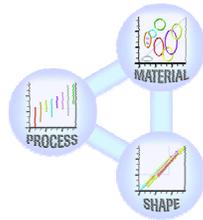


Selezione dei materiali - Progetto

Scelta dei materiali nella progettazione di uno scambiatore di calore



Outline

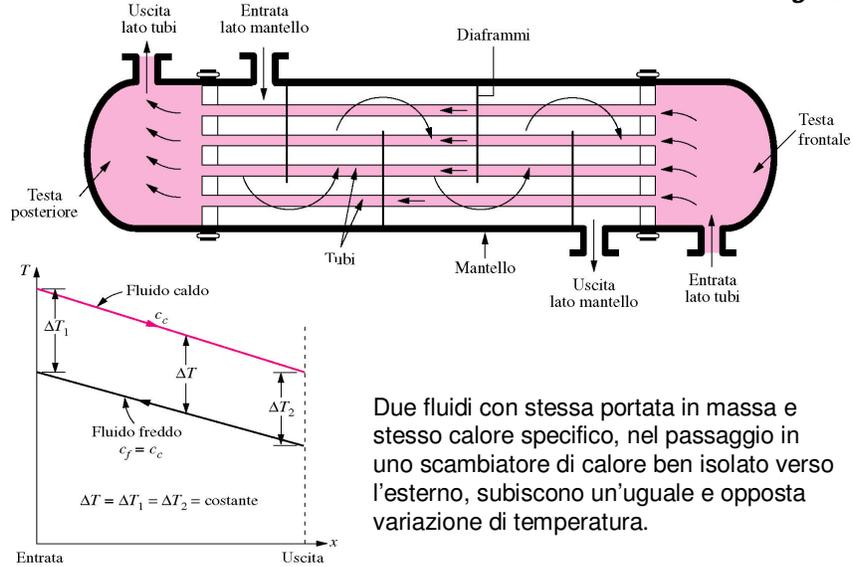
- Definizione del sistema e caratteristiche
- Impostazione del problema progettuale
- Sviluppo selezione dei materiali

Riferimenti:

- K. J. Bell, "Shell-and-Tube Heat Exchangers", in *Mechanical Engineering Handbook* (ed. F. Kreith), CRC Press, 1999, chap 4, pp. 165-181
- M. F. Ashby, *Materials Selection in Mechanical Design*, Butterworth Heinemann, 1999
- *Cambridge Material Selector (CES)* – software, Granta Design (www.grantadesign.com)
- *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association*, TEMA - Tubular Exchanger Manufacturers Association, 8th ed., 1999
- *ASME Boiler and Pressure Vessel Code - Section VIII*, ASME - American Society of Mechanical Engineers, 1998

Scambiatore di calore a tubi e mantello

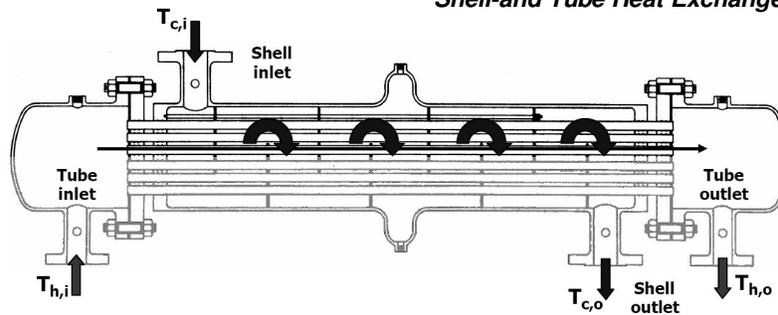
Shell-and Tube Heat Exchangers



Due fluidi con stessa portata in massa e stesso calore specifico, nel passaggio in uno scambiatore di calore ben isolato verso l'esterno, subiscono un'uguale e opposta variazione di temperatura.

Scambiatore di calore a tubi e mantello

Shell-and Tube Heat Exchangers



$$q_T = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i})$$

Flusso termico scambiato [W]
(Velocità di scambio termico - Heat transfer rate)

- \dot{m}_h, \dot{m}_c - portate in massa dei flussi caldo e freddo ($\dot{m} = \rho v S$)
- $c_{p,h}, c_{p,c}$ - calori specifici dei fluidi caldo e freddo
- $T_{h,i}, T_{h,o}$ - temperature di ingresso e di uscita del fluido caldo
- $T_{c,i}, T_{c,o}$ - temperature di ingresso e di uscita del fluido freddo

Scambiatore di calore a tubi e mantello

Shell-and Tube Heat Exchangers

Condizioni di funzionamento

- pressioni - vuoto spinto / 15000 psi
- temperature - prossime a 0 K / 1400 K

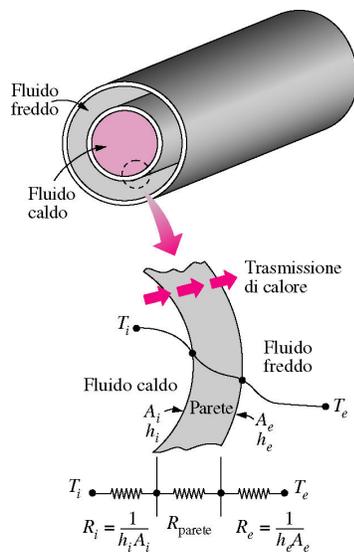
Campi di utilizzo e funzionalità

- impianti per raffinazione del petrolio e per processi chimici - scambio termico
- impianti di potenza - generatori di vapore, condensatori, bollitori, refrigeratori
- sistemi per il condizionamento - condensatori ed evaporatori
- sistemi per il recupero di calore - condensatori e dispositivi di recupero termico

Standard costruttivi

- Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association
- ASME Boiler and Pressure Vessel Code - Section VIII

Scambiatore di calore a tubi e mantello



Componenti della resistenza termica che caratterizza la trasmissione di calore (forma semplificata).

- A_i, A_e - aree delle superfici interna ed esterna del tubo
- h_i, h_e - coefficienti di scambio termico alle superfici interna ed esterna (convezione fluido-tubo)

Scambiatore di calore a tubi e mantello

Flussi in controcorrente

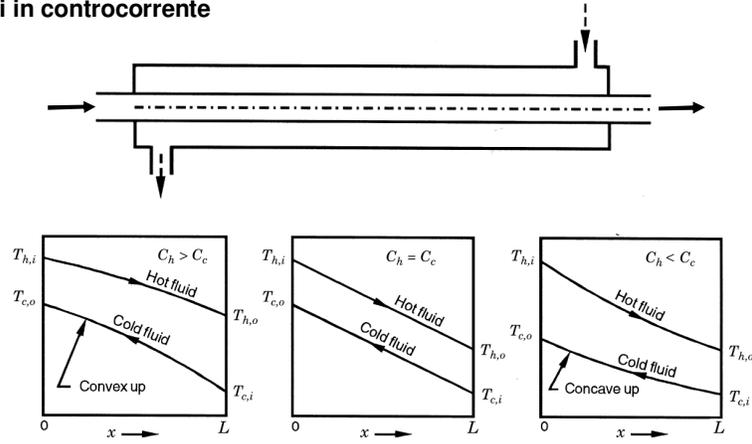
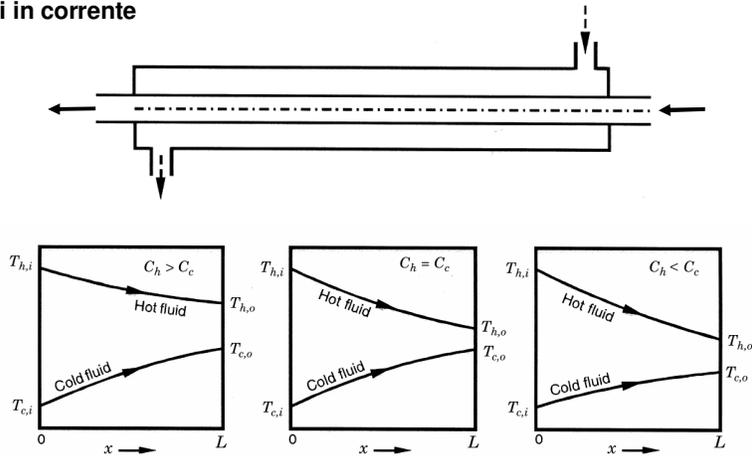


FIGURE 1.50 (a) Temperature distributions in a counterflow heat exchanger of single-phase fluids (no boiling or condensation). Here $C_h = (\dot{m}c_p)_h$ is the heat capacity rate of the hot fluid, C_c is the heat capacity rate of the cold fluid, and specific heats c_p are treated as constant. The symbol T is used for temperature; the subscripts h and c denote hot and cold fluids, and subscripts i and o represent the inlet and outlet of the exchanger (Shah, 1981).

