

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

UNIVERSITE MOULOU D MAMMERI DE TIZI-OUZOU

Faculté du Génie de la Construction

Département de Génie Mécanique



Mémoire de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme de Master académique en Génie Mécanique

Option : Energétique

Thème

**Evaluation des performances d'un
échangeur thermique à tubes et calandre
par les méthodes de Kern
et de Bell-Delaware**

Encadré par :

Mr FERROUK Mohamed

Présenté par :

Mr HAMMOUDI Hakim

Mr SAADI Mourad

Année universitaire 2016/2017

Remerciements

Merci Dieu, de nous avoir donné la force, la patience et le courage de mener à terme ce présent travail.

Nous tenons à exprimer toute notre gratitude à notre Encadreur, Monsieur Mohamed FERROUK, Maître de conférences à la faculté du Génie de la construction, Université MOULOUD MAMMERI de TIZI OUZOU, pour sa disponibilité et ses conseils. Il a su nous guider et répondre à nos nombreuses questions tout au long de ce travail.

Nous remercions également, Monsieur S. MAKHLOUF, de nous avoir fait l'honneur de présider le jury durant notre soutenance.

Nous remercions Monsieur AMOKRAN, de nous avoir fait l'honneur de participer au jury durant notre soutenance.

Nous nous devons de remercier nos très chères familles, nos amis et toutes les personnes ayant contribué de près ou de loin à l'aboutissement de ce travail.

Dédicaces

Nous dédions ce présent travail à nos très chers parents, qui

nous ont toujours soutenus, et qui nous ont encouragés à

donner le meilleur de nous-mêmes. Nous le dédions

également, à nos frères, à nos sœurs, et également à nos chers

amis. Que dieu les garde.

A tous les êtres chers à mon cœur.

- **Nomenclature**

a	Coefficient empirique	Sans dimensions
A	Angle central de la chicane	rad
b	Coefficient empirique	Sans dimensions
B	Espacement des chicanes	m
BC	Ouverture des chicanes	m
c	Clearance	m
C	Rapport des débits calorifiques	Sans dimensions
C_c	Débit calorifique du fluide chaud	$J \cdot s^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$
C_f	Débit calorifique du fluide froid	$J \cdot s^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$
C_{max}	Débit calorifique maximum	$J \cdot s^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$
C_{min}	Débit calorifique minimum	$J \cdot s^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$
c_p	Chaleur spécifique	$J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$
c_{pc}	Chaleur spécifique du fluide circulant dans la calandre	$J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$
c_{pt}	Chaleur spécifique du fluide circulant dans les tubes	$J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$
d	Diamètre	m
d_B	Diamètre des chicanes	m
d_{BT}	Diamètre des orifices de la chicane contenant les tubes	m
d_c	Diamètre de la calandre	m
d_e	Diamètre équivalent de la calandre	m
d_i	Diamètre intérieur des tubes	m
d_o	Diamètre extérieur des tubes	m
d_v	Diamètre hydraulique de la section du courant parallèle	m
e	Epaisseur de la paroi interne du tube	m

f	Facteur de friction	Sans dimensions
F	Facteur de correction	Sans dimensions
F _{BP}	Fraction bypass	Sans dimensions
F _r	Force de frottement	N
G _c	Vitesse massique du fluide circulant dans la calandre	kg. m ⁻² . s ⁻¹
G _t	Vitesse massique du fluide circulant dans les tubes	kg. m ⁻² . s ⁻¹
h	Coefficient d'échange convectif	W. m ⁻² . °C ⁻¹
h _B	Coefficient d'échange convectif idéal	W. m ⁻² . °C ⁻¹
h _c	Coefficient d'échange convectif côté calandre	W. m ⁻² . °C ⁻¹
h _t	Coefficient d'échange convectif côté tubes	W. m ⁻² . °C ⁻¹
$\frac{h_L}{h_{NL}}$	Facteur de correction	Sans dimensions
j	Facteur de Colburn	Sans dimensions
L	Longueur	m
L _t	Longueur des tubes	m
m	Masse	Kg
\dot{m}	Débit massique	kg. s ⁻¹
\dot{m}_c	Débit massique du fluide circulant dans la calandre	kg. s ⁻¹
\dot{m}_t	Débit massique du fluide circulant dans les tubes	kg. s ⁻¹
N _B	Nombre de chicanes	Sans dimensions
N _{BT}	Nombre total de tubes traversant une seule chicane	Sans dimensions
N _c	Nombre de rangées de tubes dans la section à courant croisé	Sans dimensions
N _{CL}	Nombre de tubes dans la ligne centrale du faisceau	Sans dimensions
N _{pt}	Nombre de passes côté tubes	Sans dimensions
N _s	Nombre de paires de barres déviatrices	Sans dimensions

N_t	Nombre de tubes	Sans dimensions
N_{tp}	Nombre de tubes par passe	Sans dimensions
Nu	Nombre de Nusselt	Sans dimensions
N_w	Nombre effectif de tubes dans la section à courant parallèle	Sans dimensions
N_{WT}	Nombre de tubes dans la section à courant parallèle	Sans dimensions
NUT	Nombre d'unités de transfert	Sans dimensions
ΔP	Pertes de charges	$N \cdot m^{-2}$
ΔP_B	Perte de charge idéale dans la section à courant croisé	$N \cdot m^{-2}$
ΔP_c	Pertes de charges dans la calandre	$N \cdot m^{-2}$
ΔP_L	Pertes de charges linéaires	$N \cdot m^{-2}$
ΔP_S	Pertes de charges singulières	$N \cdot m^{-2}$
ΔP_t	Pertes de charges dans les tubes	$N \cdot m^{-2}$
ΔP_w	Perte de charge idéale dans la section du flux parallèle	$N \cdot m^{-2}$
$\frac{\Delta P_L}{\Delta P_{NL}}$	Facteur de correction	Sans dimensions
P	Paramètre correctif	Sans dimensions
P_m	Périmètre mouillé	m
Pr	Nombre de Prandtl	Sans dimensions
Pr_c	Nombre de Prandtl coté calandre	Sans dimensions
Pr_t	Nombre de Prandtl coté tubes	Sans dimensions
P_t	Pas tubulaire	m
Q	Quantité de chaleur	J
Q_v	Débit volumique	$m^3 \cdot s^{-1}$
R	Paramètre correctif	Sans dimensions
R_b	Facteur de correction	Sans dimensions

R_B	Facteur de correction	Sans dimensions
R_{f_i}	Résistance d'encrassement à l'intérieur des tubes	$m^2 \cdot ^\circ C \cdot W^{-1}$
R_{f_o}	Résistance d'encrassement à l'extérieur des tubes	$m^2 \cdot ^\circ C \cdot W^{-1}$
Re_c	Nombre de Reynolds coté calandre	Sans dimensions
Re_t	Nombre de Reynolds coté tubes	Sans dimensions
S	Surface	m^2
S_{BP}	Section du flux de déviation	m^2
S_c	Section de passage coté calandre	m^2
$S_{caluculée}$	Surface d'échange calculée	m^2
S_m	Section du courant croisé	m^2
$S_{réelle}$	Surface d'échange réelle	m^2
S_{SB}	Sections d'espacement chicane-calandre	m^2
S_t	Section de passage coté tubes	m^2
S_{TB}	Sections d'espacement tube-chicane	m^2
S_w	Section à courant parallèle	m^2
ΔT	Différence des températures des fluides	$^\circ C$
ΔT_1	Différence des températures des fluides à l'entrée	$^\circ C$
ΔT_2	Différence des températures des fluides à la sortie	$^\circ C$
ΔT_{LM}	Moyenne logarithmique de l'écart des températures	$^\circ C$
ΔT_{max}	Différence des températures maximale	$^\circ C$
T	Température	$^\circ C$
T_c	Température du fluide circulant dans la calandre	$^\circ C$
T_t	Température du fluide circulant dans les tubes	$^\circ C$
T_{lim}	Température limite des fluides	$^\circ C$

T_p	Température de la paroi	$^{\circ}\text{C}$
U	Coefficient d'échange global	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$
U_c	Coefficient d'échange global coté fluide chaud	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$
U_f	Coefficient d'échange global coté fluide froid	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$
v	Volume	m^3
V	Vitesse du fluide	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
V_m	Vitesse du fluide dans la section du courant croisé	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
V_w	Vitesse du fluide dans la section du courant parallèle	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
V_z	Vitesse moyenne entre les deux sections d'écoulements	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
X	Facteur de correction	Sans dimensions

- **Lettres grecques**

ρ	Masse volumique	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
μ	Viscosité dynamique	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$
ν	Viscosité cinématique	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
φ	Densité de flux thermique	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$
λ	Conductivité thermique du milieu	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$
Λ_l	Coefficient de pertes de charges linéaires	Sans dimensions
Λ_s	Coefficient de pertes de charges singulières	Sans dimensions
ϕ	Puissance (flux) thermique	W
ϕ_{\max}	Flux thermique maximum	W
ε	Efficacité de l'échangeur	Sans dimensions

ε_r	Efficacité de refroidissement	Sans dimensions
ε_c	Efficacité de chauffage	Sans dimensions
Φ	Facteur de correction	Sans dimensions
ξ_h	Facteur de correction	Sans dimensions
$\xi_{\Delta P}$	Facteur de correction	Sans dimensions

- **Indices**

e	Entrée de l'échangeur
s	Sortie de l'échangeur
f	Fluide froid
c	Fluide chaud
p	Paroi
t	Coté tubes
c	Coté calandre

Liste des figures

Figure 1.1 : Ecoulement d'un fluide entre deux plaques horizontales [1].

Figure 1.2 : Isotherme et gradient de température [2].

Figure 1.3 : Schéma d'un échangeur à courants parallèles [3].

Figure 1.4 : Schéma d'un échangeur à contre-courant [3].

Figure 1.5 : Echangeur à courants croisés [4].

Figure 1.6 : Echangeur tubulaire simple [3].

Figure 1.7 : Echangeur double tubes [5].

Figure 1.8 : Echangeur à tube et calandre [6].

Figure 1.9 : Tube à ailettes [5].

Figure 1.10 : Schéma d'un échangeur à plaques jointées [5].

Figure 1.11 : Echangeurs à plaques brasées [7].

Figure 1.12 : Assemblage des plaques [7].

Figure 1.13 : Schéma d'un échangeur 1-2 [2].

Figure 1.14 : Schéma d'un échangeur 2-4 [2].

Figure 2.1 : Evolution des températures dans un échangeur à courants parallèles [4].

Figure 2.2 : Evolution des températures dans un échangeur à contre-courant [4].

Figure 2.3 : Facteur de correction pour une passe coté calandre et $2n$ passes coté tubes [13].

Figure 2.4 : Facteur de correction pour deux passes coté calandre et $4n$ passes coté tubes [13].

Figure 2.5 : Facteur de correction pour un échangeur mono passe à courants croisés, les deux fluides ne sont pas mélangés [13].

Figure 2.6 : Facteur de correction pour un échangeur mono passe à courants croisés, un des fluides est mélangé [13].

Figure 2.7 : Courbes $\epsilon = f(\text{NUT})$, pour différentes configurations d'échangeurs [4].

Figure 3.1 : Echangeur à tubes et à calandre [6].

Figure 3.2 : Classification des échangeurs suivant TEMA [10].

Figure 3.3 : Exemple de calandre [5].

Figure 3.4 : Plaque tubulaire [7].

Figure 3.5 : Différentes dispositions des tubes [8].

Figure 3.6 : Chicanes segmentées [8].

Figure 3.7 : Chicane à disque et couronne [8].

Figure 3.8 : Ouverture de chicane [9].

Figure 3.9 : Tirants et entretoises [5].

Figure 3.10 : Exemple d'une chambre de distribution [5].

Figure 3.11 : Echangeur à tête fixe [10].

Figure 3.12 : Echangeur à tête flottante [10].

Figure 3.13 : Echangeur à tubes en U [10].

Figure 3.14 : Ecoulement transversal dans la région située entre les chicanes adjacentes [14].

Figure 3.15 : Section d'écoulement coté calandre [14].

Figure 3.16 : Ecoulement dans la calandre [14].

Figure 3.17 : Courant de dérivation (bypass flow) [14].

Figure 3.18 : Courant secondaire F [14].

Figure 3.19 : courants de fuite A et E (leakage flows) [14].

Figure 3.20 : Section à courant croisé [14].

Figure 3.21 : Angle central et coupe de la chicane [14].

Figure 3.22 : Définition de σ [14].

Figure 3.23 : Coefficients empiriques pour le calcul de jet f [14].

Figure 4.1 : Fenetre exécutable du programme de calcul (extension.EXE).

Figure 4.2 : Schéma représentatif des données géométriques, cas 1 [14].

Figure 4.3 : Evolution des pertes de charge en fonction de l'espacement des chicanes.

Figure 4.4 : Evolution du coefficient d'échange convectif en fonction de l'espacement des chicanes.

Figure 4.5 : Evolution du coefficient d'échange global en fonction de l'espacement des chicanes.

Liste des tableaux

Tableau 4.1 : Propriétés physiques des fluides, cas 1 [14].

Tableau 4.2 : Caractéristiques géométriques, cas 1 [14].

Tableau 4.3 : Résultats obtenues par notre programme et la référence [14].

Tableau 4.4 : Propriétés physiques des fluides, cas 2 [15].

Tableau 4.5 : Caractéristiques géométriques, cas 2 [15].

Tableau 4.6 : Résultats obtenues par notre programme et la référence [15].

Tableau 4.7 : Propriétés physiques des fluides, cas 3 [8].

Tableau 4.8 : Caractéristiques géométriques, cas 3 [8].

Tableau 4.9 : Résultats obtenues par notre programme et la référence [8].

Tableau 4.10 : Evolution des performances en fonction de l'espacement des chicanes.

