SCAMBIATORI DI CALORE

Gli scambiatori di calore sono sistemi aperti che vengono utilizzati per scambiare calore fra due fluidi a diversa temperatura. Lo scambio termico tra i due fluidi avviene solitamente attraverso una parete metallica che separa gli stessi.

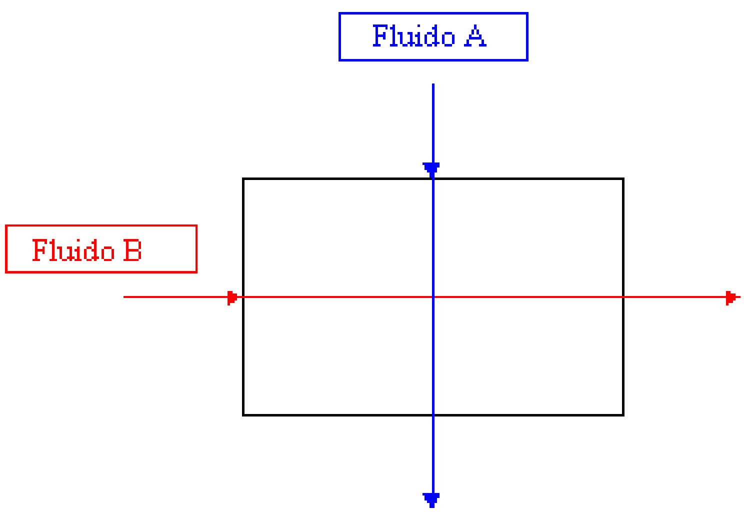


Figura 1 Schematizzazione di uno scambiatore tubo in tubo

Ad esempio il fluido A e il fluido B raffigurati schematicamente in figura non vengono a contatto e quindi non si mescolano. Questo tipo di scambio avviene fra aria ed acqua nei radiatori dei motori a scoppio oppure nel processo di pastorizzazione del latte in cui latte e vapore sono tenuti strettamente isolati per motivi igienici e per motivi di contaminazione del prodotto stesso. Esistono anche scambiatori a contatto i quali vengono usati più raramente di cui non verrà fatta alcuna trattazione. Le modalità di scambio del calore in questi dispositivi sono due :

- CONVEZIONE in ciascun fluido ;
- CONDUZIONE attraverso la parete ;

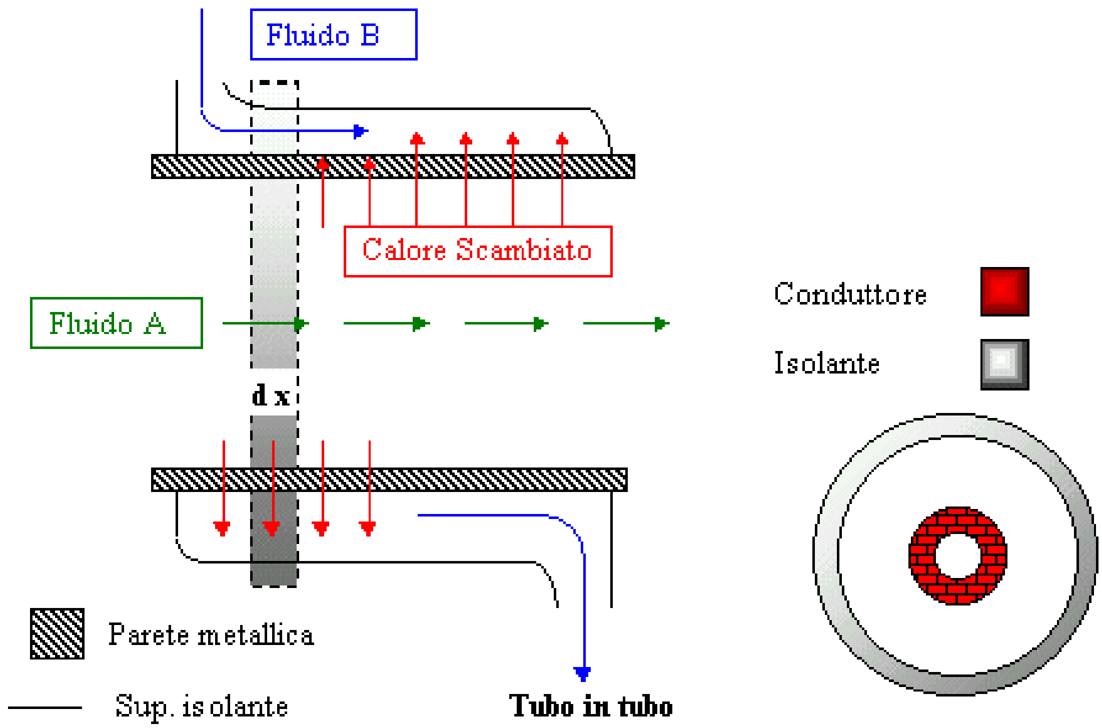


Figure 2-3. Sezioni longitudinale e normale di uno scambiatore tubo in tubo.

I tipi di scambiatori più in uso sono :

1. TUBO IN TUBO : sono costituii da 2 tubi concentrici in cui passano due liquidi a temperature diverse. La loro superficie è costituita rispettivamente per il tubo più interno da una parete di metallo termoconvettore mentre per quello più esterno da un materiale termoisolante. Ne vediamo una sezione ortogonale in figura **(3)** in cui i due strati sono evidenziati in colore diverso. Questo tipo di meccanismo è molto usato nell'industria alimentare in quanto il tubo interno si mantiene intatto dalle incrostazioni ottenendo così un ottimo livello di igiene. L'assenza delle stesse è dovuta al fatto che il tubo è molto accessibile e facilmente lavabile, in quanto costituito da acciaio INOX. I due fluidi usati in questo procedimento vengono classificati in: fluido di servizio il quale apporta calore dal tubo più esterno e che di solito è costituito da acqua ; fluido servito che subisce l'apporto di calore. Gli scambiatori tubo in tubo si suddividono ulteriormente in scambiatori in :

- EQUICORRENTE quando i due fluidi hanno stesso verso di scorrimento. Mi fornisce un riscaldamento minore, rispetto al secondo qui sotto citato, ma più veloce e quindi è privilegiato in processi che richiedono rapidità quali la pastorizzazione del latte. Questo però offre a parità di superficie di scambio una potenza minore rispetto al
- CONTROCORRENTE che si ha quando i due liquidi hanno verso opposto .