Scambiatore di calore a tubi e mantello

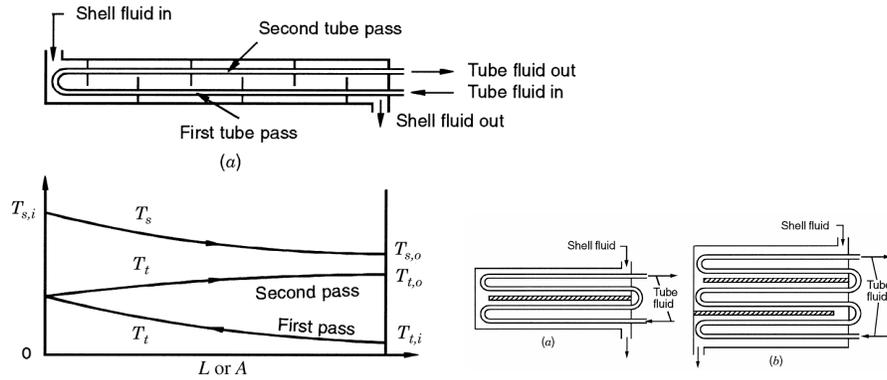
Flussi in corrente



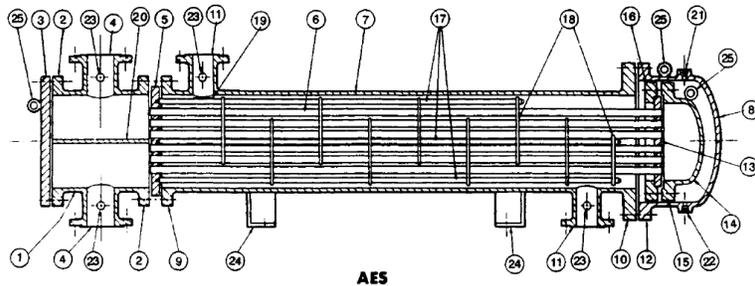
Meno efficiente dal punto di vista dello scambio termico
 ($T_{h,o}$ si mantiene sempre superiore a $T_{c,o}$)

Scambiatore di calore a tubi e mantello

Numero di passaggi



Nomenclatura e classificazione secondo TEMA



- | | |
|---|--|
| 1. Stationary Head-Channel | 13. Floating Tubesheet |
| 2. Stationary Head Flange-Channel or Bonnet | 14. Floating Head Cover |
| 3. Channel Cover | 15. Floating Head Cover Flange |
| 4. Stationary Head Nozzle | 16. Floating Head Backing Device |
| 5. Stationary Tubesheet | 17. Tierods and Spacers |
| 6. Tubes | 18. Transverse Baffles or Support Plates |
| 7. Shell | 19. Impingement Plates |
| 8. Shell Cover | 20. Pass Partition |
| 9. Shell Flange-Stationary Head End | 21. Vent Connection |
| 10. Shell Flange-Rear Head End | 22. Drain Connection |
| 11. Shell Nozzle | 23. Instrument Connection |
| 12. Shell Cover Flange | 24. Support Saddle |
| | 25. Lifting Lug |

Nomenclatura e classificazione secondo TEMA

Front-End Stationary Head Types	Shell Types	Rear-End Head Types
A Channel and Removable Cover	E One-Pass Shell	L Fixed Tubeshheet Like "A" Stationary Head
B Bonnet (Integral Cover)	F Two-Pass Shell with Longitudinal Baffle	M Fixed Tubeshheet Like "B" Stationary Head
C Channel Integral with Tube-Sheet and Removable Cover	G Split Flow	N Fixed Tubeshheet Like "N" Stationary Head
N Channel Integral with Tube-Sheet and Removable Cover	H Double Split Flow	P Outside Packed Floating Head
D Special High Pressure Closure	J Divided Flow	S Floating Head with Backing Device
	K Kettle Type Reboiler	T Pull-through Floating Head
	X Crossflow	U U-Tube Bundle
		W Externally Sealed Floating Tubeshheet

Classificazione delle configurazioni

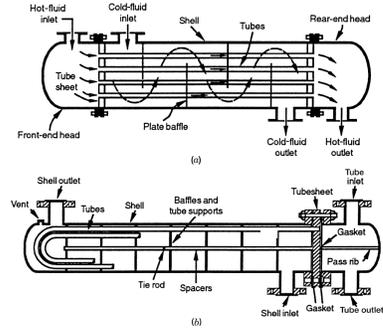
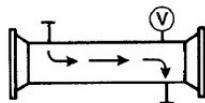


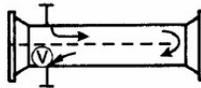
FIGURE 1.5 (a) Shell-and-tube exchanger (BEM) with one shell pass and one tube pass; (b) shell-and-tube exchanger (BEU) with one shell pass and two tube passes.

Scelta della configurazione

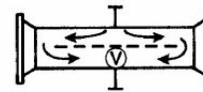
In funzione della tipologia di interazione tra i flussi



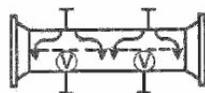
E: One-Pass Shell



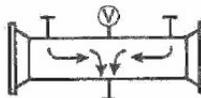
F: Two-Pass Shell with Longitude Baffle



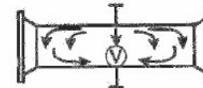
G: Split Flow



H: Double Split Flow



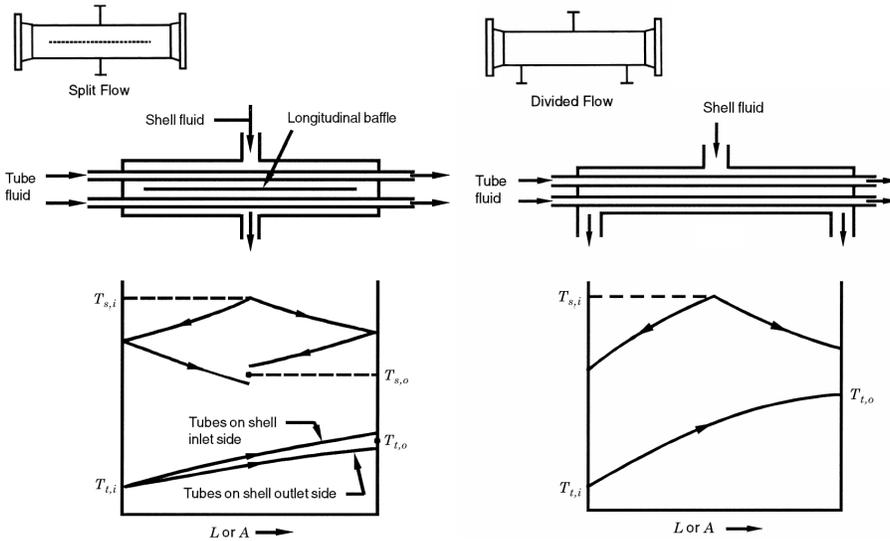
J: Crossflow (Combined Flow for Condenser)