Introduction générale

Introduction générale.....	1
----------------------------	---

Chapitre 1 : Généralités sur les échangeurs thermiques

1.1 Notions de mécanique des fluides	2
1.1.1 Définition d'un fluide	2
1.1.1.1 Fluide compressible	2
1.1.1.2 Fluide incompressible	2
1.1.1.3 Fluide parfait	2
1.1.1.4 Fluide réel	2
1.1.2 Caractéristiques physiques des fluides	3
1.1.2.1 Masse volumique	3
1.1.2.2 Viscosité.....	3
• La viscosité dynamique	3
• La viscosité cinématique.....	4
1.1.3 Dynamique des fluides	4
1.1.3.1 Notion de débit.....	4
1.1.3.2 Régimes d'écoulement	4
1.1.3.3 Pertes de charges	5
• Pertes de charges linéaires	5
• Pertes de charges singulières	5
1.2 Généralités sur les transferts thermiques	6
1.2.1 Notion de température	6
1.2.2 Gradient de température	6
1.2.3 Notion de flux thermique.....	7
1.2.4 Principaux modes de transfert thermique	7
1.2.4.1 La conduction.....	7
1.2.4.2 La convection.....	7
• La convection naturelle.....	7
• La convection forcée.....	8
1.2.4.3 Le rayonnement.....	8

1.3	Notion d'échangeur de chaleur	9
1.3.1	Echangeurs a courants parallèles.....	9
1.3.2	Echangeurs à contre-courant	10
1.3.3	Echangeurs à courants croisés	10
1.4	Classification des échangeurs de chaleur.....	11
1.4.1	Echangeurs par mélange	11
1.4.2	Echangeurs discontinus : les régénérateurs	11
1.4.3	Echangeurs à fluides séparés	11
1.4.3.1	Echangeurs tubulaires	11
	• Echangeurs tubulaires simples.....	11
	• Echangeurs multitubes.....	12
	• Echangeurs à tubes et calandre	12
	• Echangeurs à tubes à ailettes	13
1.4.3.2	Echangeurs à plaques	14
	• Echangeurs à plaques jointées	14
	• Echangeurs à plaques brasées	14
	• Echangeurs à plaques soudées	14
1.4.3.3	Echangeurs à passes	16
1.4.3.4	Echangeurs diphasiques	17

Chapitre 2 : Evaluation des performances thermiques d'un échangeur

	• Choix de la technologie.....	18
	• Dimensionnement thermique	18
	• Calcul des pertes de charges.....	18
2.1	Généralités et définitions	19
2.1.1	Distribution des températures le long d'un échangeur	19
2.1.1.1	Convention	19
2.1.1.2	Cas d'un échangeur à courants parallèles	19
2.1.1.3	Cas d'un échangeur à contre-courant.....	19
2.1.2	Coefficient global de l'échange thermique	20
2.1.2.1	Coefficient global théorique.....	20
2.1.2.2	Coefficient global dans la réalité	21

2.1.3	Résistance d'encrassement	22
2.1.4	Estimation des coefficients d'échange convectifs	22
2.2	Méthodes de calcul des performances d'un échangeur	24
2.2.1	Hypothèses et conventions	24
2.2.2	Moyenne logarithmique de la différence des températures.....	24
2.2.2.1	Cas d'un échangeur à courants parallèles	24
	• Conditions aux limites.....	25
2.2.2.2	Cas d'un échangeur à contre-courant.....	26
2.2.2.3	Cas d'un condenseur	27
2.2.2.4	Cas d'un évaporateur	27
2.2.2.5	Facteur de correction.....	28
2.2.2.6	Algorithme de calcul par la méthode DTLM.....	31
2.2.3	Nombre d'unités de transfert NUT.....	32
2.2.3.1	Efficacité thermique d'un échangeur	32
2.2.3.2	Flux de chaleur maximum.....	32
2.2.3.3	Relation NUT et efficacité	33

Chapitre 3 : Evaluation des performances d'un échangeur à tubes et calandre

3.1	Description d'un échangeur à tubes et calandre	37
3.1.1	Description générale	37
	• Convention	38
3.1.2	Norme TEMA	38
3.2	Différents composants d'un échangeur à tubes et calandre	40
3.2.1	La calandre	40
3.2.2	Le faisceau tubulaire	40
3.2.2.1	Les plaques tubulaires	40
3.2.2.2	Les tubes	41
	• Dimensions et disposition des tubes.....	41
	• Le pas tubulaire	41
3.2.2.3	Les chicanes	42
	• Types de chicanes.....	42
	• Espacement des chicanes	42

• Ouvertures des chicanes	44
3.2.2.4 Les tirants et les entretoises	44
3.2.3 La chambre de distribution.....	45
3.3 Classification des échangeurs à tubes et calandre	46
3.3.1 Echangeurs à plaque tubulaire fixe	46
3.3.2 Echangeurs à tête flottante	46
3.3.3 Echangeurs à faisceau en U.....	47
3.4 Evaluation des performances d'un échangeur à tubes et calandre.....	48
3.4.1 Evaluation des performances dans les tubes	48
3.4.1.1 Coefficient d'échange convectif.....	48
3.4.1.2 Perte de charge	50
3.4.2 Evaluation des performances dans la calandre.....	51
3.4.2.1 Méthode de Kern.....	52
• Coefficient d'échange convectif.....	52
• Perte de charge	54
3.4.2.2 Méthode de Bell-Delaware	55
• Ecoulement dans la calandre	55
• Sections d'écoulement.....	58
• Coefficient d'échange convectif.....	60
• Perte de charge	61
3.4.3 Evaluation d'un échangeur de chaleur	66

Chapitre 4 : Résultats et discussion

4.1 Description du programme de calcul	67
4.1.1 Paramètres d'entrée (input)	68
• Propriétés physiques des fluides	68
• Caractéristiques géométriques de l'échangeur	69
4.1.2 Paramètres de sortie (output).....	69
4.2 Résultats et discussion	71
4.2.1 cas 1.....	71
4.2.2 cas 2.....	74
4.2.3 cas 3.....	77

4.3 Influence des paramètres géométriques sur les performances de l'échangeur 80

Conclusion générale

Conclusion générale 84

Annexes 85

Bibliographie 100

Introduction générale

Introduction générale

L'énergie est le fondement de toute politique et économie industrielle. Dans le contexte économique actuel, la hausse des prix des ressources, notamment du pétrole, ainsi que le réchauffement climatique provoqué par les rejets de combustion (gaz à effet de serre), exige des sociétés industrielles toujours plus performantes, aussi bien sur l'aspect maîtrise de l'énergie, que dans la protection de l'environnement, de ce fait, l'optimisation des procédés de fabrication, pour des rendements supérieurs des processus et une meilleure gestion des énergies disponibles, qu'elles soient fossiles ou renouvelables, produites ou recueillies, a toujours fait l'objet de la recherche scientifique.

Tenant compte de ses nombreux avantages (récupération de chaleur, refroidissement des machines, ...), l'échangeur thermique joue un rôle primordial dans la stratégie de la gestion énergétique, et dans la réduction des émissions de gaz à effet de serre, ce qui en fait un élément indispensable dans toute industrie. Tous les processus industriels utilisent au moins un échangeur de chaleur, aussi bien dans le processus lui-même, que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés.

Le présent travail a pour but l'étude de l'évaluation des performances d'un échangeur de chaleur. Pour cela, une maîtrise des éléments de transferts thermiques, ainsi que des connaissances en mécanique des fluides s'avèrent nécessaires.

Le premier chapitre traite des rappels de certaines notions essentielles en mécanique des fluides et en transferts thermiques, la définition de l'échangeur de chaleur et le principe de son fonctionnement, et une classification des systèmes les plus couramment utilisés sera donnée au cours ce chapitre, en se basant sur différents critères.

Le deuxième chapitre est consacré à l'étude des performances des échangeurs thermiques. L'objectif est d'évaluer les coefficients d'échange thermique qui dépendent exclusivement des propriétés des fluides utilisés, ainsi que de la nature de l'écoulement, en ayant recours aux méthodes de la moyenne logarithmique de l'écart des températures DTLM, et au nombre d'unités de transfert NUT.

Le troisième chapitre est consacré à l'étude des échangeurs thermiques à tubes et calandre, de ce fait, une description détaillée de ce type d'échangeur sera donnée. L'étude a été réalisée en utilisant les méthodes de Kern et de Bell-Delaware.

Dans le quatrième chapitre, un programme de calcul a été élaboré sous langage Fortran, dans le but d'évaluer les performances de l'échangeur thermique à tubes et calandre par les méthodes de Kern et de Bell-Delaware. Des exemples tirés de différents ouvrages consacrés aux échangeurs thermiques ont été traités, pour but de valider le programme et pour comparer les deux méthodes de calcul citées précédemment.

Chapitre 1

Généralités sur les échangeurs de chaleur

La plupart des réactions, se produisant au sein de l'industrie énergétique, font intervenir le phénomène de transfert de chaleur entre un fluide chaud et un fluide froid. C'est dans ces situations que les échangeurs de chaleur entrent en jeu.

Dans ce premier chapitre, nous allons aborder quelques notions fondamentales de mécanique des fluides et de transfert thermique, et nous allons définir l'échangeur de chaleur, ainsi que les différents types d'échangeurs existant et les plus couramment utilisés.

1.1 Notions de mécanique des fluides

La mécanique des fluides est une discipline scientifique complexe ayant des applications dans tous les secteurs liés à l'énergie. Faisant partie d'un domaine plus vaste qui est la mécanique des milieux continus, elle s'intéresse à l'étude des écoulements des fluides, et aux efforts qui leur sont appliqués. Dans ce qui suit, nous allons définir les notions de base nécessaires à l'étude de la mécanique des fluides.

1.1.1 Définition d'un fluide

Un fluide est un milieu matériel continu et parfaitement déformable, et possédant la capacité de s'écouler et de prendre la forme du récipient dans lequel il est contenu. Cette appellation désigne un liquide ou un gaz. Les liquides sont des fluides incompressibles tandis que les gaz sont compressibles. Les fluides se classent généralement de la manière suivante [1] :

1.2.1.1 Fluide compressible

Un fluide est dit compressible lorsque le volume occupé par une masse donnée varie en fonction de la pression extérieure, c'est le cas des gaz, par exemple : l'air, l'hydrogène, ...

1.2.1.2 Fluide incompressible

Un fluide est dit incompressible lorsque le volume occupé par une masse donnée reste invariant malgré la pression extérieure. Les liquides sont des fluides incompressibles.

1.2.1.3 Fluide parfait

Un fluide en écoulement est considéré parfait s'il est possible de décrire son mouvement sans tenir compte des forces de frottement. Il ne s'agit là que d'un modèle théorique utilisé pour simplifier les calculs, car dans la réalité, tous les fluides possèdent une viscosité.

1.2.1.4 Fluide réel

Contrairement au modèle parfait, l'étude des fluides réels en mouvement prend en considération les effets des frottements visqueux, et c'est uniquement au repos, que l'on admettra que le fluide se comportant comme étant parfait.

1.1.2 Caractéristiques physiques des fluides

1.1.2.1 La masse volumique

La masse volumique ρ d'un fluide de masse m , occupant un volume V est le rapport [6] :

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1.1)$$

L'unité de mesure de la masse volumique dans le système international est le kilogramme par mètre cube ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$).

1.1.2.2 La viscosité

Elle définit l'ensemble des frottements internes au sein du milieu fluide et qui s'opposent à l'écoulement. Autrement dit, la viscosité caractérise la capacité d'un fluide à s'écouler : plus la viscosité est importante et moins le fluide s'écoule facilement [6].

Parmi les grandeurs caractérisant la viscosité, on cite :

- **La viscosité dynamique**

Sous l'effet des forces d'interaction entre les molécules fluides et des forces d'interaction entre le fluide et la paroi, les particules ne s'écoulent pas à la même vitesse, on dit qu'il existe un profil de vitesse. L'écoulement peut être considéré comme résultant du glissement des couches de fluide les unes sur les autres [1].

Considérons deux couches de fluide adjacentes distantes de Δz , la force de frottement F_r qui s'exerce sur la surface de séparation de ces deux couches et qui s'oppose au glissement d'une couche sur l'autre s'écrit :

$$F_r = \mu S \frac{\Delta V}{\Delta z} \quad (1.2)$$

μ : Coefficient de viscosité dynamique du fluide ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$).

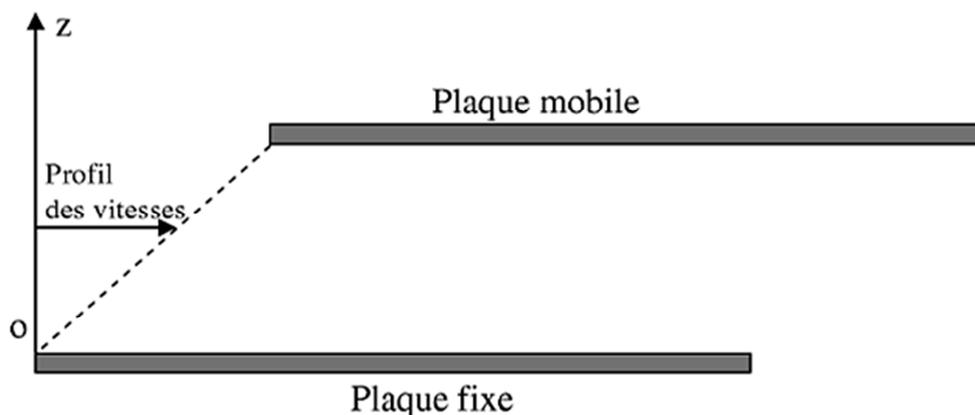


Figure 1.1 : Ecoulement d'un fluide entre deux plaques horizontales [1].

- **Viscosité cinématique**

C'est le rapport de la viscosité dynamique sur la masse volumique[1] :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1.3)$$

Elle s'exprime en mètre carré par seconde ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$) dans le système international.

1.1.3 Dynamique des fluides

Cette branche de la mécanique des fluides s'intéresse aux fluides en écoulement. Elle décrit de manière exacte le mouvement des particules du fluide au sein d'un écoulement, qu'il soit réel ou parfait, en utilisant des équations locales reliant la vitesse, la pression, ainsi que les différentes forces agissant sur le fluide. Nous allons définir les notions de base utilisées dans l'étude des écoulements des fluides.

1.1.3.1 Notion de débit

En dynamique des fluides, le débit désigne la quantité de matière fluide (exprimée en masse ou en volume) qui traverse une section donnée, par exemple, la section S droite d'une conduite où circule le fluide. Si on choisit d'exprimer cette quantité en termes de masse, le débit sera alors un débit massique noté \dot{m} ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$), et en choisissant de l'exprimer en volume, on parlera de débit volumique noté Q_v ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$) [6].

$$Q_v = V S \quad (1.4)$$

$$\dot{m} = \rho V S \quad (1.5)$$

1.1.3.2 Régimes d'écoulement

La connaissance du régime d'écoulement d'un fluide demeure un point essentiel en génie mécanique et en génie thermique, étant donné son influence sur la plupart des phénomènes physiques tels que les transferts de chaleur et les pertes de charges.

Les expériences réalisées par Reynolds impliquant l'écoulement d'un fluide dans une conduite cylindrique rectiligne, ont montré l'existence de deux régimes d'écoulement : le régime laminaire et le régime turbulent. En utilisant des fluides de différentes viscosités et en faisant varier le débit et le diamètre de la canalisation, Reynolds a déterminé le paramètre permettant d'identifier le régime de l'écoulement. Ce paramètre est défini comme étant un nombre sans dimension appelé nombre de Reynolds (Re) donné par la relation [6] :

$$Re = \frac{\rho V d}{\mu} \quad (1.6)$$

V : Vitesse du fluide ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$).

d : Diamètre de la conduite (m).

