

Les échangeurs de chaleur

par Rafic YOUNES

ULFG – S9
Département Mécanique



Plan

- 1 - Introduction
- 2 - Technologie générale
- 3 - Classification
- 4 - Méthode DLMT
- 5 - Méthode NUT
- 6 - Coefficient d'échange
- 7 - Optimisation d'un échangeur
- 8 - Applications
- 9 - Résumé



1 - Introduction

- les échangeurs thermiques sont nécessaires dans plusieurs types d'industrie : Chauffage et Froid, Pétrochimie, Chimie, Distillerie, Agroalimentaire, Papeterie, Environnement, ...
- les échangeurs thermiques doivent présenter une grande surface d'échange de chaleur sous un volume externe le plus réduit possible.
- Pour ces types d'échangeurs, l'échange thermique se fait généralement entre deux fluides distincts.

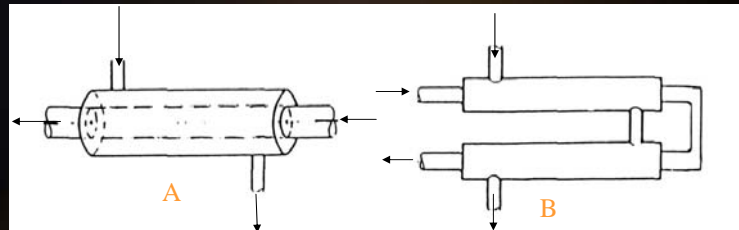


1 - Introduction

- Le **fluide secondaire** sera le **FLUIDE TRAITÉ** : fluide chauffé ou fluide refroidi.
- Le **fluide primaire** sera le **FLUIDE SERVANT AU TRAITEMENT** : Eau chaude ou Eau glacée - Vapeur BP, MP ou HP - Fluide frigorigène
- Les échangeurs à fluides séparés permettent le **transfert de chaleur d'un fluide à un autre sans mélange**. Les mécanismes de transfert thermique utilisés sont : la **convection forcée** entre fluide primaire et paroi - la **conduction** à travers la paroi - la **convection libre ou forcée** entre paroi et fluide secondaire
- D'autre part, l'un des fluides peut subir un changement de phase : Condensation - Vaporisation - Ébullition

2 - Technologie générale

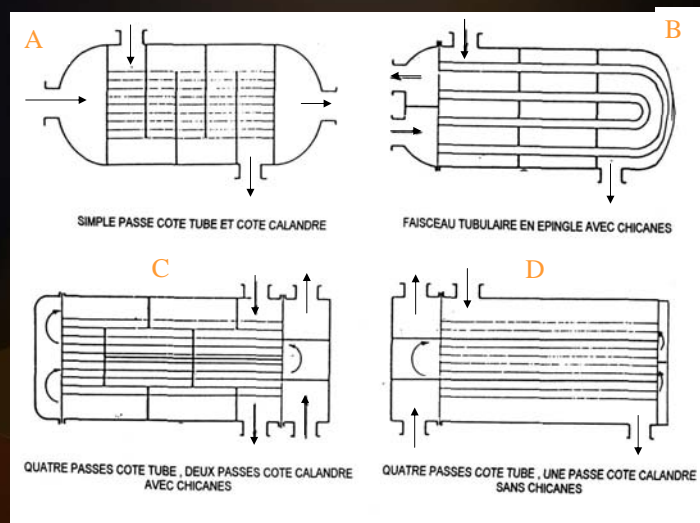
• Échangeur coaxial ou Échangeur double tubes



- L'écoulement des fluides peut se faire dans le même sens ou en contre-sens
- Faible surface d'échange ➔ encombrement important si grande surface d'échange