In entrambe i casi il fluidi servito entra a una temperatura T_1 e viene riscaldato fino a una temperatura T_2 . A comportarsi in modo diverso è invece il fluido di servizio il quale cambia il suo comportamento secondo il suo verso di scorrimento.

Questo viene evidenziato nei due grafici appresso.

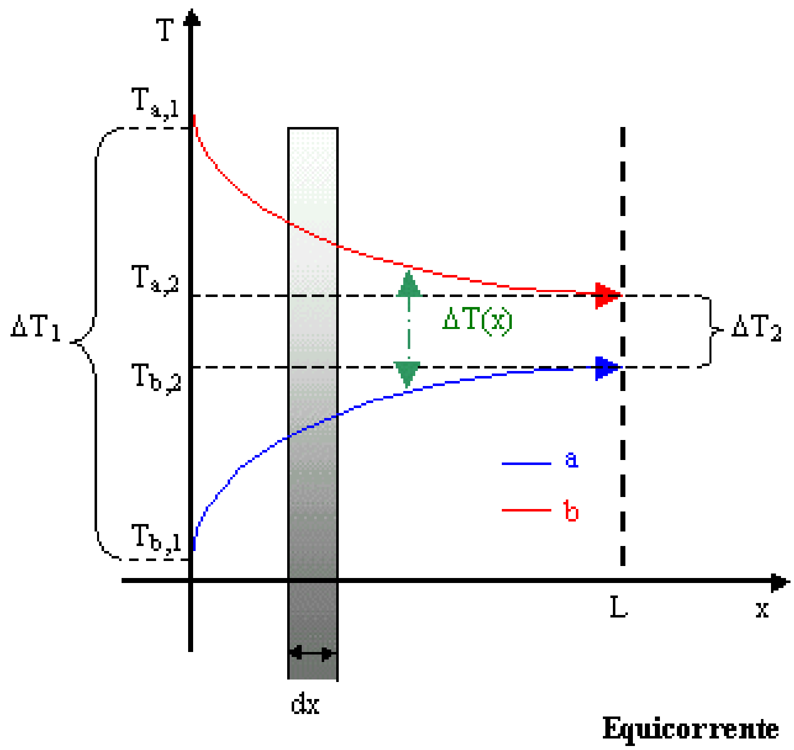


Figura 4. Grafico **T(x)** dello scaldatore in equicorrente.

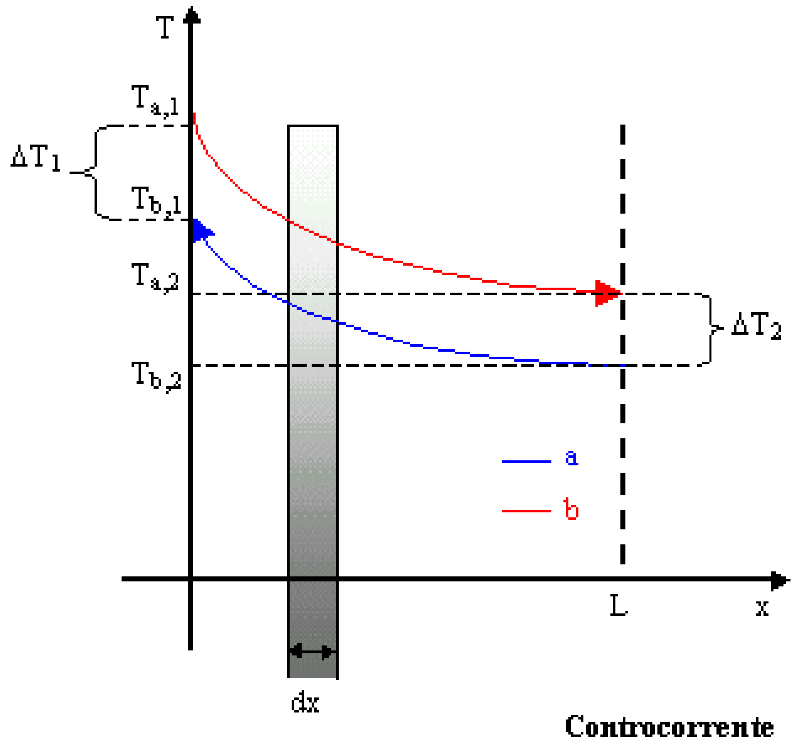


Figura 5. Grafico **T(x)** dello scaldatore in controcorrente.

Dai grafici messi a confronto emerge subito che :

- negli scambiatori in equicorrente vi possono essere zone in cui il liquido di servizio si trova a una temperatura inferiore del liquido servito che scorre nel tubo più interno. Inoltre la differenza di temperatura Δ **T(x)** all'inizio del contatto ovvero Δ **T(0)** è molto elevata quindi il riscaldamento del liquido interno risulta più veloce, ciò però va a discapito di un rendimento elevato. Entrano infatti in gioco elevate variazioni di entropia e quindi notevole lavoro disperso.
- Negli scambiatori in controcorrente la differenza di temperatura è ovunque costante e non elevata ovvero l'entropia del sistema varia poco. Per questo il rendimento di questo tipo di meccanismo è più elevato ma meno rapido.

Consideriamo ora il caso in equicorrente cercando di ottenere una espressione del calore scambiato del tipo :

$$Q = K \bullet S \bullet \Delta T \quad (1)$$

Mi si pone il problema di determinare quale variazione di temperatura devo considerare : ΔT_1, ΔT_2, ΔT_{medio} ?

