

Appunti ed Esercizi di *Fisica Tecnica e Macchine Termiche*

Cap. 11. Scambiatori di calore

Nicola Forgone

Paolo Di Marco

Versione 01.03 – 01.05.02.

La presente dispensa è redatta ad esclusivo uso didattico degli allievi dei Diplomi Universitari del settore industriale dell'Università degli Studi di Pisa.

Gli autori se ne riservano tutti i diritti. Essa può essere riprodotta solo totalmente ed al fine summenzionato, non può essere alterata in alcuna maniera o essere rivenduta ad un costo superiore a quello netto della riproduzione.

Ogni altra forma di uso e riproduzione deve essere autorizzata per scritto dall'autore.

Gli autori saranno grati a chiunque segnali loro errori, inesattezze o possibili miglioramenti.

1. Tipologia degli scambiatori di calore

Gli scambiatori di calore sono delle apparecchiature nelle quali si ha trasmissione del calore da un fluido ad un altro. Come già accennato nel Cap.5, gli scambiatori di calore possono distinguersi in:

- **scambiatori a miscelamento**, in cui i due fluidi hanno in genere la stessa natura e si mescolano tra loro;
- **scambiatori a superficie**, in cui i due fluidi, che possono essere di diversa natura, sono separati da una superficie impermeabile alla massa e non si mescolano.

Nel seguito tratteremo solo gli scambiatori di calore a superficie senza che di volta in volta venga specificato. In essi la trasmissione del calore tra i due fluidi avviene per convezione tra i fluidi e le rispettive superfici solide lambite e per conduzione attraverso la parete del tubo che li separa.

Alcuni esempi di scambiatori di calore sono: il radiatore di un autoveicolo, l'evaporatore di un'unità di condizionamento, il condensatore di una centrale termoelettrica, ecc.

Il più semplice scambiatore di calore è quello costituito da due **tubi coassiali** (vedi figura 1). Uno dei due fluidi fluisce nel tubo interno mentre l'altro fluisce nella regione anulare, in equicorrente o in controcorrente con il flusso del fluido interno; si parla rispettivamente di scambiatore ad **equicorrente** (figura 1.a) e di scambiatore a **controcorrente** (figura 1.b). Nel confrontare le due disposizioni, equicorrente e controcorrente, si può notare che solo per lo scambiatore a controcorrente la temperatura di uscita del fluido freddo può essere maggiore della temperatura di uscita del fluido caldo. Inoltre negli scambiatori a controcorrente la differenza di temperatura tra i fluidi (e di conseguenza il flusso termico) si mantiene pressochè costante lungo tutta la superficie, che conseguentemente viene sfruttata in maniera migliore che in quelli ad equicorrente. Al contrario, in questi ultimi la superficie di scambio in prossimità dell'uscita (caratterizzata da un ΔT relativamente basso) dà un contributo molto minore alla potenza termica totale scambiata.

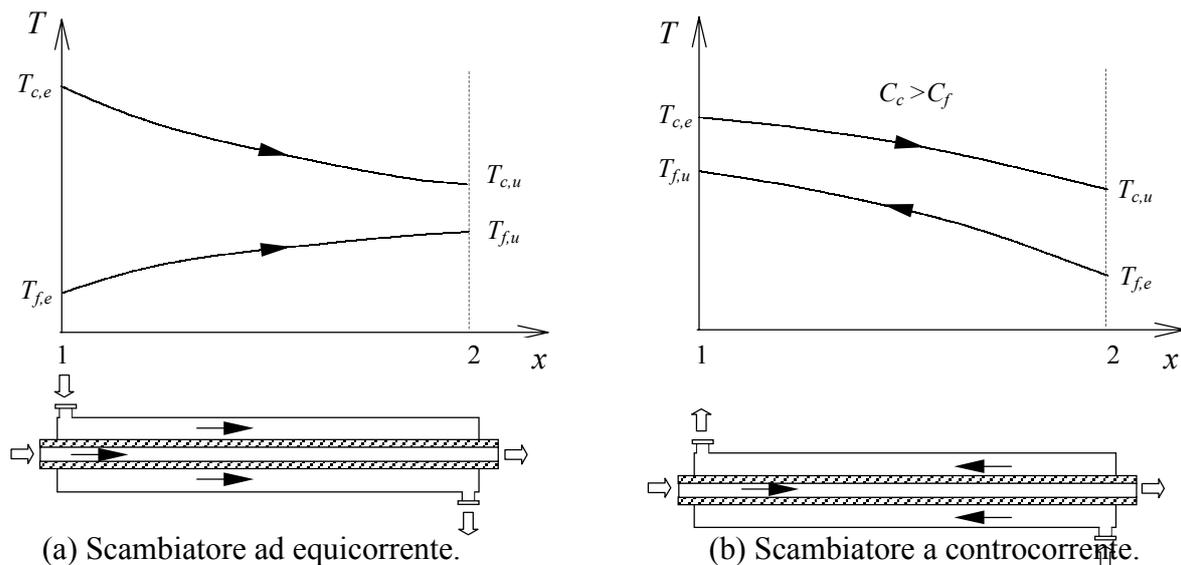


Figura 1: Andamento delle temperature negli scambiatori di calore a tubi coassiali.

Un tipo di scambiatore molto diffuso nelle applicazioni industriali è quello a **tubi e mantello** (vedi esempio mostrato in figura 2) costituito da un fascio di tubi opportunamente racchiusi all'interno di un involucro (mantello). I tubi sono mantenuti in posizione all'interno del mantello mediante dei diaframmi che svolgono anche la funzione di miglioramento dello scambio termico convettivo. Un fluido (generalmente liquido) viene fatto scorrere all'interno dei tubi che possono essere sagomati a più passaggi (il fluido percorre in direzioni opposte il lato interno dei tubi prima di uscire), mentre l'altro fluido (generalmente liquido) viene fatto passare all'esterno dei tubi ed all'interno del mantello.

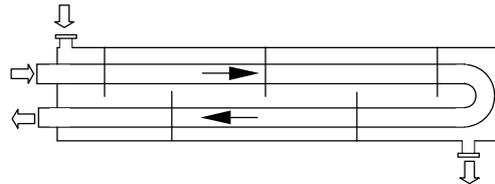
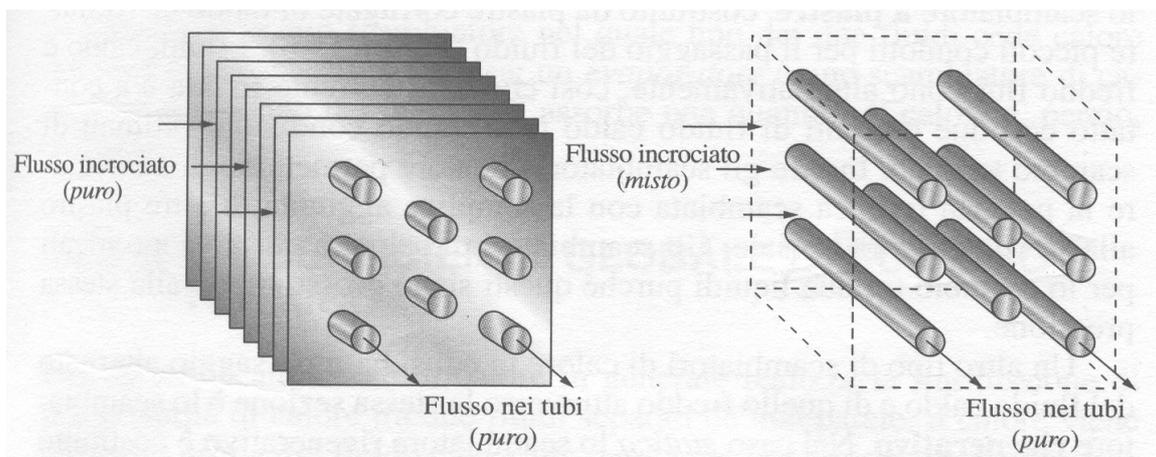


Figura 2: Scambiatore di calore a tubi e mantello con 1 passaggio nel mantello, fornito di diaframmi, e 2 passaggi nei tubi.

Allorché uno od entrambi i fluidi sono in fase gassosa si utilizzano **scambiatori a correnti incrociate** (vedi figura 3), nei quali si cerca di ridurre l'effetto di degradazione dello scambio termico, dovuto alla relativamente bassa conducibilità termica dei gas, aumentando la superficie di scambio termico (mediante alettature) su una od entrambi le superfici di scambio (**scambiatori compatti**). I flussi incrociati possono essere: *entrambi puri* (figura 3.a), quando i due fluidi sono forzati a percorrere cammini tra loro perpendicolari; *entrambi mescolati*, quando entrambi i fluidi sono liberi di muoversi anche in direzione parallela l'uno all'altro; *uno mescolato e l'altro puro* (figura 3.b).



(a) Entrambi i flussi puri.

(b) Un flusso misto ed uno puro.

Figura 3: Scambiatore di calore a correnti incrociate.

Un tipo di scambiatori di calore attualmente molto usato, soprattutto nel campo dell'industria alimentare, è quello **a piastre** (v. Fig.4). Si tratta di uno scambiatore di tipo modulare costituito da una serie di piastre metalliche piane, dotate di particolari rilievi per aumentare lo scambio termico, serrate tra di loro mediante tiranti. Le cavità tra le piastre sono percorse alternativamente dal fluido caldo e da quello freddo, che si scambiano calore attraverso le piastre stesse. Si possono assemblare modularmente un numero arbitrario di piastre, fino a raggiungere la superficie di scambio desiderata. Inoltre, lo scambiatore può essere facilmente smontato per eseguire la pulizia.

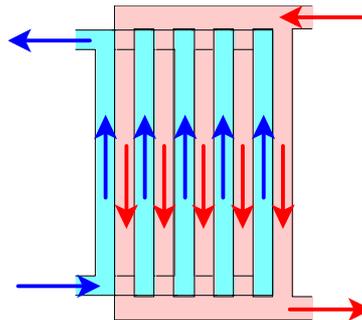


Figura 4: Schema dei flussi in uno scambiatore a piastre.