L'expérience a montré que pour :

- $Re < 2000$, l'écoulement est laminaire.
- $2000 < Re < 10^5$, l'écoulement est turbulent.

1.1.3.3 Les pertes de charges

Pour un fluide en écoulement permanent dans une canalisation, une perte de charges désigne la perte irréversible d'énergie mécanique que subit le fluide lors de sa circulation dans le canal. Cette perte énergétique s'exprime souvent sous forme d'une variation de la pression notée ΔP , elle est directement reliée à la vitesse du fluide et peut être causée par différents facteurs notamment la viscosité du fluide et la rugosité de la paroi. On distingue les pertes de charges linéaires et singulières [6].

- **Les pertes de charges linéaires**

Elles sont rencontrées lors de l'écoulement du fluide dans une conduite rectiligne. Ces pertes sont proportionnelles à la longueur de la conduite et inversement proportionnelles à son diamètre. Elles se calculent à l'aide de la formule suivante [6] :

$$\Delta P_l = \Lambda_l \frac{L \rho V^2}{d} \quad (1.7)$$

ΔP_l : Perte de charges linéaires ($N \cdot m^{-2}$).

L : Longueur de la conduite (m).

d : Diamètre de la conduite (m).

V : Vitesse moyenne du fluide ($m \cdot s^{-1}$).

ρ : Masse volumique du fluide ($kg \cdot m^{-3}$).

Λ_l : Coefficient de pertes de charge linéaires.

- **Pertes de charges singulières**

Quand la conduite subit de brusques variations de section ou de direction, il se produit des pertes de charges dites singulières, elles sont généralement mesurables et font partie des caractéristiques de l'installation. Elles sont données par la formule suivante [6] :

$$\Delta P_s = \Lambda_s \frac{\rho v^2}{2} \quad (1.8)$$

ΔP_s : Perte de charges singulières ($N \cdot m^{-2}$).

Λ_s : Coefficient de pertes de charges singulières adimensionnelles.

1.2 Généralités sur les transferts thermiques

La thermodynamique est un domaine de la physique qui, sous les deux formes phénoménologiques et statistiques, s'intéresse à l'étude de l'énergie (en particulier les énergies thermique et mécanique) d'un système donné, et aux transformations énergétiques que subit ce système en relation avec le milieu extérieur. Basée sur les principes de conservation et de l'existence d'une fonction d'état non conservative appelée entropie, et en utilisant des variables spécifiques appelées variables d'état, tels que la température, la pression et le volume, la thermodynamique permet d'établir des bilans énergétiques dans le but de définir l'état d'équilibre d'un système quelconque.

L'étude des transferts thermiques fait partie des sciences de base de l'ingénierie industrielle, c'est une branche issue de la thermodynamique, qui traite les problèmes liés aux échanges d'énergies thermiques, et aux productions de chaleur et de froid.

1.2.1 Notion de température

La température notée T est une variable d'état thermodynamique qui, d'un point de vue microscopique, caractérise le degré d'agitation des particules de la matière. Elle se mesure au moyen d'un thermomètre et s'exprime fréquemment en Kelvins ou en Celsius.

Les termes chaleur et température sont souvent confondus, à tort, ce sont deux concepts bien distincts. Toutefois, ils sont tous les deux en relation avec l'énergie thermique [8].

1.2.2 Gradient de température

Dans un milieu quelconque, on appelle surface isotherme la surface réunissant tous les points de ce milieu de température identique. La variation de température par unité de longueur est maximale dans la direction normale à la surface isotherme. Cette variation est caractérisée par le vecteur gradient de température noté $\overrightarrow{\text{grad}}(T)$ [2].

$$\overrightarrow{\text{grad}}(T) = \frac{\partial T}{\partial n} \vec{n} \quad (1.9)$$

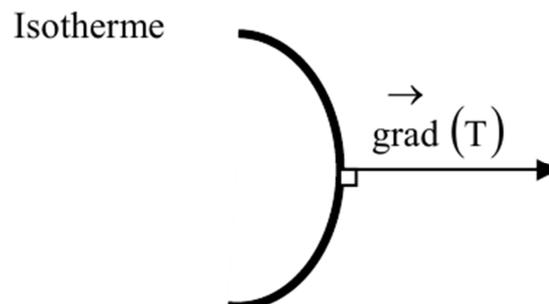


Figure 1.2 : Isotherme et gradient de température [2].

Usuellement, si l'on mesure l'écart de température dT entre deux points distants d'une longueur infinitésimale dx dans la direction \vec{i} , le gradient de température sera alors défini comme suit :

$$\overrightarrow{\text{grad}}(T) = \frac{dT}{dx} \vec{i} \quad (1.10)$$

1.2.3 Notion de flux thermique

L'énergie thermique, couramment appelée chaleur, correspond à l'énergie cinétique due aux mouvements de vibration des particules dans un corps. Un transfert thermique ou encore transfert de chaleur, désigne un échange d'énergie thermique entre différents corps. Dans un échangeur de chaleur, le flux thermique, ou encore la puissance thermique, souvent notée ϕ et exprimée en Watts (W), désigne la quantité de chaleur Q par unité de temps, transférée du fluide chaud de température T_c au fluide froid de température T_f [2].

1.2.4 Principaux modes de transferts thermiques

1.2.4.1 La conduction

Désigne la transmission de la chaleur, sans déplacement de matière, au sein d'un milieu conducteur principalement solide (il se peut qu'il y ait conduction dans des milieux liquides ou gazeux), ou entre deux milieux mis en contact. Cette transmission est due à la présence d'un gradient de température [2].

Le phénomène de conduction est régi par la loi de Fourier, formulée comme suit :

$$\vec{\phi} = -\lambda \overrightarrow{\text{grad}}(T) \quad (1.11)$$

ϕ : Densité de flux thermique transmis par conduction ($W \cdot m^{-2}$).

λ : Conductivité thermique du milieu ($W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$).

T : Température du milieu ($^\circ C$).

1.2.4.2 La convection

Lorsque le transfert thermique s'accompagne d'un transfert de matière, on dit alors que la chaleur est transmise par convection. Ce phénomène existe au sein des milieux fluides (liquides et gazeux), ou lorsqu'un fluide est en mouvement au contact d'un solide [2].

Selon le mécanisme qui génère le mouvement du fluide, on distingue :

- **La convection naturelle**

Un fluide devient moins dense lorsqu'il est chauffé et a tendance à s'élever au-dessus des régions les plus froides, le mouvement est uniquement dû aux différences de masses volumiques résultantes des différences de températures aux frontières [2].

- **La convection forcée**

Le mouvement du fluide est induit par une cause extérieure, indépendante des écarts de températures, par exemple : une pompe ou un ventilateur.

Pour un fluide à la température T_f en écoulement autour d'une paroi à température T_p , la densité de flux de chaleur par convection est donnée par la loi de Newton [2] :

$$\varphi = h(T_p - T_f) \quad (1.12)$$

h : Coefficient d'échange convectif ($W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$).

1.2.4.3 Le rayonnement

Le rayonnement thermique résulte de la transition d'électrons entre deux états d'énergie. Selon la loi de Planck, le passage d'un niveau d'énergie à un niveau d'énergie inférieur s'accompagne de l'émission d'un rayonnement. Son signe particulier est qu'il ne nécessite pas la présence d'un milieu matériel intermédiaire et peut donc transporter de la chaleur à travers le vide. Ainsi, c'est grâce au rayonnement thermique que le Soleil nous transmet sa chaleur [2].

1.3 Notion d'échangeur de chaleur

Un échangeur de chaleur, comme son nom l'indique, est un dispositif permettant le transfert de chaleur d'un milieu fluide vers un autre. Plusieurs technologies d'échangeurs peuvent être rencontrées, mais toutes fonctionnent suivant les mêmes mécanismes de transfert thermique, c'est-à-dire : la conduction à travers les parois (souvent métalliques), la convection qui représente l'échange thermique entre le fluide et les parois, et le rayonnement qui représente les échanges radiatifs entre les fluides et les parois, bien que ce dernier soit souvent négligeable (pris en compte uniquement pour un fonctionnement à hautes températures).

Le model le plus simple est celui d'un échangeur tubulaire, qui est constitué de deux tubes coaxiaux, l'un des fluides s'écoule dans le tube central, et l'autre dans l'espace annulaire. Dans certains appareils, le transfert thermique s'effectue par contact direct entre les fluides, c'est le cas des évaporateurs et des tours de refroidissement, où le fluide subit un changement de phases, contrairement aux échangeurs à fluides séparés [4].

1.3.1 Echangeurs à courants parallèles

L'écoulement est parallèle et les deux fluides circulent dans le même sens. L'écart des températures des fluides chute le long de la surface d'échange [4].

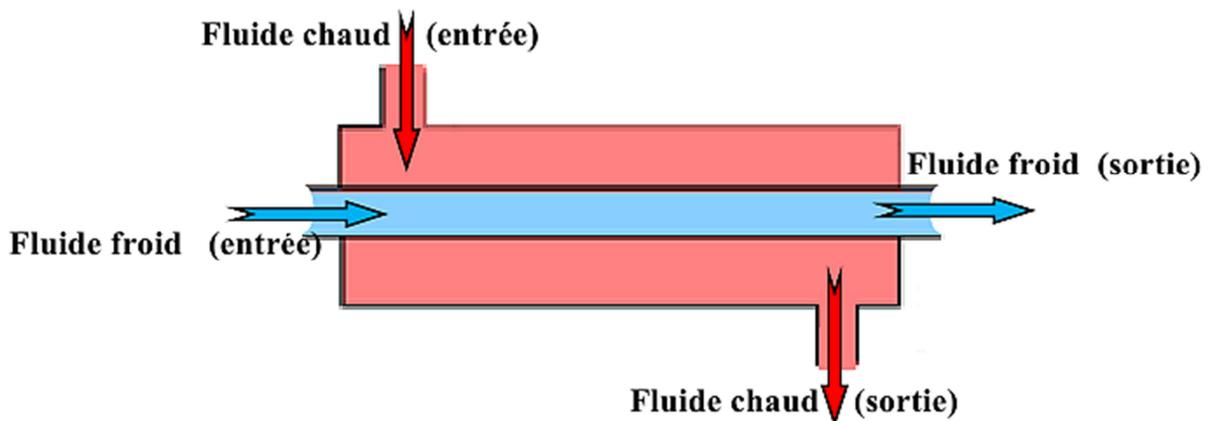


Figure 1.3 : Schéma d'un échangeur à courants parallèles [3].

1.3.2 Echangeurs à contre-courant

L'écoulement est parallèle et les deux fluides circulent en sens contraire. L'écart des températures des fluides reste important le long de la surface d'échange. Cette configuration donne des échangeurs plus efficaces que ceux à courant parallèle (avec des surfaces d'échange égales) [4].

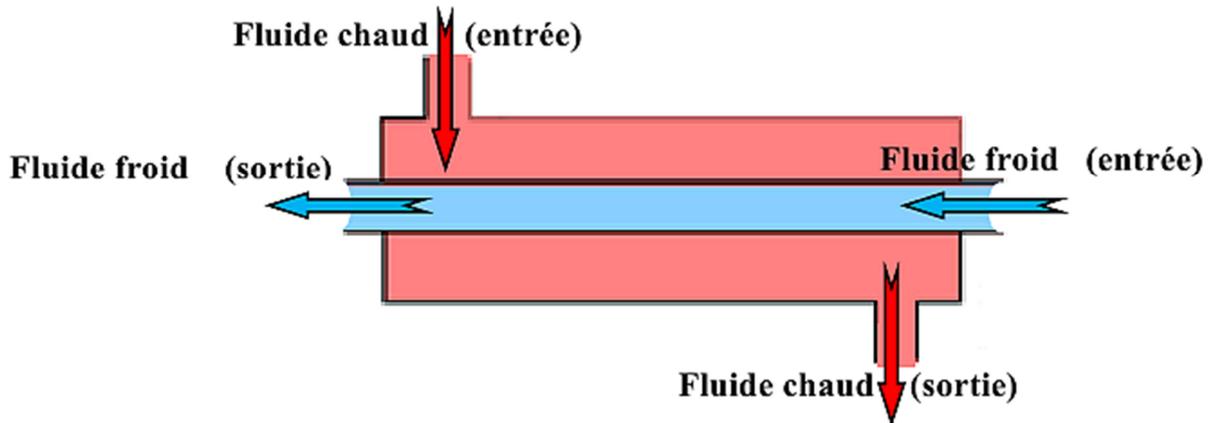


Figure 1.4 : Schéma d'un échangeur à contre-courant [3].

1.3.3 Echangeurs à courants croisés

Les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre [4].

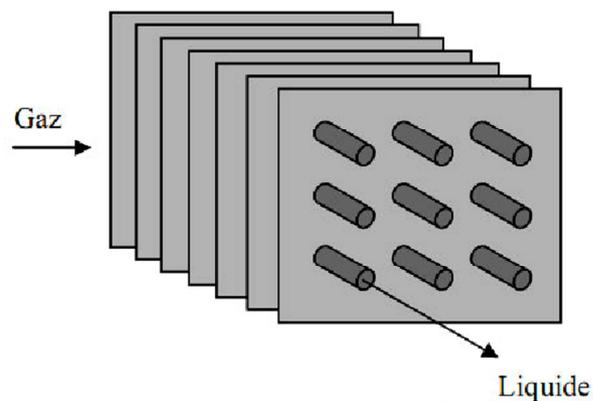


Figure 1.5 : Echangeur à courants croisés [4].

1.4 Classification des échangeurs de chaleur

Le choix d'un échangeur de chaleur peut être crucial car il permet un gain de rendement et d'énergie, celui-ci peut dépendre de plusieurs paramètres, notamment des caractéristiques physiques et dynamiques des fluides utilisés, de la puissance thermique échangée, de la pression et de la température du milieu, ainsi que des différentes normes imposées pour la conception de l'appareil. On peut donc difficilement les classer de manière rigoureuse, sans faire le choix inéluctablement restrictif de certains critères. Cependant, les échangeurs de chaleur sont principalement classés de la manière suivante :

1.4.1 Echangeurs par mélange

L'échange thermique s'effectue par contact direct des deux fluides pour obtenir un mélange à une température intermédiaire, c'est le cas des tours de refroidissement, des dégazeurs, ... [6]

1.4.2 Echangeurs discontinus : les régénérateurs

L'échange thermique s'effectue de sorte que la surface d'échange soit alternativement mise en contact avec le fluide froid et le fluide chaud. L'exemple classique d'un tel échangeur est le réchauffeur d'air rotatif dans les centrales thermiques [6].

1.4.3 Echangeurs à fluides séparés

C'est, en principe, le type d'échangeurs le plus répandu dans les installations énergétiques, les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi ou une cloison, la chaleur se transfère du fluide chaud au fluide froid à travers la surface de séparation.

