sostituendo questa relazione nell'Equazione 19.20 e riordinando si ha:

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -UdA \left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{p,c}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{p,f}} \right) \quad (19.22)$$

Integrando l'Equazione 19.22 dall'ingresso all'uscita dello scambiatore si ha:

$$\ln \frac{d(T_{c,u} - T_{f,u})}{(T_{c,e} - T_{f,e})} = -UA \left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{p,c}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{p,f}} \right) \quad (19.23)$$

Infine, risolvendo le Equazioni 19.9 e 19.10 rispetto a $\dot{m}_c c_{p,c}$ e $\dot{m}_f c_{p,f}$ e sostituendo nell'Equazione 19.23 si ottiene:

$$\dot{Q} = UA \Delta T_{ml} \quad (W) \quad (19.24)$$

dove

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (K) \quad (19.25)$$

ΔT_{ml} è la differenza media logaritmica di temperatura, la più usata differenza media di temperatura nell'analisi degli scambiatori di calore. ΔT_1 e ΔT_2 rappresentano le differenze di temperatura tra i due fluidi ai due estremi (ingresso e uscita) dello scambiatore di calore. Si noti che non fa nessuna differenza quale estremità dello scambiatore sia considerata come ingresso o come uscita (Figura 19.15).

Poiché la differenza di temperatura tra i due fluidi diminuisce dal valore ΔT_1 all'ingresso al valore ΔT_2 all'uscita, sarebbe spontaneo utilizzare la media aritmetica $\Delta T_{med} = \frac{1}{2} (\Delta T_1 + \Delta T_2)$ come differenza media. La differenza media logaritmica ΔT_{ml} , ottenuta tracciando il profilo reale della temperatura dei fluidi lungo lo scambiatore di calore, rappresenta, però, l'esatta differenza media di temperatura tra il fluido caldo e quello freddo. Si noti che, poiché ΔT_{ml} è sempre inferiore a ΔT_{med} , utilizzando ΔT_{med} invece di ΔT_{ml} si sovrastimerebbe la potenza termica scambiata tra i due fluidi in uno scambiatore: quando ΔT_1 differisce da ΔT_2 di non più del 40 per cento, l'errore che si commetterebbe utilizzando la media aritmetica sarebbe inferiore all'1 per cento; questo errore, però, cresce in maniera inaccettabile se la differenza tra le due differenze di temperatura è superiore al 40 per cento, per cui è consigliabile sempre l'uso della differenza media logaritmica di temperatura.

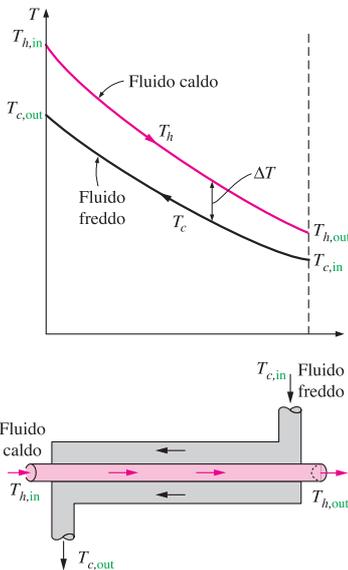


FIGURA 19.16

Variazioni di temperatura dei fluidi in uno scambiatore di calore a doppio tubo in controcorrente.

19.4.1 Gli scambiatori di calore in controcorrente

La variazione della temperatura dei fluidi caldo e freddo in uno scambiatore di calore in controcorrente è rappresentata nella Figura 19.16. Si noti che i fluidi caldo e freddo entrano nello scambiatore dalle estremità opposte e che la temperatura di uscita del fluido freddo può superare quella di uscita del fluido caldo. Anche se in

condizioni ideali il fluido freddo potrebbe essere riscaldato fino a raggiungere la temperatura di ingresso del fluido caldo, la temperatura di uscita del fluido freddo non può mai superare quella di ingresso del fluido caldo, poiché ciò sarebbe in contrasto con il secondo principio della termodinamica.

La differenza media logaritmica di temperatura, ricavata per uno scambiatore di calore in equicorrente, può essere ricavata e utilizzata in maniera del tutto analoga per uno scambiatore in controcorrente, purché le grandezze ΔT_1 e ΔT_2 rappresentino le differenze di temperatura evidenziate nella **Figura 19.15**.

Fissate le temperature di ingresso e di uscita dallo scambiatore di calore, la differenza media logaritmica nel caso di scambiatore di calore in controcorrente è sempre maggiore di quella dello scambiatore di calore in equicorrente. Poiché è sempre $\Delta T_{ml,cc} > \Delta T_{ml,ec}$, per scambiare una determinata potenza termica nel caso di scambiatore in controcorrente è sufficiente una superficie di scambio termico inferiore rispetto a quella necessaria per uno scambiatore equicorrente: ciò spiega la convenienza di utilizzare scambiatori in controcorrente rispetto a scambiatori in equicorrente.

Poiché in uno scambiatore in controcorrente la differenza media di temperatura tra i fluidi caldo e freddo lungo lo scambiatore rimane costante se le capacità termiche riferite all'unità di tempo dei due fluidi sono le stesse ($\Delta T = \text{costante}$ quando $C_c = C_f$ oppure $\dot{m}_c c_{p,c} = \dot{m}_f c_{p,f}$), essendo $\Delta T_1 = \Delta T_2$ la differenza media logaritmica di temperatura diventa $\Delta T_{ml} = 0/0$, cioè assume un valore indeterminato. In questo caso, però, applicando il teorema dell'Hôpital si può dimostrare che $\Delta T_{ml} = \Delta T_1 = \Delta T_2$, come ci si poteva attendere.

Un condensatore o un evaporatore possono essere considerati sia come scambiatori di calore in equicorrente sia come scambiatori di calore in controcorrente con gli stessi risultati.

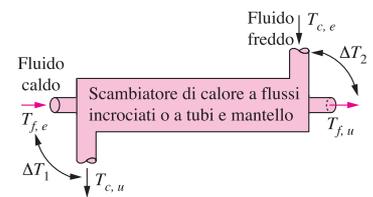
19.4.2 Gli scambiatori di calore a più passaggi e a passaggi incrociati: l'uso del fattore di correzione

La differenza media logaritmica di temperatura ΔT_{ml} precedentemente ricavata è valida solo per scambiatori di calore in equicorrente e in controcorrente. Relazioni simili possono essere ricavate anche per diverse configurazioni di scambiatori (a flussi incrociati oppure a tubi e mantello a passaggi multipli), ma queste risulterebbero troppo complicate data la complessità delle condizioni del flusso.

In questi casi si può calcolare la differenza media di temperatura equivalente alla differenza media logaritmica per scambiatori di calore in controcorrente per mezzo del fattore di correzione F :

$$\Delta T_{ml} = F \Delta T_{ml,cc} \quad (19.26)$$

Il fattore di correzione dipende dalla geometria dello scambiatore di calore e dalle temperature di ingresso e uscita dei due fluidi caldo e freddo. La grandezza $\Delta T_{ml,cc}$ è la differenza media logaritmica di temperatura nel caso di scambiatore di calore in controcorrente nelle stesse condizioni di temperatura in ingresso e in uscita dallo scambiatore di calore considerato e si determina con l'**Equazione 19.25** considerando $\Delta T_1 = T_{c,e} - T_{f,u}$ e $\Delta T_2 = T_{c,u} - T_{f,e}$ (**Figura 19.17**).



Potenza termica scambiata:

$$\dot{Q} = UA \Delta T_{ml,cc}$$

dove $\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)}$

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

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

e $F = \dots$ (Fig. 16–18)

FIGURA 19.17 Potenza termica scambiata in scambiatori di calore a flussi incrociati e a tubi e mantello a più passaggi calcolata per mezzo del fattore di correzione.

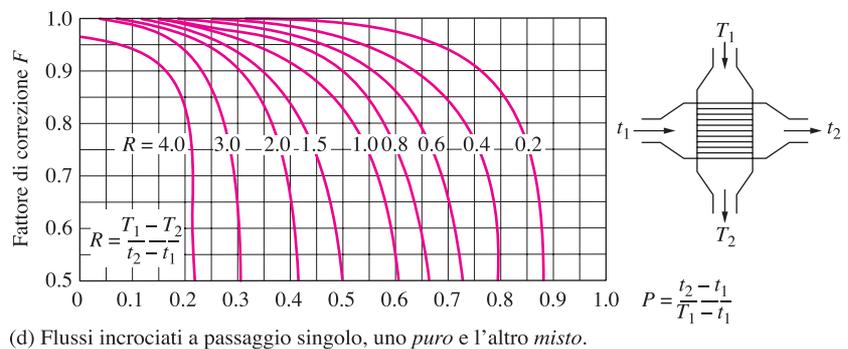
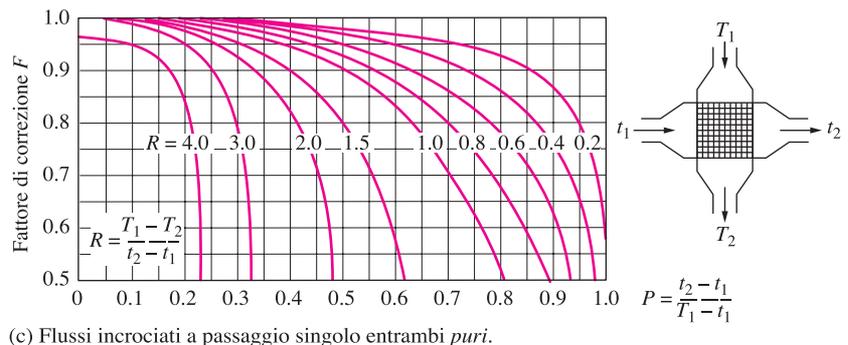
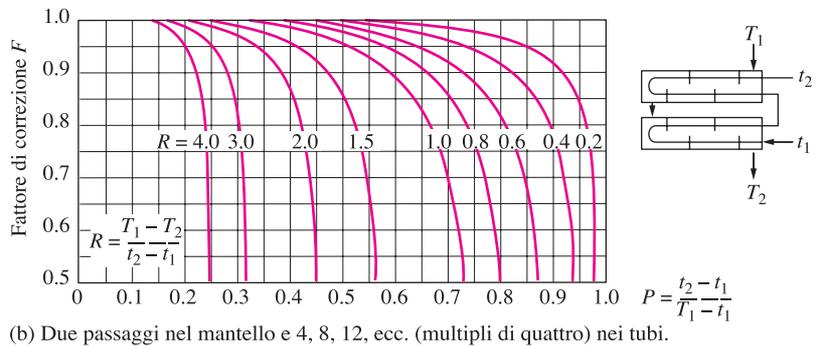
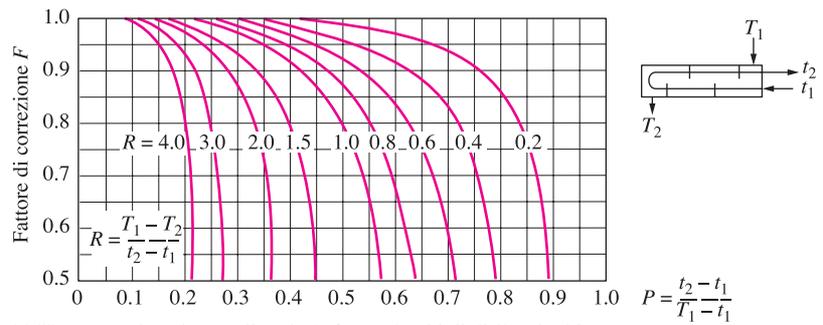


FIGURA 19.18
 Diagrammi del fattore di
 correzione F per comuni
 scambiatori di calore a tubi e
 mantello e a flussi incrociati
 (da Bowman, Mueller e Nagle).

