Ce Chapitre présente des généralités sur les échangeurs de chaleur à savoir la description d'un échangeur de chaleur, les différentes classifications des échangeurs de chaleur (suivant le mode de transfert de chaleur, le procédé de transfert de chaleur, la compacité de la surface, le nombre de fluide, la nature du matériau de la paroi d'échange, la disposition des écoulements et suivant la construction) et le coefficient d'échange globale. Nous avons également présenté deux méthodes de calcul des performances des échangeurs de chaleur (DTLM et NUT).

I.1 Description d'un échangeur de chaleur

Un échangeur de chaleur est un dispositif qui permet le transfert d'énergie thermique entre deux fluides (ou plus) séparés par une surface solide. Il représente un élément clef dans l'industrie, il possède des applications très larges ; la production d'énergie mécanique ou électrique à partir de l'énergie thermique, la récupération d'énergie résiduelle, le chauffage et le conditionnement de l'air, différentes industries chimique, alimentaire ou manufacturière, la technique de réfrigération, …etc.

Pour réaliser le transfert dans un échangeur, on utilise les agents thermiques ou caloporteurs, ils sont d'habitude constitués par la vapeur, l'eau, l'air, les fumées, l'huile, différentes solutions de sels et agents frigorifiques.

Dans certains appareils, l'échange de chaleur est associé à un changement de phase de l'un des fluides. C'est le cas des condenseurs, évaporateurs, bouilleurs, tours de refroidissement…etc.

Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres ; le domaine de température et de pression des fluides, les propriétés physiques et agressivité de ce fluide, la maintenance et l'encombrement [1].

La conception d'un échangeur de chaleur fait intervenir de nombreux paramètres tels que la taille, le poids, le coût, la nature des fluides ainsi que les caractéristiques du matériau utilisé.

I.2 Classification des échangeurs de chaleur

L'extrême variété des échangeurs tient à leur utilisation générale (fonctionnement en continu ou périodique), à la nature des fluides chauffants et chauffés (air et eau mais aussi : huile, pétrole, produits des industries chimiques ou alimentaires).

Une classification s'impose donc afin d'avoir une représentation des différents types d'échangeurs [2]. Dans notre étude, cette classification est effectuée suivant divers critères descriptifs ou fonctionnels et ainsi on distingue les plus importants:

I.2.1 Classement suivant le mode de transfert de chaleur

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc.), il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient [3]. La classification des échangeurs de chaleur suivant le mode de transfert de chaleur est arrangé comme suit [4]:

- Un transfert de chaleur avec changement de phases sur les deux cotés de l'échangeur de chaleur (évaporateur-condenseur) ;
- Un transfert de chaleur avec un coté sans changement de phase et l'autre avec changement de phase (évaporateur ou condenseur) ;
- Un transfert de chaleur sans changement de phase sur les deux cotés de l'échangeur de chaleur (régénérateur) ;
- Un transfert de chaleur divers : échange couplé (rayonnement et convection de chaleur) (chaudière ou four) [2].

I.2.2 Classement selon leur procédé de transfert de chaleur

Selon leurs procédés de transfert, les échangeurs de chaleur sont classés en deux types: à contact direct et à contact indirect [5].

- **Échangeurs à contact direct :** Le type le plus simple comprend un récipient ou canalisation dans lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la même température finale.
- **Échangeurs à contact indirect :** Les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi [6].

I.2.3 Classification selon la compacité de la surface

Cette autre classification, arbitraire, se base sur le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur et se divise en deux catégories : échangeurs compacts et non-compacts comme illustré sur la Figure I.1 [4].

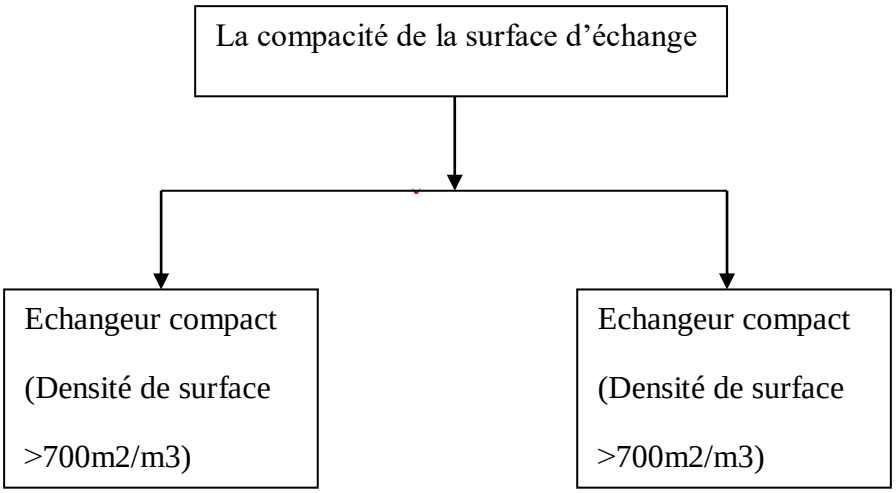


Figure I.1: Classification des échangeurs de chaleur suivant la compacité [4].

I.2.4 Classement suivant le nombre du fluide

Selon le nombre de fluide dans un échangeur de chaleur, on peut distinguer que l'échangeur de chaleur peut fonctionner avec deux, trois ou plusieurs fluides appelés agents thermiques [1].

I.2.5 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

On retiendra deux types de paroi :

- **Les échangeurs métalliques :** En acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires ;
- **Les échangeurs non métalliques :** en plastique, céramique, graphite, verre [3].

I.2.6 Classement suivant le régime thermique de fonctionnement

On distingue deux régimes thermiques, le régime stationnaire représentant le cas où la distribution de température des fluides ne varie pas avec le temps et le régime non stationnaire définissant le cas ou la distribution de température des fluides est dépendante du temps [1].

I.2.7 Classement suivant la disposition des écoulements

Une autre classification des échangeurs peut être établie d'après le sens relatif des écoulements des deux fluides, on distingue ainsi deux classes ; les échangeurs à simple passe et les échangeurs à multi passes comme le montre la Figure I.2.

- **Les échangeurs de chaleur à simple passe :**

On peut distinguer plusieurs modes d'écoulement différent; les échangeurs à courants parallèles où les deux fluides s'écoulent parallèlement soit dans le même sens dits: co-courants (Figure I.3a), soit en sens contraires dits contre-courants (Figure I.3b). On note également, les échangeurs à courants croisés (Figure I.4) avec ou sans brassage où les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre, le fluide brassée est celui dont la veine est divisée entre plusieurs canaux parallèles distinct et de faible section, le brassage a pour effet d'homogénéiser les températures dans la section droite de la veine fluide sans cela les températures varient non seulement avec la direction de l'écoulement mais aussi dans la section de veine [2].

Les trois écoulements précédemment décrits, à co-courants, à contre-courants, à courants croisés sont rarement utilisés dans toute leur simplicité. En effet, un échangeur se réduit rarement à un tube unique ou deux plaques ; néanmoins, l'étude de ces cas élémentaires, dans le cadre d'une première approche, est nécessaire : l'échangeur industriel étant en général constitué par un grand nombre de tubes ou de plaques créant ainsi des problèmes supplémentaires [2].

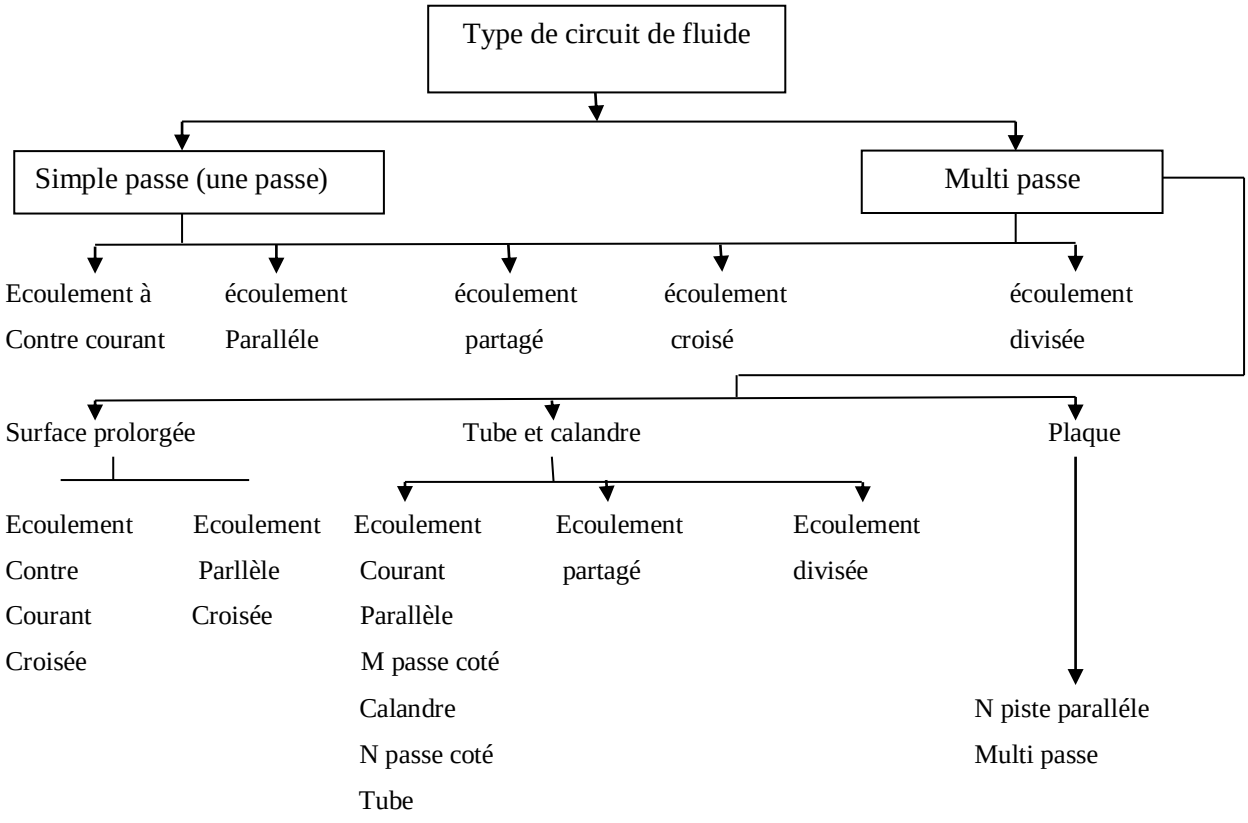
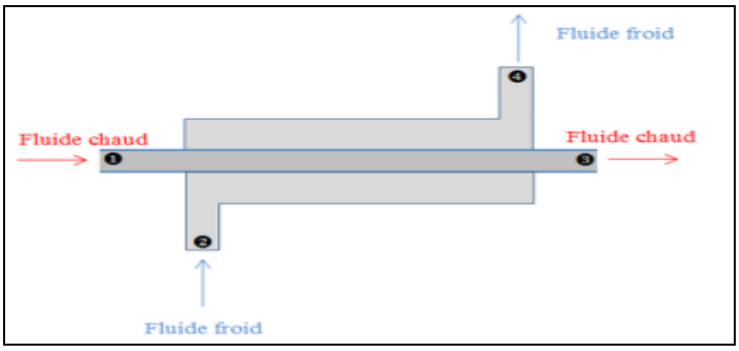
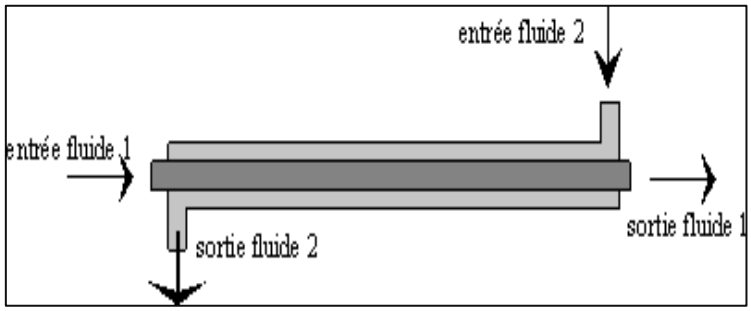