X: Crossflow

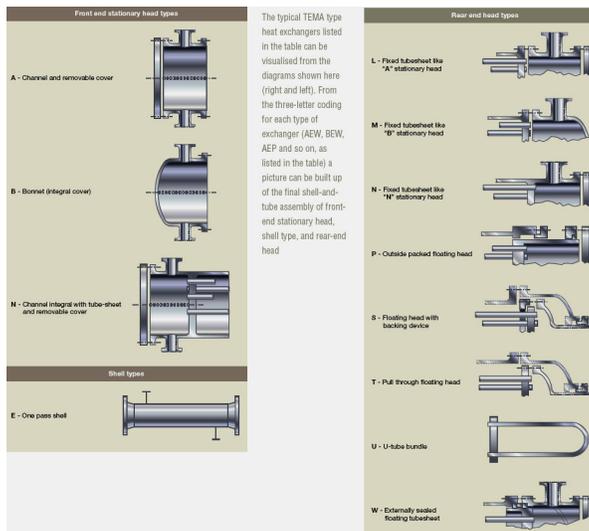
Scelta della configurazione

In funzione della tipologia di interazione tra i flussi



Scelta della configurazione

In funzione della tipologia dei fluidi e delle condizioni termodinamiche



Scelta della configurazione

In funzione della tipologia dei fluidi e delle condizioni termodinamiche

Typical TEMA type heat exchanger	Description of TEMA type heat exchanger	Removable tube bundle	Tubes can be cleaned internally by rodding	Non-hazardous liquids & gases		Hazardous liquids & gases	No gaskets in contact with process side	Ability to resist thermal shock
				below 40bar	Above 190 °C			
AEW BEW	Externally sealed floating tube sheet	Yes	Yes	Yes	No	No	No	No
AEP BEP	Outside packed floating head	Yes	Yes	Yes	Yes ²	No	No	No
AEL BEM	Fixed tube sheet	No	Yes	Yes ¹	Yes ¹	Yes	Yes ³	No
NEN	Fixed tubesheet channel integral with tubesheet	No	Yes	Yes ¹	Yes ¹	Yes	Yes ³	No
AEU BEU	U tube	Yes	No	Yes	Yes	Yes	Yes ⁴	Yes
AET BET	Pull-through floating head	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	No	Yes
AES BES	Floating head with backing device	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	No	Yes

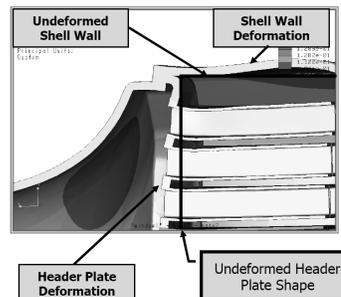
Notes: 1. Expansion bellows may be required. 2. Tube side only. 3. Shell side only. 4. Shell side only if tube bundle welded into shell and therefore not removable.

Scelta della configurazione

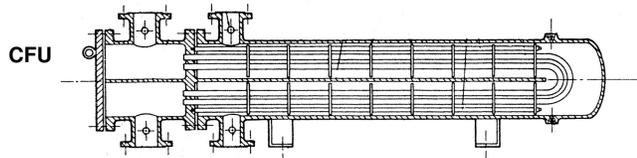
In funzione dello stress termico tra mantello e tubi

Front-End Stationary Head Types	Shell Types	Rear-End Head Types
A Channel and Removable Cover	E One-Pass Shell	L Fixed Tubesheet Like 'A' Stationary Head
B Bonnet (Integral Cover)	F Two-Pass Shell with Longitudinal Baffle	M Front Tubesheet Like 'B' Stationary Head
C Channel Integral with Tube-Sheet and Removable Cover	G Split Flow	N Fixed Tubesheet Like 'N' Stationary Head
D Special High Pressure Closure	H Double Split Flow	P Outside Packed Floating Head
	J Divided Flow	S Floating Head with Backing Device
	K Kettle Type Reboiler	T Pull-through Floating Head
	X Crossflow	U U-Tube Bundle
		W Externally Sealed Floating Tubesheet

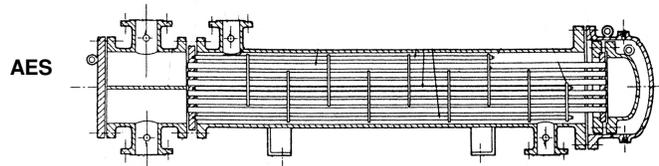
La testata frontale (*front-end head*) è sempre fissa, quella di coda (*rear-end head*) può essere fissa o flottante, a seconda dello stress termico che si crea tra mantello e fascio tubiero, dovuto alla differenza di temperatura e alla conseguente differenza di dilatazioni termiche.



Configurazioni consigliate



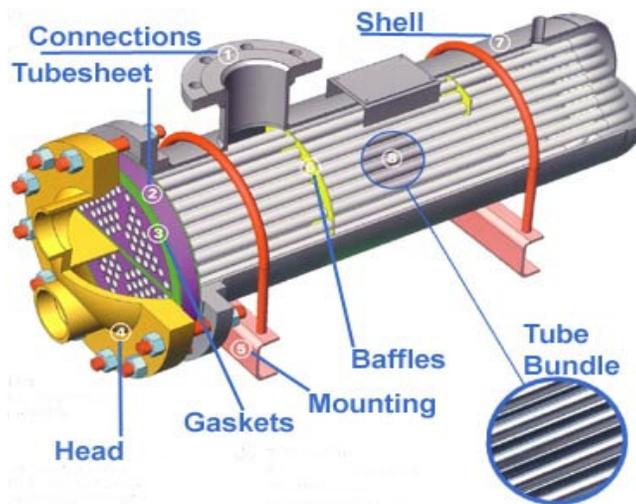
Passaggi lato tubi: 2
Passaggi lato mantello: 2
Flusso controcorrente



Passaggi lato tubi: 2
Passaggi lato mantello: 1
Flusso controcorrente e
equicorrente

Caratteristiche costruttive

Componenti principali



Caratteristiche costruttive

Mantello

Generalmente ha forma cilindrica con sezione trasversale uniformemente circolare. Il fluido lato-mantello entra ed esce attraverso bocchelli flangiati (*nozzles*) costituiti da tubi a sezione costante, saldati sul mantello.

- diametro esterno - 50 mm ÷ 3 m
- processi di formatura - ricavato da condotta circolare (diametri < 0.6 m) o da lastre piegate e saldate
- materiali - generalmente metalli



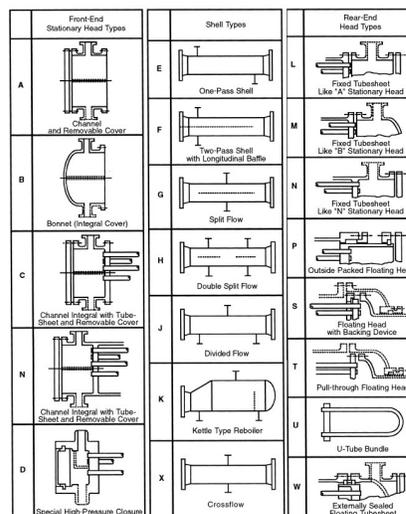
Caratteristiche costruttive

Testate

Hanno caratteristiche costruttive simili al mantello. Il fluido lato-tubi entra ed esce attraverso bocchelli flangiati (*nozzles*) costituiti da tubi a sezione costante.