Il fattore di correzione per uno scambiatore di calore rappresenta la misura della deviazione del valore ΔT_{ml} dal corrispondente valore valido per uno scambiatore di calore in controcorrente; infatti, esso è inferiore all'unità per scambiatori di calore a flussi incrociati e a tubi e mantello e pari a 1 soltanto nel caso di scambiatore di calore in controcorrente.

I valori del fattore di correzione F per scambiatori di calore di uso comune a flussi incrociati o a tubi e mantello sono riportati nella **Figura 19.18** in funzione di due rapporti di temperature P e R definiti dalle relazioni:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (19.27)$$

e

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{(\dot{m}c_p)_{\text{lato tubo}}}{(\dot{m}c_p)_{\text{lato guscio}}} \quad (19.28)$$

dove i pedici 1 e 2 rappresentano rispettivamente l'ingresso e l'uscita. Si noti che per uno scambiatore a tubi e mantello T e t rappresentano rispettivamente le temperature lato mantello e lato tubi come riportato nei diagrammi del fattore di correzione. Il fatto che sia il fluido caldo o quello freddo a passare attraverso i tubi o attraverso il mantello non influenza in nessuna maniera il fattore di correzione, che può essere determinato conoscendo semplicemente le temperature di ingresso e di uscita dei fluidi.

Si noti che il valore di P varia tra 0 e 1, mentre il valore di R varia tra 0 e infinito ($R = 0$ corrispondente al cambiamento di fase, condensazione o ebollizione, del fluido lato mantello e $R \rightarrow \infty$ al cambiamento di fase del fluido lato tubi) e che il fattore di correzione sia per un condensatore sia per un evaporatore è $F = 1$.

ESEMPIO 19.3

La condensazione del vapore in un condensatore

Bisogna condensare vapore alla temperatura di 30°C in un condensatore di un impianto motore a vapore per la produzione di energia adoperando l'acqua di raffreddamento proveniente da un lago, che entra nei tubi del condensatore a 14°C ed esce a 22°C. La superficie di scambio termico complessiva dei tubi è di 45 m², e il coefficiente globale di scambio termico è pari a 2100 W/(m² · °C). Si determinino la portata in massa dell'acqua di raffreddamento e la potenza termica del condensatore.

Soluzione

Del vapore viene condensato in un condensatore di una centrale elettrica attraverso acqua di raffreddamento. Si deve determinare la portata in massa dell'acqua di raffreddamento e la potenza termica del condensatore.

Ipotesi

1. Le condizioni operative sono stazionarie.
2. Lo scambiatore di calore è ben isolato così che si può trascurare la perdita di calore verso l'ambiente esterno.

20 Gli scambiatori di calore

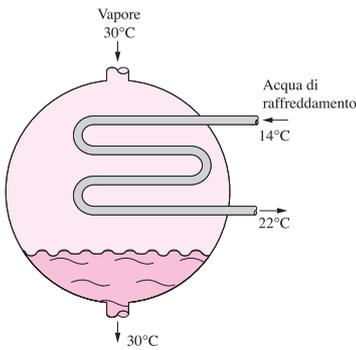


FIGURA 19.19
 Schema per l'Esempio 19.3.

3. Le variazioni di energia cinetica e potenziale della corrente del fluido sono trascurabili.
4. Non ci sono incrostazioni.
5. Le proprietà del fluido sono costanti.

Proprietà

Il calore di vaporizzazione dell'acqua a 30°C è di 2430.5 kJ/kg e il calore specifico dell'acqua di raffreddamento a 18°C è pari a 4.18 kJ/(kg·°C) (Tabella A.15)

Analisi

Lo schema del condensatore è riportato nella Figura 19.19. Ipotizzando condizioni adiabatiche (condensatore ben isolato), lo scambio termico avviene esclusivamente tra vapore e acqua di raffreddamento. Considerando il condensatore come uno scambiatore di calore in controcorrente dal momento che la temperatura di uno dei due fluidi rimane costante durante lo scambio termico (quella del vapore), le differenze di temperatura tra il vapore e l'acqua alle estremità dello scambiatore sono:

$$\Delta T_1 = (T_{c,e} - T_{f,u}) = 30 - 22 = 8^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = (T_{c,u} - T_{f,e}) = 30 - 14 = 16^\circ\text{C}$$

Poiché la differenza di temperatura tra i due fluidi varia da 8°C a 16°C, per la differenza di temperatura tra i due fluidi la media opportuna da adottare nello svolgimento dei calcoli è la differenza media logaritmica (non quella aritmetica):

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} = \frac{8 - 16}{\ln(8 / 16)} = 11.5^\circ\text{C}$$

Si noti che ΔT_{ml} è leggermente inferiore alla differenza media aritmetica $\frac{1}{2}(8+16) = 12^\circ\text{C}$. La potenza termica del condensatore è:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{ml} = 2100 \times 45 \times 11.5 = 1087 \text{ kW}$$

Il vapore, quindi, cede la potenza termica di 1087 kW all'acqua di raffreddamento, dal momento che il condensatore è supposto perfettamente adiabatico.

Poiché il calore specifico dell'acqua nel campo di temperature assunte dall'acqua di raffreddamento è pari a 4.18 kJ/(kg·°C) e il calore di vaporizzazione dell'acqua a 30°C è di 2430.5 kJ/kg, la portata in massa dell'acqua di raffreddamento e quella del vapore si ottengono dalla relazione:

$$\dot{Q} = [\dot{m}c_p(T_u - T_e)]_{\text{acqua di raffreddamento}} = (\dot{m}h_{lv})_{\text{vapore}}$$

e sono:

$$\dot{m}_{\text{acqua di raffreddamento}} = \frac{\dot{Q}}{c_p(T_u - T_e)} = \frac{1087}{4.18 \times (22 - 14)} = 32.5 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{\text{vapore}} = \frac{\dot{Q}}{h_v} = \frac{1087}{2430.5} = 0.45 \text{ kg/s}$$

Considerazioni

Occorrono, quindi, circa 72 kg di acqua per ogni kg di vapore per riuscire ad assorbire il calore rilasciato durante il processo di condensazione.

ESEMPIO 19.4

Il riscaldamento dell'acqua in uno scambiatore di calore in controcorrente

Uno scambiatore di calore in controcorrente a doppio tubo viene adoperato per riscaldare una portata di 1.2 kg/s di acqua dalla temperatura di 20°C a 80°C. Per il riscaldamento si utilizza l'energia termica dell'acqua calda proveniente dal sottosuolo e disponibile a 160°C con una portata di 2 kg/s. Il tubo interno è di spessore trascurabile e ha un diametro di 1.5 cm. Se il coefficiente di scambio termico globale dello scambiatore è di 640 W/(m² · °C), si determini la lunghezza dello scambiatore di calore necessaria per riscaldare l'acqua a 80°C. Per il calore specifico dell'acqua proveniente dal sottosuolo e dell'acqua da riscaldare si assumano rispettivamente i valori di 4.31 kJ/(kg · °C) e di 4.18 kJ/(kg · °C).

Soluzione

Dell'acqua viene riscaldata in uno scambiatore controcorrente a doppio tubo attraverso acqua proveniente dal sottosuolo. Si deve calcolare la lunghezza dello scambiatore di calore.

Ipotesi

1. Le condizioni operative sono stazionarie.
2. Lo scambiatore di calore è ben isolato così che si può trascurare la perdita di calore verso l'ambiente esterno.
3. Le variazioni di energia cinetica e potenziale della corrente del fluido sono trascurabili.
4. Non ci sono incrostazioni.
5. Le proprietà del fluido sono costanti.

Proprietà

I calori specifici dell'acqua e del fluido geotermico sono a 4.18 e 4.31 kJ/(kg · °C) rispettivamente.

Analisi

Lo schema dello scambiatore di calore è riportato nella **Figura 19.20**. Nell'ipotesi di scambiatore adiabatico, poiché lo scambio termico avviene esclusivamente tra le due correnti di acqua, la potenza termica scambiata è:

$$\dot{Q} = [\dot{m}c_p(T_u - T_e)]_{\text{H}_2\text{O}} = 1.2 \times 4.18 \times (80 - 20) = 301.0 \text{ kW}$$

Poiché questa potenza termica è ceduta dall'acqua proveniente dal sottosuolo si ha che la temperatura di uscita di questo fluido è:

22 Gli scambiatori di calore

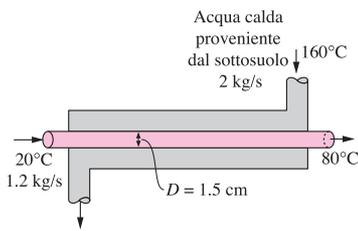


FIGURA 19.20
 Schema per l'Esempio 19.4.

$$\dot{Q} = [\dot{m}c_p(T_u - T_e)]_{\text{geotermica}} \rightarrow T_u = T_e - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}c_p}$$

$$T_u = T_e - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}c_p} = (160) - \frac{301.0}{2 \times 4.31} = 125^\circ\text{C}$$

Conoscendo le temperature di ingresso nello scambiatore per entrambi i fluidi, la differenza media logaritmica per questo scambiatore di calore in controcorrente è:

$$\Delta T_1 = (T_{c,e} - T_{f,u}) = 160 - 80 = 80^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = (T_{c,u} - T_{f,e}) = 125 - 20 = 105^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} = \frac{80 - 105}{\ln(80 / 105)} = 91.9^\circ\text{C}$$

La superficie di scambio termico per lo scambiatore di calore sarà:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{ml} \rightarrow A = \frac{\dot{Q}}{U\Delta T_{ml}} = \frac{301\,000}{640 \times 91.9} = 5.12 \text{ m}^2$$

Affinché la potenza termica prima calcolata possa essere scambiata attraverso questa superficie è necessario che il tubo abbia una lunghezza ricavabile dalla relazione:

$$A = \pi DL \rightarrow L = \frac{A}{\pi D} = \frac{5.11}{\pi(0.015)} = 109 \text{ m}$$

Considerazioni

Si noti che il tubo interno di questo scambiatore di calore in controcorrente (e quindi l'intero scambiatore) deve essere lungo più di 100 m per scambiare la potenza termica richiesta.

