

### 3. DIMENSIONNEMENT ET OPTIMISATION DES ÉCHANGEURS THERMIQUES

#### 3.1. Introduction

Dans tout calcul d'échangeur de chaleur, le but est d'obtenir la récupération d'une certaine quantité de chaleur dans les conditions économiques optimales qui est un compromis entre les frais d'investissement et les frais opératoires.

#### 3.2. Hypothèses

Tout d'abord les calculs sont réalisés sous certaines hypothèses simplificatrices:

- **Régime permanent.**
- Les **caractéristiques** des fluides ( $\rho$ ,  $\mu$ ,  $\lambda$ ,  $C_p$ ) sont **constants**.
- Les **températures** sont **variables** dans l'échangeur.
- La **pression** peu variable.
- Les fluides sont **monophasiques** « pas de changement de phase ».
- Le transfert thermique ne s'effectue que par **convection et conduction**.
- Echangeur **adiabatique**.

#### 3.3. Dimensionnement

Le problème du dimensionnement thermique dans une installation industrielle commence tout d'abord, par la sélection du type d'échangeur adapté au problème posé, puis vient la phase de dimensionnement thermique proprement dite ; elle est destinée à fixer par le calcul de la surface d'échange nécessaire au transfert de puissance sur les fluides considérés.

Il existe deux méthodes de calcul et de dimensionnement des échangeurs de chaleur :

- Les méthodes analytiques : comme la méthode DTLM, et la méthode des NUT.
- Les méthodes numériques : méthode des volumes finis, éléments finis et différences finies.

##### 3.3.1. Principes de Calcul

Deux types de calcul thermique sont envisageables pour la caractérisation de l'échangeur :

- La détermination de surface d'échange  $S$  connaissant la puissance échangée et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides.
- La détermination des températures de sorties des fluides, connaissant leurs températures d'entrée et la surface d'échange.

##### 3.3.2. Méthode DTLM

La puissance thermique échangée dans l'échangeur est déterminée par :

$$\Phi = k \cdot S \cdot \Delta T_{LM}$$

$$\Delta T_{LM} = [(T_{cs} - T_{fs}) / (T_{ce} - T_{fe})] / \log [(T_{cs} - T_{fs}) / (T_{ce} - T_{fe})]$$

L'expression précédente signifie que la puissance thermique échangée est proportionnelle à la surface d'échange S et à la différence de température logarithmique moyenne. Le coefficient de proportionnalité est le coefficient d'échange global k

A l'aide de cette méthode, la surface d'échange peut être calculée par la relation :

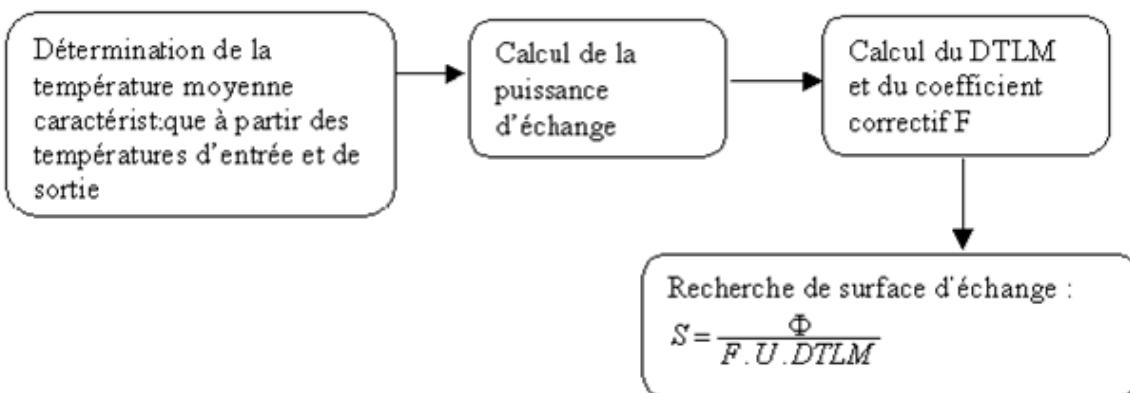
$$S = \Phi / k [(T_{cs} - T_{fs}) / (T_{ce} - T_{fe})] / \text{Log} [(T_{cs} - T_{fs}) / (T_{ce} - T_{fe})] = \Phi / k \Delta T_{LM}$$

Dans la pratique, on préfère exprimer cette différence moyenne à partir de la différence moyenne logarithmique d'un échangeur à contre-courant calculé avec les mêmes températures d'entrée et de sortie des fluides, multipliée par un facteur correctif F :

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

Ce facteur correctif F vaut 1 dans le cas d'un échangeur à contre-courant.