Infine, un tipo di scambiatori che coinvolge il passaggio alternato di fluido caldo e di quello freddo attraverso una stessa sezione è quello **rigenerativo**. Il calore viene trasferito in una prima fase dal fluido caldo al materiale che costituisce il rigeneratore (accumulo del calore) e successivamente al fluido freddo quando quest'ultimo rimpiazza quello caldo.

Un parametro che caratterizza lo scambiatore è il rapporto β [m^2/m^3] tra la superficie di scambio ed il volume dello scambiatore. Si parla di scambiatori *compatti* quando β è superiore a $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Ad esempio, i radiatori di automobili hanno $\beta \approx 1000 \text{ m}^2/\text{m}^3$; i polmoni umani (in cui si realizza scambio di massa oltre che di calore) arrivano al massimo valore di $\beta \approx 20000 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

2. Il coefficiente di scambio termico globale

La potenza termica scambiata tra due fluidi mantenuti a temperatura costante T_c (fluido caldo) e T_f (fluido freddo), separati da una parete solida, è data da:

$$W_t = u A (T_c - T_f) \quad [\text{W}]$$

dove A è la superficie attraverso cui avviene lo scambio ed u è il cosiddetto **coefficiente di scambio termico globale** o **conduttanza termica unitaria** ($\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$). Come già esposto nel Cap.2, l'analogia con la legge di Ohm consente di introdurre la **resistenza termica totale** R_t legata al coefficiente di scambio termico globale attraverso la seguente formula:

$$R_t = \frac{1}{u A} \quad (\Rightarrow W_t = \frac{T_c - T_f}{R_t}) \quad [\text{K/W}]$$

Andiamo ora a mostrare le diverse tipologie che possono presentarsi per il calcolo della resistenza termica globale (e quindi di u) negli scambiatori di calore.

- *Caso di parete di separazione piana* (vedi figura 5):

$$R_t = \frac{1}{uA} = R_i + R_{parete} + R_e = \frac{1}{\alpha_i A} + \frac{s}{kA} + \frac{1}{\alpha_e A}$$

dove s è lo spessore della parete, k è la conducibilità termica della parete e α_i ed α_e rappresentano, rispettivamente, il coefficiente di scambio termico convettivo interno ed esterno.

$$R_i = \frac{1}{\alpha_i A}$$

$$R_{parete} = \frac{s}{kA}$$

$$R_e = \frac{1}{\alpha_e A}$$

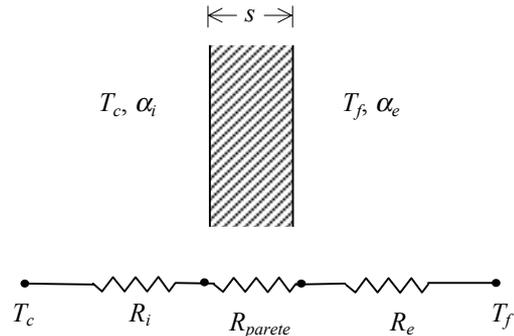


Figura 5: Resistenza termica totale nel caso di parete di separazione piana.

- *Caso di parete di separazione cilindrica* (vedi figura 6): bisogna considerare che in generale l'area di scambio termico esterna è diversa da quella interna e che l'area da introdurre all'interno della resistenza termica conduttiva è un'opportuna media (logaritmica) tra queste due.

$$R_t = \frac{1}{u_i A_i} = \frac{1}{u_e A_e} = \frac{1}{\alpha_i A_i} + \frac{s}{k\bar{A}} + \frac{1}{\alpha_e A_e}$$

dove in questo caso $s = r_e - r_i$ ed \bar{A} è la media logaritmica tra l'area esterna e quella interna, data da:

$$\bar{A} = \frac{A_e - A_i}{\ln A_e - \ln A_i} = \frac{2\pi(r_e - r_i)L}{\ln(r_e/r_i)}$$

$$R_i = \frac{1}{\alpha_i A_i}$$

$$R_{parete} = \frac{s}{k\bar{A}} = \frac{\ln(r_e/r_i)}{2\pi k L}$$

$$R_e = \frac{1}{\alpha_e A_e}$$

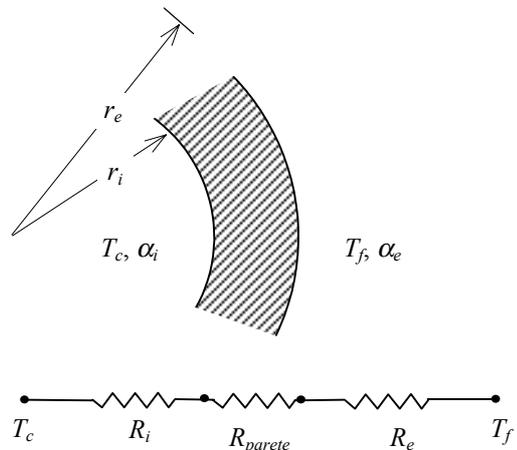


Figura 6: Resistenza termica totale nel caso di parete di separazione cilindrica.

- *Caso di parete di separazione cilindrica con alettatura esterna* (vedi figura 7): in questo caso l'area da considerare per lo scambio convettivo esterno è un'area efficace, generalmente minore dell'area totale esterna, da calcolare mediante la seguente formula:

$$A_{e, \text{eff}} = A_{e, \text{non alett.}} + \eta_{\text{aletta}} A_{e, \text{alett.}}$$

dove η_{aletta} è l'efficienza dell'aletta valutabile in funzione della forma e della dimensione dell'aletta tramite diagrammi od appropriate formule (v. Cap.2, App.2). Così facendo si tiene conto delle variazioni di temperatura lungo le alette.

Nel caso di alette anulari all'esterno di un tubo a sezione circolare (vedi figura 6) i parametri da utilizzare per il calcolo dell'area esterna efficace possono essere ottenuti facendo uso delle seguenti formule:

$$A_{e, \text{non alett.}} = 2\pi r_e (P_{\text{alette}} - t) f_{\text{alette}} L$$

$$A_{e, \text{alett.}} = [2\pi (r_{\text{alette}}^2 - r_e^2) + 2\pi r_{\text{alette}} t] f_{\text{alette}} L$$

$$\eta_{\text{aletta}} = \frac{\tanh(b\psi)}{b\psi}; \quad \psi = (1-a)(1-0.35 \log a); \quad a \equiv \frac{r_e}{r_{\text{alette}}}; \quad b \equiv r_{\text{alette}} \sqrt{\frac{2\alpha_e}{k_{\text{alette}} t}}$$

$$\tanh(b\psi) \equiv [\exp(b\psi) - \exp(-b\psi)] / [\exp(b\psi) + \exp(-b\psi)]$$

nelle quali f_{alette} sta ad indicare la frequenza delle alette (alette/m), mentre gli altri parametri geometrici sono definiti in figura 7.

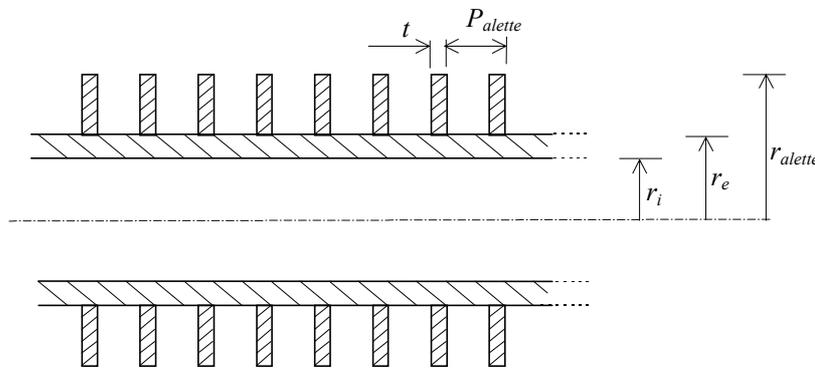


Figura 7: Caso di parete di separazione cilindrica alettata.

Generalmente le prestazioni di uno scambiatore di calore peggiorano durante il funzionamento a causa dell'accumulo di depositi ed incrostazioni (in inglese **fouling**) sulle superfici di scambio. In un calcolo di verifica si può tener conto di questa degradazione dello scambio termico aggiungendo due **resistenze termiche addizionali** nella serie di resistenze termiche per il calcolo della conduttanza termica globale. In fase di progetto è però difficile prevedere il valore di queste resistenze termiche addizionali per cui si preferisce non tenerne conto nel computo della conduttanza termica globale, ma si sceglie uno scambiatore esistente in commercio avente un'area di scambio maggiore di quella calcolata.

La determinazione del coefficiente di scambio termico globale, u , può risultare molto rapido allorché si faccia uso dei cataloghi forniti dalle ditte che realizzano gli scambiatori di calore. Infatti, per una data tipologia di scambiatori, u può essere ricavato da appositi diagrammi in funzione delle portate del fluido freddo e del fluido caldo.

ESEMPIO 1 – Coefficiente di scambio termico globale

Il cilindro di un ciclomotore, costruito in lega di alluminio (di conducibilità termica 190 W/(m K)), ha un'altezza pari a 0.16 m, un diametro esterno di 50 mm ed uno spessore di 5 mm. In condizioni tipiche di funzionamento la temperatura del gas contenuto all'interno del cilindro raggiunge valori di circa 1200 °C. Il coefficiente di scambio termico convettivo interno è uguale a 30 W/(m² K), mentre quello esterno vale 40 W/(m² K). Il cilindro è esposto all'aria ambiente avente una temperatura di 25 °C ed è dotato di alette anulari per aumentare lo scambio termico verso l'esterno. Le alette sono alte 20 mm e sono spesse 3 mm.

Qual'è l'aumento dello scambio termico dovuto alla presenza delle alette? Qual è la temperatura raggiunta sulla superficie interna del cilindro e quella che si raggiungerebbe nel caso di assenza delle alette?