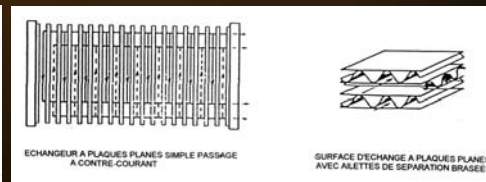
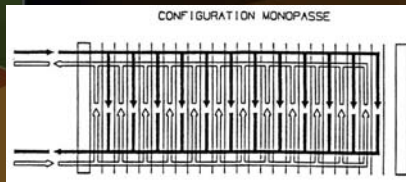
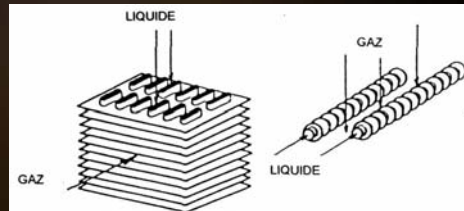
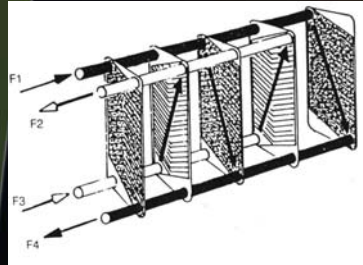
2 - Technologie générale

• Échangeur à faisceau et calandre



2 - Technologie générale

• Échangeur à plaques



3 - Classification

- Une classification peut être établie d'après le sens relatif des écoulements des deux fluides. On distingue donc :
 - ① les échangeurs à courants parallèles ou échangeur anti-méthodique \Rightarrow écoulement des 2 fluides parallèle et dans le même sens.
 - ② les échangeurs à contre-courant ou échangeur méthodique \Rightarrow écoulement des 2 fluides parallèle et en sens contraire.
 - ③ les échangeurs à courants croisés avec ou sans brassage \Rightarrow écoulement des 2 fluides perpendiculairement l'un par rapport à l'autre.

4 - Méthode DLMT

méthode des Différences de Températures Logarithmiques Moyennes :

Cas où l'échangeur est à dimensionner :

Les débits des fluides chauds et froids et leurs températures sont connus à l'entrée et à la sortie.

L'objectif consiste alors à déterminer:

- la surface d'échange requise
- la géométrie appropriée en fonction du type d'échangeur, du coût, de la masse et de l'encombrement.

Flux de chaleur au travers d'une paroi :

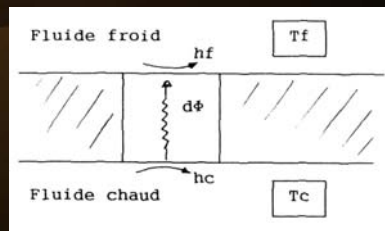
$$d\Phi = K \cdot (T_c - T_f) \cdot dS$$

Flux de chaleur cédé ou reçu :

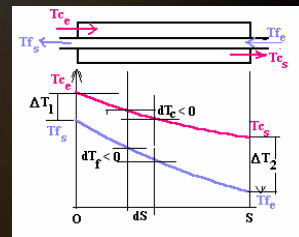
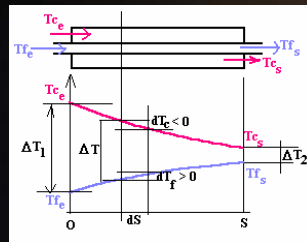
$$d\Phi = -\dot{m}_c C_{pc} dT_c = \dot{m}_f C_{pf} dT_f$$

Bilan total d'énergie :

$$\Phi = \dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe})$$



4 - Méthode DLMT



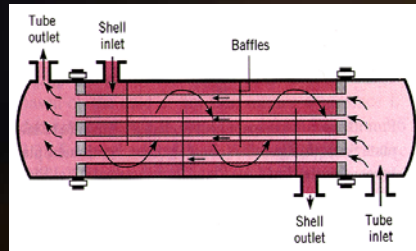
$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}}\right) d\Phi = -\left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}}\right) \cdot K \cdot (T_c - T_f) \cdot dS$$

$$\text{Log} \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = -\left(\frac{T_{ce} - T_{cs}}{\Phi} + \frac{T_{fs} - T_{fe}}{\Phi}\right) \cdot K \cdot S = \left[(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})\right] \cdot \frac{K \cdot S}{\Phi}$$

$$\Phi = K \cdot S \cdot \Delta T_{LM} \quad \text{avec : } \Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\text{Log} \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