Supponiamo di essere a pressione costante in quanto i liquidi sono in prima approssimazione incomprimibili. Dal primo principio della Energia ho :

$$Q_A^{\bullet} = M_A c_{pA}(T_{A2} - T_{A1}) \quad (2)$$

$$Q_B^{\bullet} = M_B c_{pB}(T_{B2} - T_{B1}) \quad (3)$$

$$Q^{\bullet} = \frac{1}{R_{TOT}} \Delta T_{MEDIO} \quad (4)$$

A regime la quantità termica scambiata è nulla perché il calore scambiato dai due liquidi è uguale in modulo ma di segno opposto. Quindi a regime ottengo

$$Q_A = Q_B = Q^{\bullet} \quad \text{(A REGIME) (5)}$$

Ora considero la sezione **dx** come illustrata in **figura 1-2**. Lungo questo tratto infinitesimo ho uno scambio di calore anch'esso infinitesimo **dQ** i . Sviluppiamo le nostre considerazioni in primo luogo sulla superficie interna del tubo interno in cui ho scambio termico per convezione. Sappiamo che :

$$\frac{1}{R_{TOT}} = K \bullet_i S_i \quad (6)$$

e per la superficie interna:

$$dS_i = 2\Pi \bullet R_i \bullet dx \quad (7)$$

Ottengo :

$$dQ^{\bullet} = -K_i \bullet 2\Pi \bullet R_i \bullet dx \bullet \left(T_B(x) - T_A(x)\right) \quad (8)$$

Ma la variazione di calore fra questi due punti mi da una variazione infinitesima della temperatura dei fluidi che ricavo dalla formula della capacita calorica :

$$dQ^{\bullet} = M_A c_{pA} dT \Rightarrow dT_A = \frac{dQ^{\bullet}}{M_A c_{pA}} \quad (9)$$

$$dQ^{\bullet} = M_B c_{pB} dT \Rightarrow dT_B = \frac{dQ^{\bullet}}{M_B c_{pB}} \quad (10)$$

Ora eseguo la differenza dei due termini $\mathbf{dT_A}$ e $\mathbf{dT_B}$ e ottengo :

In questa equazione andiamo a sostituire $\mathbf{dQ}_i$ con il valore ricavato nella formula (8) ottenendo come risultato una equazione differenziale di prim'ordine a variabili separate:

$$\frac{d(T_B - T_A)}{(T_B - T_A)} = -K_i \bullet 2\Pi \bullet R_i \bullet dx \bullet \left[\frac{1}{M_A c_{pA}} + \frac{1}{M_B c_{pB}}\right] \quad (11)$$

Cerco una soluzione generale al problema di Cauchy integrando l'equazione trovata :

$$\int_1^2 \frac{d(T_B - T_A)}{T_B - T_A} = -K_i \bullet 2\Pi \bullet R_i \bullet \left(\frac{1}{M_A c_{pA}} + \frac{1}{M_B c_{pB}}\right) \bullet \int_0^L dx \quad (12)$$

Ottengo la soluzione :

$$\ln \frac{(T_{B2} - T_{A2})}{T_{B1} - T_{A1}} = -K_i \bullet 2\Pi \bullet R_i \bullet L \bullet \left(\frac{1}{M_A c_{pA}} + \frac{1}{M_B c_{pB}}\right) \quad (13)$$

Gli scambiatori tubo in tubo lavorano in regime di scambio di convezione forzata e quindi sappiamo che il coefficiente di scambio $\mathbf{K_i}$ è debolmente dipendente dalla temperatura. Cerchiamo allora di raggiungere una espressione esplicita di $\mathbf{\Delta T_{medio}}$. Dal sistema delle due equazioni trovate ricaviamo la nostra incognita . Sappiamo che:

$$Q^{\bullet} = K_i \bullet 2\Pi \bullet R_i \bullet L \bullet \Delta T_{MEDIO} \Rightarrow K_i \bullet 2\Pi \bullet R_i \bullet L = \frac{Q^{\bullet}}{\Delta T_{MEDIO}} \quad (14)$$

Andando a sostituire nella formula (13) ottengo :

$$\ln \frac{(T_{B2} - T_{A2})}{T_{B1} - T_{A1}} = -\frac{1}{\Delta T_{MEDIO}} \otimes \left(\frac{Q^{\bullet}}{M_A c_{pA}} + \frac{Q^{\bullet}}{M_B c_{pB}}\right) \quad (15)$$

Ma dalle equazioni (2) e (3) ricavo che:

$$\ln \frac{(T_{B2} - T_{A2})}{T_{B1} - T_{A1}} = -\frac{1}{\Delta T_{MEDIO}} \otimes \left[(T_{A2} - T_{A1}) - (T_{B2} - T_{A1})\right] \quad (16)$$

Dalla risoluzione di questo sistema lineare ottengo l'espressione cercata di **ΔT medio** il quale per la sua forma particolare viene detto **ΔT medio LOGARITMICO** :

$$\Delta T_{MEDIO \cdot LOGARITMICO} = \frac{(T_{B2} - T_{A2}) - (T_{B1} - T_{A1})}{\ln \frac{T_{B2} - T_{A2}}{T_{B1} - T_{A1}}} \qquad (17)$$

Questa espressione del **ΔT medio** può essere utilizzata sia per gli scambiatori che lavorano in equicorrente sia per quelli che lavorano in controcorrente in quanto durante i calcoli non ho fatto alcuna ipotesi se non quella iniziale di essere a pressione costante. Quindi considerando i moduli delle temperature posso cambiare lo stato A in B e viceversa (A $\Rightarrow$ B) . Consideriamo ora alcuni esempi in cui si usano fluidi particolari.