Poiché in pratica è difficile realizzare scambiatori di calore di tale lunghezza, in casi come questi si utilizzano scambiatori a piastre o a tubi e mantello a passaggi multipli.

ESEMPIO 19.5

Il riscaldamento della glicerina in uno scambiatore di calore a più passaggi

Uno scambiatore di calore con 2 passaggi nel mantello e 4 passaggi nei tubi viene utilizzato per riscaldare glicerina da 20°C a 50°C con acqua calda che, attraversando i tubi (spessore trascurabile e diametro di 2 cm), passa da una temperatura di 80°C a una di 40°C (Figura 19.21). La lunghezza complessiva dei tubi nello scambiatore è di 60 m. Il coefficiente convettivo di scambio termico è di 25 W/(m²·°C) dal lato glicerina (mantello) e di 160 W/(m²·°C) dal lato acqua (tubi). Determinare le potenze termiche scambiate (a) prima

che intervenga qualsiasi incrostazione sulle superfici di scambio e (b) dopo che le superfici hanno subito incrostazioni con $R_d = 0.0006 \text{ (m}^2 \cdot \text{°C)/W}$ sulla superficie esterna del tubo.

Soluzione

Della glicerina viene riscaldata in uno scambiatore con 2 passaggi nel mantello e 4 passaggi nei tubi attraverso acqua calda. Si devono determinare le potenze termiche scambiate prima e dopo che compaiano incrostazioni.

Ipotesi

1. Le condizioni operative sono stazionarie.
2. Lo scambiatore di calore è ben isolato così che si può trascurare la perdita di calore verso l'ambiente esterno.
3. Le variazioni di energia cinetica e potenziale della corrente del fluido sono trascurabili.
4. Il coefficiente di scambio termico e il fattore di incrostazione sono costanti e uniformi.
5. La resistenza termica del tubo interno è trascurabile essendo il tubo sottile e a elevata conduttività.

Analisi

Poiché i tubi sono di spessore trascurabile, assumendo la superficie interna dei tubi uguale a quella esterna, la superficie di scambio termico di questo scambiatore è:

$$A = \pi DL = \pi(0.02)(60) = 3.77 \text{ m}^2$$

La potenza termica scambiata può essere determinata con la relazione:

$$\dot{Q} = UAF\Delta T_{ml,cc}$$

dove F è il fattore di correzione e $\Delta T_{ml,cc}$ è la differenza media logaritmica di temperatura per uno scambiatore in controcorrente. La differenza media logaritmica di temperatura è:

$$\Delta T_1 = (T_{c,e} - T_{f,u}) = 80 - 50 = 30^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = (T_{c,u} - T_{f,e}) = 40 - 20 = 20^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} = \frac{30 - 20}{\ln(30 / 20)} = 24.7^\circ\text{C}$$

Il valore del fattore di correzione si determina con il grafico della **Figura 19.18b**:

$$\left. \begin{aligned} P &= \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{40 - 80}{20 - 80} = 0.67 \\ R &= \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{20 - 50}{40 - 80} = 0.75 \end{aligned} \right\} F = 0.91$$

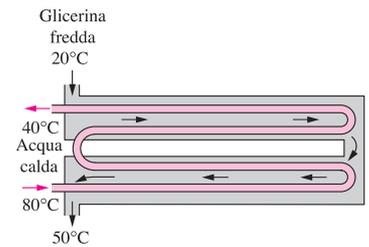


FIGURA 19.21
 Schema per l'Esempio 19.5.

- (a) Nel caso di assenza di incrostazioni, il coefficiente globale di scambio termico U è:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}} = \frac{i}{\frac{1}{160} + \frac{1}{25}} = 21.6 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

La potenza termica scambiata è:

$$\dot{Q} = UAF\Delta T_{ml} = 21.6 \times 3.77 \times 0.91 \times 24.7 = 1830 \text{ W}$$

- (b) Quando si è in presenza di incrostazioni sulla superficie di scambio il coefficiente globale di scambio termico U diventa:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + R_d} = \frac{i}{\frac{1}{160} + \frac{1}{25} + 0.0006} = 21.3 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

La potenza termica scambiata in questo caso diventa:

$$\dot{Q} = UAF\Delta T_{ml} = 21.3 \times 3.77 \times 0.91 \times 24.7 = 1805 \text{ W}$$

Considerazioni

Si noti che, come ci si poteva attendere, la potenza termica scambiata decresce in conseguenza della presenza di incrostazioni delle superfici di scambio. Comunque, la diminuzione non è eccessiva data la presenza di bassi coefficienti di scambio termico convettivo.

ESEMPIO 19.6

Il raffreddamento dell'acqua nel radiatore di un motore

Si conduca un test su di un radiatore per uso automobilistico (scambiatore compatto a flussi incrociati di aria e acqua, **Figura 19.22**) per determinare il suo coefficiente globale di scambio termico. Il radiatore ha 40 tubi di diametro interno pari a 0.5 cm e lunghezza pari a 65 cm che attraversano una matrice di piastre alettate ravvicinate. Una portata di 0.6 kg/s di acqua calda entra nei tubi a 90°C e ne esce a 65°C. L'aria attraversa il radiatore costretta tra le piastre e passa da 20°C a 40°C. Si determini il coefficiente globale di scambio termico U_i (relativo alla superficie interna dei tubi).

Soluzione

Durante un esperimento sul radiatore di un'automobile si misurano le temperature di entrata e di uscita dell'acqua e dell'aria, nonché la portata massica dell'acqua. Si deve determinare il coefficiente globale di scambio termico relativo alla superficie interna.

Ipotesi

1. Le condizioni operative sono stazionarie.

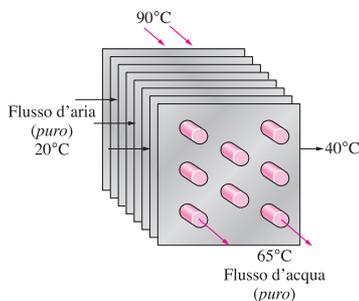


FIGURA 19.22
 Schema per l'Esempio 19.6.

2. Le variazioni di energia cinetica e potenziale della corrente del fluido sono trascurabili.
3. Le proprietà del fluido sono costanti.

Proprietà

Il calore specifico dell'acqua alla temperatura media di $(90 + 65)/2 = 77.5^\circ\text{C}$ vale $4.195 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$ (**Tabella A15**).

Analisi

La potenza termica scambiata tra aria e acqua si può determinare con un bilancio di energia sul flusso d'acqua. Con calore specifico dell'acqua di $4.195 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$ si ha:

$$\dot{Q} = [\dot{m}c_p(T_u - T_e)]_{\text{H}_2\text{O}} = 0.6 \times 4.195 \times (90 - 65) = 62.93 \text{ kW}$$

La superficie di scambio dal lato tubo è la somma delle superfici esterne dei tubi e cioè:

$$A_{i,\text{tot}} = n\pi D_i L = 40 \times \pi(0.005)(0.65) = 0.408 \text{ m}^2$$

Conoscendo la potenza termica scambiata e la superficie di scambio, il coefficiente globale di scambio termico può essere calcolato dalla

$$\dot{Q} = U_i A_{i,\text{tot}} F \Delta T_{\text{ml,cc}} \rightarrow U_i = \frac{\dot{Q}}{A_{i,\text{tot}} F \Delta T_{\text{ml,cc}}}$$

dove F è il fattore di correzione e $\Delta T_{\text{ml,cc}}$ la differenza media logaritmica di temperatura per uno scambiatore in controcorrente. Queste due quantità sono:

$$\Delta T_{\text{ml,cc}} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} = \frac{50 - 45}{\ln(50 / 45)} = 47.5^\circ\text{C}$$

e

$$\left. \begin{aligned} P &= \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{65 - 90}{20 - 90} = 0.36 \\ R &= \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{20 - 40}{65 - 90} = 0.80 \end{aligned} \right\} F = 0.97 \quad \text{(Figura 15.18c)}$$

Sostituendo, il coefficiente U_i è:

$$U_i = \frac{\dot{Q}}{A_{i,\text{tot}} F \Delta T_{\text{ml,cc}}} = \frac{62930}{0.408 \times 0.97 \times 47.5} = 3347 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Considerazioni

Si noti che il coefficiente globale di scambio termico dal lato aria sarebbe molto più basso dato che la superficie di scambio termico coinvolta da quel lato sarebbe molto maggiore.

19.5 Il metodo ε -NTU

Il metodo che utilizza la differenza media logaritmica di temperatura risulta facile da usarsi nell'analisi degli scambiatori di calore quando le temperature di ingresso e uscita dei fluidi caldo e freddo sono note o possono essere determinate ricorrendo a un bilancio energetico. Noti la ΔT_{ml} , le portate in massa dei fluidi e il coefficiente globale di scambio termico, la superficie di scambio termico dello scambiatore può essere determinata ricorrendo alla relazione

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{ml}$$

Perciò, il metodo della differenza media logaritmica è molto utile per determinare le dimensioni di uno scambiatore di calore in grado di realizzare temperature predeterminate in ingresso e in uscita di fluidi dei quali siano note le portate. Con il metodo della differenza media logaritmica si raggiunge lo scopo di scegliere uno scambiatore che soddisfa determinate esigenze di scambio termico seguendo la procedura che può essere così sintetizzata:

1. scegliere la tipologia di scambiatore adatta all'applicazione particolare;
2. determinare le temperature incognite di ingresso o di uscita dei fluidi ricorrendo a una relazione di bilancio termico;
3. calcolare la differenza media logaritmica di temperatura ΔT_{ml} e il fattore di correzione F , se necessario;
4. scegliere o calcolare il valore del coefficiente globale di scambio termico U ;
5. calcolare la superficie di scambio termico A .