1. Cilindro senza alettatura

In questa configurazione l'area interna e l'area esterna valgono:

$$A_i = 2\pi r_i L = 0.020 \text{ m}^2$$

$$A_e = 2\pi r_e L = 0.025 \text{ m}^2$$

Le singole resistenze termiche sono date da:

$$R_i = \frac{1}{\alpha_i A_i} = 1.67 \text{ K/W}; \quad R_{parete} = \frac{s}{k A} = \frac{\log(r_e/r_i)}{2\pi k L} = 1.17 \cdot 10^{-3} \text{ K/W}; \quad R_e = \frac{1}{\alpha_e A_e} = 1.00 \text{ K/W}$$

La resistenza termica totale è data dalla somma delle tre resistenze calcolate in precedenza:

$$R_{tot} = R_i + R_{parete} + R_e = 2.67 \text{ K/W}$$

Si dispone quindi di tutte le informazioni necessarie per il calcolo della potenza termica scambiata dall'interno del cilindro verso l'esterno e della temperatura della parete interna:

$$W_t = \frac{T_c - T_f}{R_{tot}} = 440.1 \text{ W}; \quad T_{parete} = T_c - W_t R_i = 465 \text{ °C}$$

2. Cilindro con alettatura

In questa configurazione l'area interna è la stessa di quella valutata nella precedente configurazione mentre l'area esterna della zona non alettata e di quella alettata valgono, rispettivamente:

$$A_{e,non\ alett.} = 2\pi r_e (P_{alette} - t) f_{alette} L = 0.0214 \text{ m}^2$$

$$A_{e,alatt.} = [2\pi (r_{alette}^2 - r_e^2) + 2\pi r_{alette} t] f_{alette} L = 0.0772 \text{ m}^2$$

L'efficienza delle alette calcolata mediante l'apposita formula e l'area esterna efficace valgono:

$$\eta_{alett} = \frac{\tanh(b\psi)}{b\psi} = 0.97$$

$$A_{e,eff} = A_{e,non\ alett.} + \eta_{alett} A_{e,alett.} = 0.0928 \text{ m}^2$$

A questo punto è possibile rideterminare il valore della resistenza termica totale:

$$R_e = \frac{1}{\alpha_e A_{e,eff}} = 0.26 \text{ K/W} \Rightarrow R_{tot} = R_i + R_{parete} + R_e = 1.93 \text{ K/W}$$

La potenza termica scambiata dall'interno del cilindro verso l'esterno e la temperatura della parete interna valgono:

$$W_t = \frac{T_c - T_f}{R_{tot}} = 608.8 \text{ W}; \quad T_{parete} = T_c - W_t R_i = 183 \text{ }^\circ\text{C}$$

E' questo il motivo per il quale il cilindro non fonde, pur avendo al suo interno un fluido alla temperatura di 1200 °C.

□

3. Il dimensionamento degli scambiatori di calore

Lo scopo del presente paragrafo è quello di fornire le nozioni necessarie per eseguire sia il calcolo termico di progetto che il calcolo termico di verifica di uno scambiatore di calore.

- Il **calcolo termico di progetto** ha come scopo quello di dimensionare e di scegliere opportunamente uno scambiatore che deve realizzare il voluto scambio termico tra due fluidi di cui sono note: a) le *portate massiche* b) le *temperature di ingresso* e c) di cui è prescritta *una temperatura* di uscita (desiderata). Il calcolo consiste allora nel selezionare un tipo di scambiatore di calore e nel determinare l'area di scambio termico A necessaria per ottenere la desiderata temperatura di uscita.
- Il **calcolo termico di verifica** viene eseguito su uno scambiatore già esistente di cui sono note a) l'*area totale di scambio termico*, b) le *portate massiche*, c) le *temperature di ingresso* dei due fluidi. In questo caso l'obiettivo è quello di determinare la potenza termica scambiata e le temperature di uscita dei due fluidi.

Il calcolo termico degli scambiatori avviene normalmente facendo uso delle equazioni di bilancio della massa e dell'energia. Come già esposto nel Cap.5, queste equazioni vengono normalmente ricavate considerando gli scambiatori di calore come sistemi aperti a regime, globalmente adiabatici. Applicando le equazioni di bilancio di massa e di energia al fluido

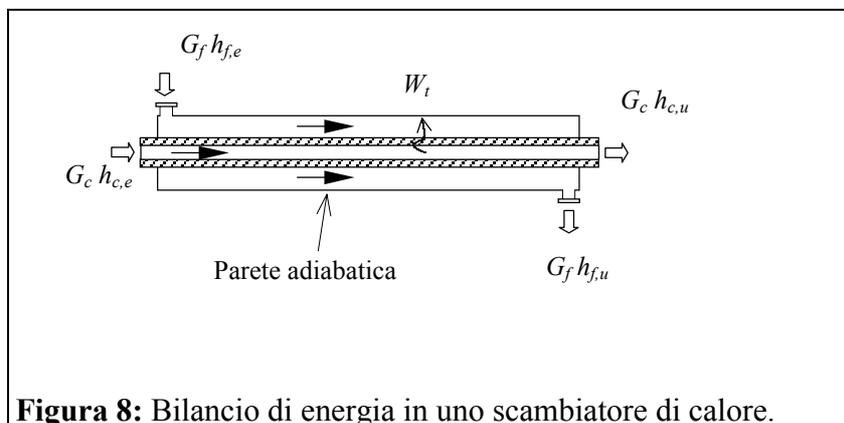


Figura 8: Bilancio di energia in uno scambiatore di calore.

caldo ed al fluido freddo (vedi figura 8) si ottengono le seguenti formule per il calcolo della potenza termica globale, W_t . In esse, i pedici c ed f si riferiscono rispettivamente ai fluidi caldo e freddo e i pedici e ed u all'entrata e all'uscita.

$$W_t = G_c (h_{c,e} - h_{c,u})$$

$$W_t = G_f (h_{f,u} - h_{f,e})$$

Nell'ipotesi che i due fluidi non subiscono cambiamenti di fase e che i corrispondenti calori specifici e pressioni siano costanti, le equazioni precedenti divengono:

$$W_t = G_c c_{p,c} (T_{c,e} - T_{c,u})$$

$$W_t = G_f c_{p,f} (T_{f,u} - T_{f,e})$$

Nello studio degli scambiatori di calore è utile riferirsi alla cosiddetta **portata termica (oraria)**, C , data dal prodotto tra la portata massica ed il calore specifico:

$$C_c = G_c c_{p,c}; \quad C_f = G_f c_{p,f} \quad [\text{W/K}]$$

In tal caso le due equazioni di bilancio precedenti possono scriversi nella seguente forma:

$$\boxed{W_t = C_c (T_{c,e} - T_{c,u})}; \quad \boxed{W_t = C_f (T_{f,u} - T_{f,e})}$$

A queste *due* equazioni di bilancio energetico, si può associare *una equazione di scambio termico*; quest'ultima associa la potenza termica scambiata tra i due fluidi alle temperature di ingresso e/o di uscita, alle portate, al coefficiente di scambio termico globale ed all'area di scambio. Nel seguito, vengono esposti due differenti metodi per ottenere un'equazione di scambio termico da associare alle due equazioni di bilancio dell'energia viste precedentemente. Il primo è il **metodo della media logaritmica delle differenze di temperatura** (o MLDT) ed il secondo è il **metodo ϵ -NUT**. Per farne uso, si suppone inoltre che la conduttanza termica unitaria rimanga costante lungo tutta la parete dello scambiatore.

E' importante notare che, avendo a disposizione solo *tre* equazioni *indipendenti* (i bilanci energetici per i due fluidi e la equazione di scambio termico), si possono ricavare al massimo *tre variabili incognite* dello scambiatore tra: le quattro temperature, le due portate, la potenza scambiata e la superficie di scambio.

Metodo della media logaritmica delle differenze di temperatura (MLDT o in inglese LMTD)

In questo caso la potenza termica scambiata tra i due fluidi viene legata alla differenza di temperatura tra il fluido caldo ed il fluido freddo, $\Delta T = T_c - T_f$, ovvero (v. Cap.2)

$$W_t = u A (T_c - T_f) = u A \Delta T$$

Tuttavia, poiché ΔT varia con la posizione all'interno dello scambiatore di calore è necessario utilizzare una differenza di temperatura opportunamente mediata. Nel caso degli scambiatori di calore ad equicorrente o a controcorrente, se la conduttanza di parete non varia lungo la superficie, si può dimostrare che la differenza di temperatura da utilizzare è la media

logaritmica tra le differenze esistenti a monte ed a valle dello scambiatore ottenendo così la seguente equazione di scambio termico:

$$W_t = u A \Delta T_{ml}$$

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

$$\Delta T_1 = T_{c,e} - T_{f,e} \quad \Delta T_2 = T_{c,u} - T_{f,u} \quad (\text{scamb. equicorrente})$$

$$\Delta T_1 = T_{c,e} - T_{f,u} \quad \Delta T_2 = T_{c,u} - T_{f,e} \quad (\text{scamb. controcorrente})$$

Per gli altri tipi di scambiatore, l'effettiva differenza media di temperatura da utilizzare nell'equazione di scambio termico è data dal prodotto di quella ottenuta come media logaritmica (come se lo scambiatore fosse a controcorrente) per un **fattore di correzione**, F , minore di uno:

$$W_t = u A \Delta T_{ml} F$$

Il fattore di correzione dipende dal tipo di scambiatore e dalle temperature di ingresso e di uscita dei due fluidi. Esso è quindi diagrammato per ogni scambiatore di calore in funzione delle temperature dei due fluidi (vedi figura 9).