ARIA CALDA. Ipotizziamo che i liquidi in questione siano entrambi aria calda ovvero che entrambe abbiano pari calore specifico a pressione costante. Ovvero :

$$c_{pA} = c_{pB} = c_{pARIA} = 1 \frac{KJ}{Kg \cdot k}$$

Supponiamo ora che la portata del fluido **A** che chiamiamo **M_A** sia doppia rispetto alla portata di **B, M_B** restando però a sezione costante.

$$M_A = 2 \frac{Kg}{s} \quad ; \quad M_B = 1 \frac{Kg}{s} \quad ; \quad S = \cos t.$$

Il mio **ΔT medio** risulta diverso nei due casi di equicorrente e controcorrente determinando un calore scambiato fra i due fluidi differente :

1. EQUICORRENTE

$$\Delta T_{MEDIO\ EQUICORRENTE} = \frac{100 - 40}{\ln \frac{100}{40}} = 65{,}5°C$$

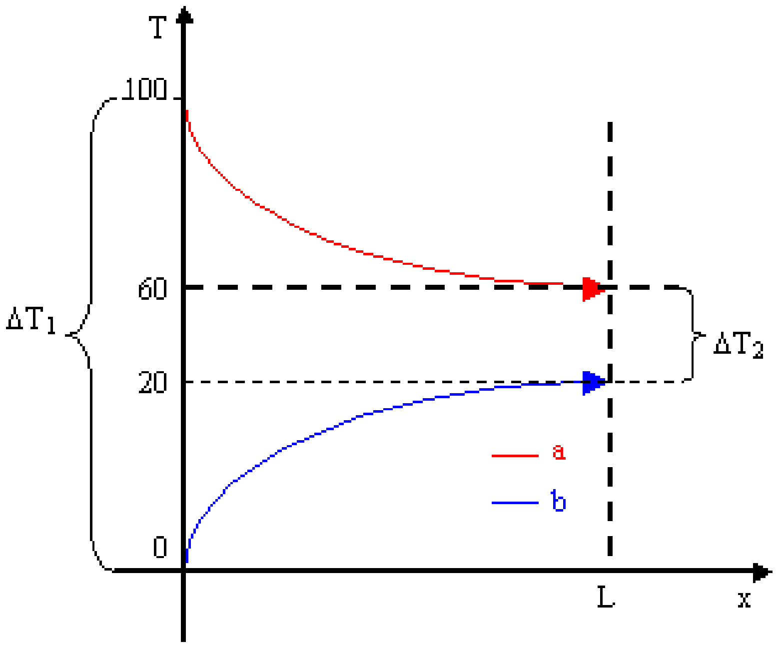


Figura 6. Diagramma **T(x)** in un caso particolare di scambiatore in equicorrente.

2. CONTROCORRENTE

$$\Delta T_{MEDIO\ CONTROCORRENTE} = \frac{80-60}{\ln\dfrac{80}{60}} = 69{,}5°C$$

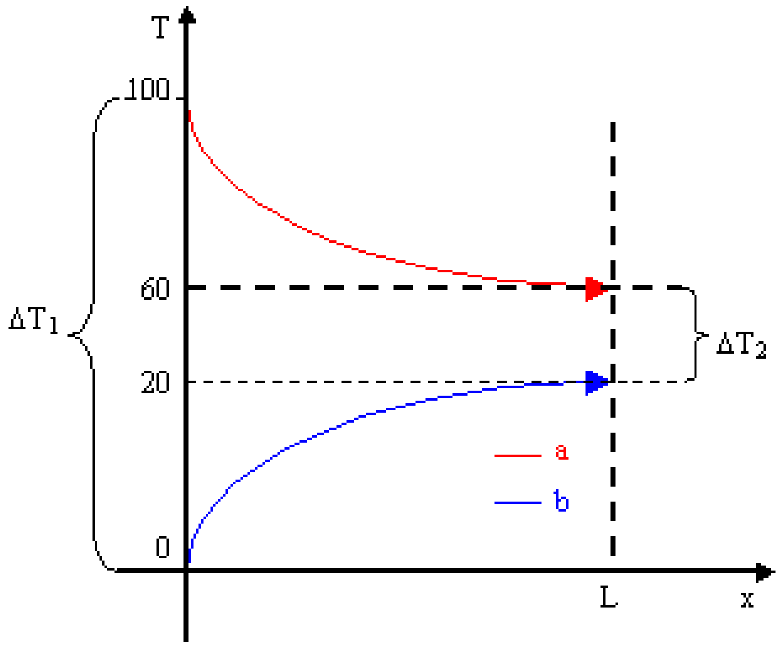


Figura 7. Diagramma **T(x)** in un caso particolare di scambiatore in controcorrente.

Dall'esempio riportato si nota come il Δ**T** **m e d i o** in controcorrente sia maggiore che in equicorrente e ciò comporta una maggiore potenza complessiva scambiata nel primo rispetto al secondo. Questo naturalmente avviene in quanto si è considerata la sezione **S** costante nei due casi. Per sopperire al minore apporto di potenza nel caso dell'equicorrente si agisce proprio sulla sezione e sulla superficie di contatto dei due liquidi. In compenso però abbiamo visto come l'equicorrente lavori più velocemente grazie alla maggiore differenza di temperatura iniziale **ΔT(0)**. Quanto detto per l'aria calda è valido per qualsiasi liquido.

Finora abbiamo considerato unicamente lo scambiatore tubo in tubo che rappresenta il tipo più semplice in quanto la separazione fra i due liquidi è netta ed inoltre questi si muovono unicamente lungo l'asse delle **x** . Esistono però anche altri tipi di scambiatori in cui il liquido di servizio e quello servito si incrociano muovendosi in uno spazio tridimensionale.

1. SCAMBIATORI A DOPPIO PASSO (Nel mantello) : è una sorta di incrocio fra scambiatori in equicorrente e in controcorrente. Il fluido di servizio è sempre quello che risiede nella camicia esterna in quanto provoca depositi e incrostazioni.