4 - Méthode DLMT

- Échangeurs coque et tubes ou à faisceau tubulaires : Pour ces échangeurs, la différence de températures moyenne logarithmique doit être corrigée par un coefficient de correction : F



F : Facteur de forme

$$\Phi = K \cdot S \cdot F \cdot \Delta T_{LM}$$

- Des abaques donnent F en fonction de deux paramètres sans dimension calculés à partir des températures terminales des deux fluides;

$$P = \frac{t_s - t_e}{T_e - t_e}$$

$$R = \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e}$$

4 - Méthode DLMT

- Exercice:

Un échangeur à tubes concentriques et écoulement contre-courant est conçu pour élever la température d'un écoulement d'eau à 1.2 kg/s de 20°C à 80°C par un écoulement d'eau provenant d'une source géothermale à 160°C à un débit massique de 2 kg/s. Le tube intérieur est une paroi très mince de 1.5 cm de diamètre. Si le coefficient K est de 640W/m²K, déterminer la longueur de l'échangeur de chaleur.

Solution :

$$T_{sc} = 124; \Phi = 300960 \text{ W}; S = 5.14 \text{ m}^2; l = 109 \text{ m};$$

5 – Méthode NUT

- Méthode NUT = Calcul de performance
- Cas où l'échangeur existe :
 - Sa taille et son type sont spécifiés,
 - Le débit et la température aux entrées sont connus.
- L'objectif consiste alors à déterminer :
 - les températures de sortie,
 - les pertes de charges,
 - et le transfert thermique.

5 – Méthode NUT

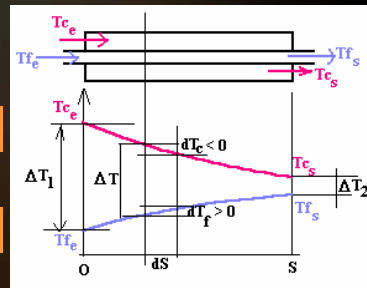
Échangeurs co-courant

Bilan total d'énergie :

$$\Phi = \dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe})$$

Bilan thermique entre 0 et x :

$$\dot{m}_c C_{pc} [T_{ce} - T_c(x)] = \dot{m}_f C_{pf} [T_f(x) - T_{fe}]$$



Flux de chaleur cédé ou reçu et à travers la paroi :

$$d\Phi = -\dot{m}_c C_{pc} dT_c = \dot{m}_f C_{pf} dT_f = K \cdot [T_c(x) - T_f(x)] \cdot dS$$

$$T_f(x) = \frac{T_{fe} + r \cdot T_{ce} + r \cdot (T_{fe} - T_{ce}) \cdot e^{-m \cdot S(x)}}{1 + r}$$

$$r = \frac{\dot{m}_c \cdot C_{pc}}{\dot{m}_f \cdot C_{pf}}$$

$$T_c(x) = \frac{T_{fe} + r \cdot T_{ce} + (T_{ce} - T_{fe}) \cdot e^{-m \cdot S(x)}}{1 + r}$$

$$m = \frac{K \cdot (1 + r)}{\dot{m}_c \cdot C_{pc}}$$

5 – Méthode NUT

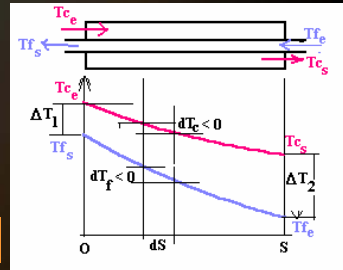
Échangeurs contre-courant

Bilan total d'énergie :