Il metodo MLDT viene utilizzato per l'analisi degli scambiatori di calore quando si conosce, oltre alle temperature di entrata e alle portate dei due fluidi, almeno una temperatura di uscita (oppure quando si conosce, oltre alle temperature di entrata e di uscita dei due fluidi, almeno una portata), ovvero nel caso del problema *di progetto*. La procedura di calcolo è la seguente:

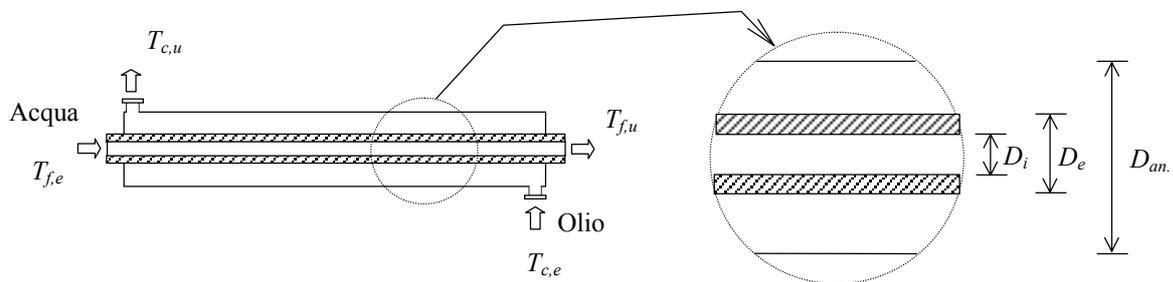
1. si determina la potenza termica scambiata facendo uso di una delle due equazioni di bilancio dell'energia, in cui tutti gli altri termini siano noti.
2. con tale valore di potenza termica, si determina l'eventuale temperatura di uscita (o l'eventuale portata) incognita facendo uso della seconda delle due equazioni di bilancio dell'energia;
3. si calcola la differenza di temperatura media logaritmica e, una volta scelto il tipo di scambiatore di calore da utilizzare, si individua il valore del fattore di correzione;
4. si determina il valore del coefficiente di scambio termico globale mediante tabelle o correlazioni di scambio termico;
5. si calcola l'area della superficie di scambio termico facendo uso dell'equazione di scambio termico;
6. si ordina quindi uno scambiatore di calore del tipo stabilito con una superficie di scambio uguale o superiore a quella calcolata.

Un secondo tipo di calcolo termico (problema *di esercizio*) per gli scambiatori di calore è la determinazione della potenza termica scambiata e delle temperature di uscita, note le temperature di ingresso e le portate dei due fluidi e noto il tipo di scambiatore nonché la superficie di scambio termico (calcolo termico di verifica). In questo caso si potrebbe ancora utilizzare il metodo MLDT, ma la soluzione è più complicata dato che, essendovi due temperature incognite, le tre equazioni non possono essere risolte una alla volta. Un metodo molto semplice per risolvere un problema di questo tipo è, invece, il metodo ϵ -NUT che analizzeremo nel seguito.

ESEMPIO 2 – Metodo MLDT

Uno scambiatore a controcorrente è usato per refrigerare l'olio di lubrificazione di una grande turbina a gas di tipo industriale. L'acqua usata come refrigerante attraversa il tubo interno con una portata di 0.2 kg/s, mentre l'olio viene fatto passare nella regione anulare con una portata di 0.1 kg/s. L'olio e l'acqua entrano alla temperatura di 100 e 30 °C, rispettivamente. Il tubo interno è un tubo in acciaio 3/4" schedula 5S (tubi ANSI), mentre il tubo esterno ha un diametro di 45 mm. Determinare la lunghezza del tubo affinché la temperatura di uscita dell'olio sia di 60 °C.

(Proprietà: per l'olio di lubrificazione ad una temperatura media di 80 °C corrispondono le seguenti proprietà: $c_p = 2131 \text{ J/(kg K)}$, $\mu = 3.25 \cdot 10^{-2} \text{ (Pa s)}$, $k = 0.138 \text{ W/(mK)}$; per l'acqua di refrigerazione ad una temperatura di 30 °C corrispondono le seguenti portate: $c_p = 4178 \text{ J/(kg K)}$, $\mu = 725 \cdot 10^{-6} \text{ (Pa s)}$, $k = 0.625 \text{ W/(mK)}$, $Pr = 4.85$; dalle tabelle ANSI si trova che il tubo in acciaio ha un diametro esterno di 26.67 mm ed uno spessore di 1.65 mm, la sua conducibilità termica è pari a circa 50 W/(mK))



Si tratta di un tipico calcolo termico di progetto. La potenza termica scambiata tra i due fluidi può essere ottenuta dall'equazione di bilancio dell'energia per il fluido caldo:

$$W_t = G_c c_{p,c} (T_{c,e} - T_{c,u}) = 8524 \text{ W}$$

La temperatura con la quale l'acqua fuoriesce dallo scambiatore di calore può essere determinato mediante l'equazione di bilancio dell'energia per il fluido freddo:

$$T_{f,u} = T_{f,e} + \frac{W_t}{G_f c_{p,f}} = 40.2 \text{ °C}$$

Per poter determinare l'area di scambio termico necessaria, mediante l'equazione di scambio MLDT, è necessario ricavare il coefficiente di scambio termico globale, u . A tal fine occorre innanzitutto calcolare i coefficienti di scambio termico convettivi lato interno, α_i , e lato esterno, α_e .

Per il flusso di acqua all'interno del tubo si ha:

$$Re = \frac{\rho_f v_f D_i}{\mu_f} = \frac{4G_f}{\pi D_i \mu_f} = 15029$$

Essendo il flusso di tipo turbolento e pienamente sviluppato il coefficiente di scambio termico può essere determinato mediante la correlazione di Colburn

$$Nu_i = 0.023 Re^{0.8} Pr_f^{1/3} = 85.5$$

da cui:

$$\alpha_i = Nu_i \frac{k_f}{D_i} = 2287 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Per il flusso di olio nella regione anulare del tubo il diametro idraulico da utilizzare per il calcolo del numero di Reynolds è:

$$D_h = D_{an.} - D_e = 18.33 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Il numero di Reynolds vale:

$$Re = \frac{\rho_c v_c D_h}{\mu_c} = \frac{\rho_c D_h}{\mu_c} \frac{G_f}{\rho_c \pi (D_{an.}^2 - D_e^2) / 4} = 55$$

Il flusso anulare è, quindi, di tipo laminare ed il numero di Nusselt è in queste condizioni pressoché costante ed uguale a circa 4. Il coefficiente di scambio termico lato esterno vale quindi:

$$\alpha_e = Nu_e \frac{k_c}{D_h} = 30 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Nel paragrafo 2 si è visto che il coefficiente di scambio termico globale può essere determinato mediante la seguente relazione

$$R_t = \frac{1}{u_i A_i} = \frac{1}{u_e A_e} = R_i + R_{parete} + R_e$$

dove:

$$R_i = \frac{1}{\alpha_i A_i} = \frac{1}{\alpha_i \pi D_i L} = \frac{5.96 \cdot 10^{-3}}{L}$$

$$R_{parete} = \frac{\log(D_e / D_i)}{2\pi k_{parete} L} = \frac{4.20 \cdot 10^{-4}}{L}$$

$$R_e = \frac{1}{\alpha_e A_e} = \frac{1}{\alpha_e \pi D_e L} = \frac{3.98 \cdot 10^{-1}}{L}$$

Come si può notare la resistenza termica dominante risulta essere quella esterna e le altre possono essere trascurate. In definitiva si ha:

$$R_t = \frac{1}{u_e A_e} \cong R_e \Rightarrow u_e \cong \frac{1}{R_e A_e} = \alpha_e = 30 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

A questo punto siamo in grado di poter applicare l'equazione di scambio termico per ricavare la lunghezza del tubo:

$$L = \frac{W_t}{u_e \pi D_e \Delta T_{ml}} = 78.5 \text{ m}$$

□

Metodo ϵ -NUT (in inglese ϵ -NTU)

Per ottenere un'espressione dell'equazione di scambio termico che non comprenda alcuna temperatura di uscita si definisce l'**efficienza** di uno scambiatore, ϵ , il rapporto tra la potenza termica effettivamente scambiata nello scambiatore e la massima potenza termica scambiabile:

$$\epsilon \equiv \frac{W_t}{W_{t,\max}} \quad (0 < \epsilon < 1)$$

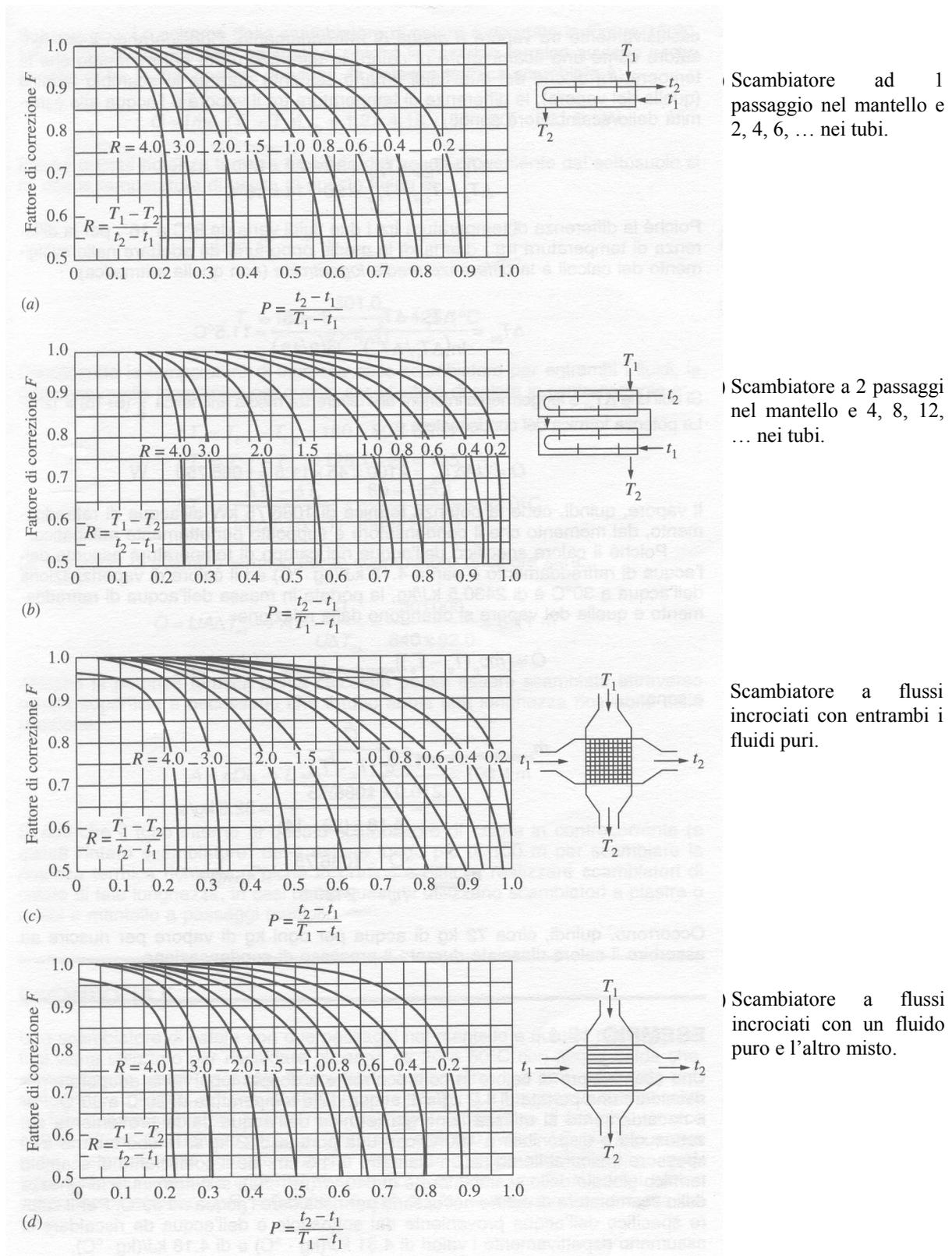


Figura 9: Fattore di correzione per differenti tipologie di scambiatori.

La massima potenza termica scambiabile è quella realizzabile in uno scambiatore in cui il fluido di minore portata termica subisce il massimo salto di temperatura possibile senza violare il secondo principio della termodinamica, e questo si verifica quando esso esce dallo scambiatore ad una temperatura pari a quella di ingresso del secondo fluido. In altre parole

$$W_{t,\max} = C_{\min} (T_{c,e} - T_{f,e})$$

Tale potenza sarebbe ottenibile con uno scambiatore di calore in controcorrente con una superficie di scambio infinita; in questo scambiatore la temperatura di uscita del fluido freddo uguaglia quella di ingresso del fluido caldo quando $C_c > C_f$, mentre la temperatura di uscita del fluido caldo uguaglia la temperatura di ingresso del fluido freddo quando $C_c < C_f$; in definitiva si ha:

$$W_{t,\max} = C_f (T_{c,e} - T_{f,e}) \quad (\text{se } C_c > C_f)$$

$$W_{t,\max} = C_c (T_{c,e} - T_{f,e}) \quad (\text{se } C_c < C_f)$$

Le due relazioni precedenti possono essere riassunte nell'unica relazione esposta in precedenza.

Se si conoscono l'efficienza e le temperature di ingresso dello scambiatore allora la potenza termica scambiata può essere calcolata mediante la seguente equazione di scambio:

$$W_t = \varepsilon C_{\min} (T_{c,e} - T_{f,e})$$

Per una data tipologia di scambiatori di calore si può dimostrare che l'efficienza è esprimibile in funzione di due parametri adimensionali:

$$\varepsilon = f(NUT, C)$$

dove NUT è chiamato **numero di unità di trasmissione del calore**, definito come:

$$NUT \equiv \frac{u A}{C_{\min}} = \frac{1}{R_T C_{\min}}$$

mentre C è il rapporto tra le capacità termiche orarie dei due fluidi:

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

L'efficienza di uno scambiatore di calore può essere ricavata da appositi diagrammi (vedi figure dalla 10 alla 15) in funzione dei due parametri suddetti.

Il metodo -NUT può essere applicato indifferentemente sia per calcoli di progetto che di verifica senza richiedere procedimenti iterativi: nel primo caso, nota ε , si ricava NUT , da cui si ottiene la superficie di scambio, nel secondo, noto NUT , si ricava ε , da cui si determina la potenza scambiata.

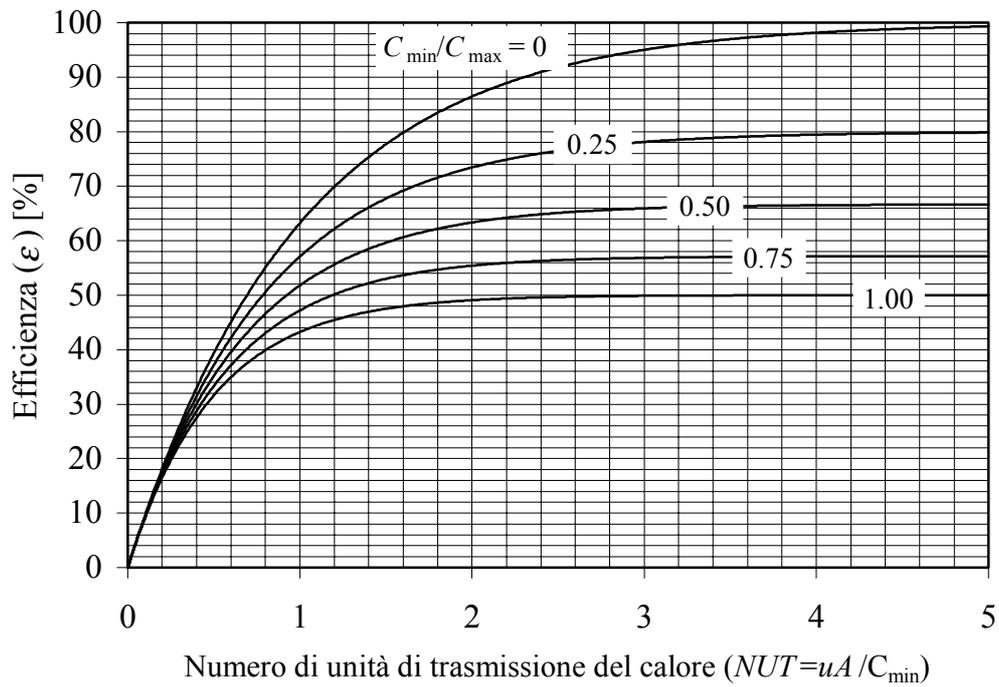


Figura 10: Efficienza di uno scambiatore di calore ad equicorrente.

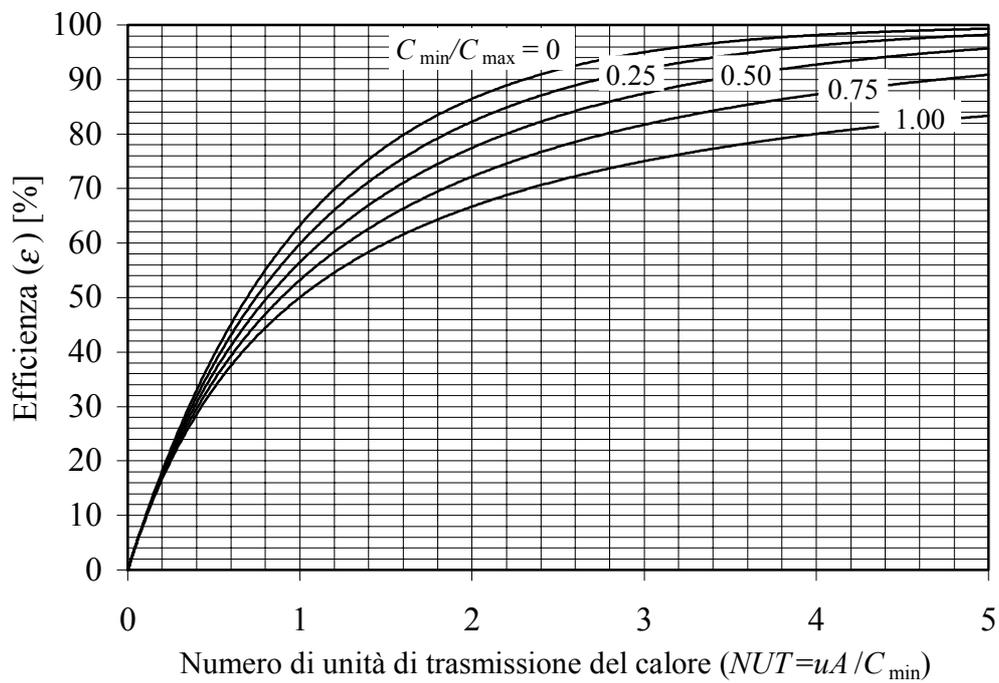


Figura 11: Efficienza di uno scambiatore di calore a controcorrente.

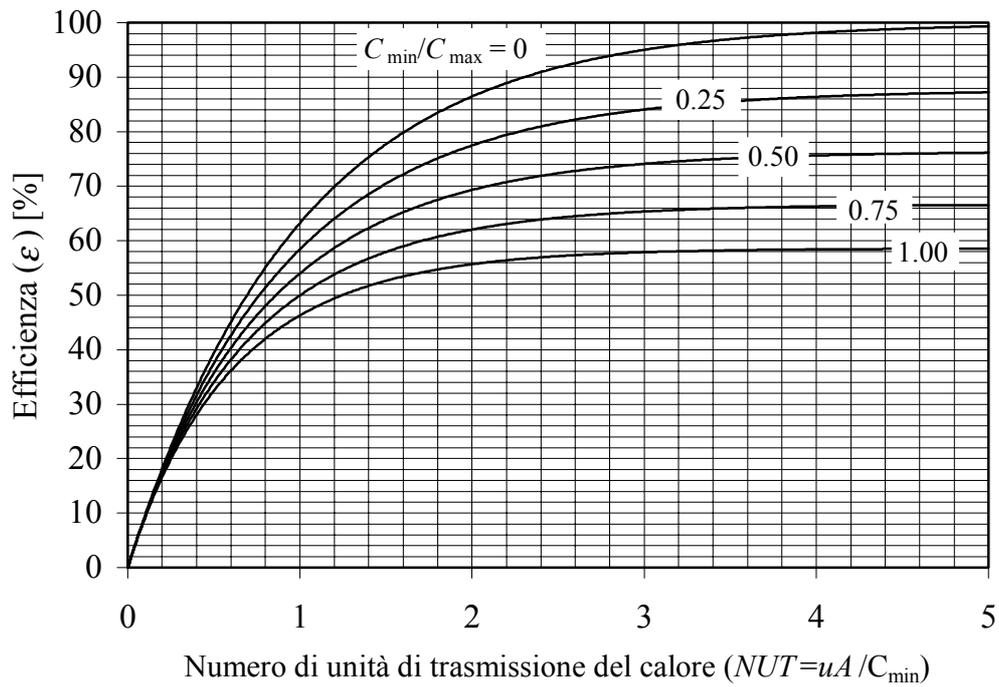


Figura 12: Efficienza di uno scambiatore ad 1 passaggio nel mantello e 2, 4, 6, ... nei tubi.