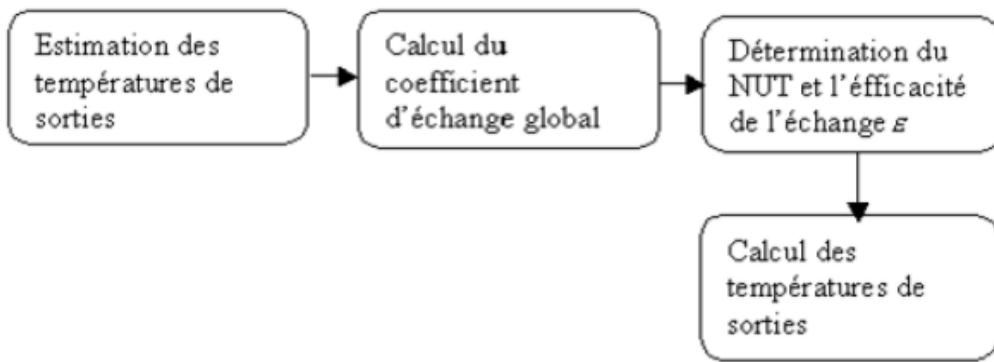
Le déroulement de calcul peut se faire schématiquement par la figure:



### 3.3.3. Méthode NUT

La méthode NUT permet une réponse élégante et rapide à la plupart des problèmes qui se posent dans les études relatives aux échangeurs. Ceux-ci se répartissent en deux grandes classes :

- Des problèmes de conception dans lesquels les températures d'entrée et une température de sortie sont imposées, les débits étant connus.
- Des problèmes de performance où les données sont le modèle et la taille de l'échangeur, les débits et les températures d'entrée. Il s'agit alors de déterminer la puissance et les températures de sorties. La méthode permet de calculer NUT à partir des données initiales, d'où l'en déduit la valeur de l'efficacité ; les deux températures de sortie. La puissance thermique s'obtient par le bilan enthalpique global.



### 3.3.4. Etapes de calcul

- Détermination de température du second fluide à partir des équations de bilan:  

$$\phi = \dot{m}_c C_{pc}(T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f C_{pf}(T_{fs} - T_{fe})$$
- Calcul de la différence de température logarithmique moyenne :  $\Delta T_{LM}$
- Calcul du nombre d'unité de transfert NUT définissant le service thermique demandé ainsi que l'efficacité de l'échangeur.
- Connaissant la géométrie de l'échangeur, il est nécessaire de choisir une vitesse caractéristique de l'écoulement dans les tubes.
- Calcul des coefficients de transfert de chaleur de chaque côté des fluides considérés et cela en utilisant les corrélations appropriées.
- Evaluation du coefficient d'échange global  $k$  de transfert de chaleur, sans tenir compte de l'encrassement (coefficient d'échange propre) pour un premier calcul, et en tenant compte de l'encrassement pour un deuxième calcul (coefficient d'échange encrassé).
- Calcul de la surface d'échange correspondante au coefficient d'échange calculé, et ceci suivant la méthode utilisée (méthode NUT, méthode DTLM).
- Comparaison entre la surface nécessaire pour réaliser le service demandé et la surface considérée au début.
- Calcul des pertes de charge sur chaque circuit à partir des corrélations appropriées.
- Comparaison avec les pertes de charges maximales admissibles.

### 3.3.5. Exemple de dimensionnement d'un échangeur multitubulaire avec calandre

Considérons un échangeur tubes/calandre avec un taux d'eau de **3.783 kg/s** chauffé de **37.78 °C** à **54.44 °C**.

Du coté de la calandre un passe utilise de l'eau comme fluide de chauffage, **1.892 kg/s**, présentant l'échangeur à **93.33°C**. Le coefficient d'échange global est **1419 W / m<sup>2</sup> . °C** et la vitesse moyenne d'eau dans les tubes de diamètre **1.905 cm** est **0.366 m/s**.

Pour limiter les espaces, la longueur des tubes ne doit pas être plus longue que **2.438 m**.