Figure I.2: Classification des échangeurs de chaleur suivant le sens d'écoulement [4].

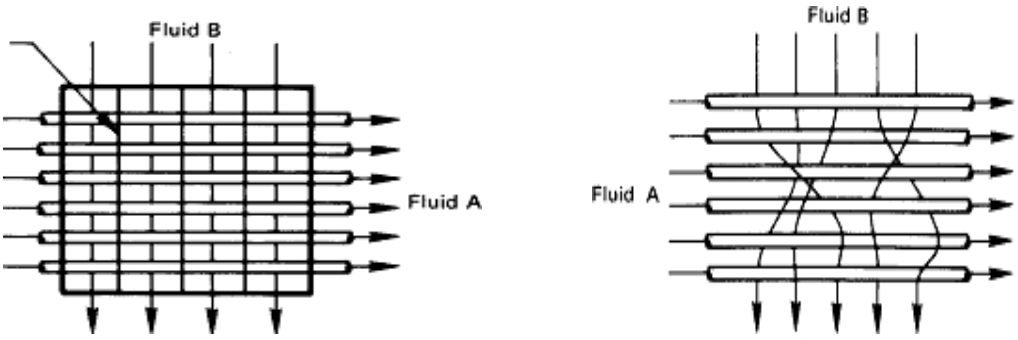


a) co-courant.



b) contre-courant.

Figure I.3: Échangeurs à co-courant et à contre-courant [1].



a) b)

Figure I.4: Échangeur à courants croisés [1].

On peut noter également deux autres types d'écoulements ; l'écoulement partagé (l'échangeur de type TEMA G shell) et l'écoulement divisé (l'échangeur de type TEMA J shell) illustrés sur les Figures I.5 et I.6.

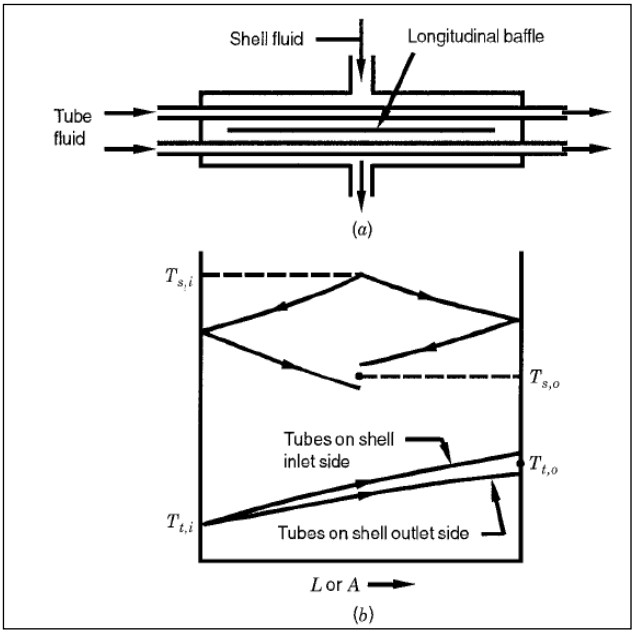


Figure I.5: L'échangeur de chaleur TEMA G Shell(a) la distribution de température(b) [2].

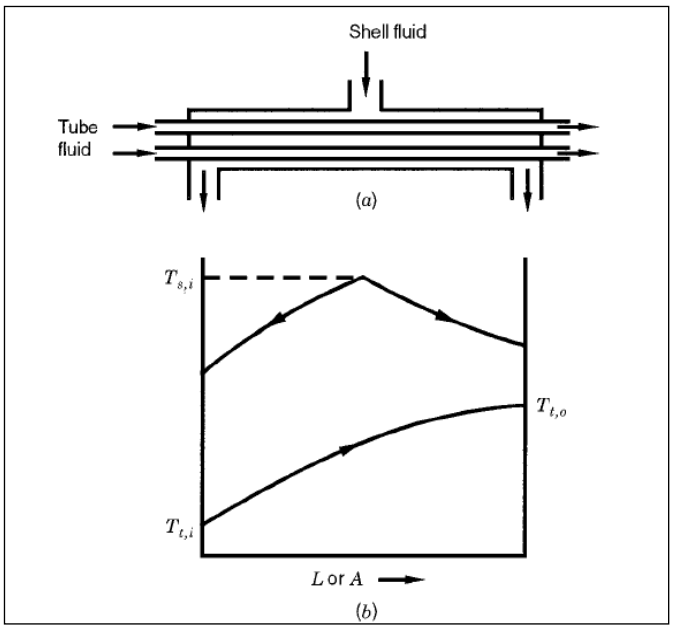


Figure I.6: L'échangeur de chaleur TEMA J Shell(a) la distribution de température(b) [2].

- **Les échangeurs de chaleur à multi passes :**

Les échangeurs de chaleur de ces cinq arrangements d'écoulement basique de la section précédente peuvent être mis en série pour produire une unité multi passes. L'un des majeurs avantages du multiple passes est l'augmentation de l'efficacité de l'échangeur, mais avec l'augmentation de la pression du coté multi passes.

I.2.9 Classement technologique

La classification des échangeurs de chaleur technologique ou par type de construction comprend quatre principales constructions : tubulaire, à plaques, à ailettes et les régénératifs (ou échangeurs régénératifs).

- **Échangeurs tubulaires**

Les échangeurs tubulaires sont les plus répandus, ils utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange. On les regroupe en trois principales catégories : monotube, double tube et multitubes.

- ✓ **Échangeur monotube :** L'échangeur monotube appelé aussi serpentin en tube, dans cet échangeur de chaleur le tube généralement la forme d'un serpentin est placé à l'intérieur d'un réservoir comme illustré sur la Figure I.7.

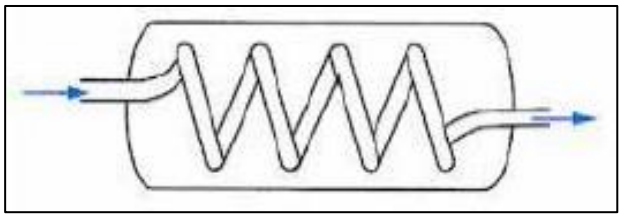


Figure I.7 : Échangeur monotube [5].

- ✓ **Échangeur double tubes :** Dans ce type d'échangeur de chaleur, les doubles tubes sont le plus souvent cintrés; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur comme montré à la figure au dessous [5].

Un exemple illustratif est donné sur la Figure I.8.