$$\Phi = \dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe})$$

Bilan thermique entre 0 et x :

$$\dot{m}_c C_{pc} [T_{ce} - T_c(x)] = \dot{m}_f C_{pf} [T_{fs} - T_f(x)]$$



Flux de chaleur cédé ou reçu et à travers la paroi :

$$d\Phi = -\dot{m}_c C_{pc} dT_c = -\dot{m}_f C_{pf} dT_f = K \cdot [T_c(x) - T_f(x)] \cdot dS$$

$$T_f(x) = \frac{T_{fs} - r \cdot T_{ce} + r \cdot (T_{ce} - T_{fs}) \cdot e^{-m \cdot S(x)}}{1 - r}$$

$$r = \frac{\dot{m}_c \cdot C_{pc}}{\dot{m}_f \cdot C_{pf}}$$

$$T_c(x) = \frac{T_{fs} - r \cdot T_{ce} + (T_{ce} - T_{fs}) \cdot e^{-m \cdot S(x)}}{1 - r}$$

$$m = \frac{K \cdot (1 - r)}{\dot{m}_c \cdot C_{pc}}$$

5 – Méthode NUT

• Exercice (Méthode NUT)

Un échangeur thermique reçoit un débit de fluide chaud de 5200 kg/h à 120°C, $C_{pc} = 0,26 \text{ kcal.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$. Ce fluide chaud est utilisé pour le chauffage d'un débit de 20000 kg/h de fluide froid admis à 20°C avec $C_{pf} = 1 \text{ kcal.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$. L'aire de la surface d'échange est $A_T = 160 \text{ m}^2$. La valeur moyenne de K est $23.2 \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.

Solution :

$$T_{sc} = 33.5^\circ\text{C}; \quad T_{sf} = 25.8^\circ\text{C}$$



6 – Coefficient d'échange

- La résistance thermique globale à l'échange est :

$$\frac{1}{K \cdot S} = \frac{1}{K_F \cdot S_F} + \frac{1}{K_c \cdot S_C}$$

- Globalement,

$$\frac{1}{KS} = \frac{1}{(\eta_T hS)_i} + \frac{R_{E,i}}{(\eta_T S)_i} + \frac{\ln(D_e / D_i)}{2\pi k_p L} + \frac{R_{E,e}}{(\eta_T S)_e} + \frac{1}{(\eta_T hS)_e}$$

où η_T est le rendement total de la surface.
 $R_{E,i}$ et $R_{E,e}$ représentent les résistances imputables à l'encrassement.



6 – Coefficient d'échange

⇒ Quelques résistances d'encrassement :

Fluides et conditions d'utilisation	Résistance d'encrassement
Eau de mer, température < 50[°C]	1.10 ⁻⁴ [m ² .K/W]
Eau de mer, température > 50[°C]	2.10 ⁻⁴ [m ² .K/W]
Eau de rivière très sale	10 à 20.10 ⁻⁴ [m ² .K/W]
Eau traitée pour chaudières	2.10 ⁻⁴ [m ² .K/W]
Vapeur non grasse	1.10 ⁻⁴ [m ² .K/W]
Air industriel	4.10 ⁻⁴ [m ² .K/W]
Liquide réfrigérant	2.10 ⁻⁴ [m ² .K/W]
Fuel, Gasoil	4 à 6.10 ⁻⁴ [m ² .K/W]
Essence, Kérosène	2.10 ⁻⁴ [m ² .K/W]



7 - Optimisation d'un échangeur

Problème : Concevoir un échangeur de chaleur en optimisant la somme des coûts relatifs à : l'investissement, le fonctionnement et le pompage.