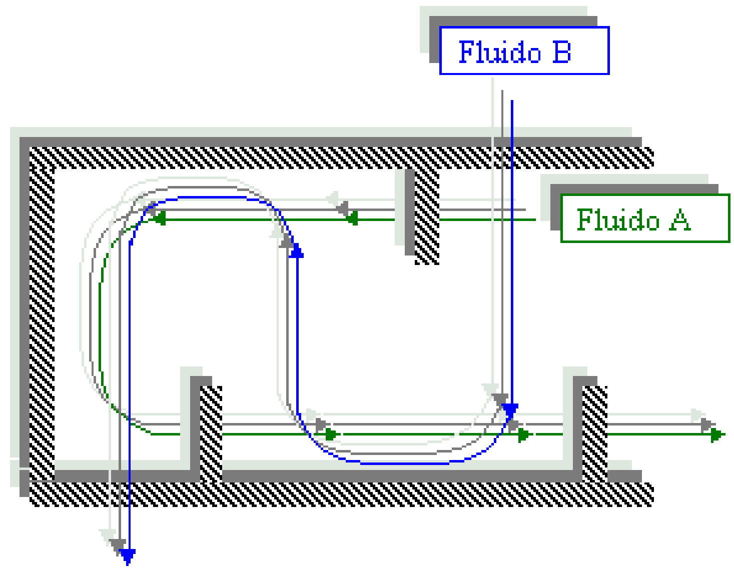


Figura 8. Scambiatore a doppio passo nel mantello.

In questo tipo di scambiatore si unisce la maggiore velocità di riscaldamento dell’uno e la maggiore potenza dell’altro. I calcoli su questo tipo di scambiatore sono più complicati in quanto i due liquidi non scorrono unicamente lungo l’asse delle x ma vengono a essere fra di loro ortogonali. Vi sono altri tipi di scambiatori che lavorano a contatto o meno quali SCAMBIATORI A PASSO MISTO o A PIASTRE CORRUGATE ma di questi non verrà fatta alcuna trattazione.

2. SCAMBIATORI A CORRENTI INCROCIATE : questo tipo di scambiatore si presenta in due versioni principalmente le quali si differenziano per il fatto di avere una il liquidi nel mantello mescolato, l’altra entrambe i liquidi non mescolati (del tipo presentato in figura **(9)**).

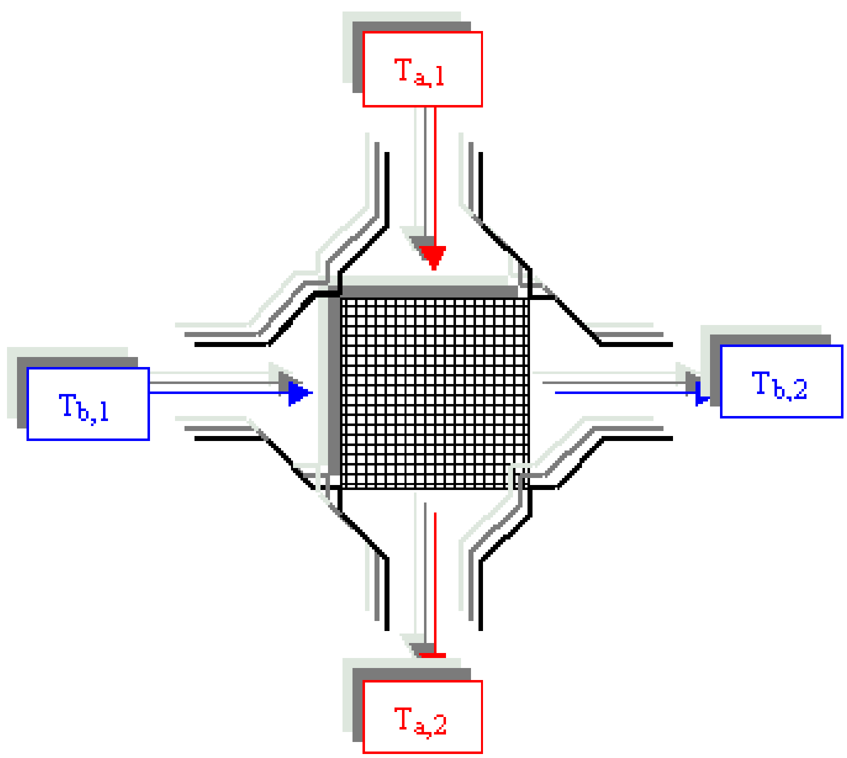


Figura 9. Scambiatore a correnti incrociate

N . B : Per scambiatori più complessi di quelli tubo in tubo come gli ultimi due esempi presentati entrano in gioco nella convezione forzata elementi non più costanti e quindi devo introdurre un coefficiente correttivo il quale mi tenga conto di questi fattori distorcenti. Questo coefficiente utilizzato per dimensionare il **ΔT** $_{\mathbf{medio}}$ a seconda del tipo di scambiatore viene indicato con **F** ed si trova diagrammato su tabulati del tipo raffigurato in **figura 10** . Per ottenere l'effettiva differenza media di temperatura nei vari tipi di processi si utilizza la seguente formula :

$$\Delta T_{MEDIO\ EFFETTIVO} = F \circ \Delta T_{MEDIO,C.C} \quad \text{con} \quad F \leq 1 \qquad (18)$$