On distingue plusieurs catégories.

1.4.3.1 Echangeurs tubulaires

- **Echangeurs tubulaires simples**

Ces échangeurs sont constitués de tubes dont la paroi forme la surface d'échange. On distingue différentes catégories : les échangeurs mono tubes qui comportent un seul tube et sont dans la plupart des cas en forme de serpent, et les échangeurs doubles-tubes formés de deux tubes concentriques. En général, le fluide chaud à haute pression circule dans le tube intérieur et le fluide froid s'écoule dans l'espace annulaire, le transfert thermique s'effectue à travers la surface du tube intérieur, les fluides peuvent s'écouler en courant parallèle ou en contre-courant. Cette configuration est relativement simple, et intéressante en vertu de la facilité qu'elle offre pour le démontage et l'entretien de l'appareil, mais présente un inconvénient de taille. En effet, il est difficile d'obtenir d'importantes surfaces d'échange sans recourir à des appareils encombrants. Pour cette raison, d'autres géométries d'échangeurs ont été développées [6].

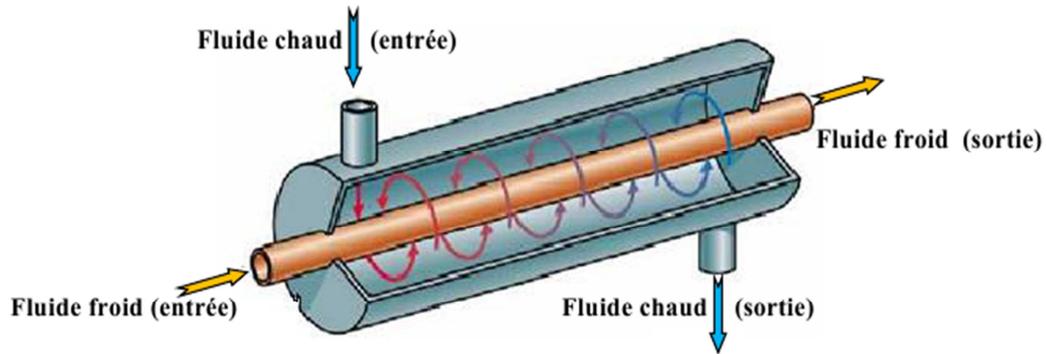


Figure 1.6 : Echangeur tubulaire simple [3].



Figure 1.7 : Echangeur double tubes [5].

- **Echangeurs multitubes**

Ils sont composés d'un faisceau de tubes en acier ou en cuivre, à une ou plusieurs passes, immergé dans un cylindre. Capable de supporter de fortes températures, ce type d'échangeurs est généralement utilisé dans le secteur de la réfrigération [5].

- **Echangeurs à tubes et calandre**

Le système est constitué d'un ensemble de tubes monté sur deux plaques tubulaires et logés dans une enveloppe en acier appelée calandre. L'un des fluides circule dans les tubes et l'autre dans la calandre. La calandre est munie de tubulures d'entrée et de sortie pour le fluide circulant à l'intérieur de celle-ci, et à chacune de ses extrémités sont fixées des boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en plusieurs passes.

Le volume important de la calandre entraîne parfois de faibles vitesses de circulation du fluide. Pour cette raison, des chicanes sont disposées horizontalement ou verticalement à l'intérieur de la calandre dans le but d'allonger le parcours du fluide circulant dans la calandre et ainsi accroître sa vitesse. Ces chicanes permettent également d'augmenter la rigidité du faisceau de tubes, ce qui aboutit à une meilleure efficacité de l'échange [6].



Figure 1.8 : Echangeur à tube et calandre [11].

- **Echangeurs à tubes à ailettes**

Ils sont formés d'un conduit cylindrique ou rectangulaire sur lequel sont fixées des lames métalliques de différentes formes qu'on appelle souvent des ailettes. Ces échangeurs sont employés lorsqu'un fluide est à une pression plus élevée, ou a un coefficient de transfert thermique plus important que l'autre fluide, c'est le cas d'un échangeur liquide-gaz, où le coefficient de transfert thermique coté liquide est généralement beaucoup plus important. Les ailettes sont utilisées du côté gaz afin d'augmenter la surface d'échange.

En outre, ces échangeurs assurent un bon rendement, ils sont particulièrement utilisés dans la climatisation, et dans les installations de chauffage [5].

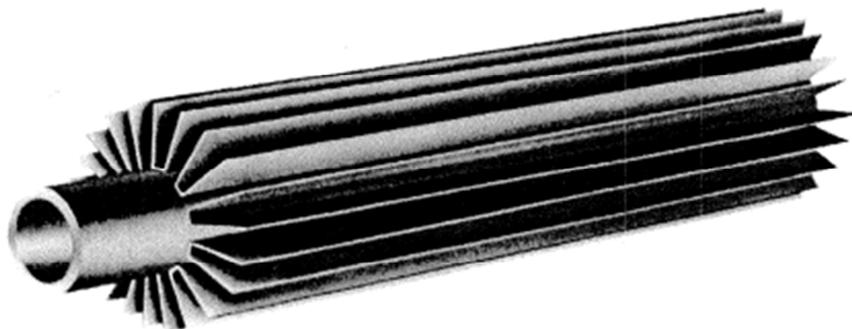


Figure 1.9 : Tube à ailettes [5].

1.4.3.2 Echangeurs à plaques

Ce type d'appareil, très répandu dans l'industrie, fonctionne généralement en courants croisés ou en contre-courant. Il est constitué d'un ensemble de plaques parallèles, en acier inoxydable ou en aluminium. Assemblé entre elles par soudage, par brasage ou à l'aide de joints, ces plaques sont de faible épaisseur (entre 0.1mm et 0.8mm) et sont séparées par de très faibles espaces (entre 5mm et 10mm), et forment, après assemblage, des canaux de circulation pour les fluides. Dans le but de maximiser l'échange convectif, les surfaces des plaques métalliques sont ondulées et souvent en forme de chevron. Cela crée un régime d'écoulement turbulent et augmente ainsi le coefficient d'échange convectif [11].

Du fait de sa compacité, ce système permet d'obtenir de grandes surfaces d'échange dans un volume assez limité. Cependant, il présente d'importantes pertes de charge, et il n'est pas très adapté aux écoulements diphasiques.

En raison de leurs très bons coefficients d'échange thermique et de leur compacité, les échangeurs à plaques, notamment à plaques soudées ou brasées, se sont imposés sur le marché comme étant une alternative aux échangeurs multitubes [11].

- **Echangeurs à plaques jointées**

Les plaques métalliques sont embouties sous presse, serrées à l'aide de tirants entre deux plateaux, un fixe et un autre mobile. Elles sont équipées de joints fabriqués en polymère, une matière souple, légère et dotée d'une bonne isolation thermique. Les joints sont maintenus par la gorge de la plaque, et assurent l'étanchéité entre les fluides et l'extérieur. En plus de ses performances énergétiques remarquables, la maintenance de l'appareil est relativement aisée.

Cependant, les applications des échangeurs à plaques et joints sont limitées par les pressions et températures maximales de service. Pour des conditions exigeantes à des pressions et températures élevées, l'usage des modèles à plaques brasées ou soudées est recommandé [5].

- **Echangeurs à plaques brasées**

Contrairement aux échangeurs à plaques jointées, le système à plaques brasées ne nécessite aucun joint, ni équipement de support (environ 90% des matériaux servent au transfert de chaleur), d'où son efficacité plus élevée. Les plaques, en acier inoxydable, sont assemblées par la technique du brasage tendre dans un four sous vide, cette technique assure la longévité des plaques et permet un fonctionnement sous hautes températures et pressions [7].

- **Echangeurs à plaques soudées**

Leur aspect extérieur est semblable à celui des échangeurs à plaques jointées, les plaques sont ondulées et soudées au laser et l'ensemble est serré entre deux bâtis au moyen de tirants. Comme les circuits ne sont nettoyables que par des solutions chimiques, ces échangeurs sont réservés à des fluides peu encrassant [7].

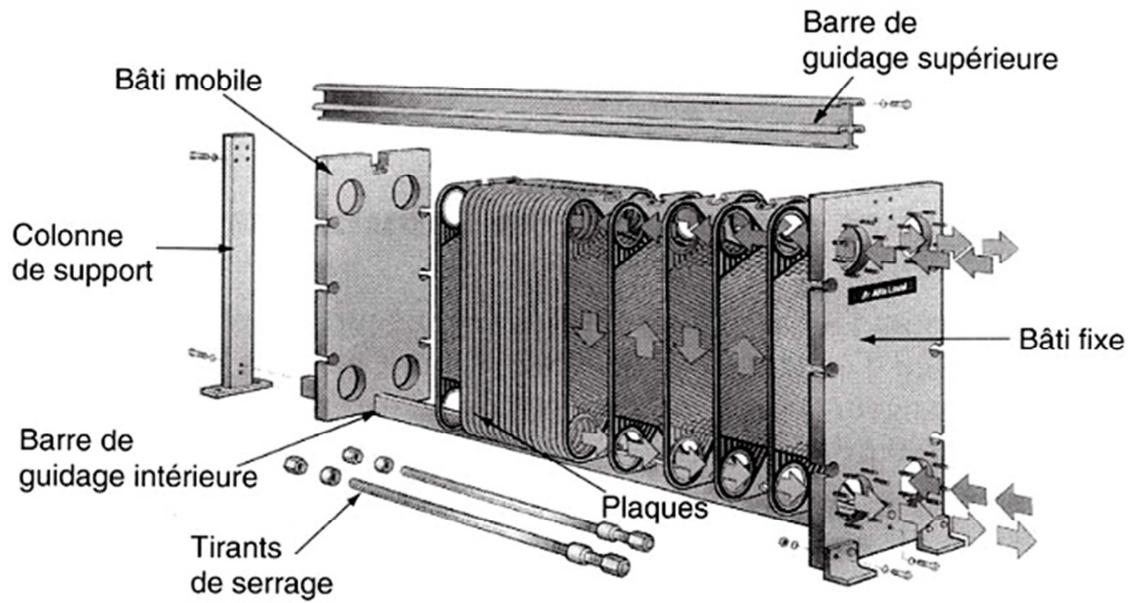


Figure 1.10 : Schéma d'un échangeur à plaques jointées [5].



Figure 1.11 : Echangeurs à plaques brasées [7].



Figure 1.12 : Assemblage des plaques [7].

1.4.3.3 Echangeurs à passes

On désigne par passe, une traversée de l'échangeur par l'un des fluides. En général, les échangeurs à passes sont des échangeurs à faisceau de tubes et calandre de type P-N, où P représente le nombre de fois qu'un des deux fluides traverse la calandre, et N est le nombre de passes qu'effectue l'autre fluide circulant dans les tubes (il fait $N/2$ aller-retour). Cependant, l'efficacité de l'échangeur 1-2 se limite à 0.75. Pour cette raison, l'échangeur 2-4 a été développé, celui-ci comporte une chicane longitudinale permettant au fluide circulant dans la calandre d'effectuer 2 passages, le fluide circulant dans les tubes effectue 4 passages [3].

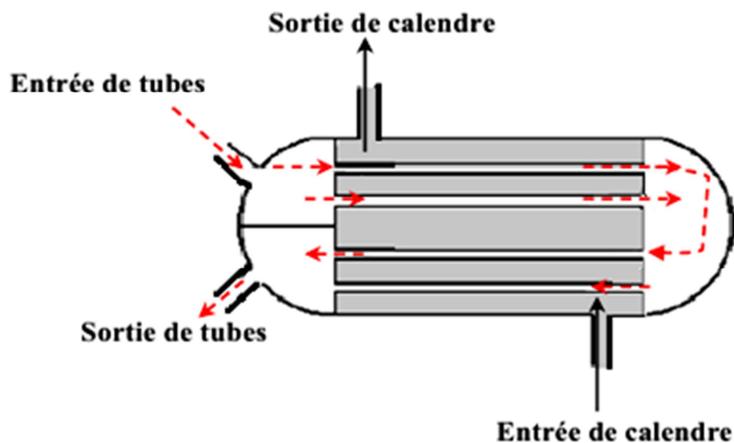


Figure 1.13 : Schéma d'un échangeur 1-2 [3].

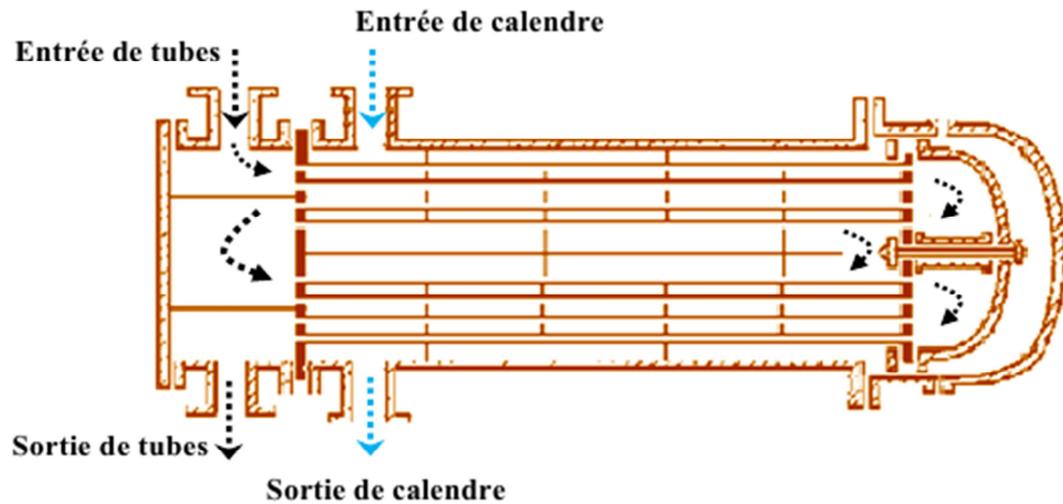


Figure 1.14 : Schéma d'un échangeur 2-4 [3].

1.4.3.4 Echangeurs diphasiques

Ce sont des échangeurs thermiques dans lesquels l'un des fluides (ou les deux) subit un changement de phase, souvent employés dans les cycles frigorifiques et dans les systèmes de production de froid. Ils sont généralement du type échangeurs tubulaires ou à faisceau de tubes et calandre, utilisés pour produire de la vapeur ou du liquide, ou encore pour accroître le transfert thermique en utilisant la chaleur latente de changement d'état. Le changement de phase se produit à température constante ; ce sont donc des échangeurs à fluide isotherme. C'est le cas d'un condenseur et d'un évaporateur [3].

Chapitre 2

Evaluation des performances thermiques d'un échangeur

Le dimensionnement d'un échangeur de chaleur fait intervenir différentes disciplines : la thermique, la mécanique des fluides, la science des matériaux, et bien d'autres. Le dimensionnement d'un échangeur thermique se fait globalement en trois étapes.