Criteri di scelta per la testata frontale (*front-end head*), sempre fissa: costo, manutenzione e ispezione, sostituzione dei tubi, rischio dovuto al mescolamento tra i due fluidi e a perdite esterne, pressione di esercizio.

Criteri di scelta per la testata di coda (*rear-end head*), fissa o flottante: controllo degli stress termici, rimozione del fascio tubiero per la pulitura delle superfici di scambio termico, prevenzione di mescolamento tra i due fluidi, tamponamento di eventuali perdite verso l'esterno.



Caratteristiche costruttive

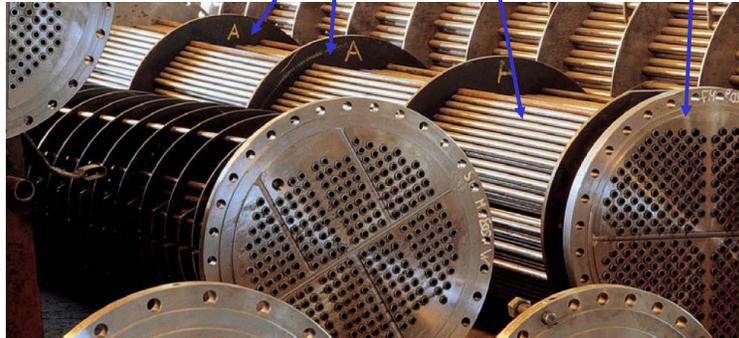
Gruppo fascio tubiero

Aumento superficie di scambio termico ($0.1 \text{ m}^2 \div 10^5 \text{ m}^2$) e velocità del fluido

diaframmi
(*baffles*)

fascio tubiero
(*tubes bundle*)

piastre tubiere
(*tubesheets*)

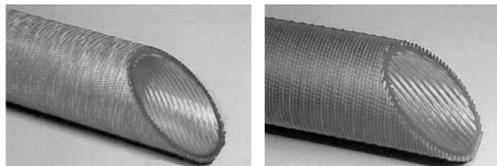
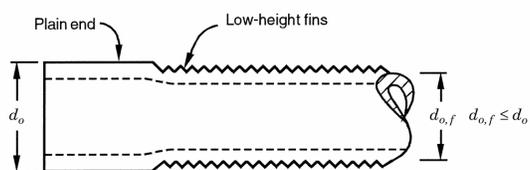


Caratteristiche costruttive

Tubi

Possono avere superficie liscia o di varia rugosità (fino a creare vere e proprie alettature per accrescere lo scambio termico)

- diametro esterno - $6.35 \div 50.8 \text{ mm}$
- diametri più comuni per tubi lisci - 15.88, 19.05, 25.40 mm
- pulitura meccanica - diametro minimo 19.05 mm (altrimenti occorre pulitura chimica)
- lunghezza - fino a 30 m (rapporto diametro mantello / lunghezza tubi entro $1/5 \div 1/15$)
- processi di formatura - trafilatura, estrusione, saldatura
- materiali - metalli, plastici, ceramici



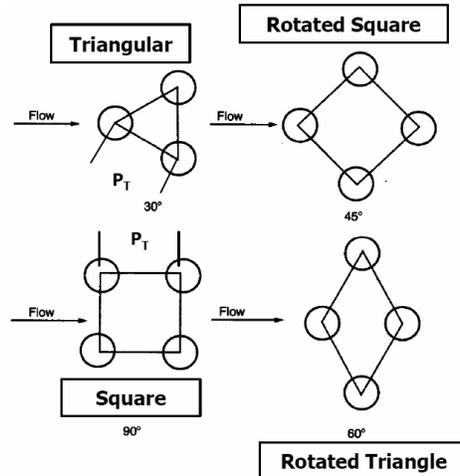
Caratteristiche costruttive

Tubi

Le disposizioni più comuni sono a quadrato e a triangolo equilatero. La prima disposizione facilita la pulitura meccanica, la seconda aumenta la densità dei tubi nel fascio.

Sceita del passo: $1.25 < P_T/d < 1.5$

- passo stretto (P_T/d ridotto) - aumenta lo scambio termico e la compattezza, indebolisce le piastre tubiere
- passo largo (P_T/d elevato) - riduce lo scambio termico e la compattezza, facilita la pulitura

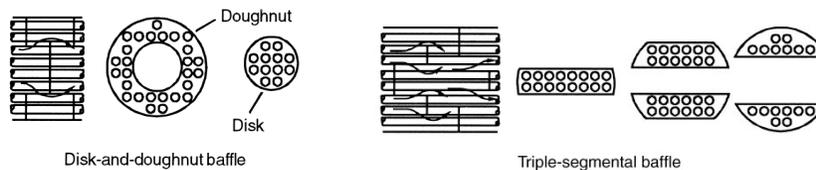


Caratteristiche costruttive

Diaframmi e supporti

Servono come sostegno ai tubi e per orientare il flusso all'interno del mantello.

La scelta di tipologia e spaziatura (40÷60% diametro del mantello), dipende dalle portate in gioco, dalla velocità di scambio termico che si vuole realizzare, dalla caduta di pressione ammissibile, dalle vibrazioni indotte dai flussi, dalla tipologia di fascio tubiero.

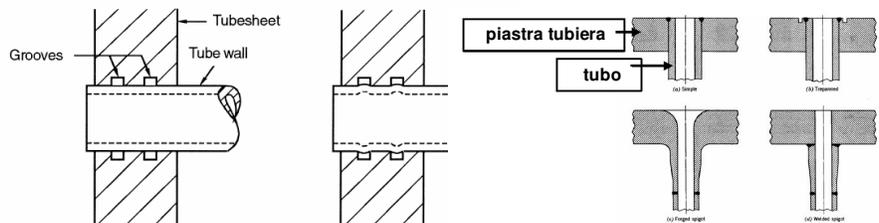
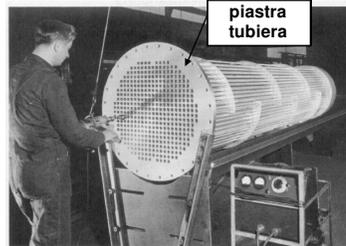


Caratteristiche costruttive

Piastra tubiera

Sostiene i tubi alle estremità, e li mette in comunicazione con le testate.

La giunzione piastra-tubi deve garantire stabilità e tenuta. Si realizza mediante espansione e deformazione dei tubi, mandrinatura, saldatura.



Impostazione del problema progettuale

Parametri da scegliere

- configurazione (CFU, AES)
- parametri flusso da raffreddare: fluido (proprietà), portata in massa, pressione, T ingresso, T uscita
- parametri flusso da riscaldare: fluido (proprietà), pressione, T ingresso, T uscita

Parametri costruttivi preliminari

- tubi lisci, diametro esterno 19.05 mm (spessore 2.11 mm)
- passo a triangolo equilatero 23.8 mm

Parametri costruttivi da ricavare

- superficie complessiva di scambio termico A_o
- lunghezza tubi L
- numero tubi N_t
- diametro interno mantello D_i

Impostazione del problema progettuale

Verifica parametri scelti

Dopo il calcolo del diametro interno del mantello D_i è necessario verificare la rispondenza ai criteri limite TEMA.

The TEMA Mechanical Standards are applicable to shell and tube heat exchangers which do not exceed any of the following criteria:

- (1) inside diameters of 100 inches (2540 mm)
- (2) product of nominal diameter, inches (mm) and design pressure, psi (kPa) of 100,000 (17.5×10^6)
- (3) a design pressure of 3,000 psi (20684 kPa)

The intent of these parameters is to limit the maximum shell wall thickness to approximately 3 inches (76 mm), and the maximum stud diameter to approximately 4 inches (102 mm).