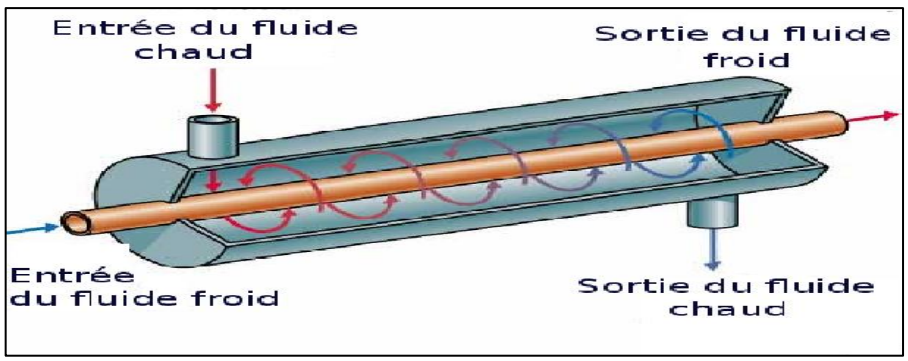
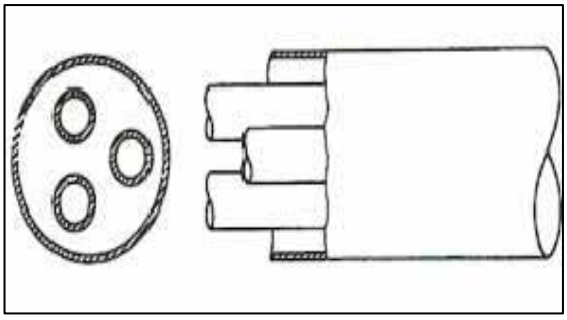
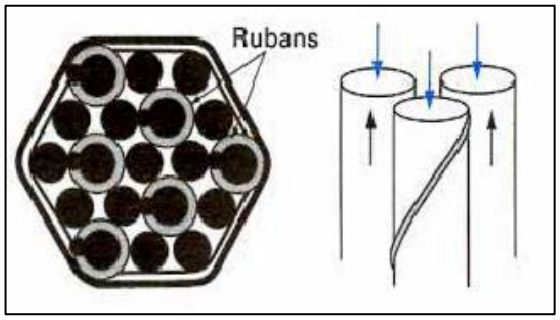


Figure I.8 : Échangeur double tube [5].

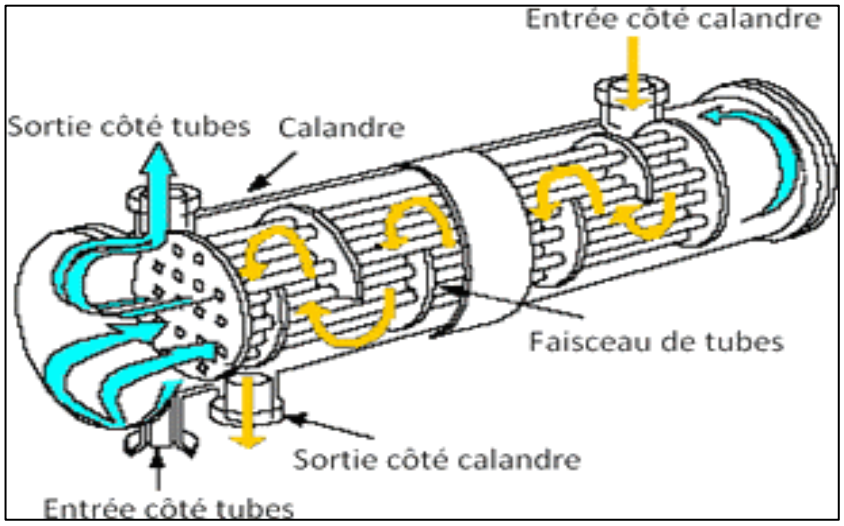
- ✓ **Échangeur multitubulaire :** Dans ce type d'échangeur de chaleur, on distingue trois types différents ; échangeur à tubes séparés (Figure I.9a), échangeur à tubes rapprochés (Figure I.9b) et échangeur à tubes et calandre (Figure I.9c).



a) [3].



b) [3].



c) [7].

Figure I.9 : Échangeur multitubulaire.

L'échangeur de chaleur tubes et calandre est constitué d'un faisceau de tubes montés dans une enveloppe cylindrique appelée calandre. L'un des fluides circule à l'intérieur des tubes, et l'autre fluide à travers les tubes dans la calandre.

Les principaux composants de cet échangeur sont les tubes (ou faisceau de tubes), la calandre, la tête frontal (la boite de distribution à l'entrée), la tête arrière (la deuxième boite de distribution), les déflecteurs et les plaques tubulaires.

La désignation la plus couramment appliquée pour ce type d'échangeur est celle du standard américain TEMA (tubulaire exchanger manufacture association) [7].

Chaque échangeur est désigné par trois lettres combinées, la première indique le type de la boite de distribution à l'entrée« front-end head », le deuxième présente le type de cylindre (le type d'enveloppe) et le dernier le type de la deuxième boite de distribution« rear-end head ». Ils sont illustrés sur la figure I.10. Un exemple est donné ; l'échangeur AES, il présente la boite de distribution à l'entrée de type A, une calandre de type E et une deuxième boite de distribution de type S.

Le faisceau de tubes est monté entre deux plaques (Figure I.11) en communication avec des boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en plusieurs passes. Le faisceau de tubes est muni de chicanes est logé dans une calandre possédant des tubulures d'entrée et de sortie pour le deuxième fluide circulant à l'extérieur des tubes du faisceau selon un chemin imposé par les chicanes (Figure I.12).

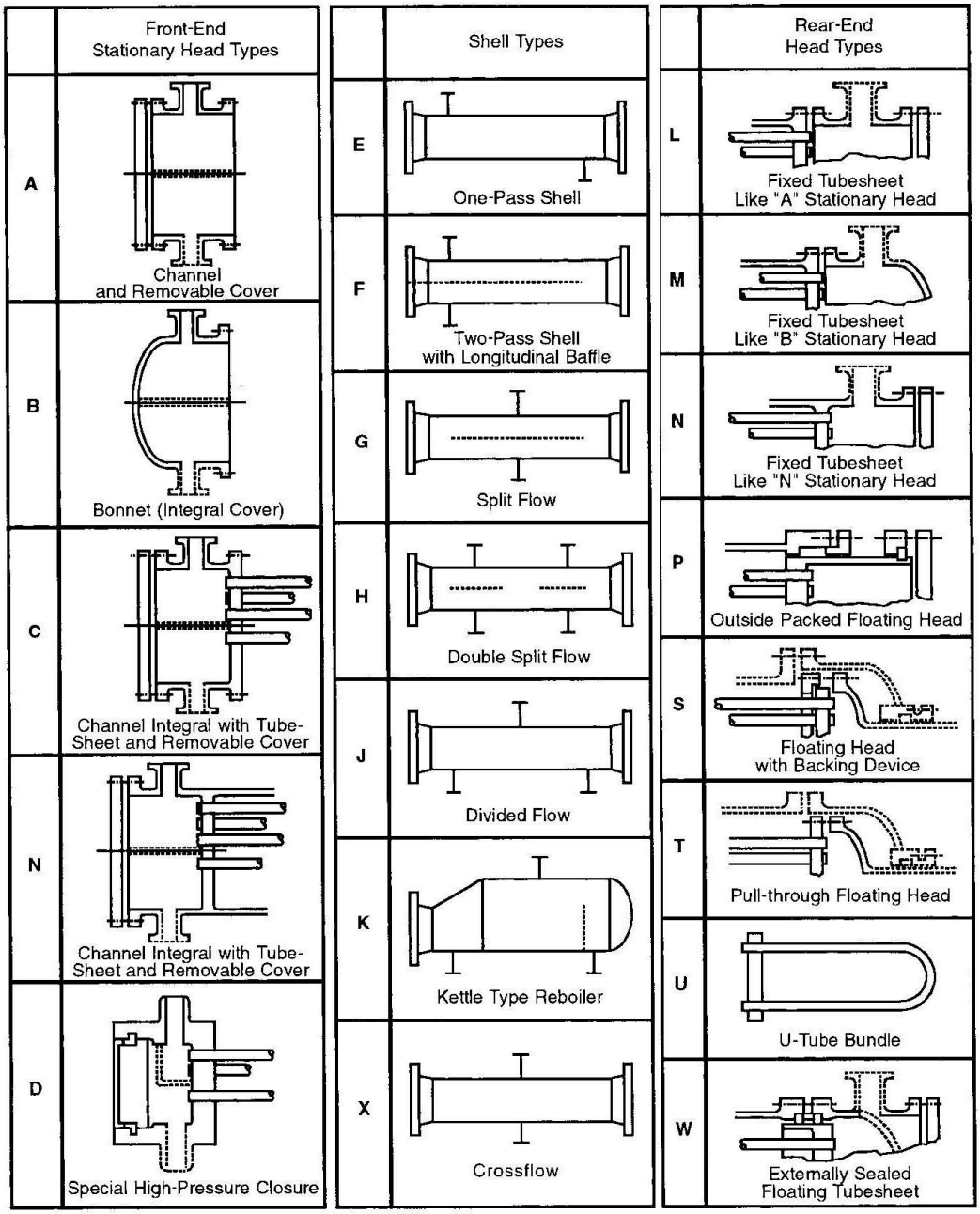


Figure I.10 : Les types standards des calandres et des boites de distribution des échangeurs de chaleur tubes et calandre selon la norme ASTEM [2].

Les chicanes qui permettent d'allonger le chemin du fluide circulant dans la calandre sont souvent constituées par un disque de diamètre légèrement inférieur à celui de la calandre comportant une section libre représentant 20 à 45 % de la section totale. Elles présentent deux rôles importants :

- Augmenter la rigidité du faisceau, pour éviter des phénomènes de vibration ;
- Augmenter la vitesse du fluide [8].

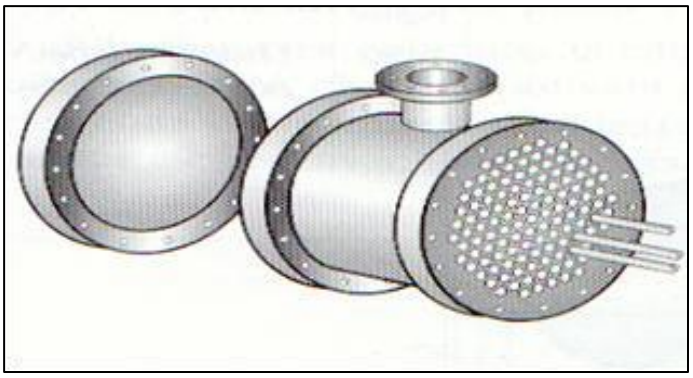


Figure I.11 : plaque tubulaire [8].