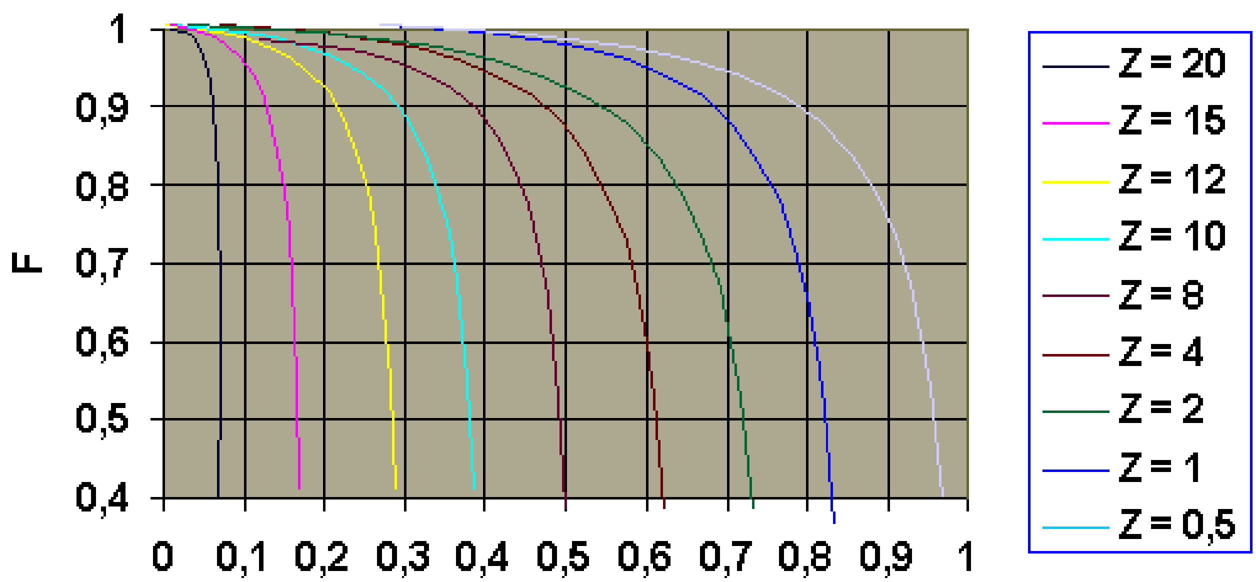


Figura 10. Grafico del fattore di penalizzazione **F.**

Sull'ascissa di questi grafici è riportato il valore adimensionale **P** il quale rappresenta l'efficacia del riscaldamento o del raffreddamento e può variare fra zero, nel caso che uno dei due fluidi sia a temperatura costante, a uno. Mentre il parametro **Z** , anch'esso adimensionale, che caratterizza le diverse curve è il rapporto fra le capacità termiche dei fluidi moltiplicate per la portata del fluido.

$$P = \frac{T_{B2} - T_{B1}}{T_{A1} - T_{B1}} = \frac{\Delta T_{Fluido\ Interno}}{\Delta T_{Fluido\ In\ Entrata}} \qquad (19)$$

$$Z = \frac{Mc}{Mc} = \frac{T_{A1} - T_{A2}}{T_{B2} - T_{B1}} \qquad (20)$$

Dal grafico riportato si nota subito che :

- se **Z** è grande mi basta un **P** piccolo per far crollare il rendimento dello scambiatore.
- Se invece ho uno **Z** piccolo mi occorre un **P** grande per ottenere lo stesso risultato.

ESERCIZI SUGLI SCAMBIATORI.

Esercizio 1. In un camino di altezza pari a 5m i fumi entrano a 260 °C ed escono a 253 °C. La temperatura dell'aria esterna con cui il camino scambia calore è di 0 °C. Calcolare il ? $T_{\text{m e d i o LOGARITMICO}}$.

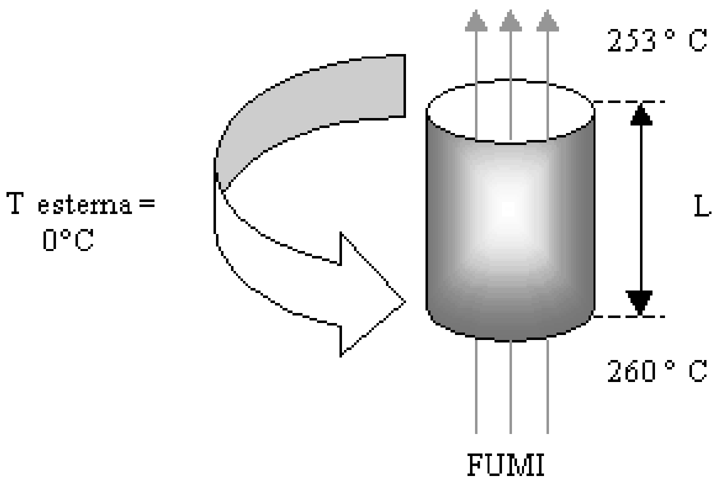
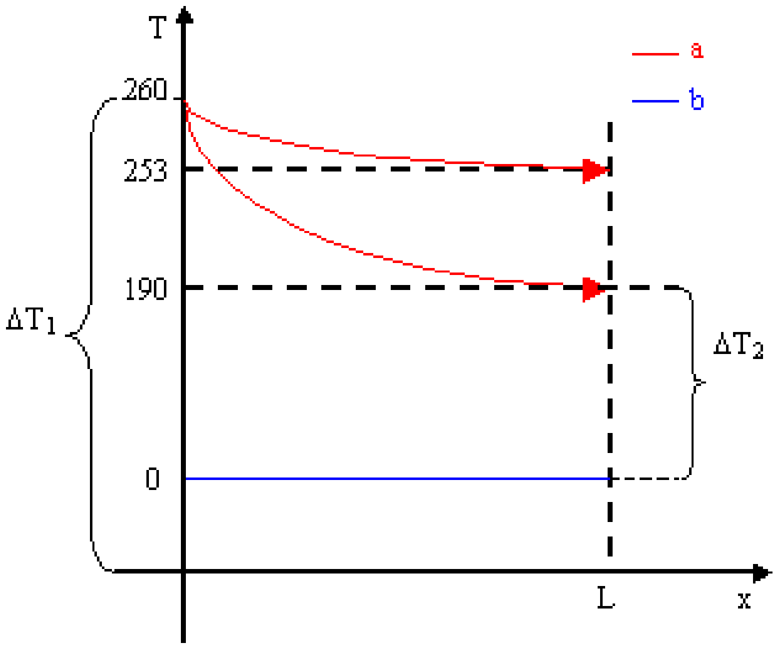


Figura 11. Camino di Esercizio1

$$\Delta T_{Medio\,Logaritmico} = \frac{260-253}{\ln\frac{260}{253}} = 256{,}5°C$$

Si supponga ora che la portata dei fumi sia 1/10 di quella considerata. Se la quantità di calore scambiata è la stessa avrò che il raffreddamento dei fumi sarà maggiore e è quindi il salto di temperatura $\mathbf{\Delta T_2}$ fra aria e fumi all'uscita più grande. Supponiamo ad esempio che la temperatura dei fumi all'uscita sia di 190 °C.