$$\text{Min } C = C_I + C_f + C_p$$

En respectant les contraintes égalités suivantes :

$$\Phi_c + \Phi_f = 0$$

$$\Phi = K \cdot S \cdot F \cdot \Delta T_{LM}$$

$$K = f(Nu, Re, \dots)_{i,e}$$

$$\Delta P = \lambda(Re) \cdot f(\dot{m}_{i,e}, D_{i,e}, L, \dots)$$

Et les contraintes inégalités suivantes :

$$\text{Variables de décision} \geq 0$$

$$\text{Résistance} \leq \text{Résistance Limite}$$

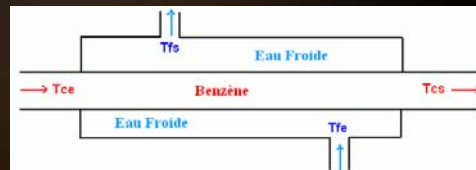


7 - Optimisation d'un échangeur

Application 1 : Concevoir un échangeur de chaleur permettant de refroidir un débit de Benzène (1 kg/s) de 75°C à 50°C à l'aide d'un courant d'eau à 10°C.

$$C_f = \dot{m}_f \cdot C_E$$

$$C_p = C_{elec} \cdot \left(\frac{\dot{m}_f}{\rho_f} \Delta P_f + \frac{\dot{m}_c}{\rho_c} \Delta P_c \right)$$



$$C_I = \left[\left(\frac{\pi}{4} (d_i + 2e)^2 - \frac{\pi}{4} d_i^2 \right) + \left(\frac{\pi}{4} (D_i + 2e)^2 - \frac{\pi}{4} D_i^2 \right) \right] \cdot L \cdot \rho_m \cdot C_M$$

C_M : coût à payer par heure pour un investissement de 1 kg

C_e : prix du kg d'eau de refroidissement

C_{ele} : prix du KW.h

$$\text{Cout} = C_I + C_f + C_p$$

7 - Optimisation d'un échangeur

Application 3 : Radiateur de chauffage

$$C_{out} = \left(\frac{\pi}{4} (d_i + 2e)^2 - \frac{\pi}{4} d_i^2 \right) \cdot N \cdot H \cdot \rho_m \cdot C_M + C_e \cdot N \cdot \dot{m} + \left(\dot{m} / \rho \cdot \Delta P \cdot N \right) \cdot C_{elec}$$

Égalités :

$$\Delta P = \frac{1}{2} \cdot (0,0014 + 0,125 \cdot Re^{-0,32}) \cdot \frac{L}{r_H} \cdot \rho \cdot \left(\frac{\dot{m}}{A} \right)^2$$

$$\Phi = \dot{m} \cdot C_{eau} \cdot (T_{in} - T_{out}) = K \cdot S \cdot \Delta T_{ml}$$

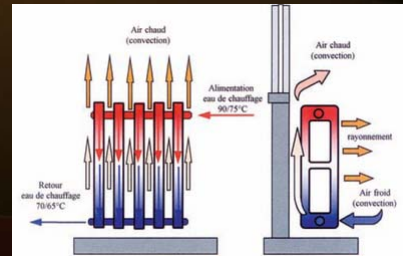
$$K = \frac{1}{\left[\left(\frac{1}{h_c} + R_{EC} \right) + \frac{S_C}{S_M} \cdot \frac{e}{\lambda} + \left(R_{EF} + \frac{1}{h_f} \right) \frac{S_C}{S_F} \right]}$$

Inégalités :

$$T_{out} \geq T_{air} \text{ } ^\circ C$$

$$H \leq 0,9 \text{ m}$$

$$e \geq \frac{d_i}{2} \cdot \left(\sqrt{\frac{R_p + \Delta P}{R_p - \Delta P}} - 1 \right)$$



9 - Résumé

- Bilan thermique des échangeurs.
- Méthode DLMT pour concevoir des échangeurs.
- Méthode NUT pour simuler les températures dans les échangeurs.
- Optimisation numérique des échangeurs avec 3 applications.