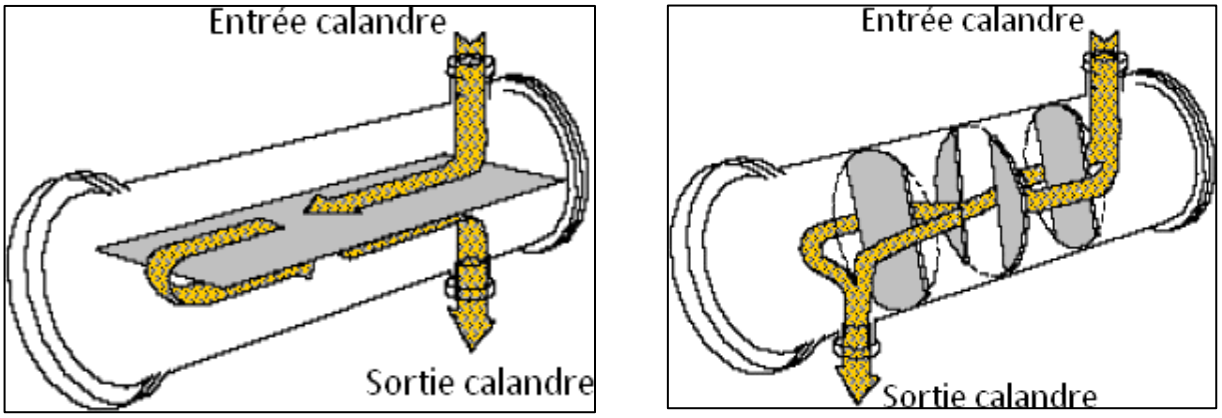


Figure I.12 : Les chicanes [8].

On désigne par passe une traversée de l'échangeur par l'un des fluides. Ce sont en général des appareils à faisceau de tubes et calandre, dans lesquels chacun des deux fluides traverse une ou plusieurs fois le volume d'échange. Si le fluide qui circule dans la calandre (à l'extérieur des tubes) passe P fois dans le volume d'échange, et le fluide contenu dans les tubes le traverse N fois (N/2 aller et retours). On dit que l'échangeur est à P passe côté calandre et N passes côté tubes (échangeur type P-N) : un exemple illustratif est représenté sur la figure 2.4 , (a) représente l'échangeur à un passe côté calandre et 2 passes côté tubes (échangeur type 1-2) et (b) représente l'échangeur à deux passe côté calandre et 4 passes côté tubes (échangeur type 2-4).

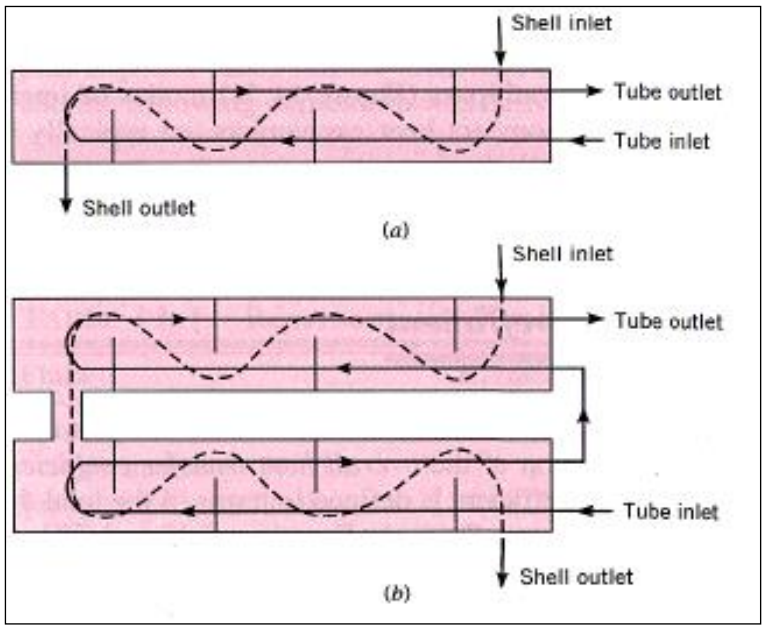


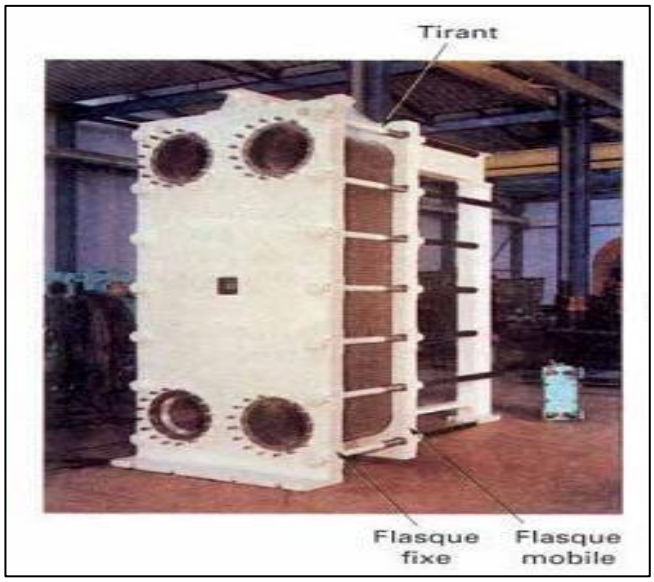
Figure I. 13 : Type d'échangeurs calandre et tubes :
(a): échangeur type 1-2 et (b) échangeur type 2-4 [Web1].

➢ Échangeur à plaques

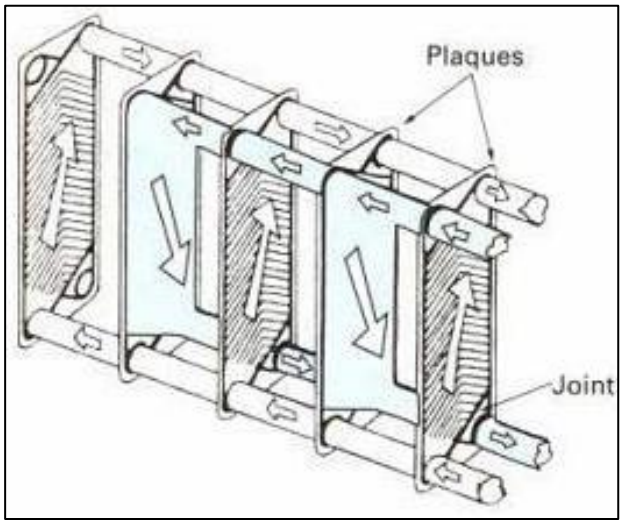
Les échangeurs à plaques sont généralement conçus de nombreuses plaques minces, ils ne peuvent pas résister à de hautes pressions ou températures ni à de hautes différences de pression et température. Les principaux types de ces échangeurs sont désignés comme échangeurs à joint étanche, soudé, à plaques hélicoïdales, à lamelles, à circuits imprimés et à serpentin à plaque externe. Durant notre étude, on va s'intéresser uniquement aux échangeurs à joint étanche appelés aussi échangeurs à plaques et joints.

Dans ce type d'échangeur, les plaques métalliques sont équipées de joints serrées les unes contre les autres à l'aide de tirants entre deux flasques, l'un fixe, l'autre mobile comme illustré sur la Figure I.14a. Un rail fixé sur le flasque fixe et sur un pied supporte l'ensemble des plaques et permet le déplacement de celles-ci pour les manutentions (montage, nettoyage, etc.). Les plaques décrivent un ensemble de canaux dans lesquels circulent respectivement chacun des fluides comme noté sur la Figure I.14b. Ils se distinguent par une compacité remarquable due en partie à leur coefficient de transfert de chaleur élevé, une grande facilité de nettoyage et la possibilité d'ajuster leur surface à la demande [6].

Les plaques sont obtenues par emboutissage, elles sont fabriquées en acier inoxydable, en titane ou tout autre matériau suffisamment ductile. Elles présentent une épaisseur de l'ordre de 0,6 à 0,8 mm mais, dans certains cas, des épaisseurs supérieures au millimètre peuvent être mises en œuvre. Les cannelures ont pour but essentiel d'augmenter les turbulences pour accroître les coefficients d'échange thermique, mais également d'assurer la rigidité mécanique par un grand nombre de contacts métal-métal. Il existe deux types de géométrie des cannelures utilisées ; les cannelures droites ou à chevrons notées sur la Figure I.15 [1].



(a): Vue d'ensemble [1].



(b) Composition [1].

Figure I. 14 : Échangeurs à plaques et joints.