- **Choix de la technologie**

La sélection de la meilleure technologie de l'échangeur est liée à plusieurs paramètres, notamment aux conditions de fonctionnement de l'appareil (températures, pressions, ...), à la nature des fluides utilisés, ainsi qu'aux contraintes d'encombrement et de maintenance [6].

- **Dimensionnement thermique**

Le calcul de la puissance thermique de l'échangeur nécessite la connaissance des données de conception (températures voulues, rendement, ...) qui sont fournies par le client. Une fois ces données validées, on peut calculer la puissance de l'échangeur, ainsi que la surface d'échange nécessaire, en utilisant les méthodes adéquates [6].

- **Calcul des pertes de charges**

Le fluide en mouvement subit une perte d'énergie, exprimée en différence de pression ΔP , due aux frottements sur les parois. Cette énergie doit être compensée afin de favoriser l'écoulement du fluide dans le système.

Le dimensionnement d'un échangeur de chaleur a pour but de fournir une puissance donnée avec la plus faible surface d'échange et le moins de pertes de charges possibles [6].

2.1 Généralités et définitions

2.1.1 Distribution des températures le long d'un échangeur

2.1.1.1 Convention

À l'entrée de l'échangeur, la température du fluide chaud est notée T_{c_e} et la température du fluide froid est notée T_{f_e} . En outre, à la sortie de l'échangeur, la température du fluide chaud est notée T_{c_s} et la température du fluide froid est notée T_{f_s} .

2.1.1.2 Cas d'un échangeur à courant parallèle

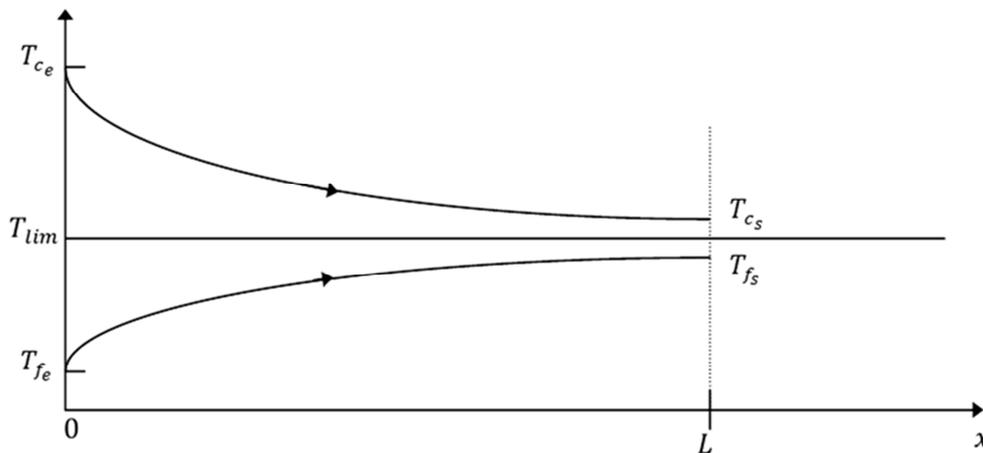


Figure 2.1 : Evolution des températures dans un échangeur à courant parallèle [4].

2.1.1.3 Cas d'un échangeur à contre-courant

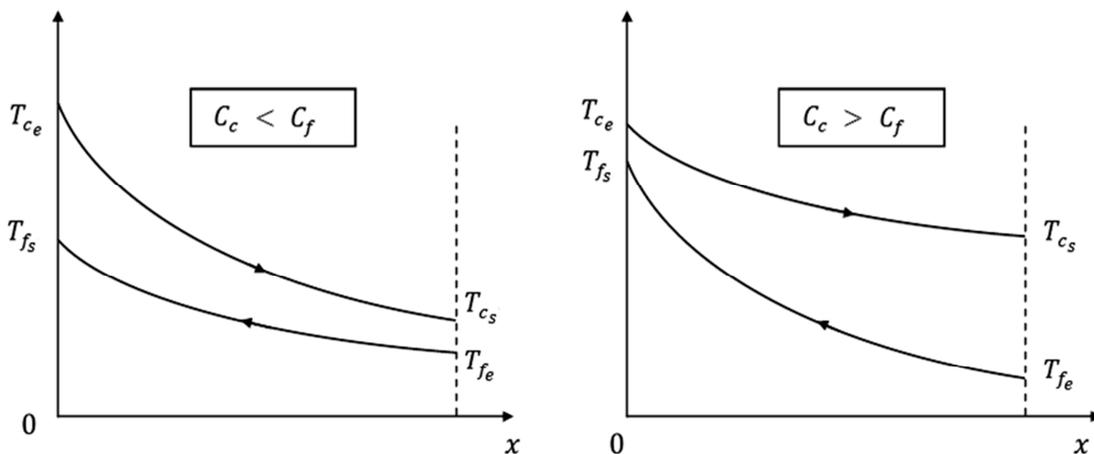


Figure 2.2 : Evolution des températures dans un échangeur à contre-courant [4].

- **Remarques**

- Dans une configuration en courant parallèle, en aucun cas on ne peut avoir $T_{c_s} < T_{f_s}$.
En effet, à partir du moment où les deux fluides seraient à la même température il n'y aurait plus d'échange thermique possible [4].
- Le fluide chaud se refroidit à mesure que le fluide froid se chauffe, les deux fluides voient leurs températures converger vers une température limite T_{lim} donnée par :

$$T_{lim} = \frac{C_c T_{c_e} + C_f T_{f_e}}{C_c + C_f} \quad (2.1)$$

Avec

$$C_c = \dot{m}_c c_{p_c} \quad (2.2)$$

$$C_f = \dot{m}_f c_{p_f} \quad (2.3)$$

C_c, C_f ($J \cdot s^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$) : respectivement débits calorifiques des fluides chaud et froid [4].

- Dans une configuration à contre-courant, on peut tout à fait avoir $T_{c_s} < T_{f_s}$, il est par contre impossible d'avoir $T_{c_e} < T_{f_s}$ ou $T_{c_s} < T_{f_e}$ [4].
- Le fonctionnement en contre-courant offre des performances bien supérieures à celles obtenues avec un échangeur à courants parallèles. La configuration à contre-courant est donc plus recommandée pour les transferts thermiques [4].

2.1.2 Coefficient global de l'échange thermique

Déterminer le coefficient global de l'échange U constitue l'un des aspects incertains de l'échangeur de chaleur, cela provient de la dégradation continue de l'appareil.

2.1.2.1 Coefficient global théorique

Le transfert de chaleur entre les fluides est le résultat de trois phénomènes successifs [6] :

- La convection entre le fluide chaud et la surface constituée par la face externe de la paroi du tube intérieur, ce phénomène est régi par un coefficient d'échange h_c et une résistance thermique $1/h_c \cdot S$.
- La conduction à travers la surface de la paroi du tube intérieur d'épaisseur e et de conductivité thermique λ , et une résistance thermique $e/\lambda \cdot S$.
- La convection entre le fluide froid et la surface constituée par la face interne de la paroi du tube intérieur, ce phénomène est régi par un coefficient d'échange h_f et une résistance thermique $1/h_f \cdot S$.

Le flux de chaleur transféré s'écrit alors [6] :

$$\phi = U S (T_c - T_f) \quad (2.4)$$

Et le coefficient global de l'échange est donné par [6] :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}} \quad (2.5)$$

U : Coefficient d'échange global ($W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$)

2.1.2.2 Coefficient global dans la réalité

Dans la relation précédente, nous avons considéré que les faces interne et externe de la paroi solide constituent la même surface S. En pratique, cette surface diffère parfois au contact des fluides chaud et froid, d'où la nécessité de définir les surfaces d'échange S_c et S_f . La surface d'échange sera formée alors, soit de la face interne, soit externe de la paroi, et le calcul des coefficients de l'échange U_c et U_f sera en référence à cette surface [6].

Notons également que l'utilisation à long terme d'un échangeur de chaleur provoque l'encrassement de la surface d'échange, en effet, celle-ci se retrouve recouverte d'un film de tartre et de salissure ayant des résistances thermiques R_{e_c} et R_{e_f} et qui s'opposent au transfert.

En définitive, la puissance thermique d'un échangeur sera calculée en utilisant l'une des deux expressions du coefficient global de l'échange suivantes [6] :

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + R_{e_c} + \frac{e}{\lambda} \frac{S_c}{S_m} + \left(R_{e_f} + \frac{1}{h_f} \right) \frac{S_c}{S_f}} \quad (2.6)$$

$$U_f = \frac{1}{\frac{1}{h_f} + R_{e_f} + \frac{e}{\lambda} \frac{S_f}{S_m} + \left(R_{e_c} + \frac{1}{h_c} \right) \frac{S_f}{S_c}} \quad (2.7)$$

S_c : Aire de la surface d'échange au contact du fluide chaud (m^2).

S_f : Aire de la surface d'échange au contact du fluide froid (m^2).

S_m : Aire de la surface d'échange moyenne (m^2).

R_{e_c}, R_{e_f} ($m^2 \cdot ^\circ C \cdot W^{-1}$) : Résistances thermiques, par unité de surface, des films d'encrassement respectivement sur les surfaces S_c et S_f .

U_c, U_f sont exprimés en $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$.

- **Remarque**

Dans les cas d'un échangeur tubulaire à faisceau et calandre, le coefficient de l'échange global est calculé en utilisant l'équation suivante [6] :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + R_{f_c} + \frac{d_o \ln \frac{d_o}{d_i}}{2 \lambda_e} + \frac{d_o R_{f_t}}{d_i} + \frac{d_o}{h_t d_i} \quad (2.8)$$

R_{f_c} : Résistance d'encrassement du fluide circulant dans la calandre ($m^2 \cdot ^\circ C \cdot W^{-1}$).

R_{f_t} : Résistance d'encrassement du fluide circulant dans les tubes ($m^2 \cdot ^\circ C \cdot W^{-1}$).

h_t : Coefficient d'échange convectif côté tubes ($W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$).

λ_e : Conductivité thermique de la paroi des tubes ($W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$).

2.1.3 Résistance d'encrassement

Le phénomène d'encrassement dans les échangeurs thermiques est aujourd'hui un sujet important, car il s'agit d'un problème à la fois énergétique et économique.

L'encrassement est défini comme étant un dépôt solide d'origine biologique qui se forme sur les surfaces d'échange créant ainsi une résistance thermique. Dans l'exemple d'une chaudière classique, on observera un dépôt de tartre du côté de l'eau, et une couche de suie du côté des fumées. Les valeurs des résistances d'encrassement sont très variables, et dépendent essentiellement du type d'échangeur utilisé, de la nature des fluides et de la structure des écoulements. Des mesures comparatives du fonctionnement des systèmes au cours du temps, ont permis de déduire les valeurs des résistances d'encrassement, pour différents fluides utilisés [5].

2.1.4 Estimation des coefficients d'échange convectif

Le phénomène de convection implique un transfert de matière, en effet, les mouvements du fluide sont engendrés par les différences de pressions et/ou de températures. Selon le mécanisme qui régit le mouvement du fluide, on en distingue : la convection naturelle qui est due à une différence de masse volumique dans certaines zones du fluide, et la convection forcée où l'écoulement est régi par une force extérieure, qui a pour but d'améliorer le transfert.

Il faut également tenir compte du régime d'écoulement du fluide. En effet, l'écoulement turbulent est plus favorable aux échanges convectifs [13].

Dans ce paragraphe, nous nous intéressons au cas de la convection forcée dans un échangeur tubulaire simple. L'expérience montre que le coefficient de convection noté h dépend des paramètres suivants [11].

- Le diamètre du tube (m).
- La vitesse moyenne de l'écoulement V ($m \cdot s^{-1}$).
- La masse volumique ρ ($kg \cdot m^{-3}$), la viscosité dynamique μ ($kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$), la conductivité thermique λ ($W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$), et la chaleur spécifique à pression constante c_p ($J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$) caractérisant le fluide.

Dans ce cas, on peut écrire [11] :

$$h = h(V, \rho, c_p, d, \lambda, \mu) \quad (2.9)$$

L'analyse dimensionnelle fait apparaître des nombres sans dimensions, qui sont très utilisés en mécanique des fluides et en transfert thermique. Parmi ces nombres, on peut citer [11] :

- Le nombre de Reynolds

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} \quad (2.10)$$

- Le nombre de Nusselt

$$Nu = \frac{h d}{\lambda} \quad (2.11)$$

- Le nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda} \quad (2.12)$$

La connaissance des nombres de Reynolds et de Prandtl permet de calculer, pour un écoulement donné, le nombre de Nusselt en utilisant des corrélations expérimentales, dont la forme est la suivante [11].

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (2.13)$$

Chaque corrélation n'est applicable que pour des géométries d'échangeurs, et des conditions des fluides donnés. Une fois le nombre de Nusselt calculé, nous déduisons le coefficient d'échange convectif h à partir de la relation suivante [11] :

$$h = \frac{\lambda Nu}{d} \quad (2.14)$$

En conclusion, les coefficients d'échange par convection h_c et h_f du côté des fluides chaud et froid respectivement, sont calculés en utilisant les relations suivantes :

$$h_c = \frac{\lambda_c Nu}{d_i} \quad (2.15)$$

$$h_f = \frac{\lambda_f Nu}{d_o} \quad (2.16)$$

λ_c, λ_f : Conductivités thermiques respectives des fluides chaud et froid ($W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$).

d_i, d_o : Diamètres respectifs des tubes intérieur et extérieur (m).

On notera que la valeur du coefficient global U est avant tout gouvernée par la valeur de la résistance thermique convective, les valeurs des résistances thermiques par conduction étant très faibles dans la majorité des cas (parois de faibles épaisseurs et de conductivités thermiques élevées). Ce point souligne l'importance d'une bonne évaluation des transferts thermiques par convection [6].

2.2 Méthodes de calcul des performances d'un échangeur

2.2.1 Hypothèses et conventions

Dans les calculs qui suivent, nous avons considéré les hypothèses suivantes :

- Ecoulement monophasique : pas de changement de phase lors du transfert thermique.
- Echangeur sans pertes : la chaleur cédée par le fluide chaud est intégralement transmise au fluide froid.
- Echangeur fonctionnant en régime permanent.

2.2.2 Moyenne logarithmique de la différence des températures

2.2.2.1 Cas d'un échangeur à courants parallèles

Prenons l'exemple d'un échangeur tubulaire simple formé de deux tubes coaxiaux, où la surface S de la paroi du tube intérieur est considérée comme étant la surface de l'échange.