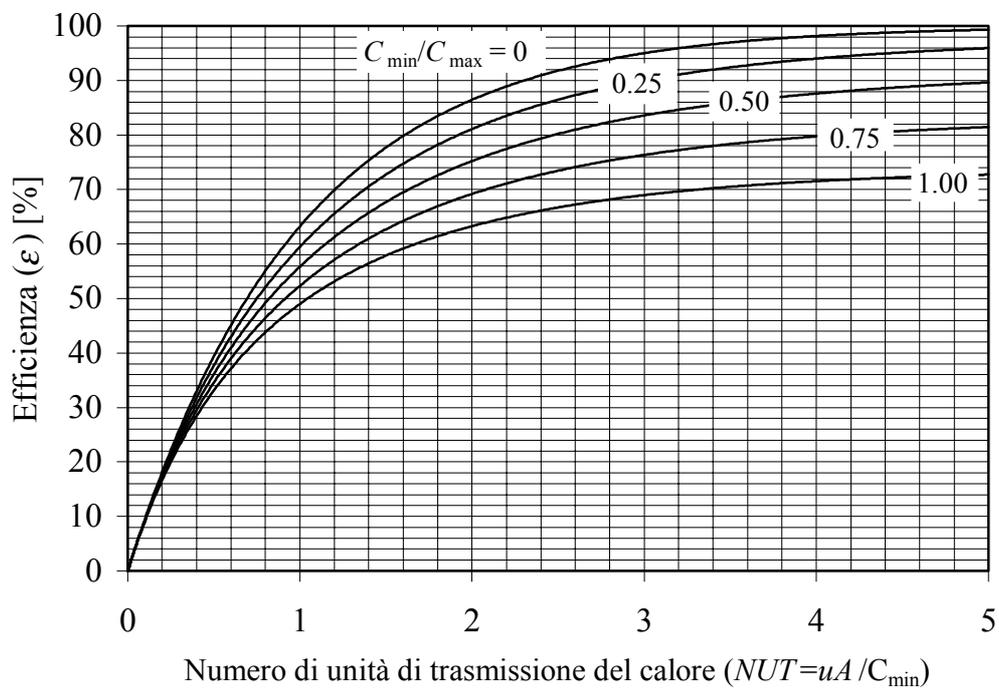


Figura 13: Efficienza di uno scambiatore a 2 passaggi nel mantello e 4, 8, 12, ... nei tubi.

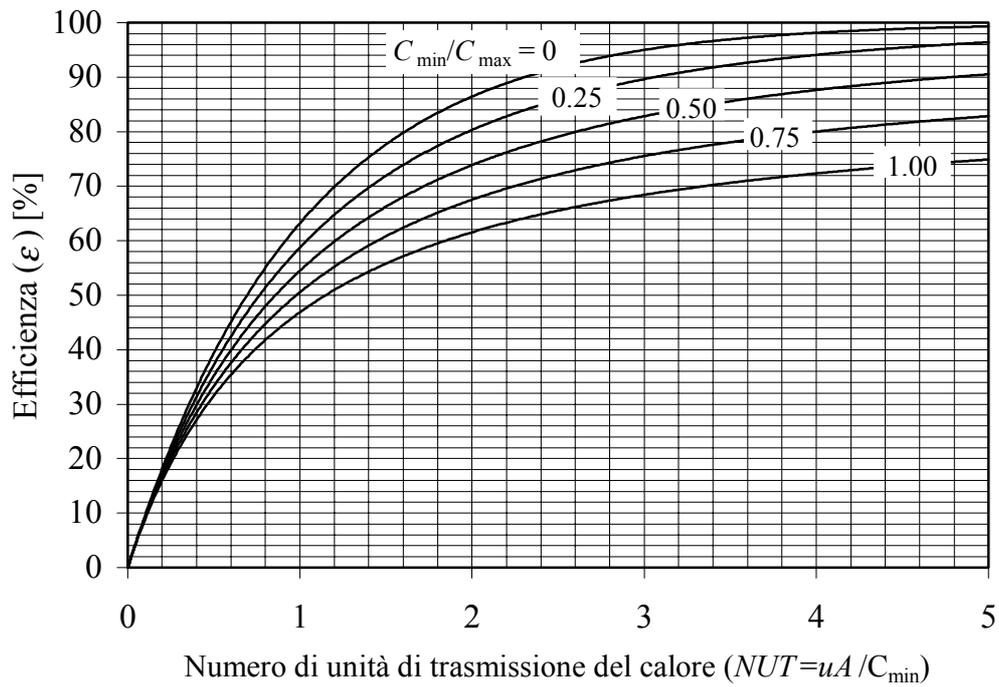


Figura 14: Efficienza di uno scambiatore a flussi incrociati con entrambi i fluidi puri.

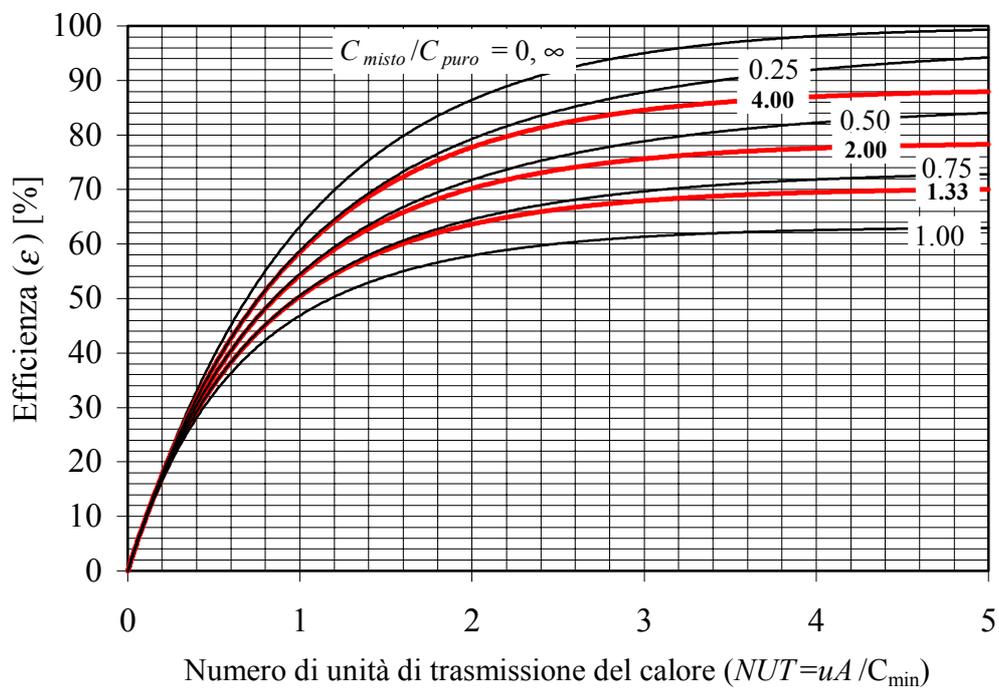


Figura 15: Efficienza di uno scambiatore a flussi incrociati con un fluido puro e l'altro misto.

Relativamente all'efficienza di uno scambiatore di calore, si possono fare le osservazioni riportate nel seguito.

- L'efficienza aumenta rapidamente per piccoli valori del NUT (fino a $NUT = 1.5$) e piuttosto lentamente per grandi valori. Per questo motivo l'uso di scambiatori di calore con valori di NUT maggiori di 3 e quindi con grandi dimensioni può non essere economicamente conveniente.
- Per un dato NUT e C l'efficienza maggiore è quella relativa ad uno scambiatore a controcorrente seguito da vicino da uno scambiatore di calore a flussi incrociati con entrambi i flussi puri (vedi figura 16); il più basso valore dell'efficienza lo si ottiene invece con uno scambiatore ad equicorrente.
- L'efficienza è indipendente dal rapporto delle capacità C per valori di NUT minori di circa 0.3 (vedi figura 15).

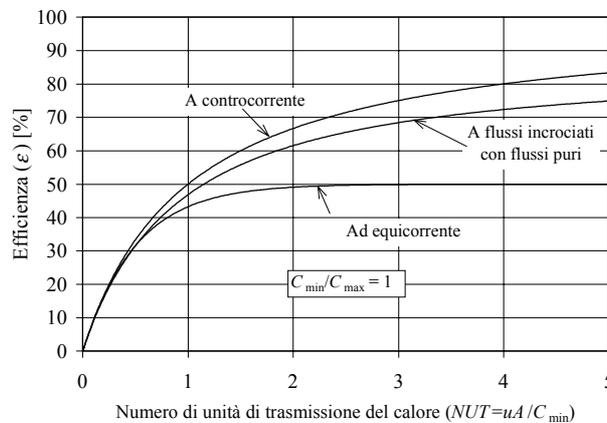


Figura 16: Confronto dell'andamento dell'efficienza per tre differenti tipi di scambiatore di calore.

- Per un dato NUT l'efficienza diventa massima per $C = 0$ e minima per $C = 1$. Il caso $C = 0$, corrispondente ad avere $C_{max} = \infty$, è realizzato quando uno dei due fluidi nell'attraversare lo scambiatore di calore subisce cambiamento di fase (in questo caso la distribuzione di temperatura è quella mostrata in figura 17). Per $C = 0$ l'andamento dell'efficienza è sempre lo stesso qualsiasi sia la tipologia degli scambiatori di calore. In particolare la relazione per l'efficienza si riduce alla

$$\epsilon = 1 - \exp(-NUT)$$

per quanto detto al punto precedente, tale espressione è comunque valida per qualunque scambiatore se $NUT < 0.3$.