Procedura di calcolo preliminare

$$q_T = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i})$$



q_T flusso termico scambiato

- \dot{m}_h, \dot{m}_c - portate in massa dei flussi caldo e freddo ($\dot{m} = \rho v S$)
- $c_{p,h}, c_{p,c}$ - calori specifici dei fluidi caldo e freddo
- $T_{h,i}, T_{h,o}$ - temperature di ingresso e di uscita del fluido caldo
- $T_{c,i}, T_{c,o}$ - temperature di ingresso e di uscita del fluido freddo

$$(\text{LMTD})_{\text{countercurrent}} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)}$$



$(\text{LMTD})_{\text{countercurrent}}$
differenza media logaritmica delle temperature per flussi controcorrente

Procedura di calcolo preliminare

$$MTD = F(LMTD)_{\text{countercurrent}}$$



**MTD differenza
media di temperatura**

- se i flussi sono sempre controcorrente (CFU): $F = 1$
- se i flussi sono controcorrente e equicorrente (AES): $F = 0.9$

$$U_o = \frac{1}{\frac{d_o}{h_i d_i} + R_{fi} \frac{d_o}{d_i} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2k_w} + R_{fo} + \frac{1}{h_o}}$$



**U_o coefficiente
complessivo di
scambio termico**

- d_o, d_i - diametri esterno e interno dei tubi (adottare uno degli spessori corrispondenti al diametro esterno scelto → vedi avanti)
- h_o, h_i - coefficienti di scambio termico lato-mantello e lato-tubo
- R_{fi}, R_{fo} - resistenze al fouling lato-mantello e lato-tubo
- k_w - conduttività termica del tubo (scegliere un materiale preliminare: lega Al / acciaio inox)



Procedura di calcolo preliminare

Fluid Conditions		$h, \text{W/m}^2\text{K}^{a,b}$	Fouling resistance, $\text{m}^2 \text{K/W}^c$
Sensible heat transfer			
Water ^c	Liquid	5000–7500	$1-2.5 \times 10^{-4}$
Ammonia	Liquid	6000–8000	$0-1 \times 10^{-4}$
Light organics ^d	Liquid	1500–2000	$0-2 \times 10^{-4}$
Medium organics ^e	Liquid	750–1500	$1-4 \times 10^{-4}$
Heavy organics ^f	Liquid		
	Heating	250–750	$2-10 \times 10^{-4}$
	Cooling	150–400	$2-10 \times 10^{-4}$
Very heavy organics ^g	Liquid		
	Heating	100–300	$4-30 \times 10^{-3}$
	Cooling	60–150	$4-30 \times 10^{-3}$
Gas ^h	Pressure 100–200 kN/m ² abs	80–125	$0-1 \times 10^{-4}$
Gas ^h	Pressure 1 MN/m ² abs	250–400	$0-1 \times 10^{-4}$
Gas ^h	Pressure 10 MN/m ² abs	500–800	$0-1 \times 10^{-4}$

$$A_o = \frac{q_T}{U_o (MTD)}$$



**A_o superficie complessiva
di scambio termico**

Procedura di calcolo preliminare

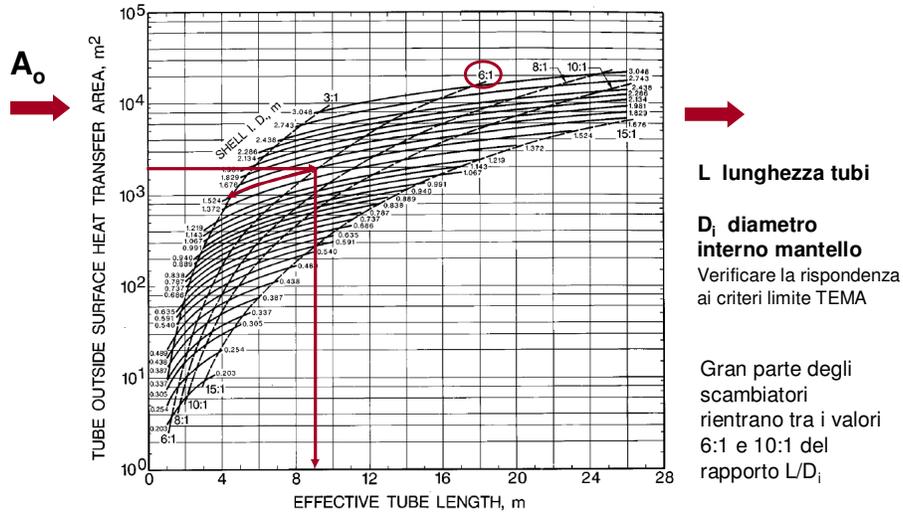


FIGURE 4.5.20 Heat transfer area as a function of shell inside diameter and effective tube length for 19.05 mm (3/4 in.) tubes on a 23.8 mm (1 5/16 in.) equilateral triangular tube layout, fixed tubesheet, one tube-side pass, fully tubed shell. (From Schlünder, E. U., Ed. *Heat Exchanger Design Handbook*, Begell House, New York, 1983.

Procedura di calcolo preliminare

$$A'_o = A_o F_1 F_2 F_3$$

A'_o superficie di scambio termico corretta (con cui entrare nel diagramma)

- $F_1 = 1$ per tubi a diametro esterno 19.05 mm e passo a triangolo equilatero 23.8 mm (come da impostazione suggerita), altri valori di F_1 in tabella

TABLE 4.5.11 Values of F_1 for Various Tube Diameters and Layouts

Tube Outside Diameter, in. (mm)	Tube Pitch, in. (mm)	Layout	F_1
5/8 (15.88)	13/16 (20.6)	→ ◁	0.90
5/8 (15.88)	13/16 (20.6)	→ ◇ □	1.04
3/4 (19.05)	15/16 (23.8)	→ ◁	1.00
3/4 (19.05)	15/16 (23.8)	→ ◇ □	1.16
3/4 (19.05)	1 (25.4)	→ ◁	1.14
3/4 (19.05)	1 (25.4)	→ ◇ □	1.31
1 (25.4)	1 1/4 (31.8)	→ ◁	1.34
1 (25.4)	1 1/4 (31.8)	→ ◇ □	1.54

Procedura di calcolo preliminare

$$A'_o = A_o F_1 F_2 F_3$$



A'_o superficie di scambio termico corretta (con cui entrare nel diagramma)

- $F_1 = 1$ per tubi a diametro esterno 19.05 mm e passo a triangolo equilatero 23.8 mm (come da impostazione suggerita), altri valori di F_1 in tabella
- $F_2 = 1$ per fasci tubieri a un passaggio, altri valori di F_2 in tabella

TABLE 4.5.12 Values of F_2 for Various Numbers of Tube Side Passes^a

Inside Shell Diameter, in. (mm)	F_2 Number of Tube-Side Passes			
	2	4	6	8
Up to 12 (305)	1.20	1.40	1.80	—
13 ¹ / ₄ to 17 ¹ / ₄ (337 to 438)	1.06	1.18	1.25	1.50
19 ¹ / ₄ to 23 ¹ / ₄ (489 to 591)	1.04	1.14	1.19	1.35
25 to 33 (635 to 838)	1.03	1.12	1.16	1.20
35 to 45 (889 to 1143)	1.02	1.08	1.12	1.16
48 to 60 (1219 to 1524)	1.02	1.05	1.08	1.12
Above 60 (above 1524)	1.01	1.03	1.04	1.06

(scelta in funzione di range del diametro interno del mantello D_i → procedere a una valutazione preliminare di D_i entrando nel diagramma con A_o)

Procedura di calcolo preliminare

$$A'_o = A_o F_1 F_2 F_3$$



A'_o superficie di scambio termico corretta (con cui entrare nel diagramma)