Soit un élément dS de cette surface, de longueur dx. Le flux thermique élémentaire échangé entre les fluides à travers la paroi s'écrit [13] :

$$d\phi = U (T_c - T_f) dS \quad (2.17)$$

Tenant compte de l'hypothèse d'un échangeur thermiquement isolé, et pour un fonctionnement en courants parallèles, le flux de chaleur dφ transmis du fluide chaud au fluide froid à travers l'élément dS va s'écrire [13] :

$$d\phi = -\dot{m}_c c_{p_c} dT_c = \dot{m}_f c_{p_f} dT_f \quad (2.18)$$

\dot{m}_c, \dot{m}_f : Débits massiques respectifs des fluides chaud et froid ($kg \cdot s^{-1}$).

c_{pc}, c_{pf} : Chaleurs spécifiques à pression constante des fluides chaud et froid ($J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$).

Le flux de chaleur $d\phi$ s'écrit alors [13] :

$$d\phi = -C_c dT_c = C_f dT_f \quad (2.19)$$

Ce qui donne :

$$dT_c = -\frac{d\phi}{C_c} \quad (2.20)$$

$$dT_f = \frac{d\phi}{C_f} \quad (2.21)$$

Nous pouvons alors exprimer la différence :

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f}\right) d\phi \quad (2.22)$$

En reportant l'équation (2.17) dans (2.22)

$$d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f}\right) U (T_c - T_f) dS \quad (2.23)$$

$$\Rightarrow \frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -\left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f}\right) U dS \quad (2.24)$$

En supposant que le coefficient global U est constant le long de l'échangeur, nous pouvons intégrer cette équation sur la surface d'échange S (les bornes $S = 0$ et $S = S$) [13]

$$\int_0^S \frac{dT_c - dT_f}{T_c - T_f} = \int_0^S -\left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f}\right) U dS \quad (2.25)$$

$$\Rightarrow [\ln(T_c - T_f)]_0^S = -\left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f}\right) U S \quad (2.26)$$

- **Conditions aux limites**

➤ Entrée de l'échangeur : $x = 0$

$$T_c - T_f = T_{c_e} - T_{f_e} \quad (2.27)$$

➤ Sortie de l'échangeur : $x = L$

$$T_c - T_f = T_{c_s} - T_{f_s} \quad (2.28)$$

Ce qui donne :

$$\ln \frac{T_{c_s} - T_{f_s}}{T_{c_e} - T_{f_e}} = - \left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right) U S \quad (2.29)$$

Le bilan enthalpique global pour les fluides chaud et froid s'écrit [13] :

$$\phi = C_c(T_{c_e} - T_{c_s}) = C_f(T_{f_s} - T_{f_e}) \quad (2.30)$$

Alors,

$$C_c = \frac{\phi}{T_{c_e} - T_{c_s}} \Rightarrow \frac{1}{C_c} = \frac{T_{c_e} - T_{c_s}}{\phi} \quad (2.31)$$

$$C_f = \frac{\phi}{T_{f_s} - T_{f_e}} \Rightarrow \frac{1}{C_f} = \frac{T_{f_s} - T_{f_e}}{\phi} \quad (2.32)$$

$$\Rightarrow \ln \frac{T_{c_s} - T_{f_s}}{T_{c_e} - T_{f_e}} = - \left(\frac{(T_{c_e} - T_{c_s})}{\phi} + \frac{(T_{f_s} - T_{f_e})}{\phi} \right) U S \quad (2.33)$$

$$\Rightarrow \ln \frac{T_{c_s} - T_{f_s}}{T_{c_e} - T_{f_e}} = [(T_{c_s} - T_{f_s}) - (T_{c_e} - T_{f_e})] \frac{U S}{\phi} \quad (2.34)$$

On tire finalement l'expression de la puissance thermique totale échangée [13] :

$$\phi = U \frac{(T_{c_s} - T_{f_s}) - (T_{c_e} - T_{f_e})}{\ln \frac{T_{c_s} - T_{f_s}}{T_{c_e} - T_{f_e}}} S \quad (2.35)$$

2.2.2.2 Cas d'un échangeur à contre-courant

En reportant le calcul précédant pour le cas d'un échangeur à contre-courant, l'équation (2.19) devient [13] :

$$d\phi = C_c dT_c = C_f dT_f \quad (2.36)$$

Après développement,

$$\int_0^S \frac{dT_c - dT_f}{T_c - T_f} = \int_0^S - \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_f} \right) U dS \quad (2.37)$$

Par intégration, et en utilisant les conditions aux limites, l'équation (2.29) s'écrit :

$$\ln \frac{T_{c_s} - T_{f_e}}{T_{c_e} - T_{f_s}} = - \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_f} \right) U S \quad (2.38)$$

La puissance thermique totale s'écrit alors [13] :

$$\phi = U \frac{(T_{c_e} - T_{f_s}) - (T_{c_s} - T_{f_e})}{\ln \frac{T_{c_e} - T_{f_s}}{T_{c_s} - T_{f_e}}} S \quad (2.39)$$

En introduisant la grandeur $\Delta T = T_c - T_f$, où ΔT désigne la différence des températures entre le fluide chaud et le fluide froid, à une section donnée de l'échangeur, les formules (2.35) et (2.39) peuvent s'écrire [13] :

$$\phi = U \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} S \quad (2.40)$$

Pour un échangeur en courant parallèle :

$$\Delta T_1 = T_{c_e} - T_{f_e} \quad (2.41)$$

$$\Delta T_2 = T_{c_s} - T_{f_s} \quad (2.42)$$

Pour un échangeur en contre-courant :

$$\Delta T_1 = T_{c_e} - T_{f_s} \quad (2.43)$$

$$\Delta T_2 = T_{c_s} - T_{f_e} \quad (2.44)$$

D'une manière générale, la puissance thermique d'un échangeur tubulaire continu est donnée par la formule suivante [13] :

$$\phi = U S \Delta T_{LM} \quad (2.45)$$

Avec

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (2.46)$$

ΔT_{LM} : Moyenne logarithmique de la différence des températures des fluides.

2.2.2.3 Cas d'un condenseur

La température du fluide chaud (condensat) reste constante et égale à la température de condensation T_c . Dans ce cas, les différences de températures sont données par les relations [13] :

$$\Delta T_1 = T_c - T_{f_e} \quad (2.47)$$

$$\Delta T_2 = T_c - T_{f_s} \quad (2.48)$$

2.2.2.4 Cas d'un évaporateur

La température du fluide froid (vapeur) reste constante et égale à la température d'évaporation T_f . Dans ce cas, les différences de températures sont données par les relations [13] :

$$\Delta T_1 = T_{c_e} - T_f \quad (2.49)$$

$$\Delta T_2 = T_{c_s} - T_f \quad (2.50)$$

2.2.2.5 Facteur de correction

Dans le cas d'un écoulement en courants croisés, ou d'un échangeur à géométrie complexe (échangeur à tube et calandre ou autre), la quantité ΔT_{LM} ne représente plus la moyenne logarithmique réelle de l'écart des températures des fluides. D'où la nécessité d'introduire un facteur de correction F ($F < 1$) pour ainsi reformuler l'équation (2.45) comme suit [13] :

$$\phi = U S F \Delta T_{LM} \quad (2.51)$$

Des abaques déterminés expérimentalement qui sont généralement fournis par l'association TEMA, donnent le facteur de correction F en fonction des paramètres R et P tels que [13] :

$$P = \frac{T_{f_s} - T_{f_e}}{T_{c_e} - T_{f_e}} \quad (2.52)$$

$$R = \frac{T_{c_e} - T_{c_s}}{T_{f_s} - T_{f_e}} \quad (2.53)$$

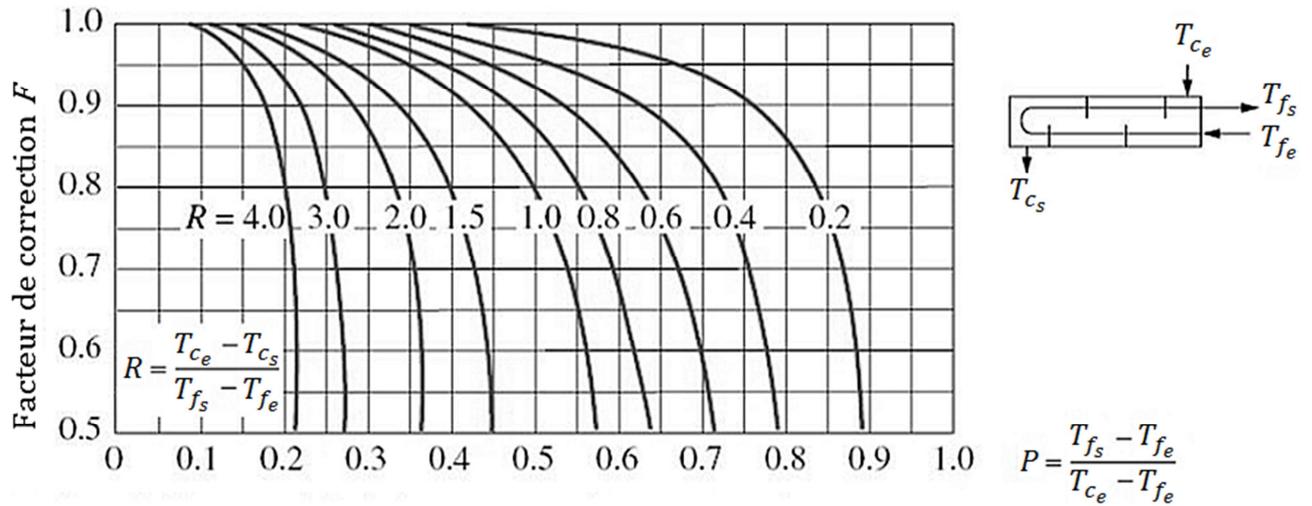


Figure 2.3 : Facteur de correction pour une passe coté calandre et 2n passes côté tubes [13].

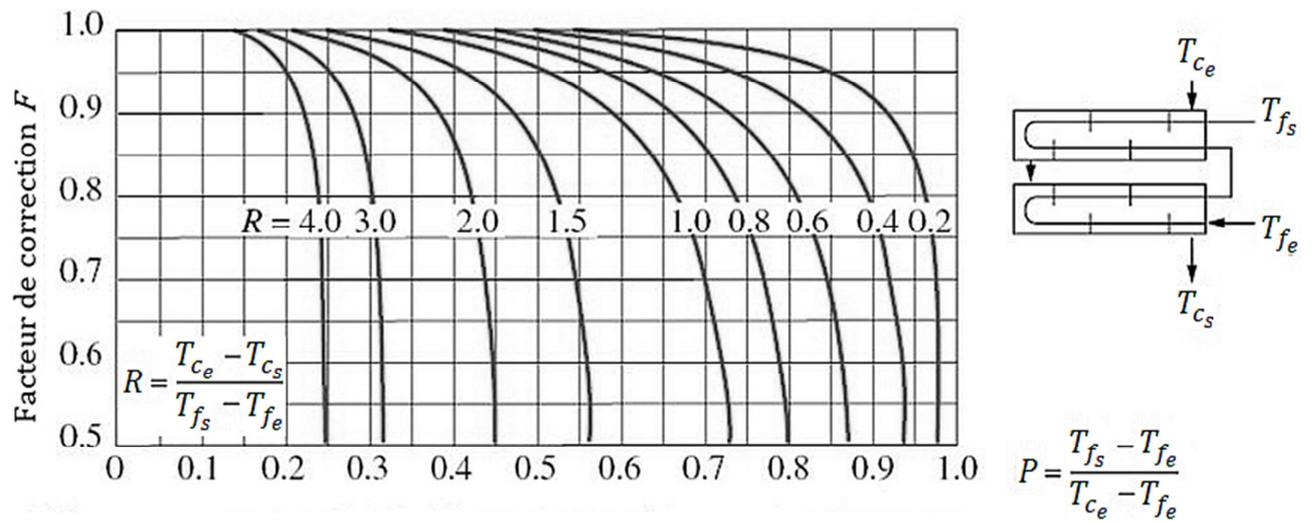


Figure 2.4 : Facteur de correction pour deux passes coté calandre et 4n passes côté tubes [13].

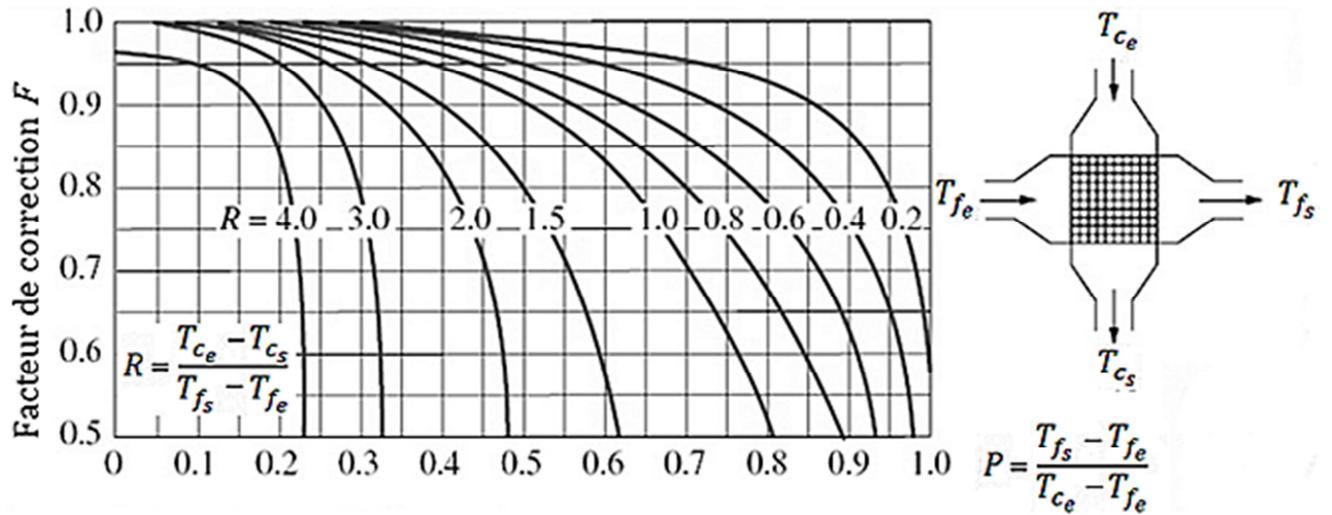


Figure 2.5 : Facteur de correction pour un échangeur mono passe à courants croisés, les deux fluides ne sont pas mélangés [13].