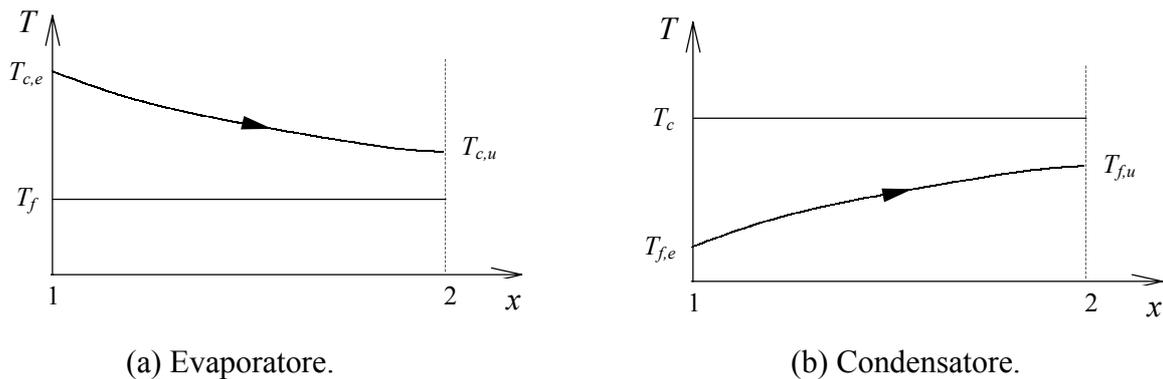


Figura 17: Andamento delle temperature quando un fluido subisce cambiamento di fase.

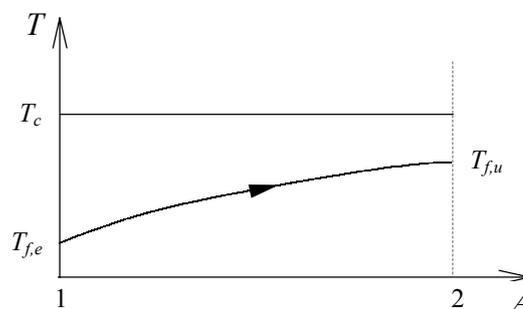
La scelta di uno scambiatore di calore oltre a richiedere un calcolo termico può richiedere anche altre considerazioni quali quelle legate al costo (economiche), all'ingombro, alla facilità di impiego, all'affidabilità, al livello di rumorosità, alla resistenza meccanica (sollecitazioni dovute alla pressione dei fluidi ed alle dilatazione termiche differenziali), ecc..

ESEMPIO 3 - Metodo ϵ -NUT

In un ciclo Rankine, una portata di vapore pari a 1.5 kg/s lascia la turbina come vapore saturo secco alla pressione di 0.08 bar. Il vapore viene condensato a liquido saturo facendolo passare all'esterno dei tubi di uno scambiatore a tubi e mantello, mentre l'acqua liquida di refrigerazione, avente una temperatura di ingresso di 290 K viene fatta passare attraverso l'interno dei tubi. Il condensatore contiene 100 tubi molto sottili, ciascuno di 10 mm di diametro e la portata totale di acqua attraverso i tubi è uguale a 80 kg/s. Il coefficiente di scambio termico medio associato con la condensazione sulla superficie esterna dei tubi vale $5000 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$. Si determini:

1. la potenza termica scambiata tra i due fluidi;
2. la temperatura di uscita dell'acqua di refrigerazione;
3. la lunghezza richiesta per ogni singolo tubo, supposti tutti uguali.

Per le proprietà dell'acqua di refrigerazione si assuma i seguenti valori: $c_p = 4186 \text{ J}/(\text{kg K})$, $\mu = 700 \cdot 10^{-6} \text{ (Pa s)}$, $k = 0.628 \text{ W}/(\text{m K})$ e $Pr = 4.6$; per le proprietà del vapore saturo si faccia uso delle tabelle termodinamiche.



In corrispondenza di una pressione di 0.08 bar il vapore saturo possiede le seguenti proprietà: temperatura di 314.7 K, entalpia del liquido saturo di 173837 J/kg ed entalpia del vapore saturo secco di 2576907 J/kg. La potenza termica scambiata tra i due fluidi vale quindi

$$W_t = G_c (h_{c,e} - h_{c,u}) = 3604605 \text{ W}$$

Nota la potenza termica, si può ricavare facilmente la temperatura di uscita dell'acqua di refrigerazione:

$$T_{f,u} = T_{f,e} + \frac{W_t}{G_f c_{pf}} = 300.8 \text{ K}$$

Ricaviamoci l'area di scambio termico con il metodo ϵ -NUT; a tal fine è necessario trovarsi innanzitutto l'efficienza dello scambiatore:

$$\epsilon = \frac{W_t}{W_{t,\max}} = \frac{W_t}{C_{\min} (T_{c,e} - T_{f,e})} = \frac{W_t}{G_f c_{pf} (T_{c,e} - T_{f,e})} = 0.44$$

A questo punto è possibile ricavare il numero di unità di trasmissione del calore attraverso l'apposita formula (od un qualsiasi diagramma):

$$NUT = -\ln(1 - \epsilon) = 0.58$$

Prima di ricavare l'area è necessario determinare anche il coefficiente di scambio termico globale u :

$$\frac{1}{uA} = \frac{1}{\alpha_i A} + \frac{1}{\alpha_e A}$$

dove si è trascurata la resistenza termica conduttiva della parete dei tubi, supposti sottili. Il coefficiente di scambio termico esterno, α_e , è dato, mentre quello interno deve essere determinato mediante un'opportuna correlazione di scambio termico per convezione. Il numero di Reynolds per l'acqua che passa all'interno dei tubi vale:

$$Re \equiv \frac{\rho_f v_f D}{\mu_f} = \frac{4G_f}{\mu_f \pi D 100} = 145513$$

Lo scambio termico avviene all'interno dei tubi per convezione forzata. Adottando la correlazione di Colburn si ottiene il seguente valore del numero di Nusselt:

$$Nu_i = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.333} = 516.4$$

Il coefficiente di scambio termico convettivo interno vale quindi:

$$\alpha_i = Nu_i \frac{k_f}{D} = 32430 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

A questo punto è possibile ricavare il coefficiente di scambio termico globale:

$$\frac{1}{uA} = \frac{1}{\alpha_i A} + \frac{1}{\alpha_e A} \Rightarrow u = \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_e} \right)^{-1} = 24488 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Dalla definizione del numero di unità di trasmissione del calore si ottiene la seguente espressione per il calcolo dell'area della superficie di scambio termico:

$$NUT = \frac{uA}{C_{\min}} \Rightarrow A = \frac{NUT C_{\min}}{u} = 7.9 \text{ m}^2$$

La lunghezza di ogni singolo tubo vale quindi:

$$L = \frac{A}{\pi DN} = 2.51 \text{ m}$$

□

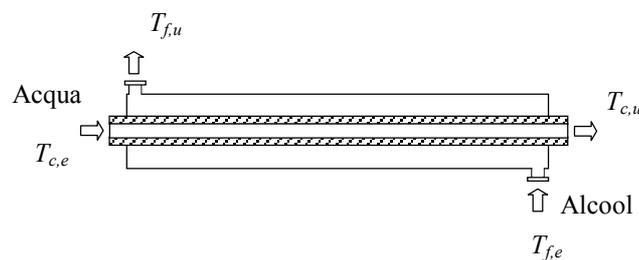
ESEMPIO 4 - Metodo MLDT ed ϵ -NUT

Uno scambiatore di calore di un impianto chimico è usato per riscaldare alcool etilico ($c_{p,f} = 2670 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$) da 25°C a 70°C ad una portata di 2.1 kg/s . Il riscaldamento viene fatto con acqua ($c_{p,c} = 4190 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$) che entra nello scambiatore a 95°C ed esce a 45°C .

Si determini la potenza termica scambiata tra i due fluidi e la portata di acqua necessaria per il processo.

Nell'ipotesi che il coefficiente di scambio termico globale sia pari a $800 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$, calcolare l'area della superficie di scambio termico nei seguenti due casi (si usi sia il metodo MLDT che il metodo ϵ -NUT):

1. scambiatore in controcorrente;
2. scambiatore a tubi e mantello con 2 passaggi nel mantello ed 8 nei tubi (l'acqua entra nel mantello).



Si tratta di un tipico calcolo termico di progetto. La potenza termica scambiata dai due fluidi vale:

$$W_t = G_f c_{p,f} (T_{f,u} - T_{f,e}) = 252315 \text{ W}$$

Nota la potenza termica si può ricavare facilmente la portata dell'acqua:

$$W_t = G_c c_{p,c} (T_{c,e} - T_{c,u}) \Rightarrow G_c = \frac{W_t}{c_{p,c} (T_{c,e} - T_{c,u})} = 1.2 \text{ kg/s}$$

1. Scambiatore in controcorrente

Con il metodo MLDT, nota la potenza termica scambiata tra i due fluidi, è facile ottenere l'area della superficie di scambio termico con la seguente formula:

$$A = \frac{W_t}{u \Delta T_{ml}} = 14.1 \text{ m}^2$$

Con il metodo ϵ -NUT è necessario trovarsi innanzitutto l'efficienza ed il rapporto tra le capacità termiche orarie:

$$\epsilon = \frac{W_t}{W_{t,max}} = \frac{W_t}{C_{min} (T_{c,e} - T_{f,e})} = 0.7143, \quad C = \frac{C_{min}}{C_{max}} = 0.9$$

A questo punto è possibile ricavare il numero di unità di trasmissione del calore attraverso l'apposita formula (o l'apposito diagramma):

$$NUT = \frac{1}{C-1} \ln \left(\frac{\epsilon-1}{\epsilon C-1} \right) = 2.232 \Rightarrow A = \frac{NUT C_{min}}{u} = 14.1 \text{ m}^2$$

Si noti come il metodo ϵ -NUT risulti più complesso di quello MLDT. Non è però sempre possibile usare il metodo MLDT in quanto non è detto che si conoscano sempre le temperature di uscita del fluido freddo e del fluido caldo.