- $F_1 = 1$ per tubi a diametro esterno 19.05 mm e passo a triangolo equilatero 23.8 mm (come da impostazione suggerita), altri valori di F_1 in tabella
- $F_2 = 1$ per fasci tubieri a un passaggio, altri valori di F_2 in tabella
- $F_3 = 1$ per scambiatori a testata posteriore con piastra tubiera fissa, altri valori di F_3 in tabella

TABLE 4.5.13 F_3 for Various Tube Bundle Constructions

Type of Tube Bundle Construction	F_3 Inside Shell Diameter, in. (mm)				
	Up to 12 (305)	13–22 (330–559)	23–36 (584–914)	37–48 (940–1219)	Above 48 (1219)
(AES) Split backing ring (TEMA S)	1.30	1.15	1.09	1.06	1.04
Outside packed floating heat (TEMA P)	1.30	1.15	1.09	1.06	1.04
(CFU) U-Tube* (TEMA U)	1.12	1.08	1.03	1.01	1.01
Pull-through floating head (TEMA T)	—	1.40	1.25	1.18	1.15

(scelta in funzione di range del diametro interno del mantello D_i → procedere a una valutazione preliminare di D_i entrando nel diagramma con A_o)

Procedura di calcolo preliminare

$$A_o = N_t (\pi d_o L)$$



N_t numero dei tubi

Parametri costruttivi ricavati

- superficie complessiva di scambio termico A_o
- lunghezza tubi L
- numero tubi N_t
- diametro interno mantello D_i

Altri parametri costruttivi

- testate: da dimensionare in rapporto al mantello
- piastre tubiere: da dimensionare in rapporto al diametro interno del mantello, foratura dipendente dal numero dei tubi, dal passo, dal diametro esterno dei tubi
- diaframmi: spaziatura 40÷60% diametro interno del mantello

Selezione dei materiali

Oggetti della selezione

- Mantello
- Testate
- Tubi

Obiettivi

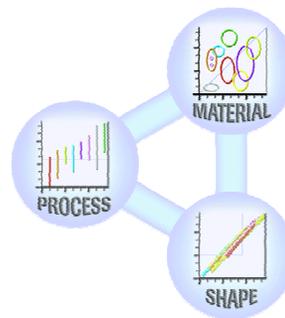
- Minimizzazione del peso
- Minimizzazione del costo
- Efficienza dello scambio termico

Variabili libere

- Spessori
- Materiali

Estensione della ricerca (facoltativo)

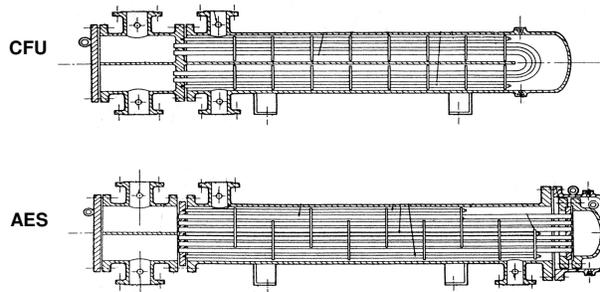
Piastre tubiere, diaframmi, guarnizioni



Sviluppo dell'indagine

1) Indagine preliminare

- Ricognizione funzionalità e campi di applicazione degli scambiatori a tubi e mantello
- Scelta della configurazione e dei parametri di funzionamento necessari alla procedura di calcolo preliminare
- Ricognizione sui materiali comunemente utilizzati per la realizzazione dei componenti in esame (mantello, testate, tubi)



Sviluppo dell'indagine

2) Applicazione del metodo di selezione

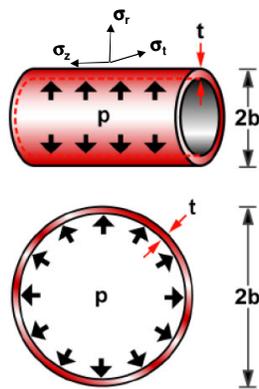
Per ogni componente in esame:

- Definire i fattori che caratterizzano il problema di selezione (funzione, obiettivi, vincoli, variabili libere)
- Sviluppare gli indici di prestazione (metriche) necessari alla selezione
- Operare la selezione mediante gli strumenti previsti (carte a bolle)
- Individuare un ristretto gruppo di soluzioni che soddisfino tutti i vincoli, e valutare per ciascuna di esse la rispondenza agli obiettivi (peso, costo, efficienza di scambio termico) e i corrispondenti parametri geometrici (spessori)
- Gestire gli eventuali conflitti tra gli obiettivi mediante le tecniche più semplici di analisi multi-obiettivo

3) Descrizione finale della soluzione costruttiva che si propone e considerazioni sulle scelte finali

Condizioni di carico dovute alle pressioni

- I serbatoi in pressione con pareti sottili vengono trattati come membrane. L'approssimazione è ragionevole per $t < b/4$
- I carichi non variano in maniera significativa lungo lo spessore della parete



Cylinder

$$\sigma_t = \frac{\Delta p \cdot b}{t}$$

$$\sigma_z = \frac{\Delta p \cdot b}{2t}$$

$$\left(t < \frac{b}{4} \Rightarrow \frac{b}{t} > 4 \right)$$

$$\sigma_r = \begin{cases} -p_i & \text{per } r = r_i \\ -p_e & \text{per } r = r_e \end{cases}$$

Sphere

$$\sigma_t = \sigma_z = \frac{\Delta p \cdot b}{2t}$$

$$\sigma_r = \begin{cases} -p_i & \text{per } r = r_i \\ -p_e & \text{per } r = r_e \end{cases}$$

p = Pressure (N/m²)

t = Wall thickness (m)

Applicazione del metodo di selezione

Mantello

Function

Serbatoio in pressione

Objectives

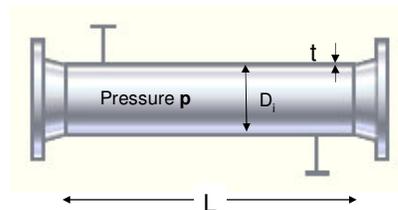
- Minimizzare massa
- Minimizzare costo

Constraints

- Dimensioni L , D_i , pressioni Δp (dati progetto e derivati)
- Resistenza alla corrosione (dipende dal fluido)
- Temperature di servizio (dati di progetto)
- Dilatazione termica limitata
- Resistenza strutturale
- Adeguata tenacità alla frattura: $K_{Ic} > 10 \text{ MPa}\cdot\text{m}^{1/2}$

Free variables

- Spessore t
- Scelta del materiale



Applicazione del metodo di selezione

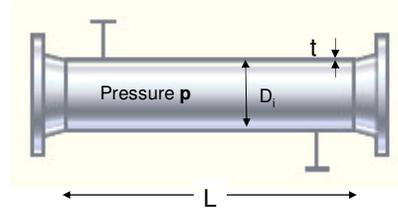
Mantello

Objective 1

$$m = (2\pi R_i L t + V^*) \rho$$

Constraint

$$\sigma = \frac{\Delta p \cdot R_i}{t} < \frac{\sigma_y}{S_f}$$



Eliminando la variabile libera t si ottiene:

Metrica 1

$$\rho = f [\text{Functional Requirements, } F \quad \text{Geometric Parameters, } G \quad \text{Material Properties, } M]$$