➤ Coté tube

- Calcul de la puissance de l'échangeur :

$$\Phi = \dot{m}_f \cdot C_{pf} \Delta T_f = (3.783 \times 4182)[54.44 - 37.78] = 263.6 \times 10^5 \text{ W.}$$

$$\Delta T_c = \Phi / \dot{m}_c \cdot C_{pc} = 33.33^\circ\text{C} \quad \Rightarrow \quad T_{cs} = 93.33 - 33.33 = 60^\circ\text{C}$$

- Pour un échangeur à contre courant :

$$\Delta T_{LM} = [(T_{cs} - T_{fs}) / (T_{ce} - T_{fe})] / \log [(T_{cs} - T_{fs}) / (T_{ce} - T_{fe})] = 29.78^\circ\text{C.}$$

- Calcul de la surface d'échange :

$$S = \Phi / k \Delta T_{LM} = 6.238 \text{ m}^2$$

- En utilisant la vitesse moyenne de l'eau dans les tubes et le débit, on calcule la surface totale de l'écoulement :

$$S = \dot{m}_f / \rho \cdot v = 0.01034 \text{ m}^2$$

- Calcul du nombre de tubes :

$$0.01034 = N_{tubes} \cdot (\pi \cdot d^2 / 4) \Rightarrow N_{tubes} = 36.3 \text{ (Le nombre de tubes est donc 36)}$$

- Calcul de la longueur des tubes :

$$S = N_{tubes} \pi d L \Rightarrow L = (S / N_{tubes} \pi d) = 2.898 \text{ m}$$

Or la longueur des tubes ne doit pas dépasser 2.438 m.

On doit employer plus d'une passe coté tubes.

En utilisant deux passes, le facteur de correction **F=0.88**

$$S = \Phi / k F \Delta T_{LM} = 7.089 \text{ m}^2$$

Le nombre de tubes par passe est toujours 36 à cause de la condition sur la vitesse. Pour un échangeur à deux passes côté tubes toute la surface est liée à la longueur :

$$L = (S / 2 N_{tubes} \pi d) = 1.646 \text{ m}$$

➤ Coté calandre

L'enveloppe métallique qui entoure le faisceau tubulaire est la calandre, généralement construite en acier au carbone.

La calandre doit pouvoir contenir le volume de tous les tubes et l'espace entre chaque tube ainsi qu'un volume entre les tubes et la calandre.

### 3.4. Optimisation des échangeurs

#### 3.4.1. Introduction

Les échangeurs de chaleur ont des applications nombreuses et variées qui font qu'il existe une très grande variété de configurations. Celles-ci peuvent se différencier par la nature des matériaux employés (métalliques, verres, plastiques, céramiques, graphite) ; le choix du matériau résulte souvent de contraintes d'usage, mais aussi de considérations économiques exemplaires :

- contraintes thermomécaniques (niveaux de température et pression) ; agressivité des produits traités (attaque chimique, corrosion) ; l'ammoniaque nécessite des conduits en acier ;
- la nature et les écoulements des fluides de transfert : liquide, gaz, mélanges polyphoniques (gaz liquide), liquide- particules, gaz particules); écoulements pulvérulents (poudres, grains) ;

La grande variété des solutions possibles conduit à l'optimisation de l'échangeur en situation. Il apparaît alors deux types successifs d'optimisation:

- L'optimisation statique de l'échangeur dans le système où le procédé : cette optimisation doit répondre à un dimensionnement optimal de l'échangeur pour un fonctionnement donné (optimisation de conception) ou à un fonctionnement optimisé pour un dimensionnement existant. Cette alternative à l'optimisation globale peut donner lieu à de variantes intermédiaires.
- A l'approche globale (systématique) précédente peut correspondre une approche locale, celle-ci correspond alors à l'optimisation dynamique de l'échangeur : l'échangeur de chaleur étant en situation, ses conditions de fonctionnement peuvent varier avec le temps. Il s'agit alors d'optimiser dans le temps la performance de l'échangeur : optimisation du comportement en régime transitoire.

#### 3.4.2. Optimisation statique d'échangeurs de chaleur

Optimisation au sens du premier principe : Le problème général revêt trois approches pratiques essentielles ; on cherche à l'usage d'un échangeur, soit à augmenter sa performance, soit à réduire les coûts qui lui sont associés, soit à réduire son encombrement. On remarquera qu'à ces trois objectifs peuvent correspondre des contraintes diverses.