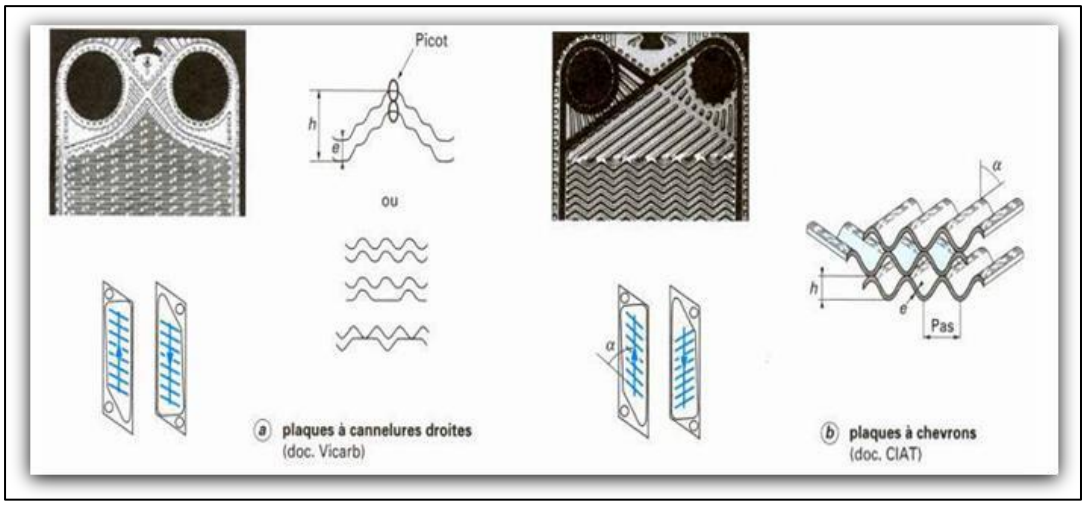


Figure I. 15 : Plaques à cannelures droites et à chevron [1].

➢ Échangeur à ailettes

Les échangeurs tubulaires et à plaques utilisent seulement la surface primaire pour échanger la chaleur entre les fluides. Leur efficacité est normalement de 60 % ou moins et la surface de transfert de chaleur inférieure à 700 m^2/m^3. Dans certaines applications, une efficacité de plus de 95 % est essentielle afin de limiter le volume et la masse. Une solution d'augmenter la surface d'échange est d'ajouter des ailettes sur un ou les deux côtés. Cet ajout permet d'augmenter de 5 à 12 fois la surface d'échange. Les échangeurs à plaques et ailettes et les échangeurs à tube et ailettes sont les plus communs.

Dans les échangeurs à plaques et ailettes, on ajoute des ailettes ondulées entre des plaques parallèles. Les ailettes sont généralement de forme triangulaire ou rectangulaire, la figure I.16 montre un exemple.

Pour les tubes à ailettes, les ailettes sont généralement placées sur l'extérieur du tube et sont fixées mécaniquement, collées, soudées, brasées ou extrudées. Dépendamment du type d'ailettes, les échangeurs de chaleur tubulaires à ailettes sont regroupés dans les trois catégories suivantes :

Tube simple à ailettes (Figure I.17), tubes à ailettes continues (figure I.18) et tubes longitudinaux. Il existe également des tubes avec ailettes internes (Figure I.19).

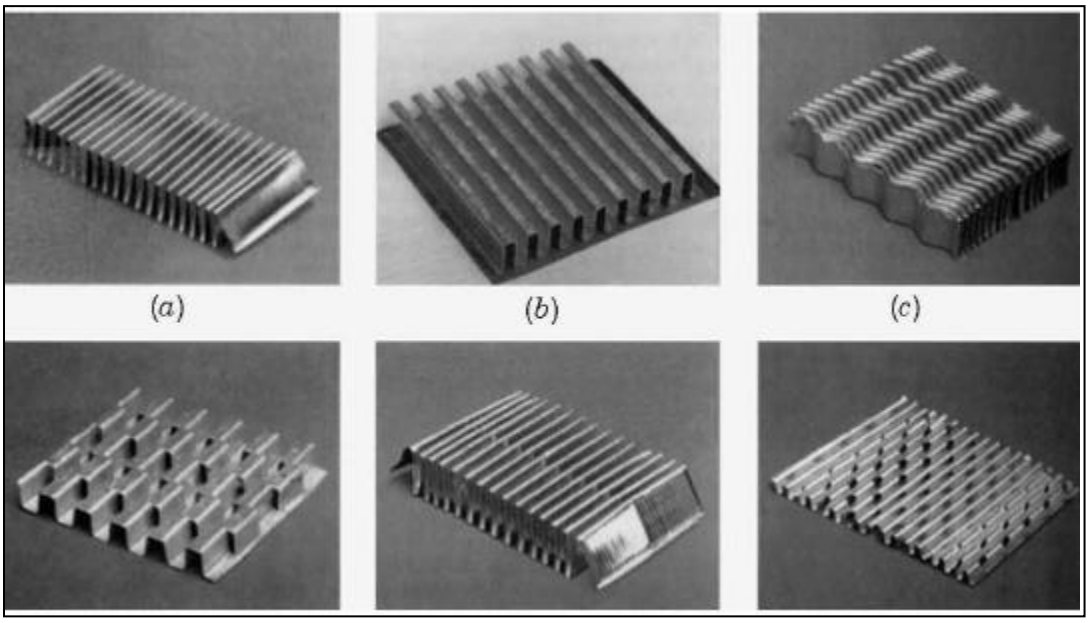


Figure I.16 : Géométries d'ailettes ondulées pour échangeur de chaleur à plaques : (a) triangulaire; (b) rectangulaire; (c) ondulé; (d) bandes décalées; (e) multiples évents; (f) trouées [6].

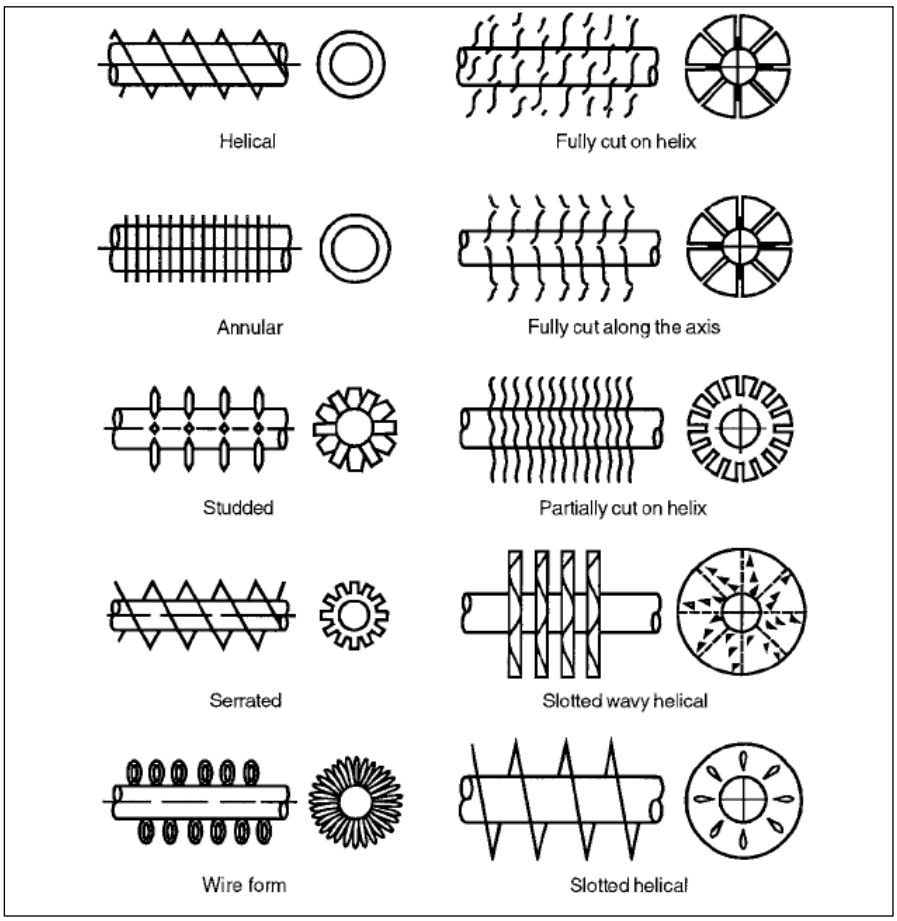


Figure I.17 : Tubes à ailettes simples [6].

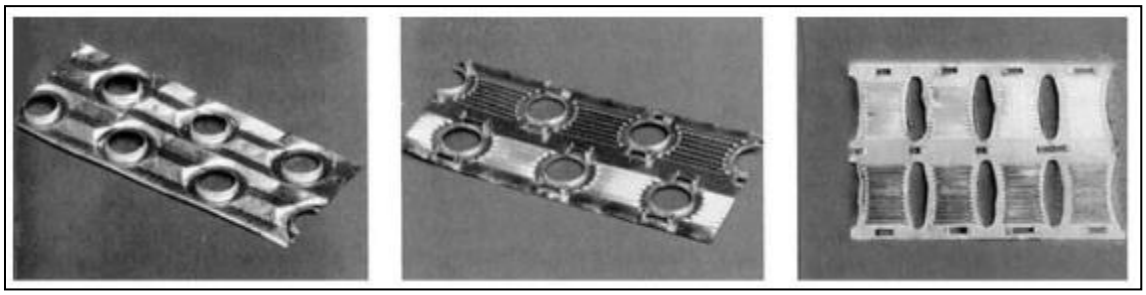


Figure I.18 : Trois configurations d'ailettes continues [6].