Il tutto si completa scegliendo uno scambiatore che abbia una superficie di scambio uguale o superiore ad A .

Un secondo genere di problema, che si incontra avendo a che fare con gli scambiatori di calore, è la determinazione della potenza termica scambiata e delle temperature di uscita dei fluidi dei quali siano note le portate e la temperatura di ingresso, quando siano definite la tipologia e le dimensioni dello scambiatore. In questo caso è nota la superficie di scambio A , ma non sono note le temperature di uscita dei fluidi caldo e freddo. Questi problemi si incontrano quando bisogna determinare la potenza termica di un ben determinato scambiatore di calore oppure quando bisogna stabilire se uno scambiatore di calore disponibile a magazzino riesce a soddisfare determinate esigenze di scambio termico. Il metodo della differenza media logaritmica potrebbe essere ancora utile per questo calcolo di verifica, ma, richiedendo noiosi calcoli iterativi, non risulta di interesse pratico.

Kays e London nel 1955 proposero un nuovo metodo, il metodo ε -NTU, che semplifica grandemente l'analisi degli scambiatori di calore. Questo metodo si basa su di un parametro adimensionale chiamato efficacia dello scambiatore di calore ε definito dalla relazione:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{\text{potenza termica realmente scambiata}}{\text{massima potenza termica scambiabile}} \quad (19.29)$$

La potenza termica effettivamente scambiata in uno scambiatore di calore può essere determinata con un bilancio termico sul fluido caldo o su quello freddo e si può esprimere con la relazione:

$$\dot{Q} = C_f(T_{f,u} - T_{f,e}) = C_c(T_{c,u} - T_{c,e}) \quad (\text{W}) \quad (19.30)$$

dove $C_f = \dot{m}_f c_{p,f}$ e $C_c = \dot{m}_c c_{p,c}$ sono le capacità termiche riferite all'unità di tempo rispettivamente per il fluido freddo e per quello caldo.

La massima potenza termica scambiabile in uno scambiatore di calore è quella che si ha con la differenza massima di temperatura, quella, cioè, tra le temperature di ingresso dei fluidi caldo e freddo:

$$\Delta T_{\max} = T_{c,e} - T_{f,e} \quad (19.31)$$

Infatti, lo scambio termico in uno scambiatore sarà massimo se (1) il fluido freddo viene riscaldato fino alla temperatura di ingresso del fluido caldo e se (2) il fluido caldo viene raffreddato alla temperatura di ingresso del fluido freddo. Queste due condizioni limite non si possono verificare contemporaneamente, a meno che le capacità termiche riferite all'unità di tempo dei due fluidi non siano identiche ($C_f = C_c$). Se ($C_f \neq C_c$), che è il caso più frequente, il fluido con la capacità termica inferiore subirà la variazione di temperatura più alta, ovvero la differenza massima di temperatura ΔT_{\max} . La massima potenza termica scambiabile in uno scambiatore di calore è:

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min}(T_{c,e} - T_{f,e}) \quad (\text{W}) \quad (19.32)$$

dove C_{\min} è la più piccola tra $C_f = \dot{m}_f c_{p,f}$ e $C_c = \dot{m}_c c_{p,c}$. Quanto detto può essere chiarito meglio dall'esempio seguente.

ESEMPIO 19.7

Il limite superiore per lo scambio termico in uno scambiatore di calore

Una portata di acqua fredda di 8 kg/s entra in uno scambiatore di calore controcorrente a 10°C e viene qui riscaldata da una corrente di 2 kg/s di acqua calda che entra nello scambiatore a 70°C. Nell'ipotesi di calore specifico dell'acqua costante, $c_p = 4.18 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, si determinino la massima potenza termica scambiabile per questo scambiatore e le temperature di uscita dei due fluidi in questo caso limite.

Soluzione

Correnti di acqua calda e fredda entrano in uno scambiatore con determinate temperature e portate massiche. Si devono determinare la potenza massima che può essere scambiata all'interno dello scambiatore e le temperature di uscita.

Ipotesi

1. Le condizioni operative sono stazionarie.

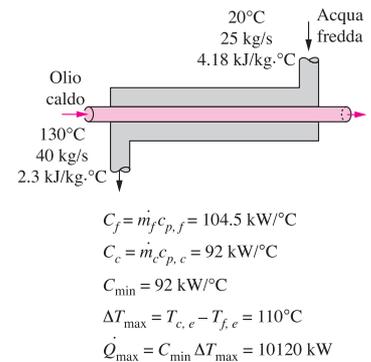


FIGURA 19.23

Calcolo della massima potenza termica scambiabile da uno scambiatore di calore.

2. Lo scambiatore di calore è ben isolato così che si può trascurare la perdita di calore verso l'ambiente esterno.
3. Le variazioni di energia cinetica e potenziale della corrente del fluido sono trascurabili.
4. Le proprietà del fluido sono costanti.

Proprietà

Il calore specifico dell'acqua è $4.18 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$.

Analisi

Uno schema di questo scambiatore è riportato nella **Figura 19.24**. Le capacità termiche riferite all'unità di tempo dei fluidi caldo e freddo sono:

$$C_f = \dot{m}_f c_{p,f} = 8 \times 4.18 = 33.4 \text{ kW}/^\circ\text{C}$$

$$C_c = \dot{m}_c c_{p,c} = 2 \times 4.18 = 8.36 \text{ kW}/^\circ\text{C}$$

Poiché la capacità termica riferita all'unità di tempo inferiore è $C_{\min} = C_c = 8.36 \text{ kW}/^\circ\text{C}$, la massima potenza termica scambiabile per l'**Equazione 19.32** è:

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} (T_{c,e} - T_{f,e}) = (8.36)(70 - 10) = 502 \text{ kW}$$

A questo valore ci si potrebbe avvicinare soltanto con uno scambiatore di calore in controcorrente dotato di una estesissima superficie di scambio termico.

La massima differenza di temperatura in uno scambiatore, $\Delta T_{\max} = T_{c,e} - T_{f,e}$; in questo caso è $\Delta T_{\max} = T_{c,e} - T_{f,e} = 70 - 10 = 60^\circ\text{C}$. Infatti l'acqua calda non può essere raffreddata di più di 60°C (fino a 10°C) e l'acqua fredda non può essere riscaldata di più di 60°C (fino a 70°C), non importa con quali modalità. Le temperature di uscita delle correnti calda e fredda in questo caso limite sono:

$$\dot{Q} = C_f (T_{f,u} - T_{f,e}) \rightarrow T_{f,u} = T_{f,e} + \frac{\dot{Q}}{C_f} = 10 + \frac{502}{33.4} = 25^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q} = C_c (T_{c,u} - T_{c,e}) \rightarrow T_{c,u} = T_{c,e} - \frac{\dot{Q}}{C_c} = 70 - \frac{502}{8.36} = 10^\circ\text{C}$$

Si noti che l'acqua calda è raffreddata fino al limite dei 10°C (la temperatura di ingresso della corrente fredda), mentre l'acqua fredda si riscalda solo fino alla temperatura di 25°C in condizioni di massima potenza termica scambiata. Questo non deve sorprendere poiché, essendo la portata in massa dell'acqua calda solo un quarto di quella dell'acqua fredda, la temperatura dell'acqua fredda aumenta di 0.25°C per ogni grado centigrado perso dall'acqua calda.

Si potrebbe pensare che l'acqua fredda debba raggiungere per il caso limite in discussione la temperatura di 70°C , ma ciò porterebbe a una temperatura dell'acqua calda di -170°C (al di sotto di 10°C), cosa impossibile. In uno scambiatore di calore lo scambio termico raggiunge il suo massimo quando il fluido con la più piccola capacità termica riferita all'unità di tempo (vale a dire il fluido con la portata inferiore, se i due fluidi hanno lo stesso calore specifico) subisce la massima variazione di temperatura. Questo esempio spiega perché si adopera C_{\min} in luogo di C_{\max} nella valutazione di \dot{Q}_{\max} .

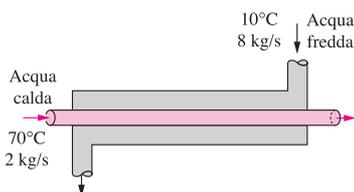


FIGURA 19.24
 Schema per l'Esempio 19.7.

Si può dimostrare che nel caso limite di massima potenza scambiabile l'acqua calda all'uscita dello scambiatore di calore avrebbe la temperatura dell'acqua fredda all'ingresso e viceversa, se le portate in massa dei flussi di acqua calda e fredda fossero eguali (Figura 19.25). Si può anche dimostrare che la temperatura dell'acqua fredda in uscita dallo scambiatore di calore potrebbe raggiungere il limite di 70°C se la portata di acqua calda fosse maggiore di quella di acqua fredda.

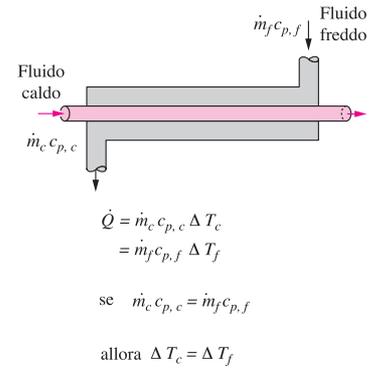


FIGURA 19.25
 L'aumento di temperatura del fluido freddo in uno scambiatore di calore e la diminuzione di temperatura del fluido caldo nel caso di portate in massa e calori specifici dei fluidi caldo e freddo identici.

Il calcolo di \dot{Q}_{\max} richiede che siano note le temperature d'ingresso dei fluidi caldo e freddo e le portate in massa, dati ordinariamente disponibili in fase di calcolo. Se è nota anche l'efficacia dello scambiatore di calore, il valore della potenza termica effettivamente scambiata è dato dalla relazione:

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{\max} = \varepsilon C_{\min} (T_{c,e} - T_{f,e}) \quad (\text{W}) \quad (19.33)$$

L'efficacia di uno scambiatore di calore rende, quindi, possibile il calcolo della potenza termica effettivamente scambiata senza dovere determinare le temperature di uscita dei fluidi caldo e freddo.

Ogni scambiatore ha un suo valore di efficacia poiché questa dipende dalla geometria dello scambiatore stesso e dalla sua tipologia. Qui di seguito si ricava la relazione che permette di calcolare l'efficacia per uno scambiatore di calore a doppio tubo in equicorrente.