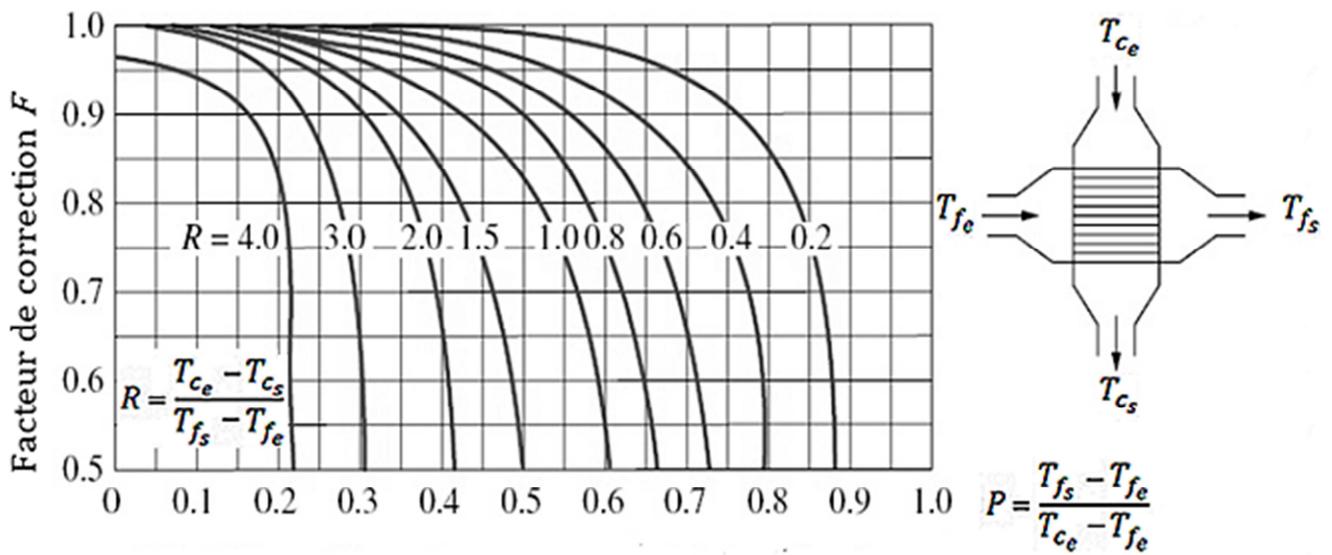
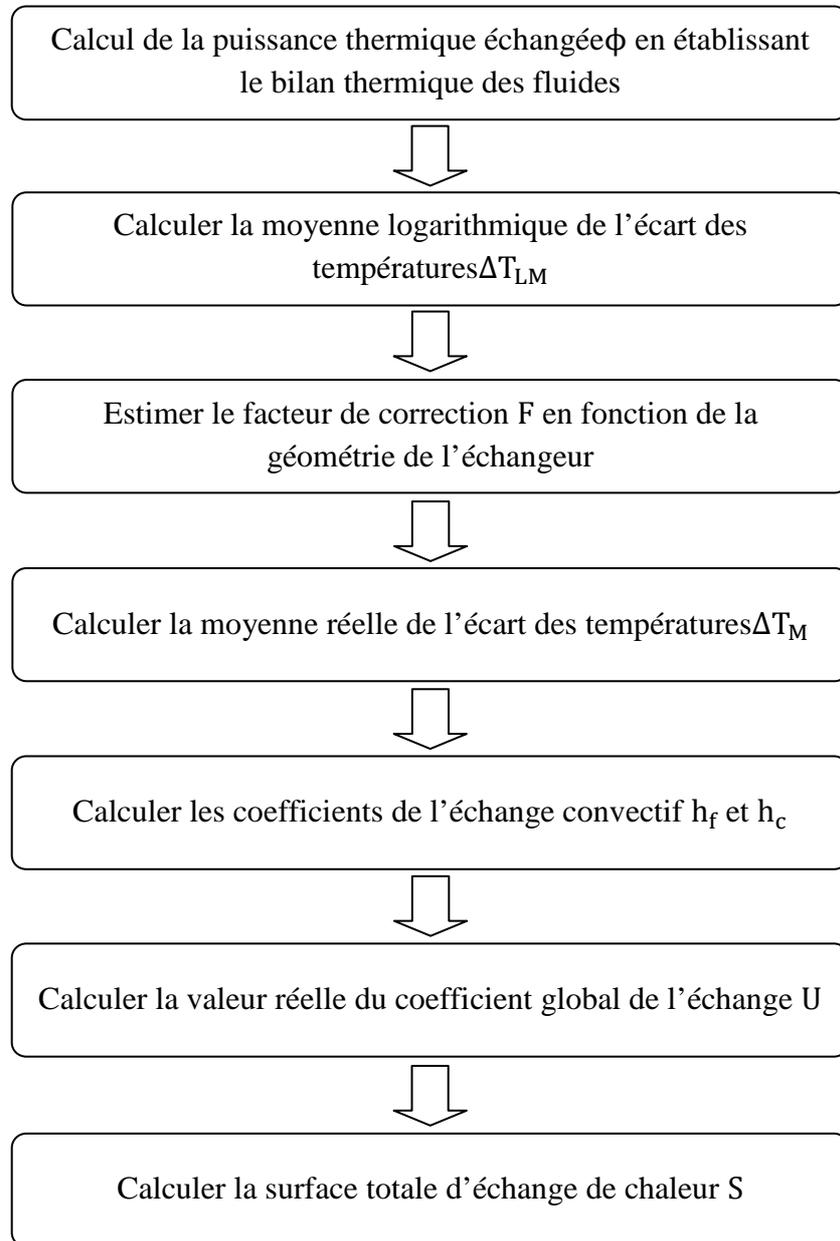


Figure 2.6 : Facteur de correction pour un échangeur mono passe à courants croisés, un des fluides est mélangé [13].

2.2.2.6 Algorithme de calcul par la méthode DTLM

Le dimensionnement thermique d'un échangeur de chaleur par la méthode de la moyenne logarithmique de l'écart des températures DTLM se résume à une succession d'opérations dont les principales étapes peuvent être illustrés dans l'organigramme suivant [11] :



- **Remarques**

- L'analyse précédente a été faite sous l'hypothèse que les chaleurs massiques des fluides, ainsi que le coefficient global de l'échange, restent constantes le long de l'échangeur [13].
- Dans certaines situations la relation peut être remplacée par des formes simplifiées. Par exemple, si la variation de température des fluides est petite, respectivement $1 \leq \Delta T_{\max}/\Delta T_{\min} \leq 2$, on peut admettre que la variation des températures est linéaire, alors la ΔT_{LM} peut être approximée avec une erreur de 4% avec la moyenne arithmétique :

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{\max} + \Delta T_{\min}}{2} \quad (2.54)$$

La méthode DTLM requière la connaissance des quatre températures T_{c_e} , T_{f_e} , T_{c_s} et T_{f_s} , or il se peut que seules les températures T_{c_e} , T_{f_e} soient connues. Cette méthode présente également une limite d'utilisation lorsqu'il s'agit d'évaluer la puissance thermique pour un échangeur de surface d'échange connue. L'utilisation de la méthode NUT est un moyen de contourner ces difficultés, cette méthode introduit la notion d'efficacité d'un échangeur [13].

2.2.3 Nombre d'unités de transfert NUT

2.2.3.1 Efficacité thermique d'un échangeur

On définit l'efficacité d'un échangeur de chaleur comme étant le rapport du flux de chaleur réellement échangé au flux de chaleur maximal théoriquement possible dans les mêmes conditions de températures d'entrée et de sortie des deux fluides [13].

$$\varepsilon = \frac{\Phi_{\text{réel}}}{\Phi_{\text{max}}} \quad (2.55)$$

2.2.3.2 Flux de chaleur maximum

Lorsque le fluide avec le débit thermique le plus faible sort à la température d'entrée de l'autre fluide, il subit une variation de température égale au gradient de température maximum pouvant exister dans l'échangeur. On dit que ce fluide commande le transfert [13].

On distingue alors deux cas :

- Le fluide chaud commande le transfert : $C_c < C_f$

pour $L \rightarrow \infty$, on aura :

$$\Phi_{\max} = C_c(T_{c_e} - T_{f_e}) \quad (2.56)$$

On définit alors une efficacité de refroidissement :

$$\varepsilon_r = \frac{T_{c_e} - T_{c_s}}{T_{c_e} - T_{f_e}} \quad (2.57)$$

- Le fluide froid commande le transfert : $C_c > C_f$

pour $L \rightarrow \infty$, on aura :

$$\Phi_{\max} = C_f(T_{c_e} - T_{f_e}) \quad (2.58)$$

On définit alors une efficacité de chauffage :

$$\varepsilon_c = \frac{T_{f_s} - T_{f_e}}{T_{c_e} - T_{f_e}} \quad (2.59)$$

On appelle nombre d'unités de transfert, noté NUT, le rapport adimensionnel :

$$\text{NUT} = \frac{U S}{C_{\min}} \quad (2.60)$$

La méthode du nombre d'unités de transfert consiste à exprimer l'efficacité de l'échangeur ε en fonction des paramètres NUT et du rapport des débits thermiques C et de la configuration de l'échangeur [6].

Où :

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (2.61)$$

$$C_{\min} = \text{Min}(C_c, C_f) \quad (2.62)$$

$$C_{\max} = \text{Max}(C_c, C_f) \quad (2.63)$$

2.2.3.3 Relation entre NUT et efficacité

Prenons le cas d'un échangeur tubulaire simple, fonctionnant en contre-courant et supposons que le fluide chaud commande le transfert. Dans ces conditions nous aurons [13] :

$$\Phi_{\max} = C_{\min} \Delta T_{\max} = C_c(T_{c_e} - T_{f_e}) \quad (2.64)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_r = \frac{T_{c_e} - T_{c_s}}{T_{c_e} - T_{f_e}} \quad (2.65)$$

Le nombre sans dimensions NUT s'écrit :

$$NUT = \frac{U S}{C_{\min}} = \frac{U S}{C_c} \quad (2.66)$$

La puissance thermique ϕ s'écrit :

$$\phi = U S \Delta T_{LM} \Rightarrow U S = \frac{\phi}{\Delta T_{LM}} \quad (2.67)$$

$$\phi = C_c(T_{c_e} - T_{c_s}) \Rightarrow C_c = \frac{\phi}{T_{c_e} - T_{c_s}} \quad (2.68)$$

$$\Rightarrow NUT = \frac{T_{c_e} - T_{c_s}}{\Delta T_{LM}} = \frac{T_{c_e} - T_{c_s}}{\Delta T_2 - \Delta T_1} \ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) \quad (2.69)$$

On pose :

$$\Delta T_{\max} = T_{c_e} - T_{f_e} \quad (2.70)$$

Exprimons ΔT_1 et ΔT_2 en fonctions de ΔT_{\max} et de l'efficacité.

$$\triangleright \quad \Delta T_1 = T_{c_e} - T_{f_s} = T_{c_e} - T_{f_e} + T_{f_e} - T_{f_s} \quad (2.71)$$

On sait que :

$$\phi = C_c(T_{c_e} - T_{c_s}) = C_f(T_{f_s} - T_{f_e}) \quad (2.72)$$

Alors

$$C = \frac{C_c}{C_f} = \frac{T_{f_s} - T_{f_e}}{T_{c_e} - T_{c_s}} \Rightarrow T_{f_e} - T_{f_s} = -C (T_{c_e} - T_{c_s}) \quad (2.73)$$

Et

$$\varepsilon = \frac{T_{c_e} - T_{c_s}}{T_{c_e} - T_{f_e}} \Rightarrow T_{c_e} - T_{c_s} = \varepsilon (T_{c_e} - T_{f_e}) = \varepsilon \Delta T_{\max} \quad (2.74)$$

Ce qui donne :

$$T_{f_e} - T_{f_s} = -C \varepsilon \Delta T_{\max} \quad (2.75)$$

$$\Rightarrow \Delta T_1 = \Delta T_{\max} - C \varepsilon \Delta T_{\max} = (1 - C \varepsilon) \Delta T_{\max} \quad (2.76)$$

$$\triangleright \quad \Delta T_2 = T_{c_s} - T_{f_e} = T_{c_s} - T_{c_e} + T_{c_e} - T_{f_e} \quad (2.77)$$

Nous avons vu que :

$$T_{c_s} - T_{c_e} = -\varepsilon \Delta T_{\max} \quad (2.78)$$

$$\Rightarrow \Delta T_2 = -\varepsilon \Delta T_{\max} + \Delta T_{\max} = (1 - \varepsilon) \Delta T_{\max} \quad (2.79)$$

Ce qui donne :

$$NUT = \frac{\varepsilon \Delta T_{\max}}{(1 - \varepsilon) \Delta T_{\max} - (1 - C \varepsilon) \Delta T_{\max}} \ln \left(\frac{(1 - \varepsilon) \Delta T_{\max}}{(1 - C \varepsilon) \Delta T_{\max}} \right) \quad (2.80)$$

$$\Rightarrow NUT = \frac{1}{C - 1} \ln \left(\frac{1 - \varepsilon}{1 - C \varepsilon} \right) \quad (2.81)$$

Nous pouvons également exprimer l'efficacité ε en fonction de NUT et du rapport C , et ceci en partant de l'équation(2.38).

Nous avons :

$$\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_f} = \frac{1}{C_c} \left(1 - \frac{C_c}{C_f} \right) \Rightarrow \frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_f} = \frac{1}{C_c} (1 - C) \quad (2.82)$$

En reportant ce résultat dans (2.38) :

$$\ln \frac{T_{c_s} - T_{f_e}}{T_{c_e} - T_{f_s}} = -(1 - C) \frac{U S}{C_c} \quad (2.83)$$

$$\Rightarrow \ln \frac{T_{c_s} - T_{f_e}}{T_{c_e} - T_{f_s}} = -(1 - C) NUT \quad (2.84)$$

$$\Rightarrow \frac{T_{c_s} - T_{f_e}}{T_{c_e} - T_{f_s}} = e^{-(1-C) NUT} \quad (2.85)$$

En utilisant les résultats (2.76) et (2.79) :

$$\frac{T_{c_s} - T_{f_e}}{T_{c_e} - T_{f_s}} = \frac{1 - \varepsilon}{1 - \varepsilon C} \quad (2.86)$$

Ce qui donne :

$$\frac{1 - \varepsilon}{1 - \varepsilon C} = e^{-(1-C) NUT} \quad (2.87)$$

En résolvant cette équation :

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-(1-C) NUT}}{1 - C e^{-(1-C) NUT}} \quad (2.88)$$

Ces relations ont permis d'établir des abaques donnant l'efficacité ε en fonction du NUT, pour différentes configurations d'échangeurs [13].