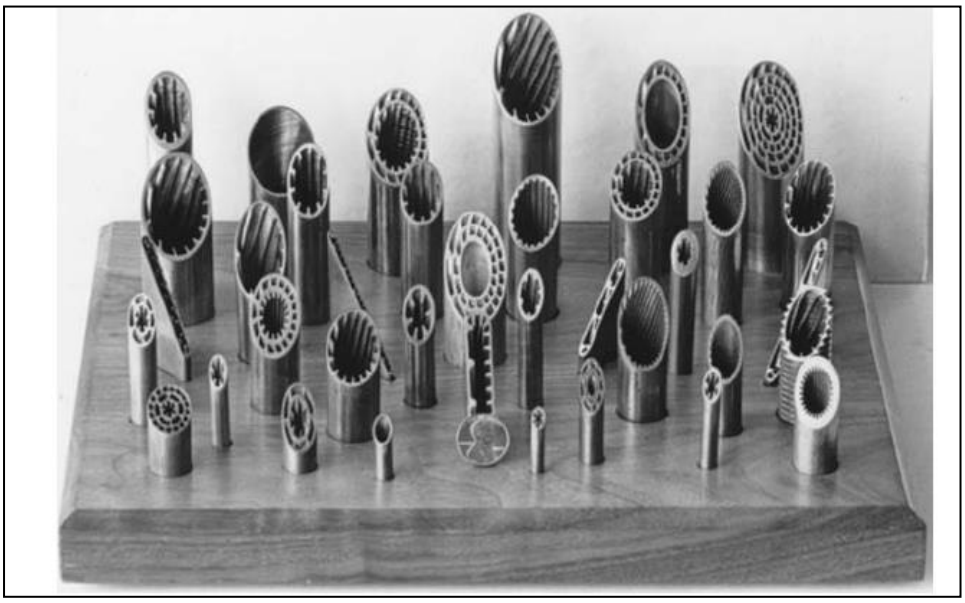


Figure I.19 : Tubes avec ailettes internes [6].

- **Échangeurs régénératifs rotatifs**

L'échangeur thermique rotatif régénératif, communément connu sous le nom de préchauffeur d'air ou réchauffeur de gaz, a été inventé par l'ingénieur suédois Frederick Ljungstrom en 1922. Peu après, Howden et Ljungstrom se sont associés pour commercialiser cette technologie pour l'utiliser dans l'industrie de la production d'énergie électrique.

Dans un échangeur thermique rotatif (Figure I.20), la chaleur est transférée d'un gaz chaud à un gaz froid à travers un cylindre rotatif de feuilles de métal densément assemblées, appelées des lamelles. Ces lamelles sont assemblées dans des conteneurs et tournent lentement dans un flux gazeux et dans l'autre. Un gaz chaud fuit sur la surface des lamelles métalliques, élevant leur température. Lorsque le rotor tourne, à environ 1 tr/min., les lamelles chauffées se déplacent dans le flux de gaz froid, accroissant sa température [9].

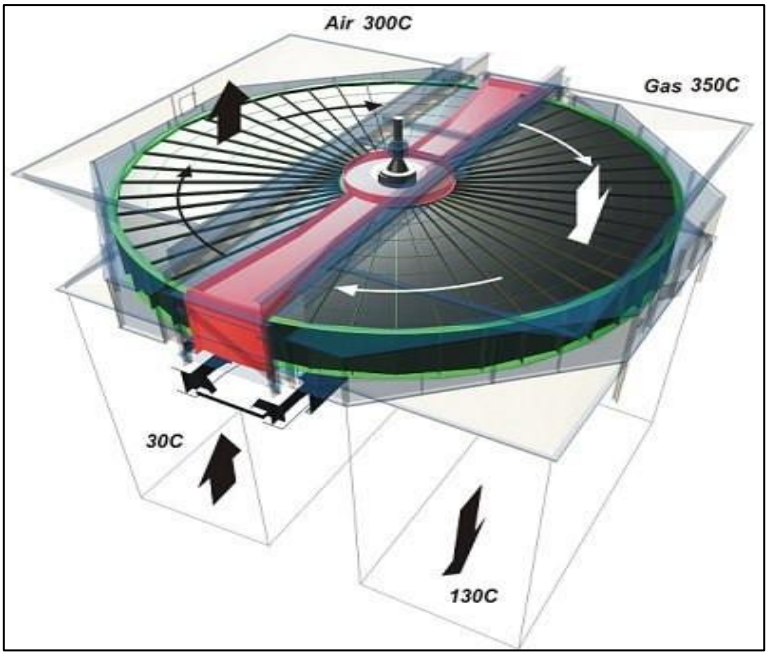


Figure I.20: Schéma d'un échangeur thermique rotatif régénératif [9].

I.3 Coefficient global d'un échangeur de chaleur

Le coefficient global **U** d'un échangeur de chaleur fait communément référence à une surface d'échange $\mathbf{A_o}$ (exemple surface d'échange externe des tubes). De manière générale, pour tout échangeur de chaleur, **U** est une fonction des coefficients de convection internes et externes, des résistances d'encrassement et de résistances du métal des tubes. Le coefficient global associé à une surface s'écrit sous la forme [10]:

$$\mathbf{U_0} = \frac{\mathbf{1}}{\mathbf{A_0} * \sum \mathbf{R}} \qquad \textit{(I.1)}$$

Avec **R** résistance au transfert dépendante de type de transfert de chaleur et du système concerné. Pour le cas d'une convection :

$$\mathbf{R} = \frac{\mathbf{1}}{\mathbf{h.A}} \qquad \textit{(I.2)}$$

Ou, h est le coefficient d'échange convectif et A la surface d'échange.

Pour le cas d'une conduction dans une plaque (solide) d'épaisseur **e** et de conductivité thermique **λ**, la résistance thermique s'exprime par :

$$\mathbf{R} = \frac{\mathbf{e}}{(\mathbf{A}.\boldsymbol{\lambda})_{\mathbf{solide}}} \qquad \textit{(I.3)}$$

Dans le cas d'un cylindre, la résistance thermique peut s'écrire en fonction de moyenne logarithmique de la surface notée ici $\mathbf{A_m}$ [10]**:**

$$\mathbf{R} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2.\pi.L.\lambda} = \frac{\ln(r_2/r_1).(r_2-r_1)}{2.\pi.L.\lambda(r_2-r_1)} = \frac{\ln(A_2/A_1).(r_2-r_1)}{\lambda.(A_2-A_1)} = \frac{e}{A_m.\lambda} \qquad \textit{(I.4)}$$

Il noter que tout coefficient global est associé à une surface d'échange choisie. Dans le cas où il s'avère plus commode de choisir un coefficient global de transfert basé sur la surface interne d'un tube $\mathbf{A_i}$, on devrait avoir l'égalité suivante :

$$\mathbf{U_0 A_0 = U_i . A_i} \qquad \textit{(I.5)}$$

Il important, avant toute analyse d'échangeurs de chaleur, d'identifier une surface d'échange de référence qui sera maintenue dans toute l'analyse pour les différents calculs.

Lorsque le coefficient global de transfert d'un échangeur de chaleur est calculé en tenant compte des résistances de l'encrassement, il est appelé coefficient global de transfert sale (noté ici $\mathbf{U_0}$), autrement dit il est qualifié de propre ou appelé coefficient de transfert de design (noté **U**) [10].

I.3.1 Coefficient global de transfert d'un échangeur à tube et calandre

L'échangeur à tube et calandre est formé essentiellement de tubes de tailles identiques. On peut donc se consacrer à l'étude du transfert à un seul tube, ensuite généraliser sur l'échangeur entier. Le coefficient global d'un échangeur à tube et calandre basé sur la surface d'échange externe des tubes ($\mathbf{A_0 = 2.\pi.r_{ext}.L}$), il s'écrit :

$$\mathbf{U_0} = \frac{1}{A_0 * \left(\frac{1}{h_e.A_0} + \frac{R_{fext}}{A_0} + \frac{R_{Ail}}{A_0} + \frac{e}{A_m.\lambda_{cyl}} + \frac{R_{fin}}{A_i} + \frac{1}{h_i.A_i} \right)} \qquad \textit{(I.6)}$$

Donc, règle générale, on a :

$$\mathbf{U_0} = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_e} + R_{fext} + R_{Ail} + \frac{e}{A_m.\lambda_{cyl}} + R_{fin} + \frac{1}{h_i.A_i} \right)} \qquad \textit{(I.7)}$$

Avec :

$\mathbf{h_i, h_e}$ **:** Coefficient de convection interne et externe (au voisinage des tubes) (W/m²°C).

$\mathbf{R_{fin}, R_{fext}}$ **:** Résistance thermique à l'encrassement interne et externe (m²°C/W).

$\mathbf{e, \lambda_{cyl}}$ **:** Epaisseur (m) et conductivité thermique (W/m °C) de la zone métallique séparant les deux fluides dans l'échangeur (épaisseur et conductivité d'un tube dans le cas tube et calandre).

$\mathbf{R_{Ail}}$ **:** Résistance au transfert de chaleur de l'ailette.

$\mathbf{A_m}$ **:** Surface moyenne de transfert, elle est donnée par :

$$\mathbf{A_m = \pi . L \frac{(d_i + d_e)}{2} = 2 . \pi . L \frac{(r_i + r_e)}{2}} \qquad \textit{(I.8)}$$

Avec $\mathbf{d_i}$ et $\mathbf{d_e}$ diamètres interne et externe du tube cylindrique. La moyenne logarithmique des surfaces.

$$\mathbf{Am = \frac{A_0 - Ai}{\ln \frac{A_0}{Ai}}} \qquad \textit{(I.9)}$$

Cependant dans la pratique, **Am** s'avère généralement rapprochée à la moyenne arithmétique

$$\mathbf{Am \cong \frac{A_0 + Ai}{2} = \pi . L \frac{(di + de)}{2}} \qquad \textit{(I.10)}$$

Le coefficient de transfert global est le paramètre déterminent dans le calcul de l'échangeur : il convient de le calculer de chaque problème. Cependant, les paramètres intégrés dans le calcul de **U**, tels que les résistances à l'encrassement et les coefficients de convection, dépendant fortement de la situation de transfert thermique étudiée (changement de phase, régime d'écoulement …) [10].

I.3.2 Coefficient global de transfert d'un échangeur à plaque

Dans le cas d'un échangeur à plaque, nous avons une expression du flux semblable à celle d'un mur multicouche. La surface d'échangeur est identique (contrairement au cylindre multicouche), le choix d'une surface n'est donc pas déterminant [10].