Objective 2

$$C = C_m m$$

$$p = f_1(F) f_2(G) f_3(M)$$

Metrica 2

Metrica M1, Metrica M2

Applicazione del metodo di selezione

Mantello - Verifiche vincoli aggiuntivi

Function

Serbatoio in pressione

Objectives

- Minimizzare massa
- Minimizzare costo

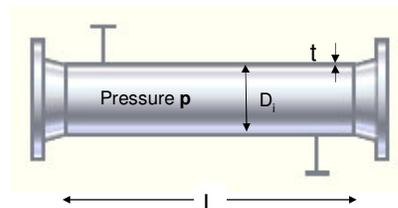
Constraints

- Resistenza al carico termico

$$\sigma_t = \sigma_z = \begin{cases} \frac{\alpha E (T_i - T_e)}{2(1-\nu)} & \text{per } r = r_i \\ \frac{\alpha E (T_i - T_e)}{2(1-\nu)} & \text{per } r = r_e \end{cases}$$

α = coefficiente di dilatazione termica
 E = Modulo di Young

$$\sigma_t = \sigma_z < \frac{\sigma_y}{S_f} \rightarrow \text{Verifica sul materiale } (\alpha, E, \sigma_y)$$



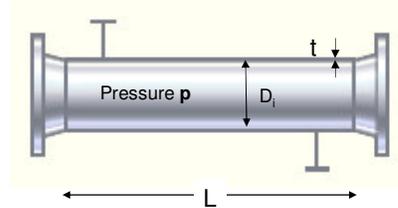
Applicazione del metodo di selezione

Mantello - Verifiche vincoli aggiuntivi

Function *Serbatoio in pressione*

- Objectives
- Minimizzare massa
 - Minimizzare costo

Constraints • Spessore minimo



DEFINITION OF TEMA CLASS "R" EXCHANGERS

The TEMA Mechanical Standards for Class "R" heat exchangers specify design and fabrication of unfired shell and tube heat exchangers for the generally severe requirements of petroleum and related processing applications.

DEFINITION OF TEMA CLASS "C" EXCHANGERS

The TEMA Mechanical Standards for Class "C" heat exchangers specify design and fabrication of unfired shell and tube heat exchangers for the generally moderate requirements of commercial and general process applications.

DEFINITION OF TEMA CLASS "B" EXCHANGERS

The TEMA Mechanical Standards for Class "B" heat exchangers specify design and fabrication of unfired shell and tube heat exchangers for chemical process service.

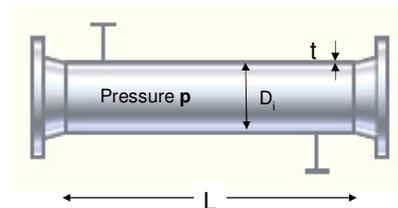
Applicazione del metodo di selezione

Mantello - Verifiche vincoli aggiuntivi

Function *Serbatoio in pressione*

- Objectives
- Minimizzare massa
 - Minimizzare costo

Constraints • Spessore minimo



MINIMUM SHELL THICKNESS **Classe R**
Dimensions In Inches (mm)

Nominal Shell Diameter	Minimum Thickness			
	Carbon Steel		Alloy *	
	Pipe	Plate		
6	(152)	SCH. 40	-	1/8 (3.2)
8 - 12	(203-305)	SCH. 30	-	1/8 (3.2)
13 - 29	(330-737)	SCH. STD	3/8 (9.5)	3/16 (4.8)
30 - 39	(762-991)	-	7/16 (11.1)	1/4 (6.4)
40 - 60	(1016-1524)	-	1/2 (12.7)	5/16 (7.9)
61 - 80	(1549-2032)	-	1/2 (12.7)	5/16 (7.9)
81 - 100	(2057-2540)	-	1/2 (12.7)	3/8 (9.5)

Applicazione del metodo di selezione

Mantello - Verifiche vincoli aggiuntivi

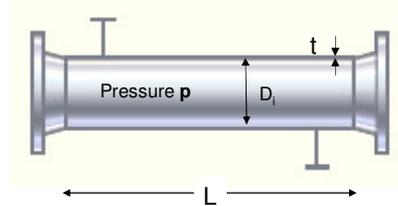
Function *Serbatoio in pressione*

Objectives

- Minimizzare massa
- Minimizzare costo

Constraints

- Spessore minimo



MINIMUM SHELL THICKNESS
Dimensions In Inches (mm)

Classe C,B

Nominal Shell Diameter	Minimum Thickness			
	Carbon Steel		Alloy *	
	Pipe	Plate		
6 (152)	SCH. 40	-	1/8 (3.2)	
8 - 12 (203-305)	SCH. 30	-	1/8 (3.2)	
13 - 23 (330-584)	SCH. 20	5/16 (7.9)	1/8 (3.2)	
24 - 29 (610-737)	-	5/16 (7.9)	3/16 (4.8)	
30 - 39 (762-991)	-	3/8 (9.5)	1/4 (6.4)	
40 - 60 (1016-1524)	-	7/16 (11.1)	1/4 (6.4)	
61 - 80 (1549-2032)	-	1/2 (12.7)	5/16 (7.9)	
81 - 100 (2057-2540)	-	1/2 (12.7)	3/8 (9.5)	

Applicazione del metodo di selezione

Testate

Function *Serbatoio in pressione*

Objectives

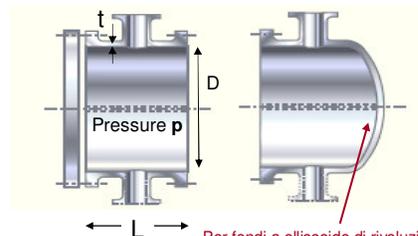
- Minimizzare massa
- Minimizzare costo

Constraints

- Dimensioni L, D (mantello), pressioni Δp (dati progetto e derivati)
- Resistenza alla corrosione (dipende dal fluido)
- Temperature di servizio (dati di progetto)
- Dilatazione termica limitata
- Resistenza strutturale
- Adeguata tenacità alla frattura: $K_{Ic} > 10 \text{ MPa}\cdot\text{m}^{1/2}$

Free variables

- Spessore t
- Scelta del materiale



Per fondi a ellissoide di rivoluzione
vedere calcolo dello stato tensionale

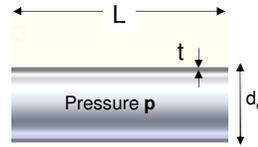
Metrica TS1, Metrica TS2

Applicazione del metodo di selezione

Tubi

Function

*Tubo in pressione
per scambio termico*



Objectives

- Massimizzare efficienza di scambio termico per unità di area (contenere l'ingombro dello scambiatore), per unità di massa (contenere il peso dello scambiatore), per unità di costo (contenere il costo dello scambiatore)

Constraints

- Dimensioni L , d_o , pressioni Δp (dati progetto e derivati)
- Resistenza alla corrosione (dipende da entrambi i fluidi)
- Temperature di servizio (dati di progetto)
- Dilatazione termica limitata
- Resistenza strutturale
- Adeguata tenacità alla frattura: $K_{Ic} > 10 \text{ MPa}\cdot\text{m}^{1/2}$

Free variables

- Spessore t (nella pratica t è abbinato a d_o)
- Scelta del materiale

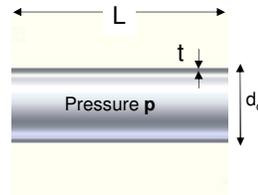
Applicazione del metodo di selezione

Tubi

Objective 1

$$\frac{q_T}{A_o} = \frac{\lambda}{t} \cdot \Delta T$$

$\lambda =$ conduttività termica
 $\Delta T =$ MTD oppure ΔT_{max}



Constraint

$$\sigma = \frac{\Delta p \cdot r_o}{t} < \frac{\sigma_y}{S_f}$$

Eliminando la variabile libera t si ottiene:

$$p = f[\text{Functional Requirements, } F, \text{ Geometric Parameters, } G, \text{ Material Properties, } M]$$