Allora il Δ **T** **m e d i o LOGARITMICO** diventa:

$$\Delta T_{Medio\,Logaritmico} = \frac{260 - 190}{\ln \frac{260}{190}} = 228°C$$

Mentre il valore medio lineare diventa :

$$\Delta T_{Medio\,Lineare} = \frac{260 + 190}{2} = 225°C$$

Fra i due valori vi è uno scarto minimo e questo è giustificato dal fatto che uno dei due liquidi ,in questo caso l'aria esterna, che scambia calore è a temperatura costante e quindi approssima molto il **ΔT** **m e d i o LOGARITMICO** al valore lineare.

Esercizio 2. In uno scambiatore tubo in tubo scorrono rispettivamente, nel tubo interno azoto mentre nella camicia esterna acqua con una portata $\mathbf{M_{H2O}}$ = 5000 Kg / h. La temperatura dell'acqua in ingresso è 20 °C. Trovare :

- La temperatura dell'acqua in uscita sapendo che la pressione dell'azoto è costantemente 2 Bar.
- Calcolare la lunghezza del tubo in equicorrente e in controcorrente.

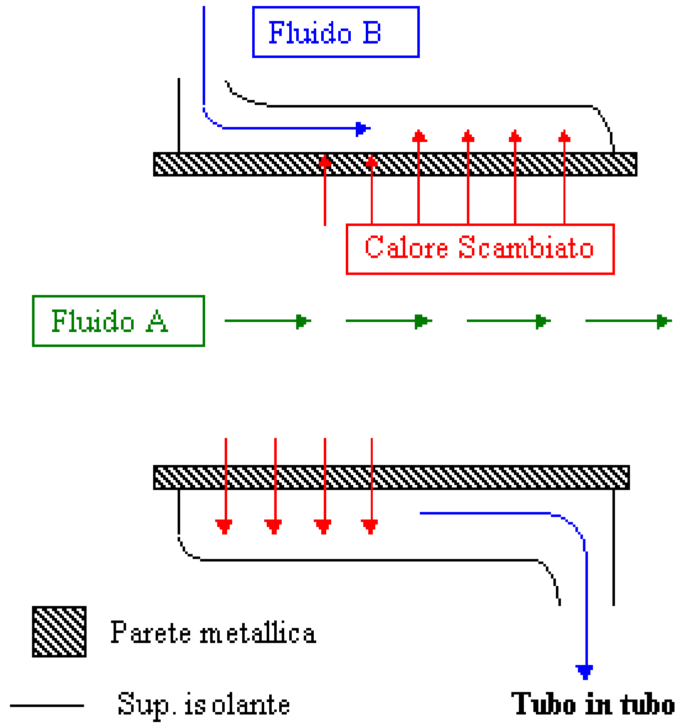


Figura 12. Scambiatore tubo in tubo

Indico con $\mathbf{D_i}$ il diametro interno del tubo interno pari a 101mm e con $\mathbf{D_e}$ il diametro esterno del tubo interno pari a 108mm.Inoltre indico con $\mathbf{D_2}$ il diametro del tubo esterno pari a 125mm e di cui ignoro il materiale costituente in quanto non ho scambi con l'esterno.

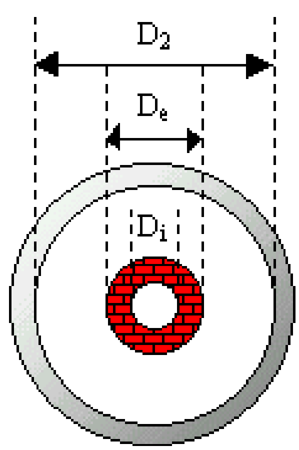


Figura 13. Sezione normale di uno scambiatore tubo in tubo

Riassumendo i dati in mostro possesso :

$$P_{N2} = 2\,bar \qquad M_{N2} = 1200\,\frac{Kg}{h} \qquad T_{A1} = 200°C \rightarrow T_{A2} = 50°C$$

$$T_{H_2O,in} = 20°C \qquad M_{H_2O} = 5000\,\frac{Kg}{h} \qquad D_2 = 125mm \qquad D_i = 101mm$$

$D_e = 108mm$ con D_i e D_e in acciaio

SOLUZIONE : ricaviamo la temperatura di uscita dell'acqua dal bilancio dell'energia. Ricaviamo il calore scambiato dall'azoto ricordando che siamo a pressione costante.

$$Q^{\bullet} = M_{N2} \cdot c_{pN2} \cdot (T_{A1} - T_{A2}) = \frac{1200}{3600} \cdot 1{,}04 \cdot (200 - 50) = 52KWatt$$

Questo è lo stesso calore scambiato dall'acqua in quanto questa è termicamente isolata dall'esterno. Otteniamo :

$$Q^{\bullet} = M_{H_2O} \cdot c_{pH_2O} \cdot (T_{H_2O\,in} - T_{H_2O\,out}) \Rightarrow T_{H_2O\,out} = T_{H_2O\,in} + \frac{Q^{\bullet}}{M_{H_2O} \cdot c_{pH_2O}} = 20 + \frac{52}{\frac{5000}{3600} \cdot 4{,}187} = 28{,}94°C$$

Devo applicare la terza relazione dell'energia **Q = K · S · Δ T$_{\mathbf{medio\,LOGARITMICO}}$** prima in equicorrente poi in controcorrente :

$$\Delta T_{Medio\,EQUICORRENTE} = \frac{(200-20)-(50-29)}{\ln\frac{200-20}{50-29}} = 74°C$$

$$\Delta T_{Medio\,CONTROCORRENTE} = \frac{(200-29)-(50-20)}{\ln\frac{200-29}{50-20}} = 81°C$$