Le coefficient global d'échange d'un échangeur à plaque s'écrit :

$$\mathbf{U_0 = \frac{1}{\frac{1}{h_{chaud}} + R_{chaud} + \frac{\delta}{\lambda_{cyl}} + R_{froid} + \frac{1}{h_{froid}}}} \qquad \textit{(I.11)}$$

Avec :

$\mathbf{h_{chaud}}, \mathbf{h_{froid}}$ **:** Coefficient de convection interne des fluides chaud et froid (au voisinage d'une plaque métallique) (W/m² °C).

$\mathbf{R_{chaud}}, \mathbf{R_{froid}}$ **:** Résistances thermique de l'encrassement interne des fluides chaud et froid (m² °C/W). Pour des raisons de commodité, les deux résistances de l'encrassement se réduisent en une seule $\mathbf{R_f}$.

$\boldsymbol{\delta}$ **:** Épaisseur de plaque (de la surface de transfert) séparant les deux fluides (m), δ est relative aux types de plaque (métal, fabricant …), sa valeur varie entre 0,3 et 1 mm.

Les échangeurs à plaque ont la faculté d'offrir un coefficient d'échange plus important par rapport aux autres types d'échangeurs (il atteint deux fois plus que celui des échangeurs à faisceaux et calandre pour une situation d'échange comparable).

Cependant, les performances des échangeurs à plaque sont beaucoup plus sensibles à l'encrassement [10].

I.4. Méthodes de calcul des performances des échangeurs de chaleur

I.4.1 Méthode de différence de température moyenne logarithmique

I.4.1.1 Cas d'un échangeur à co-courant

Pour un échangeur à co-courant les flux de chaleur échangés dans l'appareil sont $\mathbf{Q_c}$ et$\mathbf{Q_f}$**.** Pour le fluide chaud, on a : $\mathbf{dQ_c = m_c . C_{pc} . dT_c}$ ***(I.12a)***

De même que pour le froid : $\mathbf{dQ_f = m_f . C_{pf} . dT_f}$ ***(I.12b)***

$\boldsymbol{m_c}$ **et** $\boldsymbol{m_f}$ présentent les débits massiques du fluide chaud et froid respectivement (Kg/s).

$\boldsymbol{C_{pc}}$ **et** $\boldsymbol{C_{pf}}$ présentent les chaleurs massiques du fluide chaud et froid respectivement (KJ/Kg K).

$\boldsymbol{dT_c}$ **et** $\boldsymbol{dT_f}$ présentent les différences de températures du fluide chaud et froid respectivement (K).

Le flux échangé dans l'appareil, noté Q s'écrit :

$$\mathbf{dQ = dQ_f = -dQ_c} \qquad \textit{(I.13)}$$

On aura donc le système suivant :

$$\mathbf{dQ = m_c . C_{pc} . dT_c} \qquad \textit{(I.13a)}$$

$$\mathbf{dQ = -m_c . C_{pf} . dT_f} \qquad \textit{(I.13b)}$$

$$\mathbf{dQ = U . dS . (T_c - T_f)} \qquad \textit{(I.13c)}$$

D'après ce système, il est possible de déduire des deux premières équations, les expressions suivantes :

$$\mathbf{dT_c = -\frac{dQ}{m_c . C_{pc}}} \quad \text{et} \quad \mathbf{dT_f = -\frac{dQ}{m_f . C_{pf}}} \qquad \textit{(I.14)}$$

Ces expressions peuvent être combinées pour obtenir la soustraction suivante :

$$\mathbf{dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -dQ\left(\frac{1}{m_c . C_{pc}} + \frac{1}{m_f . C_{pf}}\right)} \qquad \textit{(I.15)}$$

La substitution de cette expression dans l'équation (I.13), permet d'obtenir l'équation différentielle décrivent l'écart de température $\mathbf{T_c - T_f}$ en fonction de la surface **S**.

$$\mathbf{\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -U . \left(\frac{1}{m_c . C_{pc}} + \frac{1}{m_f . C_{pf}}\right) dS} \qquad \textit{(I.16)}$$

Le coefficient global **U** et les capacités calorifiques sont supposés constants le long de l'appareil d'échange (hypothèse). L'intégration de l'équation précédente donne :

$$\mathbf{\frac{T_c(x) - T_f(x)}{T_{ce} - T_{fe}} = exp\left[U . \left(\frac{1}{m_c . C_{pc}} + \frac{1}{m_f . C_{pf}}\right) S(x)\right]} \qquad \textit{(I.17)}$$

Cette équation montre que l'écart de température entre les deux fluides est une fonction exponentielle inversement proportionnelle à la surface d'échange **S(x)**. Cependant pour une longueur L et en appliquant les quantités de chaleur échangées pour le fluide chaud et froid, on aura : $\mathbf{Q = U . S . DTLM}$ *(I.18a)*

DTLM : est la différence de température logarithmique moyenne exprimée par :

$$\mathbf{DTLM = \frac{(T_{ce} - T_{fe}) - (T_{cs} - T_{fs})}{ln\left[\frac{T_{ce} - T_{fe}}{T_{cs} - T_{fs}}\right]}} \qquad \textit{(I.18b)}$$

I.4.1.2 Cas d'un échangeur à contre-courant

Pour un échangeur à contre-courant, le même raisonnement est adopté et permet d'avoir l'expression de la **DTLM** :

$$\mathbf{Q = U.S.DTLM = U.S\frac{(T_{ce}-T_{fs})-(T_{cs}-T_{fe})}{\ln\left[\frac{T_{ce}-T_{fs}}{T_{cs}-T_{fe}}\right]}} \qquad \textit{(I.19)}$$

I.4.1.3 Expression générale de DTLM

Ainsi, il est possible de généraliser l'expression : pour tout échangeur de chaleur quelque soit sa configuration, le flux de chaleur peut se calculer par la méthode de **DTLM** :

$$\mathbf{DTLM = \frac{(T_c-T_f)_1-(T_c-T_f)_2}{\ln\frac{(T_c-T_f)_1}{(T_c-T_f)_2}}} \qquad \textit{(I.20)}$$

Les expressions $(\mathbf{T_c - T_f})_1$ et $(\mathbf{T_c - T_f})_2$ représentent respectivement les différences de température des fluides à l'entrée et la sortie de l'échangeur. Ainsi, la résolution du problème impose la connaissance des températures de sortie des deux fluides chaud et froid.

I.4.1.4 Extrapolation de l'utilisation de DTLM à un échangeur quelconque

Dans tous les cas complexes, l'expression de la différence de température peut être obtenue en multipliant **la DTLM d'un échangeur mono passe à contre courant** relative aux deux extrémités de l'appareil par un facture correctif **F**.

$$\mathbf{DTLM_{échangeur\ quelconque} = F.DTLM_{échangeur\ mono\ passe}} \qquad \textit{(I.21a)}$$

Ainsi, on aura un flux échangée s'écrivent sous la forme :

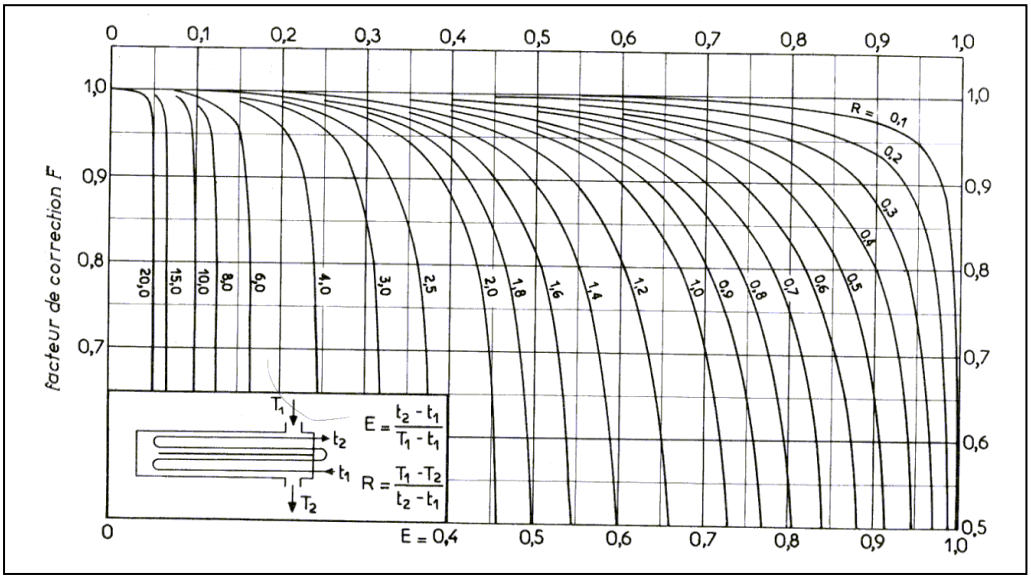
$$\mathbf{Q = U.S.F.DTLM} \qquad \textit{(I.21b)}$$

Dans ce cas, DTLM se calcule en fonction de la configuration de l'échangeur (co-courant ou contre courant). **F** meure la déviation de la différence de température par rapport à la **DTLM** d'un échangeur tubulaire à contre courant. Le facteur **F** dépend de la géométrie de l'échangeur et des températures d'entrée et de sortie des fluides chaud et froid. Ainsi, des abaques disponibles en littérature pour le calcul de **F** utilisent deux coefficients (**P** et **R**) pour la prise en compte des températures d'entrée et de sortie des deux fluides comme illustré sur la Figure I.21.