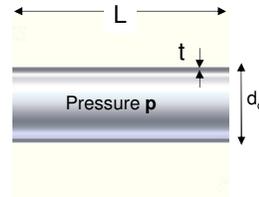
$$p = f_1(F) f_2(G) f_3(M) \rightarrow \text{Metrica TB1}$$

Applicazione del metodo di selezione

Tubi

Objective 2

$$\frac{q_T}{m} = \frac{\lambda}{t^2 \cdot \rho} \cdot \Delta T \quad (m = A_o t \rho)$$



Constraint

$$\sigma = \frac{\Delta p \cdot r_o}{t} < \frac{\sigma_y}{S_f}$$

Eliminando la variabile libera t si ottiene:

$$p = f[\text{Functional Requirements, } F, \text{ Geometric Parameters, } G, \text{ Material Properties, } M]$$



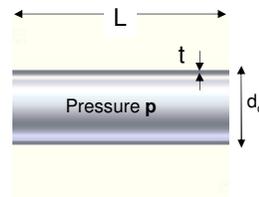
$$p = f_1(F) f_2(G) f_3(M) \rightarrow \text{Metrica TB2}$$

Applicazione del metodo di selezione

Tubi

Objective 3

$$\frac{q_T}{C_m \cdot m} = \frac{\lambda}{C_m \cdot t^2 \cdot \rho} \cdot \Delta T$$



Constraint

$$\sigma = \frac{\Delta p \cdot r_o}{t} < \frac{\sigma_y}{S_f}$$

Eliminando la variabile libera t si ottiene:

$$p = f[\text{Functional Requirements, } F, \text{ Geometric Parameters, } G, \text{ Material Properties, } M]$$

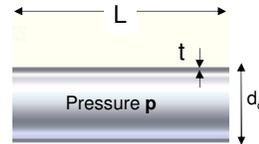


$$p = f_1(F) f_2(G) f_3(M) \rightarrow \text{Metrica TB3}$$

Applicazione del metodo di selezione

Tubi - Verifiche vincoli aggiuntivi

Function *Tubo in pressione per scambio termico*



Objectives

- Massimizzare efficienza di scambio termico per unità di area (contenere l'ingombro dello scambiatore), per unità di massa (contenere il peso dello scambiatore), per unità di costo (contenere il costo dello scambiatore)

Constraints

- **Resistenza al carico termico**

$$\sigma_t = \sigma_z = \begin{cases} -\frac{\alpha E(T_i - T_e)}{2(1-\nu)} & \text{per } r = r_i \\ \frac{\alpha E(T_i - T_e)}{2(1-\nu)} & \text{per } r = r_e \end{cases}$$

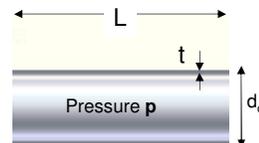
α = coefficiente di dilatazione termica
 E = Modulo di Young

$$\sigma_t = \sigma_z < \frac{\sigma_y}{S_f} \rightarrow \text{Verifica sul materiale } (\alpha, E, \sigma_y)$$

Applicazione del metodo di selezione

Tubi - Verifiche vincoli aggiuntivi

Function *Tubo in pressione per scambio termico*

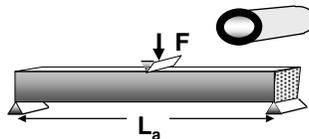


Objectives

- Massimizzare efficienza di scambio termico per unità di area (contenere l'ingombro dello scambiatore), per unità di massa (contenere il peso dello scambiatore), per unità di costo (contenere il costo dello scambiatore)

Constraints

- **Rigidezza a flessione**



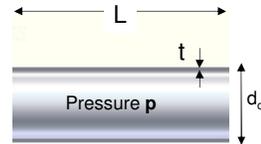
F = peso (porzione di tubo + fluido)
 L_a = spazatura appoggi
 S = rigidezza (*stiffness*)
 C = costante (dipende dalle condizioni di carico e vincolo)
 I = momento di inerzia (corona circolare)
 E = Modulo di Young
 f_{max} = freccia massima amm (= $L_a/500$)

$$S = \frac{CEI}{L_a^3} > \frac{F}{f_{max}} \rightarrow \text{Verifica su spessore e materiale}$$

Applicazione del metodo di selezione

Tubi - Verifiche vincoli aggiuntivi

Function *Tubo in pressione per scambio termico*

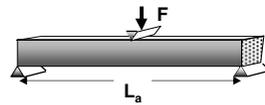


Objectives

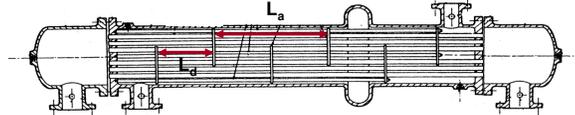
- Massimizzare efficienza di scambio termico per unità di area (contenere l'ingombro dello scambiatore), per unità di massa (contenere il peso dello scambiatore), per unità di costo (contenere il costo dello scambiatore)

Constraints

- **Rigidità a flessione**



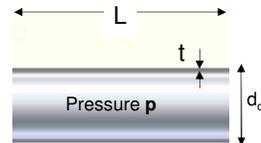
F = peso (porzione di tubo + fluido)
 L_a = spaziatura appoggi (dipende dalla configurazione dei diaframmi)
 L_d = spaziatura diaframmi (40÷60% D)



Applicazione del metodo di selezione

Tubi - Verifiche vincoli aggiuntivi

Function *Tubo in pressione per scambio termico*



Objectives

- Massimizzare efficienza di scambio termico per unità di area (contenere l'ingombro dello scambiatore), per unità di massa (contenere il peso dello scambiatore), per unità di costo (contenere il costo dello scambiatore)

Constraints

- **Spessori caratteristici dei tubi**

Tube O.D. mm	B. W. G. Gage	Thickness mm
6.35	22	0.711
	24	0.559
	26	0.457
9.53	27	0.406
	18	1.245
	20	0.889
12.7	22	0.711
	24	0.559
	16	1.651
	18	1.245
	20	0.889
	22	0.711

15.88	12	2.766
	13	2.413
	14	2.106
	15	1.829
	16	1.651
	17	1.473
	18	1.245
	19	1.067
	20	0.889
	19.05	10
	11	3.048
	12	2.769
	13	2.413
	14	2.106
	15	1.829
	16	1.651
	17	1.473
	18	1.245
20	0.889	

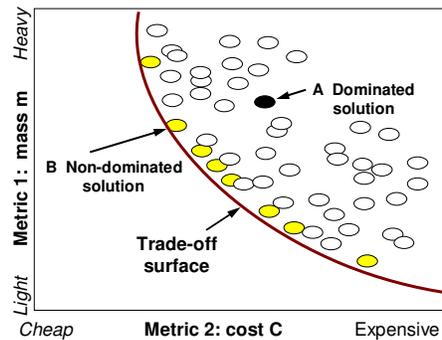
Se si decidesse o fosse necessario variare lo spessore del tubo rispetto al valore scelto preliminarmente, occorrerebbe ricalcolare il coefficiente di scambio termico U_o e reiterare il dimensionamento

Applicazione del metodo di selezione

Analisi multi-obiettivo

- **Metodo grafico**

Due metriche (mantello, testate)



- **Metodo delle proprietà normalizzate e pesate**
Qualsiasi numero di metriche (tubi, mantello, testate)

$$\gamma = \sum_{i=1}^n \varphi_i \cdot B_i$$

Supporti

Carte di selezione

- Temperature di servizio
- Dilatazione termica
- Conduttività termica
- Tenacità alla frattura
- Costi
- Combinazione di proprietà (Indici di prestazione)

Risorse web

- Applicazioni scambiatori
- Proprietà dei materiali

Cambridge Engineering Selector

- Tutorial: *EduPack2005 - Getting Started*