



Teoria per il dimensionamento degli scambiatori di calore a piastre

Introduzione

Lo scambiatore di calore a piastre è un elemento modulare, costituito da un pacco di piastre corrugate, che consentono ai fluidi primario e secondario di scambiare il calore tra loro, contenuto in un telaio costituito da due piastroni tenuti insieme da un certo numero di tiranti.



La principale caratteristica che contraddistingue lo scambiatore di calore a piastre è il fatto di ottenere il più possibile un moto turbolento all'interno dei suoi circuiti, con lo scopo di massimizzare il coefficiente di scambio termico.

Tale massimizzazione comporta una perdita di carico all'interno del pacco piastre, che sarà tanto più elevata quanto più elevato sarà il grado di turbolenza del fluido. La perdita di carico è quindi un indice del grado di turbolenza ottenuto.

Il trasferimento di energia si realizza in tre modi:

- **conduzione:** quando il trasferimento di calore, prodotto dal gradiente di temperatura, avviene in un corpo solido oppure in un fluido in quiete;
- **convezione:** si tratta invece del trasferimento di calore che avviene tra una superficie ed un fluido in movimento dotati di temperature diverse;
- **irraggiamento:** tutte le superfici che si trovano ad una data temperatura emettono energia sotto forma di onde elettromagnetiche. Perciò, in assenza di un mezzo situato tra di esse, il calore tra le due superfici, a diversa temperatura viene trasferito per solo irraggiamento.

Quasi sempre queste forme di trasmissione coesistono. Nel caso specifico dello scambiatore di calore a piastre l'energia si trasmette principalmente per convezione e conduzione, mentre trascurabile è l'effetto dell'irraggiamento,

Il dimensionamento dello scambiatore a piastre, data la modularità della sua natura, è un processo iterativo che, mediante l'applicazione dei principi fisici che saranno descritti in seguito, deve individuare la migliore soluzione tecnica riguardo ai seguenti dati:

1. Scambio termico di una data potenzialità, con temperature di ingresso e di uscita dei fluidi primario e secondario note, e portate congruenti a tali dati.

2. Calcolo delle perdite di carico e contenimento di esse entro un valore massimo di progetto, normalmente identificato dal sistema di pompaggio esistente o previsto per l'applicazione dello scambiatore.

La soluzione a questi problemi è rappresentata da un compromesso che ottimizzi da una parte la superficie di scambio termico e la relativa forma delle piastre, e dall'altra sfrutti al massimo le perdite di carico date disponibili per lo scambiatore.

La necessità di combinare un certo numero di modelli, con piastre di tipo diverso per ciascun modello, ed infine un numero variabile di piastre sul telaio di uno stesso modello fa sì che il procedimento di dimensionamento dello scambiatore debba essere necessariamente di tipo iterativo, e quindi la realizzazione di un software di calcolo si rende necessaria per questo scopo.

Calcolo termico

Il calcolo termico è basato sulle seguenti formule:

$$Q = K \cdot S \cdot \Delta t_{ml} \quad (1)$$

ove:

Q = calore scambiato

K = coefficiente globale di scambio termico

S = superficie di scambio

Δt_{ml} = delta t medio logaritmico

Per ciascun circuito dovrà valere la seguente formula:

$$Q = c \cdot G \cdot \Delta t \quad (2)$$

ove:

Q = calore scambiato

c = calore specifico

G = portata massica

Δt = delta t del circuito

Ponendo:

$$\begin{aligned} DTI &= t_{pi} - t_{su} \\ DTU &= t_{pu} - t_{si} \\ \Delta t_{ml} &= \frac{DTI - DTU}{\ln\left(\frac{DTI}{DTU}\right)} \end{aligned} \quad (3)$$

ove:

t_{pi} = temperatura di ingresso del circuito primario

t_{pu} = temperatura di uscita del circuito primario

t_{si} = temperatura di ingresso del circuito secondario
 t_{su} = temperatura di uscita del circuito secondario

Questa è la formulazione del Delta t medio logaritmico. Il calore ottenuto con la (1) e con la (2) è lo stesso e quindi ne possiamo imporre l'uguaglianza.

$$K \cdot S \cdot \Delta t_{ml} = c \cdot G \cdot \Delta t$$

Da cui si ricava:

$$\frac{K \cdot S}{c \cdot G} = \frac{\Delta t}{\Delta t_{ml}} \quad (4)$$

Si definisce:

$$NTUs = \frac{K \cdot S}{c \cdot G}$$
$$NTUp = \frac{\Delta t}{\Delta t_{ml}}$$

ove:

$NTUs$ = lunghezza termica della piastra dello scambiatore
 $NTUp$ = lunghezza termica del processo termico

La definizione del coefficiente globale di scambio termico è:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{s}{\lambda} + f} \quad (5)$$

ove:

K = coefficiente globale di scambio termico
 α_1 = coefficiente di convezione del circuito primario
 α_2 = coefficiente di convezione del circuito secondario
 s = spessore della superficie di scambio
 λ = conducibilità termica della superficie di scambio
 f = fattore di sporramento (fouling)

I coefficienti di convezione sono calcolabili da:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_f}{D_e} \quad (6)$$

ove:

Nu = Numero di Nusselt

λ_f = Conducibilità termica del fluido

D_e = Diametro equivalente della sezione di passaggio del fluido

Il diametro equivalente è definito come:

$$D_e = \frac{4 \cdot S}{P} \quad (7)$$

ove:

S = sezione del canale

P = perimetro bagnato

Il numero di Nusselt è adimensionale e si ottiene da:

$$Nu = B \cdot Re^\beta \cdot Pr^\gamma \cdot W^\theta \quad (8)$$

ove:

Re = Numero di Reynolds

Pr = Numero di Prandtl

W = rapporto tra viscosità media e quella di parete

B, β, γ, θ = parametri semiempirici

I valori dei parametri semiempirici sono riassumibili nei seguenti range:

Parametro	Valore Minimo	Valore Massimo
B	0.10	0.85
β	0.20	2.70
γ	0.29	0.41
θ	0.14	

Il numero di Reynolds è adimensionale e si ottiene da:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D_e}{\mu} \quad (9)$$

ove:

ρ = densità del fluido

v = velocità del fluido

D_e = Diametro equivalente della sezione di passaggio del fluido

μ = viscosità media del fluido

Il numero di Prandtl è adimensionale e si ottiene da:

$$Pr = \frac{\mu \cdot c}{\lambda_f} \quad (10)$$

ove:

μ = viscosità media del fluido

c = calore specifico del fluido

λ_f = Conducibilità termica del fluido

La formula (8) è valida soltanto per il regime di moto turbolento. In caso di moto laminare la formulazione risulta essere:

$$Nu = B \cdot \left(\frac{Re \cdot Pr \cdot D_e}{L} \right)^\beta \cdot W^\gamma \quad (11)$$

ove:

Re = Numero di Reynolds

Pr = Numero di Prandtl

D_e = Diametro equivalente della sezione di passaggio del fluido

L = lunghezza del percorso tra ingresso e uscita

W = rapporto tra viscosità media e quella di parete

B, β, γ = parametri semiempirici

I valori dei parametri semiempirici sono riassumibili nei seguenti range:

Parametro	Valore Minimo	Valore Massimo
B	1.2	4.5
β	0.25	0.41
γ	0.14	

Perdite di carico

In regime di moto turbolento, le perdite di carico nei canali dello scambiatore sono calcolabili con la seguente:

$$\Delta p = 4f \cdot \frac{\rho \cdot v^2 \cdot L}{2 \cdot D_e} \quad (12)$$

ove:

ρ = densità del fluido

v = velocità del fluido

D_e = Diametro equivalente della sezione di passaggio del fluido

L = lunghezza del percorso tra ingresso e uscita

f = friction factor

Il friction factor è calcolabile con:

$$f = \frac{M}{Re^n} \quad (13)$$

ove:

Re = Numero di Reynolds

M, n = parametri semiempirici

I valori dei parametri semiempirici sono riassumibili nei seguenti range:

Parametro	Valore Minimo	Valore Massimo
M	0.05	4.6
n	0.01	0.29

In caso di moto laminare la (12) diventa:

$$f = \frac{M}{Re} \quad (14)$$

ove:

Re = Numero di Reynolds

M = parametro semiempirico

con:

Parametro	Valore
M	35

Alla perdita di carico nei canali deve essere aggiunta quella nelle connessioni, ottenibile da:

$$\Delta p = \tau \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (15)$$

ove:

ρ = densità del fluido

v = velocità del fluido

τ = parametro semiempirico

con:

Parametro	Valore
τ	1