Ora dobbiamo cercare il coefficiente di scambio **K** per ottenere il calore scambiato nello scambiatore. Per far questo ricorriamo alle resistenze termiche :

$$Coefficiente\ di\ scambio\ : \qquad k = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{R_i}{\lambda_{Allum}} \cdot \ln\frac{R_e}{R_i} + \frac{R_i}{R_e} \cdot \frac{1}{h_e}} \qquad (20)$$

$$Densità\ : \qquad \rho_{N_2} = \frac{P}{R \cdot T} = \frac{200000}{297 \cdot 398} = 1{,}69\,\frac{Kg}{m^3}$$

$$Velocità\ : \qquad W_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{\rho \cdot A} = \frac{\frac{1200}{3600}}{1{,}69 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0{,}101)^2} = 24{,}9 \frac{m}{s}$$

$$n°\ di\ \text{Reynolds}\ : \ R_{e_{N_2}} = \frac{W \cdot D \cdot \rho_{N_2}}{\mu_{N_2}} = \frac{24{,}6 \cdot 0{,}101 \cdot 1{,}69}{21{,}75 \cdot 10^{-6}} = 193000 \qquad \text{-Regime Turbolento}$$

Dal numero di **Reynolds** si deduce che il regime dell'azoto, che si trova nel tubo interno in uno stato di convezione forzata, è turbolento. Infatti sappiamo che il valore critico di Reynolds che mi indica il passaggio dal regime laminare a quello turbolento è $\mathbf{R_e \cong 2300}$. Quindi per ricavare il nostro coefficiente di convezione interna $\mathbf{h_i}$ dobbiamo ricorrere al numero di **Nusselt** secondo l'equazione di **Dittus-Boelter** che ha validità per i fluidi correnti in tubo in regime turbolento.

$$\text{Nusselt}\ : \qquad N_u = 0{,}023 \cdot R_e^{0{,}8} \cdot \Pr^{0{,}3} = 0{,}023 \cdot 193000^{0{,}8} \cdot 0{,}71^{0{,}3} = 351{,}2$$

$$Coeffciente\ di\ convezione: \qquad h_i = N_{u\,i} \cdot \frac{\lambda_{N_2}}{D_i} = 351{,}2 \cdot \frac{3{,}18 \cdot 10^{-2}}{0{,}101} = 110{,}6 \frac{W}{m^2 k}$$

Ora devo calcolare il coefficiente di convezione per l'acqua che sappiamo scorrere nella camicia esterna tenendo conto nei calcoli di **Reynold**, della velocità, ecc.. che essa assume una forma di corona circolare e quindi dovremo calcolare il diametro equivalente.

$$Area\ della\ corona: \qquad A_2 = \frac{\pi}{4} \cdot \left(D_2^{\,2} - D_e^{\,2}\right) = \frac{\pi}{4} \cdot \left(0{,}125^2 - 0{,}108^2\right)$$

$$Velocità\ : \qquad W_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{\rho_{H_2O} \cdot A_2} = \frac{\frac{5000}{3600}}{1000 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0{,}125^2 - 0{,}108^2)} = 0{,}45 \frac{m}{s}$$

Si noti come la velocità dell'acqua sia molto inferiore a quella dell'azoto e ciò dovuto soprattutto a una maggiore densità del primo rispetto al secondo. Ora per trovare **Reynolds** devo calcolarmi il diametro idraulico equivalente $\mathbf{D_{eq}}$ della corona circolare in quanto questa ha una geometria complessa:

$$D_{eq} = \frac{4A_2}{P_{erimetrobagnato}} = \frac{4 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left(0{,}125^2 - 0{,}108^2\right)}{\pi(0{,}125 + 0{,}108)} = 0{,}017m$$

ove p è il perimetro bagnato dall'acqua. Ora posso calcolare **Reynolds :**

$$n° \; di \; \text{Reynolds} \quad : \; R_{eH_2O} = \frac{W_{H_2O} \cdot D_{eq} \cdot \rho_{H_2O}}{\mu_{H_2O}} = \frac{1000 \cdot 0{,}45 \cdot 0{,}017}{0{,}9 \cdot 10^{-3}} = 8500 \quad \text{- Regime Turbolento}$$

Il numero di **Reynolds** mi indica che non posso applicare, per trovare **Nusselt**, **Dittus-Boelter**, come riportato nella tabella qui sotto, in quanto ha validità da un numero di Reynolds pari a 10000 in su. Uso allora la formula di **Böhm** che vale fra 2500 e 10000.Applicando dunque la formula di **Böhm** ottengo il valore di **Nusselt** adeguato per ricavare il coefficiente di convezione $\mathbf{h_e}$ lato acqua :

$$\text{Nusselt} \quad : \qquad N_u = 0{,}0033 \cdot R_e \cdot \text{Pr}^{0{,}37} = 0{,}0033 \cdot 8500 \cdot 0{,}61^{0{,}37} = 54{,}8$$

$$\text{Coeff. di convezione}_{\text{ ESTERNO}} : \qquad h_e = N_{uH_2O} \cdot \frac{\lambda_{H_2O}}{D_{eq}} = 54{,}8 \cdot \frac{0{,}607}{0{,}017} = 1956 \frac{W}{m^2 k}$$

Allora ricavo il mio coefficiente di scambio visto nella formula (20) inserendo i valori trovati.

$$\textit{Coefficiente di scambio}: \qquad K = \frac{1}{\underbrace{\frac{1}{110{,}6} + \frac{0{,}0505}{67{,}4} \cdot \ln \frac{108}{101}}_{\textit{TRASCURABILE}} + \frac{101}{108} \cdot \frac{1}{1956}} = 104{,}5 \frac{W}{m^2 k}$$

Considero unicamente la resistenza di convezione interna in quanto le resistenze termiche dell’acciaio sono trascurabili. Posso allora finalmente ricavare la lunghezza **L** del tubo nei casi di equicorrente e controcorrente che è quanto richiesto dal problema.

$$L_{EQUICORRENTE} = \frac{Q^{\bullet}}{K_i \cdot \pi D_i \cdot \Delta T_{Medio\,Logaritmico}} = \frac{52000}{104{,}5 \cdot \pi \, 0{,}101 \cdot 74} = 21{,}19 m$$

$$L_{CONTROCORRENTE} = \frac{Q^{\bullet}}{K_i \cdot \pi D_i \cdot \Delta T_{Medio\,Logaritmico}} = \frac{52000}{104{,}5 \cdot \pi \, 0{,}101 \cdot 81} = 19{,}36 m$$