L'Equazione 19.23 può essere espressa nella forma seguente:

$$\ln \frac{T_{c,u} - T_{f,u}}{T_{c,e} - T_{f,e}} = -\frac{UA}{C_f} \left(1 + \frac{C_f}{C_c} \right) \quad (19.34)$$

Risolvendo l'Equazione 19.30 in funzione di $T_{c,u}$ si ha:

$$T_{c,u} = T_{c,e} - \frac{C_f}{C_c} (T_{f,u} - T_{f,e}) \quad (19.35)$$

Sostituendo questa relazione nell'Equazione 19.34 dopo aver sommato e sottratto $T_{f,e}$ si ha:

$$\ln \frac{T_{c,e} - T_{f,e} + T_{c,e} - T_{f,u} - \frac{C_f}{C_c} (T_{f,u} - T_{f,e})}{T_{c,e} - T_{f,e}} = -\frac{UA}{C_f} \left(1 + \frac{C_f}{C_c} \right)$$

che si semplifica in

$$\ln \left[1 - \frac{C_f}{C_c} \frac{T_{f,u} - T_{f,e}}{T_{c,e} - T_{f,e}} \right] = -\frac{UA}{C_f} \left(1 + \frac{C_f}{C_c} \right) \quad (19.36)$$

Manipolando opportunamente la relazione che ha permesso di definire l'efficacia si ha:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{C_f(T_{f,u} - T_{f,e})}{C_{\min}(T_{c,e} - T_{f,e})} \rightarrow \frac{(T_{f,u} - T_{f,e})}{(T_{c,e} - T_{f,e})} = \varepsilon \frac{C_{\min}}{C_f}$$

Sostituendo questo risultato nell'Equazione 19.36 e risolvendo per ε si ottiene la seguente relazione che permette di calcolare l'efficacia di uno scambiatore di calore in equicorrente:

$$\varepsilon_{\text{equicorrente}} = \frac{1 - \exp\left[-\frac{UA}{C_f}\left(1 + \frac{C_f}{C_c}\right)\right]}{\left(1 + \frac{C_f}{C_c}\right)\frac{C_{\min}}{C_f}} \quad (19.37)$$

Ponendo C_f o C_c pari a C_{\min} e l'altro a C_{\max} , la relazione sopra riportata diventa:

$$\varepsilon_{\text{equicorrente}} = \frac{1 - \exp\left[-\frac{UA}{C_{\min}}\left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right)\right]}{1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}} \quad (19.38)$$

Si noti che C_{\min} è la minore delle capacità termiche riferite all'unità di tempo e C_{\max} la maggiore e che non importa quale delle due sia quella relativa al fluido caldo o a quello freddo. Le relazioni che permettono di calcolare l'efficacia ε per gli scambiatori di calore in generale includono il gruppo adimensionale UA/C_{\min} detto numero di unità di scambio termico NTU:

$$\text{NTU} = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_{\min}} \quad (19.39)$$

dove U è il coefficiente globale di scambio termico e A è l'area della superficie di scambio termico dello scambiatore di calore. Si noti, fissati i valori di U e di C_{\min} , il valore di NTU è una misura della superficie di scambio termico A , vale a dire che più grande è NTU più grande è lo scambiatore.

Nel dimensionamento degli scambiatori di calore è utile definire un'altra quantità a-dimensionale chiamata rapporto di capacità C :

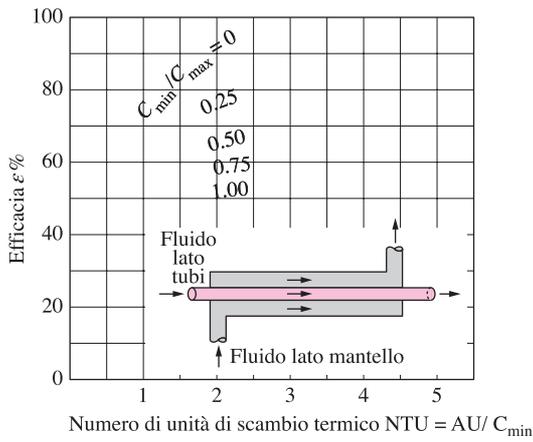
$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (19.40)$$

Si può dimostrare che l'efficacia di uno scambiatore di calore è funzione del numero di unità di scambio termico NTU e del rapporto di capacità C :

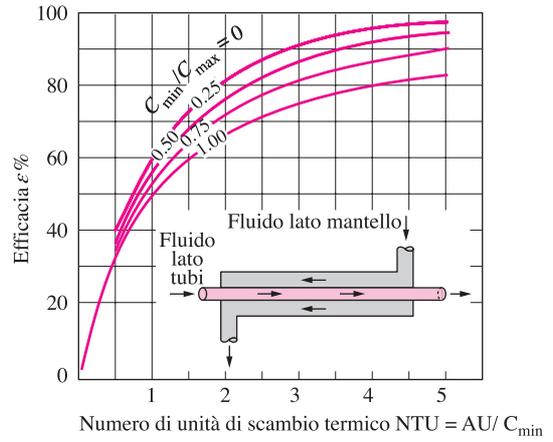
$$\varepsilon = f(UA/C_{\min}, C_{\min}/C_{\max}) = f(\text{NTU}, C)$$

Le relazioni che permettono di calcolare l'efficacia per un gran numero di scambiatori di calore sono riportate nella Tabella 19.4. I valori dell'efficacia di alcune tipologie più comuni di scambiatori di calore sono riportati sotto forma di grafico nella Figura 19.26. Diagrammi più estesi e altre relazioni per il calcolo dell'efficacia di uno

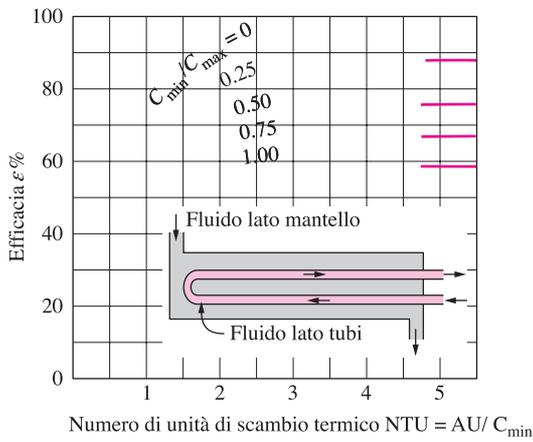
$m_c c_{p,c}$



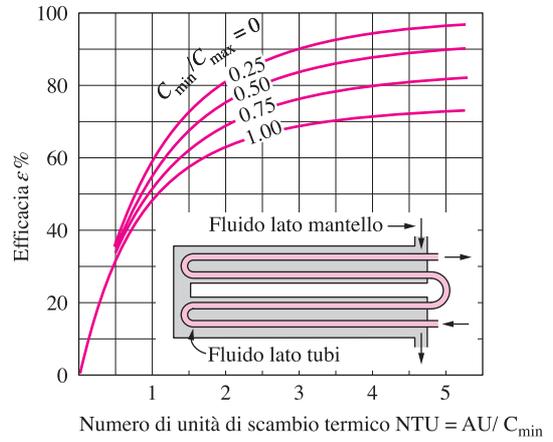
(a) Elicorrente



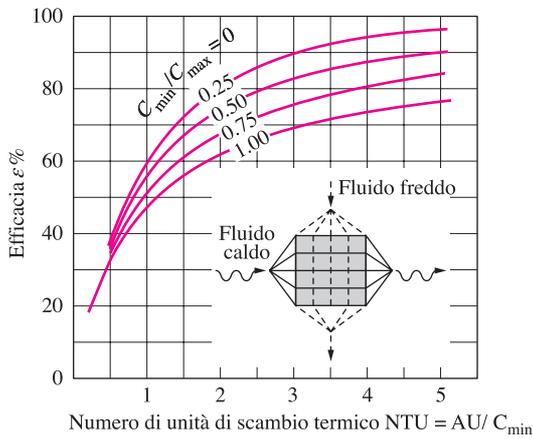
(b) Controcorrente



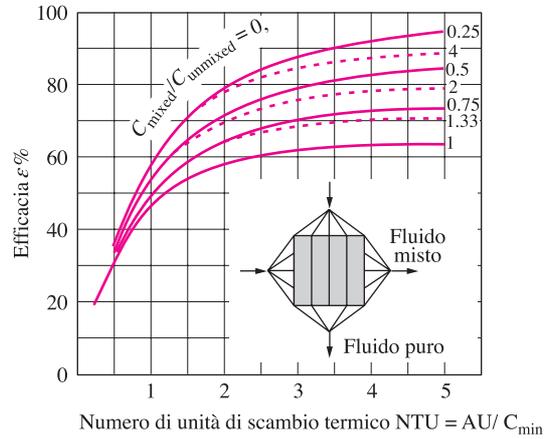
(c) Un passaggio nel mantello e 2, 4, 6, ... nei tubi



(d) Due passaggi nel mantello e 4, 8, 12, ... nei tubi



(e) Flussi incrociati entrambi puri



(f) Flussi incrociati, uno puro e l'altro misto

FIGURA 19.26
 Valori di efficacia per alcuni
 scambiatori di calore.

scambiatore di calore sono disponibili in letteratura. Le linee tratteggiate nella **Figura 19.26f** sono valide per il caso di C_{\min} con flusso incrociato puro e C_{\max} con flusso incrociato misto, mentre le linee continue per il caso opposto. Si noti che le relazioni analitiche per il calcolo dell'efficacia degli scambiatori di calore danno risultati più precisi dei diagrammi, dal momento che è impossibile non commettere errori durante la lettura di un diagramma e che, inoltre, le relazioni analitiche sono certamente più utili se per il calcolo dell'efficacia di uno scambiatore si usa un calcolatore. Dai diagrammi e dalle relazioni che riguardano l'efficacia degli scambiatori di calore si possono trarre alcune considerazioni:

1. il valore dell'efficacia dello scambiatore di calore, compreso tra 0 e 1, aumenta rapidamente per piccoli valori di NTU (fino a circa $NTU = 1.5$) e piuttosto lentamente per valori più alti. Non è giustificato, quindi, l'uso di scambiatori di calore che abbiano un valore di NTU più grande di 3 poiché a un aumento delle dimensioni dello scambiatore di calore corrisponderebbe un piccolo aumento di efficacia e ciò non risulterebbe economicamente accettabile. Si noti che, se dal punto di vista termodinamico uno scambiatore di calore con efficacia molto alta è quanto meno desiderabile, esso può non risultare fattibile per considerazioni economiche;
2. per un dato valore di NTU e del rapporto di capacità $C = C_{\min}/C_{\max}$, lo scambiatore di calore in controcorrente presenta l'efficacia più alta, seguito da vicino dallo scambiatore di calore a flussi incrociati puri, mentre i valori più bassi di efficacia si hanno per scambiatori di calore in equicorrente (**Figura 19.27**);

TABELLA 19.4

Effectiveness relations for heat exchangers: $NTU = UA_s / C_{\min}$ and $c = C_{\min} / C_{\max} = (m c_p)_{\min} / (m c_p)_{\max}$

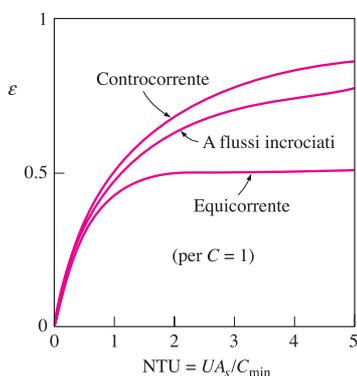


FIGURA 19.27

Efficacia di uno scambiatore di calore in controcorrente e in equicorrente in funzione dei valori di NTU e del rapporto delle capacità termiche riferite all'unità di tempo C.