2. Scambiatore a tubi e mantello con 2 passaggi nel mantello ed 8 nei tubi

Con il metodo MLDT, nota la potenza termica scambiata tra i due fluidi è facile ottenere l'area della superficie di scambio termico con la seguente formula:

$$A = \frac{W_t}{u \Delta T_{ml} F}$$

Il fattore di correzione F può essere ricavato dall'apposito diagramma. Si ottiene un valore di F pari a circa 0.81. L'area della superficie di scambio termico è:

$$A = \frac{W_t}{u \Delta T_{ml} F} = 17.4 \text{ m}^2$$

Con il metodo ϵ -NUT è necessario trovarsi innanzitutto l'efficienza ed il rapporto tra le capacità termiche orarie:

$$\epsilon = \frac{W_t}{W_{t,\max}} = \frac{W_t}{C_{\min} (T_{c,e} - T_{f,e})} = 0.7143, \quad C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = 0.9$$

A questo punto è possibile ricavare il numero di unità di trasmissione del calore attraverso l'apposito diagramma ottenendo un NUT pari a circa 2.8. L'area della superficie di scambio termico vale:

$$A = \frac{NUT C_{\min}}{u} = 17.6 \text{ m}^2$$

□

4. Impianti con scambiatori di calore – Regolazione.

Le prestazioni degli scambiatori che vengono installati non sono esattamente pari a quelle di progetto per una serie di motivi, tra cui i principali sono:

- l'effettiva superficie di scambio non è esattamente pari a quella calcolata in sede di progetto;
- ci sono incertezze nella determinazione del coefficiente di scambio termico globale; più in generale, il metodo di calcolo fa uso di numerose ipotesi semplificative;
- le prestazioni dello scambiatore si degradano nel tempo a causa dello sporciamento delle superfici (fouling);
- alcuni scambiatori sono sottoposti a variazioni di carico durante l'esercizio.

In tutti questi casi si pone il problema di riportare le condizioni di funzionamento dello scambiatore a quelle nominali mediante organi di regolazione. Generalmente, la regolazione è del tipo *ad anello chiuso*, vale a dire si agisce sull'organo di regolazione (di solito una valvola, nel nostro caso) sulla base dello *scostamento* tra il valore della *variabile di controllo* misurato da un sensore (es. la temperatura di uscita di uno dei due fluidi) ed il valore di riferimento impostato di tale variabile. I dispositivi dedicati a questo compito (controller) possono essere anche molto complessi e la loro trattazione è oggetto dei corsi di regolazione o di automatica. Le più diffuse soluzioni impiantistiche per la regolazione degli scambiatori agiscono sulla portata di uno dei due fluidi e sono le seguenti:

- regolazione di portata tramite valvola a due vie;
- regolazione di portata tramite pompa a velocità variabile;
- regolazione in derivazione a portata costante;
- regolazione in derivazione a temperatura d'ingresso costante.

Regolazione di portata tramite valvola a due vie

In questo tipo di regolazione (v. Fig.18-a) la portata viene variata tramite una valvola di regolazione a due vie. Si varia quindi l'efficienza dello scambiatore agendo sia sul rapporto C_{min}/C_{max} , sia sul valore di NUT (se la portata regolata corrisponde a C_{min}) sia sulla variazione del coefficiente di scambio globale dovuta alla variazione di velocità di uno dei due fluidi. Questa regolazione è di tipo *dissipativo*, in quanto la valvola di regolazione introduce una perdita di carico aggiuntiva, il che comporta un aumento della potenza di pompaggio rispetto al caso in cui la stessa portata fluisca nello scambiatore senza valvola. Questo schema implica i minori costi di impianto tra tutte le soluzioni esposte, tuttavia il campo di regolazione (che dipende dalle caratteristiche della valvola e della pompa) non è in genere molto ampio.

Regolazione di portata tramite pompa a velocità variabile.

Per ottenere lo stesso effetto del caso precedente senza introdurre perdite di carico aggiuntive, si può ricorrere ad una pompa a velocità variabile (v. Fig.18-b). La velocità di rotazione della pompa, generalmente azionata da un motore elettrico asincrono monofase o trifase, può essere regolata in modo discontinuo tramite circuiti elettronici (questa soluzione non è adatta per la regolazione ad anello chiuso) od in modo continuo tramite un inverter. I costi sono generalmente maggiori rispetto al caso precedente.

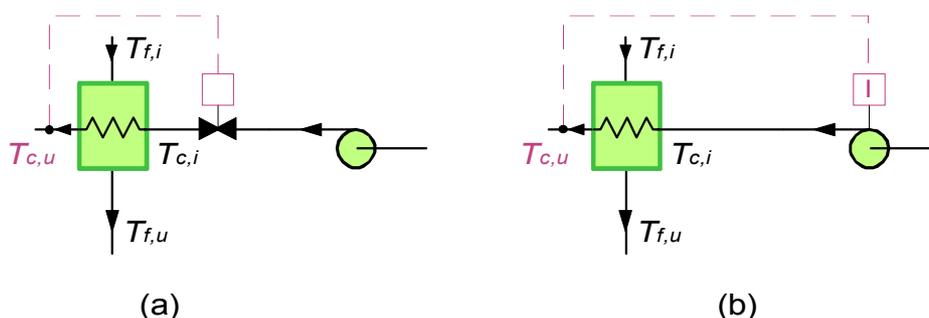


Figura 18: Regolazione di portata in uno scambiatore a) tramite valvola a due vie b) tramite pompa a velocità variabile. In questo caso, la variabile regolata è $T_{c,u}$.

Regolazione in derivazione a portata costante

In questa soluzione (v. Fig.19) si introduce un ramo AB di derivazione (o *bypass*) del circuito, e si fa uso di una valvola *a tre vie miscelatrice*: questa valvola miscela due portate in ingresso per ottenere un flusso in uscita il cui valore si mantiene costante. In questo modo, lo scambiatore funziona a portata costante, ma con temperatura in ingresso variabile a seconda della quantità di fluido ricircolata nel ramo AB.

Regolazione in derivazione a temperatura d'ingresso costante

In questa soluzione (Fig.20a) si fa uso di una valvola *a tre vie deviatrice*: questa valvola suddivide la portata in ingresso in due flussi in uscita la cui somma si mantiene costante. In questo caso lo scambiatore funziona a portata variabile, ma con temperatura d'ingresso costante. Lo stesso schema si può realizzare inserendo in uscita allo scambiatore una valvola miscelatrice, di minor costo (v. Fig.20b). Questa soluzione è preferibile quando non si vuole variare molto la temperatura media della superficie di scambio. Si noti che in ogni caso di

regolazione in derivazione (Fig.19 e 20) la pompa viene piazzata sul ramo del circuito ove circola la portata totale (costante) per non variarne il punto di funzionamento.

La scelta tra l'una o l'altra soluzione impiantistica dipende da un gran numero di fattori, la cui trattazione esula da queste note, tra cui ampiezza del campo di regolazione richiesto, costo di impianto, *layout* dei circuiti.

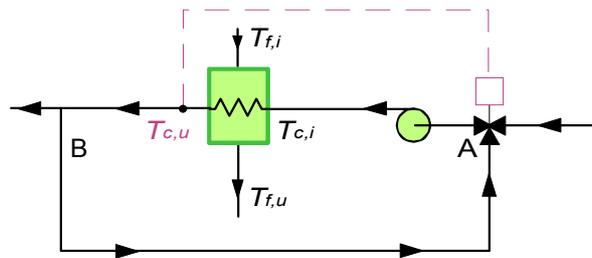


Figura 19: Regolazione di portata in derivazione in uno scambiatore tramite valvola a tre vie a *portata costante*. In questo caso, la variabile regolata è $T_{c,u}$ e si fa uso di una valvola miscelatrice.

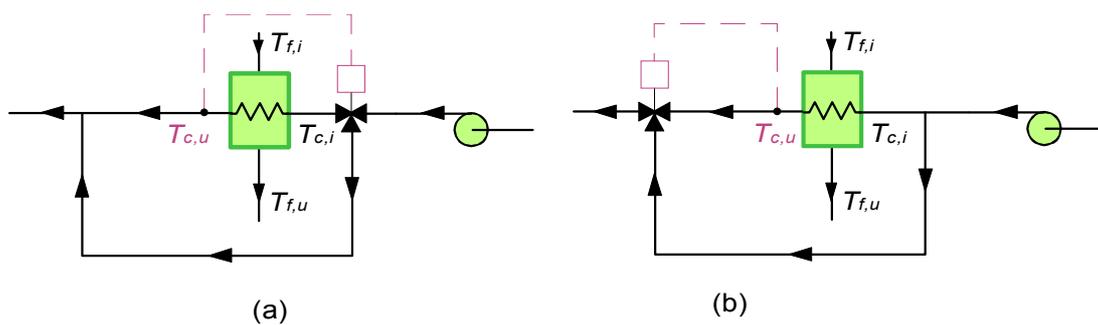


Figura 20: Regolazione di portata in derivazione in uno scambiatore tramite valvola a tre vie a *temperatura d'ingresso costante*: a) con valvola deviatrice; b) con valvola miscelatrice. In questo caso, la variabile regolata è $T_{c,u}$.

BIBLIOGRAFIA

- Y. A. Cengel, “Termodinamica e trasmissione del calore”, *McGraw-Hill*, New York, 1998.
- W. M. Kays, A. L. London, “Compact Heat Exchangers”, *McGraw-Hill*, New York, 1964.
- R. Mastrullo, P. Mazzei, V. Naso e R. Vanoli, “Fondamenti di trasmissione del calore”, Vol. 1, *Liguori editore*, Napoli, 1988.
- F Kreith, “Principi di Trasmissione del calore”, *Liguori editore*, Napoli, 1991.
- J.P. Holman, “Heat Transfer”, *McGraw-Hill*, New York, 1997.