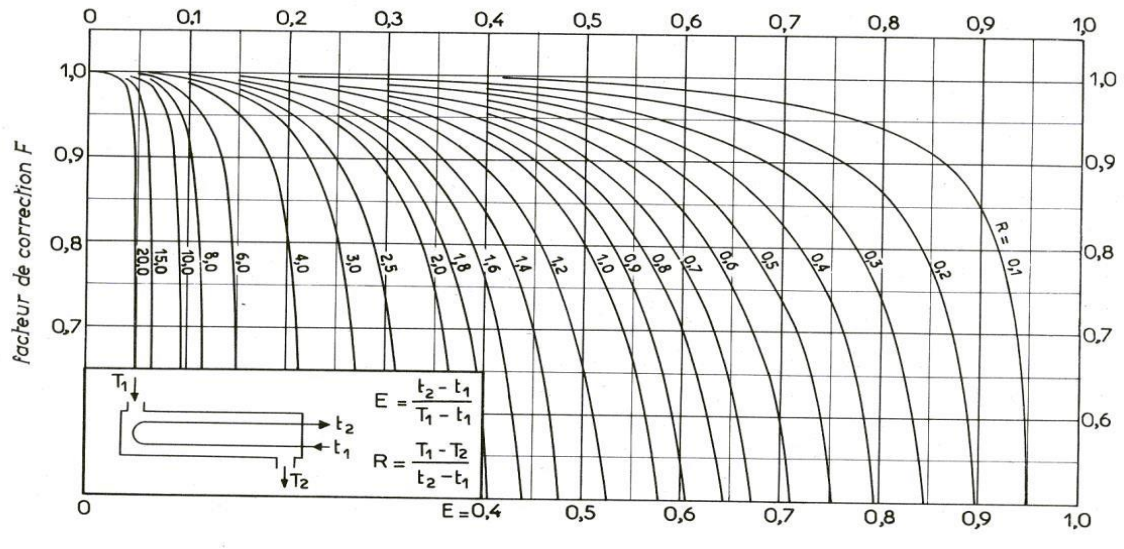
$$\mathbf{R = \frac{T_1-T_2}{t_2-t_1} = \frac{Différence\ de\ T\ de\ fluide\ coté\ calandre}{Différence\ de\ T\ de\ fluide\ coté\ Tube}} \qquad \textit{(I.22a)}$$

$$\mathbf{P = \frac{t_2-t_1}{T_1-t_1} = \frac{Différence\ de\ T\ de\ fluide\ coté\ Tube}{Différence\ de\ T\ maximale\ dans\ l'échangeur}} \qquad \textit{(I.22b)}$$

Le facture **F** est inférieur à 1 dans le cas des échangeurs courants croisé et multitubulaire. Il est égal à 1 pour un échangeur mono tubulaire à contre courant. La détermination de la facture corrective impose la connaissance de différentes températures d'entrée et de sortie des fluides en question. Les valeurs du coefficient **P** varie de 0 jusqu'à 1, alors que celles de **R** varient de 0 à l'infinie. $\mathbf{R = 0}$ Correspond au cas d'un changement de phase (ébullition ou évaporation) de coté calandre. $\mathbf{R \to \infty}$ Correspond au cas d'un changement de phase du coté des tubes. Cependant pour ces deux cas limite $\mathbf{F = 1}$, ce qui implique valeur de $\mathbf{F = 1}$ pour les évaporateurs et les condenseurs [10].



(a)



(b)

Figure I.21 : Facteur correctif F pour quelques types d'échangeur [1].

I.4.2 Méthode de NUT

La méthode précédente de DTLM est basée sur la connaissance des températures des deux fluides aux extrémités de l'échangeur de chaleur (entrée et sortie). Comme on n'a pas souvent accès à ces températures, il serait intéressant de pouvoir évaluer l'échange thermique entre les deux fluides en partant des températures à l'entrée de l'échangeur uniquement. Ceci est envisageable en utilisant la méthode NUT (Nombre d'Unité de Transfert).

I.4.2.1 Efficacité d'un échangeur de chaleur

On définit l'efficacité d'un échangeur comme le rapport du flux de chaleur effectivement transféré dans l'échangeur au flux de chaleur maximal qui serait transféré dans les mêmes conditions de températures d'entrée des deux fluides dans un échangeur tubulaire de longueur infinie fonctionnant à contre-courant [1]. Elle est exprimée par la relation suivante :

$$\boldsymbol{\varepsilon = \frac{Q_{réel}}{Q_{max}}} \qquad \textbf{(I.23)}$$

Avec :

$$\mathbf{Q_{max} = q_{tmin}(T_{ce} - T_{fe}) = (mC_p)_{min}\,(T_{ce} - T_{fe})} \qquad \textbf{(I.23a)}$$

$$\mathbf{Q_{réel} = q_{tc}(T_{ce} - T_{cs}) = q_{tf}(T_{fs} - T_{fe}) = m_f C_{pf}(T_{fs} - T_{fe})} \qquad \textbf{(I.23b)}$$

On peut distinguer deux cas :

- Cas ou $\mathbf{q_{tc} < q_{tf}}$ le fluide chaud commande le transfert et l'efficacité de donnée par:

$$\boldsymbol{\varepsilon_f = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}}} \qquad \textbf{(I.24a)}$$

- Cas ou $\mathbf{q_{tc} > q_{tf}}$ le fluide froid commande le transfert et efficacité est donnée par :

$$\boldsymbol{\varepsilon_c = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}}} \qquad \textbf{(I.24b)}$$

I.4.2.2 Nombre d'unités de transfert (NUT)

On appelle nombre d'unité de transfert en abrégé NUT le groupement à dimensionnelle définie par :

$$\boldsymbol{NUT = \frac{US}{q_{tmin}}} \qquad \textbf{(I.25)}$$

U et **S** présentent le coefficient d'échange global et la surface d'échange respectivement. Le terme $\mathbf{q_{tmin}}$ désigne la valeur minimale du produit du débit et de la chaleur massique des deux fluides chaud et froid, comme noté sur l'équation (I.23a).

I.4.2.3 Etude de la fonction ε = f (R, NUT)

Le tableau (I.2) regroupe les principaux résultats concernant la classification des échangeurs dans l'ordre des performances décroissantes, dans la première colonne on trouve l'efficacité en fonction de **NUT** et de **R** (q_{tmin}/ q_{tmax}), la seconde donne la fonction réciproque **NUT (E, R)** et les dernières sont réservées aux cas particuliers.

Tableau (I.1) : L'efficacité des échangeurs de chaleur en fonction de NUT et R [1].

Type de circulation	ε (NUT, R)	NUT (ε, R)	Cas particulier	ε_{lim} Pour $NUT = +\infty$
Contre-courant	$\varepsilon = \frac{1-\exp.[-(1-R)NUT]}{1-R\exp.[-(1-R)NUT]}$	$NUT = \frac{1}{1-R}\ln(\frac{1-\varepsilon R}{1-\varepsilon})$	$R = 0$ $\varepsilon = 1-\exp(-NUT)$ $NUT = \ln[1/(1-\varepsilon)]$ Et $R = 1$ $\varepsilon = NUT/(1+NUT)$ $NUT = \varepsilon/(1-\varepsilon)$	ε_{lim}=1qq soit R
Courant croisés Fluide non brassé	$\varepsilon = \frac{1}{R\,NUT}\sum_{n=0}^{n=\infty} F.(NUT)F.(R\,NUT)$ $F.(x) = 1-\exp\sum_{n=0}^{n=\infty}\frac{x^n}{p!}$		$R = 0$ $\varepsilon = 1-\exp(-NUT)$	ε_{lim}=1qq soit R
Courant croisés 1fluide brassé à $q_{t\,min}$	$\varepsilon = 1-\exp.\left[-\frac{r}{R}\right]$ avec $r = 1-exp.(-R.NUT)$	$NUT = -\frac{1}{R}\ln[1+R\ln(1-\varepsilon)]$	$R = 0$ $\varepsilon = 1-\exp(-NUT)$	$\varepsilon_{lim} = 1-\exp(\frac{-1}{R})$
Courant croisés 1fluide brassé à $q_{t\,max}$	$\varepsilon = \frac{1}{R}[1-exp.(-R.r)]$ avec $r = 1-exp.(-NUT)$	$NUT = -\ln[1+\frac{1}{R}(1-\varepsilon R)]$	$R = 0$ $\varepsilon = 1-\exp(-NUT)$	$\varepsilon_{lim} = \frac{1}{R}[1-exp.(-R)]$
(1-N)	$\varepsilon = \frac{2}{(1+R)+\sqrt{1+R^2}\frac{1+exp.(-NUT\sqrt{1+R^2})}{1-exp.(-NUT\sqrt{1+R^2})}}$	$NUT = \frac{1}{\sqrt{1+R^2}}\ln\frac{2-\varepsilon(1+R-\sqrt{1+R^2})}{2-\varepsilon(1+R+\sqrt{1+R^2})}$	$R = 0$ $\varepsilon = 1-\exp(-NUT)$	$\varepsilon_{lim} = \frac{2}{1+R+\sqrt{1+R^2}}$
Co-courant	$\varepsilon = \frac{1}{1+R}[1-\exp[-(1+R)NUT]$	$NUT = -\frac{1}{1+R}\ln[1+\varepsilon(1+R)]$	$R = 0$ $\varepsilon = 1-\exp(-NUT)$	$\varepsilon_{lim} = \frac{1}{1+R}$

Conclusion

L'étude faite durant ce chapitre nous permet de retenir les points suivants :

- Les échangeurs de chaleur ont une grande importance dans l'industrie,
- Il existe une diversité des types des échangeurs de chaleur qui ont de nombreuses applications dans les différents domaines,
- Parmi les méthodes de calcul énergétique on distingue la méthode ΔTLM et la méthode de NUT.