Heat exchanger type	Effectiveness relation
1 <i>Double pipe:</i> Parallel-flow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1+c)]}{1+c}$
Counter-flow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-c)]}{1 - c \exp[-NTU(1-c)]}$
2 <i>Shell-and-tube:</i> One-shell pass 2, 4, ... tube passes	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1+c^2} \frac{1 + \exp\left[-\frac{NTU\sqrt{1+c^2}}{1+c}\right]}{1 - \exp\left[-\frac{NTU\sqrt{1+c^2}}{1+c}\right]} \right\}^{-1}$
3 <i>Cross-flow</i> (single-pass) Both fluids unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp\left\{ \frac{NTU^{0.22}}{c} \left[\exp(-c NTU^{0.78}) - 1 \right] \right\}$
C_{\max} mixed, C_{\min} unmixed	$\varepsilon = \frac{1}{c} \left(1 - \exp\left\{ -c \left[1 - \exp(-NTU) \right] \right\} \right)$
C_{\min} mixed, C_{\max} unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp\left\{ -\frac{1}{c} \left[1 - \exp(-c NTU) \right] \right\}$
4 <i>All heat exchangers</i> with $c = 0$	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

From W. M. Kays and A. L. London. Compact Heat Exchangers, 3/e. McGraw-Hill, 1984. Reprinted by permission of William M. Kays.

- per valori di NTU minori di circa 3 l'efficacia di uno scambiatore di calore è indipendente dal rapporto di capacità C ;
- il valore del rapporto di capacità C varia tra 0 e 1. Per un dato NTU l'efficacia dello scambiatore di calore raggiunge il valore massimo per $C = 0$ e il minimo per $C = 1$. Si noti che $C = C_{\min}/C_{\max} \rightarrow 0$ quando $C_{\max} \rightarrow \infty$: in questo caso limite, che si verifica in presenza di un cambiamento di fase in un condensatore o in un evaporatore, la relazione per calcolare l'efficacia dello scambiatore di calore, di qualsiasi tipo esso sia, è (**Figura 19.28**):

$$\varepsilon = \varepsilon_{\max} = 1 - \exp[-NTU] \quad (19.41)$$

Nell'altro caso limite $C = C_{\min}/C_{\max} = 1$, che si ha quando le capacità termiche all'unità di tempo dei due fluidi sono identiche, l'efficacia dello scambiatore di calore raggiunge il suo valore minimo.

Calcolate le quantità $C = C_{\min}/C_{\max}$ e $NTU = UA/C_{\min}$ e quindi l'efficacia ε dello scambiatore di calore, la potenza termica e le temperature di uscita $T_{f,u}$ e $T_{c,u}$ possono essere determinate dalle **Equazioni 19.33** e **19.30** rispettivamente. Si noti che il calcolo degli scambiatori di calore con temperature di uscita dei fluidi incognite, diretto e semplice adottando il metodo ε -NTU, risulta noioso con il metodo della differenza media logaritmica per la necessità di numerose iterazioni. Se, invece, sono note tutte le temperature di ingresso e di uscita dei fluidi, poiché la differenza media logaritmica di temperatura può essere facilmente calcolata, si giunge agevolmente alla determinazione delle dimensioni dello scambiatore. In alternativa, le dimensioni dello scambiatore di calore possono essere determinate anche con il metodo ε -NTU calcolando dapprima l'efficacia ε dello scambiatore di calore con l'**Equazione 19.29** e poi il valore di NTU con la relazione adatta al caso in esame (**Tabella 19.5**).

Si noti che le relazioni riportate nella **Tabella 19.5** sono equivalenti a quelle della **Tabella 19.4**: le relazioni nella **Tabella 19.4** forniscono direttamente il valore di ε se è noto NTU, mentre le relazioni nella **Tabella 19.5** forniscono il valore di NTU se è noto quello di ε .

TABELLA 19.5
 NTU relations for heat exchangers: $NTU = UA_s/C_{\min}$ and $c = C_{\min}/C_{\max} = (mc_p)_{\min}/(mc_p)_{\max}$

Heat exchanger type	Effectiveness relation
1 <i>Double-pipe:</i> Parallel-flow	$NTU = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + c)]}{1 + c}$
Counter-flow	$NTU = \frac{1}{c - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon c - 1}\right)$
2 <i>Shell and tube:</i> One-shell pass 2, 4, . . . tube passes	$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1 + c^2}} \ln\left(\frac{2/\varepsilon - 1 - c - \sqrt{1 + c^2}}{2/\varepsilon - 1 - c + \sqrt{1 + c^2}}\right)$
3 <i>Cross-flow (single-pass):</i> C_{\max} mixed, C_{\min} unmixed	$NTU = -\ln\left[1 + \frac{\ln(1 - \varepsilon c)}{c}\right]$
C_{\min} mixed, C_{\max} unmixed	$NTU = \frac{\ln[c \ln(1 - \varepsilon) + 1]}{\ln(1 - \varepsilon)}$
4 <i>All heat exchangers</i> with $c = 0$	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$

From W. M. Kays and A. L. London. *Compact Heat Exchangers*, 3/e. McGraw-Hill, 1984. Reprinted by permission of William M. Kays.

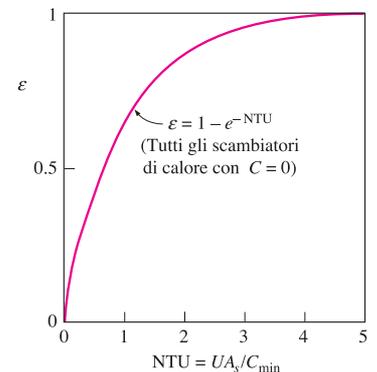


FIGURA 19.28
 Efficacia di uno scambiatore di calore $\varepsilon = \varepsilon_{\max} = 1 - \exp(-NTU)$ nel caso in cui il rapporto delle capacità termiche riferite all'unità di tempo C è pari a 0.

ESEMPIO 19.8

L'applicazione del metodo ϵ -NTU

Si ripetano i calcoli dell'*Esempio 19.7* con il metodo ϵ -NTU invece che con il metodo della differenza media logaritmica.

Soluzione

Lo schema dello scambiatore di calore è riportato nella *Figura 19.29* e si fanno di nuovo le stesse ipotesi.

Analisi

Si faccia nuovamente l'ipotesi che lo scambiatore di calore sia ben isolato dall'ambiente esterno così che il calore ceduto dall'acqua del sottosuolo sia pari a quello fornito all'acqua da riscaldare.

Nel calcolo secondo il metodo ϵ -NTU, per prima cosa bisogna determinare le capacità termiche riferite all'unità di tempo dei fluidi caldo e freddo e individuare la minore tra le due:

$$C_c = \dot{m}_c c_{p,c} = 2 \times 4.31 = 8.62 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

$$C_f = \dot{m}_f c_{p,f} = 2 \times 4.18 = 5.02 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

$$C_{\min} = C_f = 5.02 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

Si ha, quindi:

$$C = C_{\min} / C_{\max} = 5.02 / 8.62 = 0.582$$

La massima potenza termica scambiabile è (*Equazione 19.32*):

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} (T_{c,e} - T_{f,e}) = (5.02)(160 - 20)^\circ\text{C} = 702.8 \text{ kW}$$

La potenza termica realmente scambiata è, invece:

$$\dot{Q} = [\dot{m}_p (T_u - T_e)]_{\text{H}_2\text{O}} = 1.2 \times 4.18 \times (80 - 20) = 301.0 \text{ kW}$$

L'efficacia ϵ dello scambiatore è:

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{301.0}{702.8} = 0.428$$

Conoscendo l'efficacia, l'NTU di questo scambiatore può essere determinato dalla *Figura 19.26b* o dalla relazione corrispondente nella *Tabella 19.5*. Scegliendo il secondo approccio per una maggiore precisione della soluzione si ha:

$$\text{NTU} = \frac{1}{C-1} \ln \frac{\epsilon-1}{\epsilon C-1} = \frac{1}{0.582-1} \ln \frac{0.428-1}{0.428 \times 0.582-1} = 0.651$$

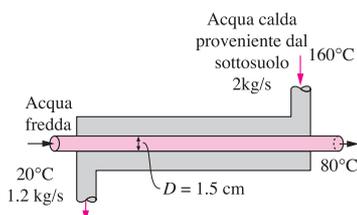


FIGURA 19.29
 Schema per l'Esempio 19.8.

La superficie di scambio termico è:

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \rightarrow A = \frac{NTU \cdot C_{\min}}{U} = \frac{0.651 \times 5020}{640} = 5.11 \text{ m}^2$$

Perché si abbia questa superficie il tubo deve essere lungo

$$A = \pi DL \rightarrow L = \frac{A}{\pi D} = \frac{5.11 \text{ m}^2}{\pi(0.015 \text{ m})} = 108 \text{ m}$$

Considerazioni

Si noti che con questo metodo diretto si è ottenuto lo stesso risultato calcolato precedentemente.