Par ailleurs, la recherche du maximum d'efficacité thermodynamique coïncide généralement avec le minimum de coût de fonctionnement (première approche).

Quelques critères globaux : Parmi les critères d'évaluation de performance d'un échangeur, on retiendra la diminution de S (coût de fabrication) ; la diminution du coût mécanique (puissance de pompage, pertes de pression ou coût de fonctionnement).

Les fonctions objectives précédentes sont souvent associées à des contraintes.

#### 3.4.3. Optimisation dynamique des échangeurs de chaleur

- Transitoires longs ou courts :

Les Transitoires peuvent conduire à des réponses de l'échangeur très différentes. On distinguera les Transitoires longs des Transitoires courts.

Un exemple de Transitoires long en échangeur (ou Transitoires glissant) est l'encrassement des échangeurs. Un exemple de Transitoires courts est l'ouverture d'une vanne d'alimentation en fluide par tout ou rien. Ces deux exemples conduisent à des constantes de temps complètement différentes : de l'ordre de la journée au minimum dans le premier cas, de l'ordre de la seconde ou la minute, selon que l'on considère les aspects mécanique ou thermique dans le second cas.

- Transitoires sur les températures ou puissances échangées :

La réponse de l'échangeur de chaleur peut être recherchée soit en température T (variable intensive), soit en quantité de chaleur échangée (variable extensive).

Les études les plus courantes dans la littérature sont relatives à la variable intensive T.

#### 3.4.4. Exemple de dimensionnement d'un échangeur multitubulaire

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



Concevoir l'échangeur en optimisant la somme des couts relatifs à l'investissement, le fonctionnement et le pompage :

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

En respectant les contraintes suivantes :

$$\Phi = k S F \Delta T_{LM}$$

$$\Phi_f + \Phi_c = 0$$

$$k = f(Nu, Re, Pr, \dots)$$

$$\Delta P = \lambda(Re) \cdot f(m_i, D_i, L, \dots)$$

**Résistance ≤ Résistance limite**

**Variables ≥ 0**

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

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

$$C_p = C_{ele} \cdot [(\dot{m}_f / \rho_f) \Delta P_f + (\dot{m}_c / \rho_c) \Delta P_c]$$

$$C_I = [((\pi/4)(d_i + 2e)^2 - (\pi/4)d_i^2) + ((\pi/4)(D_i + 2e)^2 - (\pi/4)D_i^2)] \cdot L \cdot \rho_m \cdot C_M$$

Avec :

$C_e$  : Prix du kg d'eau de refroidissement

$C_{ele}$  : Prix du KW.h

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

- Le flux de chaleur cédée ou reçue à travers la paroi :

$$\phi = \dot{m}_c C_{pc}(T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f C_{pf}(T_{fs} - T_{fe}) = k S \Delta T_{LM}$$

- Coefficient de transfert global :

$$K = 1 / [ (1/h_c) + R_{ec} + (e/\lambda) \cdot (S_c/S_m) + ((1/h_f) + R_{ef}) \cdot (S_c/S_f) ]$$

- $h_c$  et  $h_f$  sont déterminés à partir de :

$$Nu = h \cdot D_{eq} / \lambda = 0,02 \cdot Re_{eq}^{0.2} Pr^{0.33}$$

- Les pertes de charges hydrauliques :

$$\Delta P = (1/2) \cdot f \cdot (L/r_H) \cdot \rho \cdot V^2$$

- $f = 0,0014 + 0,125 \cdot Re^{-0.32}$

- Résistance mécanique :  $e \geq (d_i/2) \cdot [(R_F + \Delta P_c) / (R_F - \Delta P_f)]^{1/2} - 1$

- Inégalités :  $T_{fs} \leq 75^\circ C$

- Toutes les variables :  $(\phi, \dot{m}_f, T_{fs}, k, h_c, h_f, d_i, D_i, L, \Delta P_c, \Delta P_f, e) \geq 0$

- La solution optimale :

$$d_i = 0.0296 \quad e = 0.0010 \quad D_i = 0.0358 \quad L = 15.4261 \quad \dot{m}_f = 0.2143 \quad T_{fs} = 58^\circ C$$

- Le cout optimal :  $C = 771.54$