ESEMPIO 19.9

Il raffreddamento di olio caldo mediante acqua in uno scambiatore di calore a più passaggi

Bisogna raffreddare con acqua una certa quantità di olio caldo in uno scambiatore di calore a 1 passaggio lato mantello e 8 passaggi lato tubi. I tubi sono di spessore sottile, in rame e hanno un diametro interno di 1.4 cm. La lunghezza di ogni passaggio di tubo è di 5 m, il coefficiente globale di scambio termico è di $310 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$. La portata dell'acqua nei tubi è di 0.2 kg/s , mentre quella dell'olio è di 0.3 kg/s . L'acqua e l'olio entrano rispettivamente alle temperature di 20°C e di 150°C . Determinare la potenza termica scambiata nello scambiatore di calore e le temperature di uscita dell'acqua e dell'olio.

Soluzione

Si deve raffreddare dell'olio caldo in uno scambiatore di calore, mediante acqua. Si devono calcolare la potenza termica e le temperature di uscita.

Ipotesi

1. Le condizioni operative sono stazionarie.
2. Lo scambiatore di calore è ben isolato così che si può trascurare la perdita di calore verso l'ambiente esterno.
3. Il tubo è sottile e perciò il suo spessore è trascurabile.
4. Le variazioni di energia cinetica e potenziale della corrente del fluido sono trascurabili.
5. Il coefficiente globale di scambio termico è costante e uniforme.

Proprietà

Il calore specifico dell'acqua e dell'olio sono rispettivamente 4.18 e $2.13 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$.

Analisi

Lo schema dello scambiatore di calore è riportato nella **Figura 19.30**. Si faccia l'ipotesi che lo scambiatore sia ben isolato così che lo scambio termico avvenga soltanto tra l'acqua e l'olio.

Le temperature di uscita non sono indicate e non si possono determinare ricorrendo a un bilancio termico. L'uso del metodo della differenza media logaritmi-

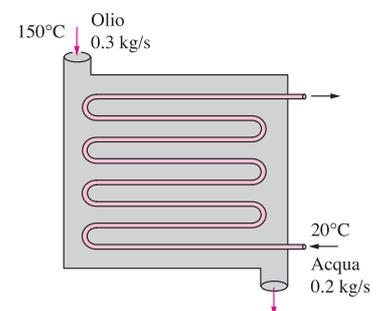


FIGURA 19.30
Schema per l'Esempio 19.9.

ca in questo caso implicherebbe noiose iterazioni e, per questo, è conveniente utilizzare il metodo ε -NTU. Il primo passo per la sua applicazione è quello di determinare le capacità termiche riferite all'unità di tempo dei fluidi caldo e freddo e individuare quale sia la minore delle due:

$$C_c = \dot{m}_c c_{p,c} = 0.3 \times 2.13 = 0.639 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

$$C_f = \dot{m}_f c_{p,f} = 0.2 \times 4.18 = 0.836 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

$$C_{\min} = C_c = 0.639 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

Si ha, quindi:

$$C = C_{\min} / C_{\max} = 0.639 / 0.836 = 0.764$$

La massima potenza termica scambiabile è (**Equazione 19.32**):

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} (T_{c,e} - T_{f,e}) = (0.639)(150 - 20) = 83.1 \text{ kW}$$

La superficie di scambio termico è:

$$A = n\pi DL = 8\pi(0.014)(5) = 1.76 \text{ m}^2$$

L'NTU di questo scambiatore di calore è:

$$\text{NTU} = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{310 \times 1.76}{639} = 0.854$$

L'efficacia di questo scambiatore, corrispondente a un valore di $C = 0.764$ e di $\text{NTU} = 0.854$, si determina ricorrendo alla **Figura 19.26c** ed è

$$\varepsilon = 0.47$$

Si potrebbe anche determinare il valore dell'efficacia ricorrendo alla relazione nella **Tabella 19.4** in maniera più precisa, ma meno rapida. La potenza termica realmente scambiata è:

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{\max} = 0.47 \times 83.1 = 39.1 \text{ kW}$$

Le temperature di uscita dei due fluidi sono:

$$\dot{Q} = C_f (T_{f,u} - T_{f,e}) \rightarrow T_{f,u} = T_{f,e} + \frac{\dot{Q}}{C_f} = 20 + \frac{39.1}{0.836} = 66.8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q} = C_c (T_{c,u} - T_{c,e}) \rightarrow T_{c,u} = T_{c,e} - \frac{\dot{Q}}{C_c} = 150 - \frac{39.1}{0.639} = 88.8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Considerazioni

La temperatura dell'acqua di raffreddamento sale da 20°C a 66.8°C dato che questa serve a raffreddare l'olio da 150°C a 88.8°C .

19.6 La scelta di uno scambiatore di calore

Gli scambiatori di calore sono dispositivi complicati, per cui i risultati ottenuti semplificando il problema dello scambio termico come fatto nei paragrafi precedenti devono essere usati con attenzione. Infatti questi risultati si basano sull'ipotesi che il coefficiente globale di scambio termico sia costante lungo tutto lo scambiatore e che il coefficiente di scambio termico per convezione possa essere calcolato adoperando le relazioni della trasmissione di calore per convezione. Dato che l'incertezza nella determinazione di U può anche eccedere il 30 per cento, si tende a sovradimensionare gli scambiatori per evitare spiacevoli sorprese.

Poiché negli scambiatori di calore lo scambio termico di solito è accompagnato da un aumento delle perdite di carico sulle tubazioni interessate e, perciò, da un aumento della prevalenza delle pompe di circolazione, quanto si guadagna in termini di scambio termico deve essere esaminato alla luce dei costi aggiuntivi provocati dall'aumento delle perdite di carico. Inoltre, attenzione particolare deve essere rivolta alla scelta del fluido da far passare lato tubi e di quello da far passare lato guscio. Di norma il fluido più viscoso percorre lo scambiatore dal lato mantello (sezioni di passaggio più ampie, quindi minori perdite di carico) e il fluido a più alta pressione dal lato tubi.

Molto spesso nell'industria sorge la necessità di riscaldare o raffreddare un fluido di processo di portata in massa e temperatura note fino a un valore di temperatura prefissato; in questo caso la potenza termica dello scambiatore di calore è:

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p(T_e - T_u)$$

La precedente relazione fornisce un'indicazione riguardo alle esigenze di scambio termico da soddisfare prima ancora di selezionare la tipologia di scambiatore utile allo scopo.

Nota la potenza dello scambiatore di calore, sui cataloghi si trova una quantità impressionante di soluzioni possibili per tipologia e dimensioni. La scelta opportuna dipende da vari fattori.

19.6.1 La potenza termica da scambiare

La potenza termica da scambiare è la grandezza più importante nella scelta di uno scambiatore di calore, che deve essere capace di scambiare la potenza indicata in maniera da realizzare effettivamente la variazione di temperatura voluta per il fluido di processo.

19.6.2 Il costo

I limiti di tipo economico giocano spesso un ruolo fondamentale nella scelta degli scambiatori, tranne che in alcuni casi nei quali "non si bada a spese". Uno scambiatore pronto a magazzino è meno costoso di uno costruito su misura. Tuttavia, a volte, nessuno degli scambiatori di calore in commercio soddisfa determinate esigenze di scambio termico, per cui è necessario impiegare uno scambiatore realizzato ad hoc sottostando alla più elevata spesa di tempo e di danaro.

Non vanno sottovalutati i costi di manutenzione e di esercizio che rivestono grande importanza ai fini della valutazione del costo complessivo dello scambiatore di calore.

19.6.3 La potenza delle pompe di circolazione

In uno scambiatore di calore in genere entrambi i fluidi vengono fatti circolare forzatamente tramite l'uso di pompe o ventilatori che consumano energia elettrica. Il costo annuo associato al funzionamento di queste macchine operatrici può essere determinato con la relazione:

$$\text{costo di esercizio} = (\text{potenza di pompaggio, kW}) \times (\text{ore di funzionamento, h}) \\ \times (\text{costo dell'energia elettrica, €/kWh})$$

dove la potenza di pompaggio è la potenza elettrica complessivamente utilizzata dai motori delle pompe e dei ventilatori: per esempio, uno scambiatore di calore che comprenda una pompa da 1 kW e un ventilatore da 0.3 kW che operino per 8 h al giorno e per 5 giorni alla settimana consumerà in un anno 2704 kWh di energia elettrica, che, a un costo di L. 250 per kWh, corrispondono a un costo complessivo di L. 676 000 annue.

Minimizzando le perdite di carico e le portate dei fluidi circolanti si riducono i costi di esercizio dello scambiatore di calore, ma aumentano quelli relativi alle sue dimensioni (costo iniziale). Come regola approssimativa dettata dalla pratica degli scambiatori si ricordi che raddoppiando la portata si riducono della metà i costi iniziali, ma aumentano di circa otto volte quelli di esercizio (pompaggio).

In generale le velocità dei fluidi all'interno degli scambiatori variano tra 0.7 e 7 m/s per i liquidi e tra 3 e 30 m/s per i gas. Velocità basse aiutano a prevenire problemi di erosione, di vibrazioni dei tubi e di rumori, nonché di perdite di carico.

19.6.4 Le dimensioni e il peso

Normalmente più piccolo è lo scambiatore, più leggero esso risulterà. Questo aspetto riveste particolare importanza nell'industria automobilistica e aeronautica dove la riduzione del peso e delle dimensioni è la necessità più sentita. Inoltre uno scambiatore di calore più grande comporta un costo più elevato.

19.6.5 La tipologia

La tipologia dello scambiatore di calore dipende principalmente dal tipo dei fluidi coinvolti nello scambio termico, dalle limitazioni di peso e dimensioni e dalla presenza di processi di cambiamento di fase: per esempio, uno scambiatore di calore per il raffreddamento di un liquido utilizzando un gas ha la superficie di scambio termico dal lato gas molto più grande di quella dal lato liquido; uno scambiatore a piastre o a tubi e mantello funziona benissimo nel raffreddamento di un liquido da parte di un altro liquido.

19.6.6 I materiali

Nella realizzazione degli scambiatori di calore la scelta dei materiali riveste una particolare importanza.

Gli effetti di stress termico e strutturale non inducono limitazioni vincolanti se le pressioni di esercizio dello scambiatore sono inferiori a 15 bar e le temperature sono inferiori a 150°C. Al contrario, quando la pressione sale oltre 70 bar e la temperatura oltre 550°C le considerazioni sulla resistenza dei materiali impongono scelte mirate e attente.

Una differenza di temperatura di 50°C o più tra i tubi e il mantello può indurre stress termici differenziali che devono essere tenuti in considerazione. Inoltre, nel caso di fluidi corrosivi, occorre impiegare materiali di provata resistenza alla corrosione come l'acciaio inossidabile o addirittura il titanio se non si vuole procedere frequentemente alla sostituzione dello scambiatore.

19.6.7 Altre considerazioni

Tra le altre considerazioni che influenzano la scelta di uno scambiatore di calore vi sono: la tenuta, qualora si trattino fluidi tossici oppure preziosi e costosi; la facilità di impiego; i bassi costi di manutenzione; la sicurezza e l'affidabilità. Infine, la silenziosità è una delle caratteristiche più importanti nella scelta degli scambiatori di calore utilizzati per il riscaldamento o il condizionamento dell'aria negli ambienti domestici o di lavoro.

ESEMPIO 19.10

L'installazione di uno scambiatore di calore per risparmiare energia e denaro

In un impianto per la produzione di derivati dal latte, il latte viene pastorizzato utilizzando acqua calda proveniente da una caldaia pressurizzata a gas naturale. L'acqua calda (portata di 0.25 kg/s) viene poi scaricata su di un letto fluido all'aperto a 80°C. L'impianto è in funzione 24 h al giorno per 365 giorni all'anno. La caldaia ha un rendimento dell'80 per cento e il costo del gas naturale è di € 0.010 per 1 MJ. La temperatura media annua dell'acqua che entra nella caldaia è di 15°C. L'acqua riversata nel letto fluido non può essere ricircolata e perciò riutilizzata perché contaminata durante il processo di pastorizzazione.

Al fine di risparmiare energia, viene proposto di installare uno scambiatore di calore acqua-acqua per preriscaldare l'acqua fredda in ingresso alla caldaia sfruttando il calore sensibile dell'acqua di risulta del processo di pastorizzazione. Facendo l'ipotesi che lo scambiatore di calore recuperi il 75 per cento dell'energia dell'acqua calda si determini la potenza termica dello scambiatore di calore da acquistare per realizzare il progetto di risparmio energetico e si indichi quale tipologia di scambiatore è conveniente a tal fine. Si determini, inoltre, quanto si riuscirà a risparmiare sui costi di esercizio annuali dell'impianto (costi del gas naturale) una volta adottata la soluzione prospettata.

Soluzione

Testo Testo Testo Testo Testo

Ipotesi

1. Le condizioni operative sono stazionarie.
2. L'efficacia dello scambiatore di calore rimane costante.

Proprietà

Si utilizza il calore specifico dell'acqua a temperatura ambiente che è pari a 4.18 kJ/(kg·°C) e lo si considera costante.

Analisi

Uno schema dello scambiatore da acquistare è riportato nella **Figura 19.31**. Si fa l'ipotesi di calore specifico dell'acqua pari a 4.18 kJ/(kg·°C) costante nel campo di temperature considerate. Poiché il recupero di calore dall'acqua sarà massimo se l'acqua calda abbandonerà lo scambiatore alla temperatura di ingresso dell'acqua fredda, si ha:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,e} - T_{f,e}) = 0.25 \times 4.18 \times (80 - 15) = 67.9 \text{ kW}$$

Ciò significa che l'acqua calda in precedenza dispersa e fatta raffreddare in atmosfera può cedere una potenza termica di 67.9 kW all'acqua fredda che sta per essere utilizzata. Questa potenza termica può essere recuperata quasi interamente solo ricorrendo a uno scambiatore controcorrente con una estesissima superficie di scambio termico. Poiché uno scambiatore di calore di costo e dimensioni ragionevoli è in grado di utilizzarne solo il 75 per cento, la potenza termica dello scambiatore da acquistare deve essere:

$$\dot{Q} = \epsilon \dot{Q}_{\max} = 0.75 \times 67.9 = 50.9 \text{ kW}$$

A questo scopo sono certamente adeguati scambiatori ordinari a tubi e mantello o a piastre, dato che da entrambi i lati dello scambiatore deve passare lo stesso fluido con portate e quindi coefficienti di scambio termico comparabili. Lo scambiatore deve rimanere in esercizio 24 h al giorno per 365 giorni all'anno, cioè per 8760 ore in un anno. Poiché lo scambiatore di calore fa risparmiare 50.9 kJ di energia al secondo, il risparmio totale di energia in un anno sarà:

$$\text{risparmio} = 50.9 \times 8760 \times 3600 = 1.605 \times 10^9 \text{ kJ/anno}$$

La caldaia ha un rendimento dell'80 per cento; ciò significa che per ogni 80 unità di energia termica fornita all'acqua in caldaia bisogna bruciare gas naturale per 100 unità di energia termica. Quindi, il risparmio energetico determinato in precedenza si traduce in termini di risparmio di combustibile in:

$$\begin{aligned} \text{risparmio di combustibile} &= \frac{\text{risparmio di energia}}{\text{rendimento della caldaia}} \\ &= \frac{1.605 \times 10^9}{0.8} = 2.01 \times 10^9 \frac{\text{kJ}}{\text{anno}} \end{aligned}$$

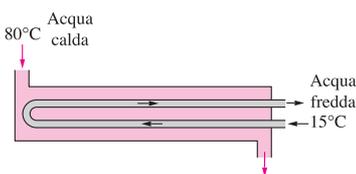


FIGURA 19.31
 Schema per l'Esempio 19.10.

Si noti che, poiché il costo del gas naturale è di € 0.010 per ogni MJ di energia prodotta, si ha che il risparmio è:

$$\text{risparmio} = (2.01 \times 10^9)(10^{-5}) = 20\,100 \text{ €/anno}$$

Considerazioni

In conclusione, l'installazione dello scambiatore proposto farebbe risparmiare alla società di gestione dell'impianto circa € 20 100 all'anno e il costo dello scambiatore verrebbe con molta probabilità recuperato in poco tempo grazie ai risparmi energetici.

SOMMARIO

Gli scambiatori di calore, dispositivi che permettono lo scambio di calore tra due fluidi senza che questi si mescolino tra di loro, sono prodotti in varie tipologie, di cui la più semplice è la configurazione a **doppio tubo**. In uno **scambiatore di calore in equicorrente** sia il fluido caldo sia quello freddo entrano nello scambiatore dalla stessa estremità e si muovono nello stesso verso; al contrario, negli **scambiatori di calore in controcorrente** il fluido caldo e quello freddo entrano da parti opposte e si muovono in verso opposto. Negli **scambiatori di calore compatti** i due fluidi si muovono lungo direzioni perpendicolari tra di loro: questa configurazione si dice a **flussi incrociati**. Altre tipologie di scambiatori di calore per applicazioni industriali sono costituite dagli **scambiatori a piastre** oppure a **tubi e mantello**.

In uno scambiatore di calore lo scambio termico avviene ordinariamente per convezione per entrambi i fluidi e per conduzione attraverso la parete di separazione tra i due fluidi. Nel dimensionamento di uno scambiatore di calore risulta comodo riferirsi a un **coefficiente globale di scambio termico U** o a una resistenza termica totale R espressi dalla relazione:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_e A_e} = R = \frac{1}{h_i A_i} + R_{\text{parete}} + \frac{1}{h_e A_e}$$

dove i pedici i ed e stanno a indicare rispettivamente le superfici interna ed esterna della parete di separazione tra i due fluidi. Quando lo spessore della parete del tubo è piccolo e la conducibilità termica del materiale di cui questo è composto è alta, la relazione appena scritta si semplifica:

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}$$

dove $U \approx U_i \approx U_e$. Gli effetti della presenza di incrostazioni su entrambe le superfici di scambio termico (interna ed esterna) di uno scambiatore possono essere tenuti in considerazione con la seguente relazione:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_e A_e} = R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{d,i}}{A_i} + \frac{\ln(D_e/D_i)}{2\pi\lambda L} + \frac{R_{d,e}}{A_e} + \frac{1}{h_e A_e}$$

dove $A_i = \pi D_i L$ e $A_e = \pi D_e L$ rappresentano le superfici interna ed esterna rispettivamente e $R_{d,i}$ e $R_{d,e}$ i fattori di incrostazione di quelle superfici.

In uno scambiatore di calore ben isolato termicamente la potenza termica ceduta dal fluido caldo è uguale a quella assorbita dal fluido freddo, per cui si ha:

$$\dot{Q} = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,u} - T_{f,e}) = C_f (T_{f,u} - T_{f,e})$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,e} - T_{c,u}) = C_c (T_{c,e} - T_{c,u})$$

dove i pedici f e c stanno a indicare rispettivamente il fluido freddo e quello caldo. Il prodotto tra la portata in massa e il calore specifico di un fluido viene detto **capacità termica riferita all'unità di tempo**.

Dei due metodi utilizzati per l'analisi degli scambiatori di calore, quello della **differenza media logaritmica di temperatura** è più indicato per la determinazione delle dimensioni dello scambiatore di calore, note, che siano, le temperature di entrata e di uscita dei due fluidi. Il **metodo ϵ -NTU**, invece, è più indicato per calcolare le temperature di uscita delle correnti calda e fredda in uno scambiatore di calore di determinate caratteristiche. Nel primo metodo la potenza termica scambiata si calcola con la relazione:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{ml}$$

dove

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

è la **differenza media logaritmica di temperatura**, idonea a valutare la differenza media di temperatura all'interno dello scambiatore di calore; ΔT_1 e ΔT_2 sono le differenze di temperatura per i due fluidi alle due estremità (ingresso e uscita) dello scambiatore. Per scambiatori a flussi incrociati e a tubi e mantello a più passaggi, la differenza media logaritmica di temperatura è legata a quella calcolata per uno scambiatore controcorrente $\Delta T_{ml, cc}$ dalla relazione

$$\Delta T_{ml} = F\Delta T_{ml, cc}$$

dove F è il **fattore di correzione** che dipende dalla geometria dello scambiatore, dalle temperature di ingresso e di uscita dei due fluidi.

L'**efficacia** di uno scambiatore di calore è:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{\text{potenza termica realmente scambiata}}{\text{massima potenza termica scambiabile}}$$

dove

$$\dot{Q}_{\max} = \dot{C}_{\min} (T_{c,e} - T_{f,e})$$

e C_{\min} è la minore tra $C_c = \dot{m}_c c_{p,c}$ e $C_f = \dot{m}_f c_{p,f}$.

L'efficacia di uno scambiatore di calore può essere determinata per mezzo di espressioni algebriche o per mezzo di diagrammi.

La scelta o la progettazione di uno scambiatore di calore dipende da molti fattori, quali la potenza termica da scambiare, il costo, le perdite di carico indotte, le dimensioni, il peso, la tipologia costruttiva, il materiale e l'ambiente di funzionamento.