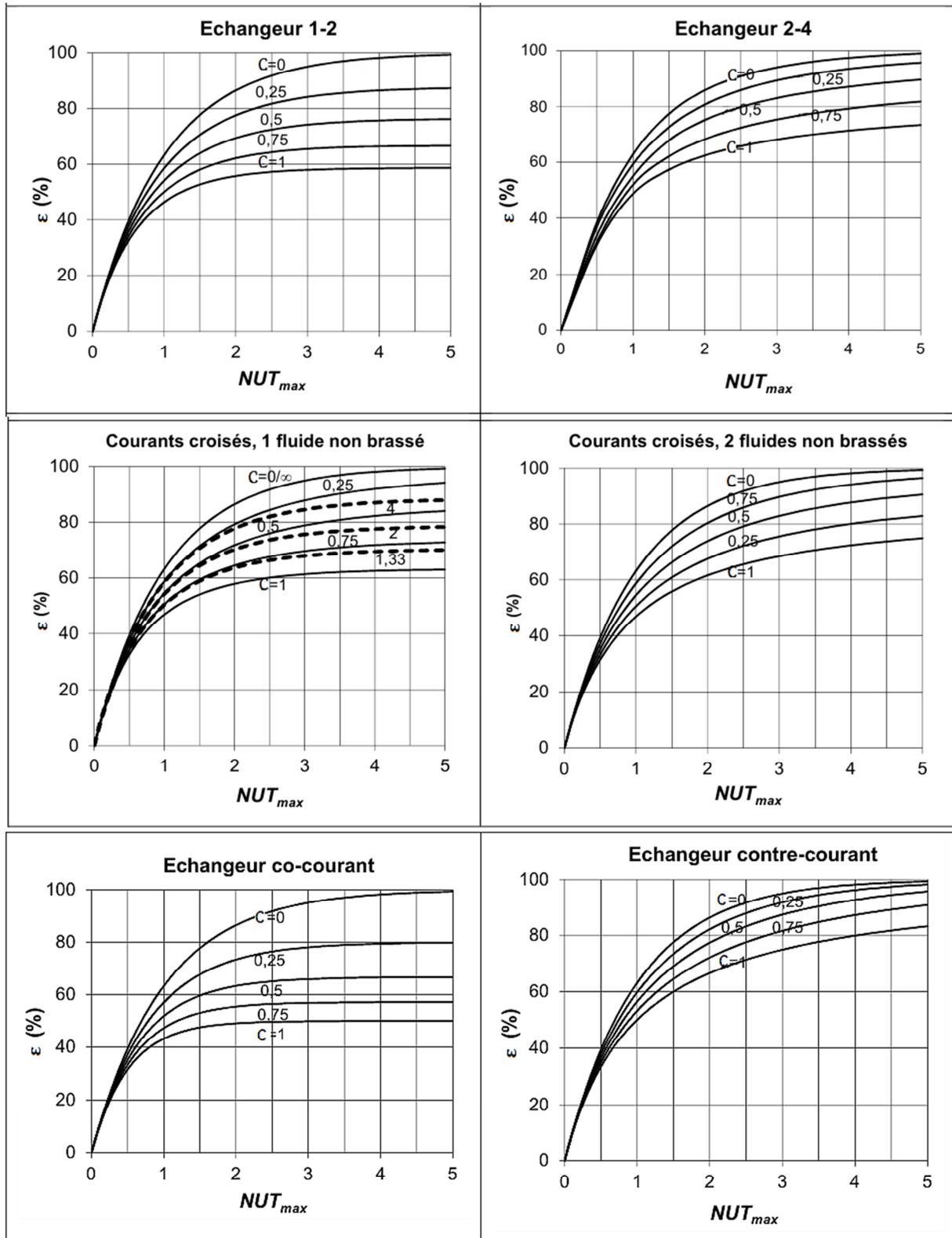


Figure 2.7 : Courbes $\varepsilon = f(NUT)$, pour différentes configurations d'échangeurs [4].

Chapitre 3

Évaluation des performances d'un échangeur à tubes et calandre

Chapitre 3

Evaluation des performances d'un échangeur à tubes et calandre

Selon plusieurs sources, plus de 60% de la totalité des systèmes d'échanges thermiques utilisés, notamment dans les usines chimique et les raffineries de pétrole, sont des échangeurs à tubes et calandre. C'est pourquoi nous avons choisi de nous intéresser exclusivement à ce type d'échangeurs de chaleur.

Nous allons de ce fait, décrire l'échangeur à tubes et calandre, définir les différents éléments qui le composent, et en fin, donner un algorithme pour le calcul des performances pour ce type d'appareil, en utilisant les méthodes de Kern et Bell-Delaware.

3.1 Description d'un échangeur à tubes et calandre

3.1.1 Description générale

Un échangeur de chaleur tubulaire, du type à tubes et calandre, comporte un faisceau de tubes monté sur deux plaques tubulaires en relation avec des boîtes de distributions qui assurent la circulation des fluides dans le faisceau en plusieurs passes. Le faisceau est logé dans une calandre munie de tubulures pour l'entrée et la sortie du fluide circulant à l'extérieur des tubes. La calandre est généralement fabriquée en acier au carbone de manière à supporter les fortes pressions exercées par les fluides. Comme le montre la figure 3.1, des chicanes sont placées à l'intérieur de la calandre et permettent de diriger le cheminement des fluides dans la calandre a fin de maximiser le débit transversal dans les tubes. Celles-ci ont également pour rôle de supporter le faisceau et d'éviter la déformation des tubes. La forme des chicanes et les distances les séparant sont étudiées au cas par cas [11].

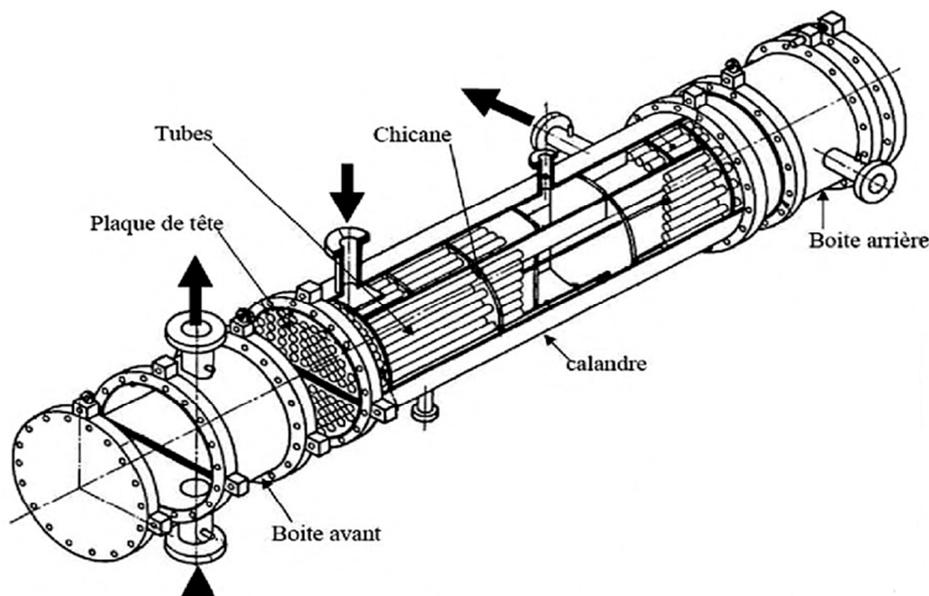


Figure 3.1 : Echangeur à tubes et à calandre [6].

- **Convention**

Le fluide circulant dans les tubes est noté fluide côté tubes ou fluide intérieur, tandis que le fluide circulant dans la calandre est noté fluide côté calandre ou fluide extérieur.

3.1.2 Norme TEMA

Les échangeurs à faisceau tubulaire et calandre se sont imposés sur le marché en vu de leur large domaine d'application. De ce fait, ces systèmes font l'objet d'une normalisation dans le cadre de la conception, la norme la plus couramment utilisée est le standard TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association). Un échangeur TEMA est désigné par trois lettres représentant respectivement l'extrémité avant de l'échangeur, c'est-à-dire la chambre de distribution, la calandre, et l'extrémité arrière ou le fond de calandre. La norme américaine TEMA classe les échangeurs thermiques à tubes et calandre en fonction de leurs applications industrielles en trois catégories : une classe A rarement utilisée dans l'industrie, une classe B adoptée dans la plupart des cas, et une classe R réservée aux conditions de fonctionnement extrêmes du point de vue mécanique et environnemental. La standardisation suivant TEMA offre des dimensions optimales des tubes et des calandres. Ces dimensions sont données en tenant compte des facteurs influençant le transfert thermique (corrosion, adhérence...) [10].

La figure 3.2 montre les différentes désignations des deux extrémités et de la calandre des échangeurs à chaleur TEMA.

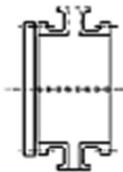
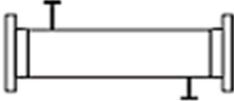
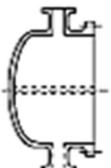
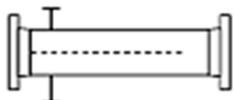
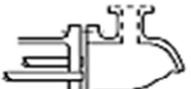
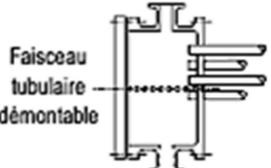
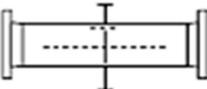
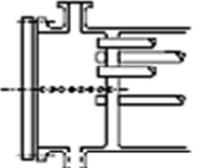
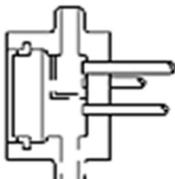
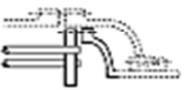
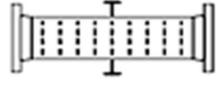
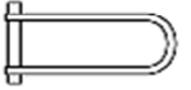
Type de chambre de distribution		Type de calandre		Type de fond de calandre	
A	 <p>Chambre avec couvercle démontable</p>	E	 <p>Calandre à une passe</p>	L	 <p>Plaque tubulaire fixe type "A"</p>
B	 <p>Chambre "Bonnet"</p>	F	 <p>Calandre à deux passes avec cloison longitudinale</p>	M	 <p>Plaque tubulaire fixe type "B"</p>
C	 <p>Faisceau tubulaire démontable</p> <p>Chambre intégrée à une plaque tubulaire avec couvercle démontable</p>	G	 <p>Écoulement séparé</p>	N	 <p>Plaque tubulaire fixe type "N"</p>
N	 <p>Chambre intégrée à une plaque tubulaire avec couvercle démontable</p>	H	 <p>Double écoulement séparé</p>	P	 <p>Fond flottant ou tête flottante avec garniture externe</p>
D	 <p>Chambre à fermeture spéciale pour haute pression</p>	J	 <p>Écoulement divisé</p>	S	 <p>Fond flottant ou tête flottante avec contre bride démontable</p>
		K	 <p>Rebouilleur "Kettle"</p>	T	 <p>Fond flottant ou tête flottante à passage direct</p>
		X	 <p>Courants croisés</p>	U	 <p>Faisceau à tubes en U</p>
				W	 <p>Fond flottant ou tête flottante avec garniture externe à détecteur de fuite</p>

Figure 3.2 : Classification des échangeurs suivant TEMA [10].

3.2 Différents composants d'un échangeur à tubes et calandre

3.2.1 La calandre

La calandre d'un échangeur de chaleur forme l'enveloppe contenant le faisceau tubulaire et sert de canal pour l'écoulement du fluide circulant à l'extérieur des tubes, réalisée dans la plupart des cas à partir d'une tôle roulée et soudée. La calandre est conçue dans une large gamme de tailles et épaisseurs, elle est munie de tubulures d'entrée et de sortie des fluides, et à chacune de ses extrémités sont soudées les brides qui porteront le couvercle et la boîte de distribution. Son coût étant beaucoup plus élevé que celui des tubes, un échangeur à tubes et calandre économique peut généralement être conçu en utilisant une calandre de petit diamètre et de longueur maximale autorisée par des facteurs pratiques tels que l'installation de l'appareil et son entretien [11].

Le diamètre de la calandre doit être choisi de manière à s'adapter parfaitement à la taille du faisceau tubulaire, ce qui permet d'éviter le contournement du fluide externe aux tubes et, par conséquent, une réduction des performances.

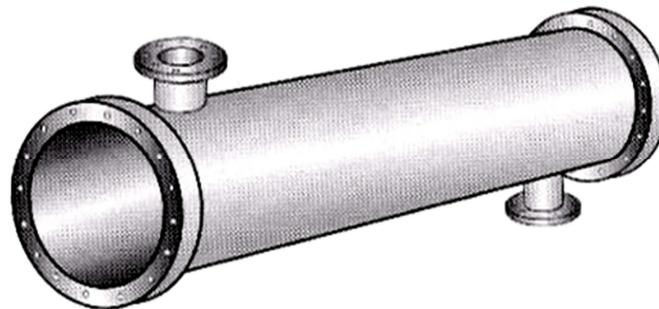


Figure 3.3 : Exemple de calandre [5].

3.2.2 Le faisceau tubulaire

C'est l'unité centrale de l'échangeur à tubes et calandre, il comprend les tubes, les plaques tubulaires, les chicanes, les boîtes de distribution, les entretoises et les tirants [11].

3.2.2.1 Les plaques tubulaires

Ce sont des plaques percées supportant les tubes à leurs extrémités, elles sont dimensionnées suivant les normes imposées par les échangeurs standards TEMA. Les plaques tubulaires forment la barrière principale séparant le fluide circulant dans les tubes et le celui circulant dans la calandre, elles sont connectées à la calandre et aux tubes par soudure ou à l'aide de joints d'étanchéité. Une conception correcte des plaques tubulaires garantit la sécurité et la fiabilité de l'échangeur de chaleur [11].



Figure 3.4 : Plaque tubulaire [7].

3.2.2.2 Les tubes

Etant donné que la surface des tubes constitue la surface de l'échange thermique souhaité, la sélection des variables géométriques des tubes est importante du point de vue performances. Ainsi, les tubes ont généralement une importante longueur et un faible diamètre, ceci afin d'optimiser le rapport surface/volume. Les tubes sont conçus de manière à pouvoir supporter les conditions de fonctionnement, à savoir les températures et pressions de fonctionnement, les contraintes thermiques dues aux différences de températures entre les fluides circulant dans les tubes et dans la calandre, et la corrosion provoquée dans la calandre et dans les tubes.

- **Dimensions et disposition des tubes**

Les tubes du faisceau sont classés en séries et désignés par leurs diamètres extérieurs. Dans chaque série, les tubes ont le même diamètre extérieur et se différencient par leurs épaisseurs. Celles-ci sont normalisées suivant Birmingham Wire Gage (BWG) et choisies en fonction des conditions de fonctionnement, en tenant compte de la surépaisseur de corrosion. Les diamètres externes des tubes utilisés dans les échangeurs standards TEMA sont généralement donnés en pouces (in), avec $1 \text{ in} = 25.4 \text{ mm}$, et varient de 16 à 50 mm. Des tubes avec de faibles diamètres (16 à 25 mm) sont recommandés car ils offrent un meilleur échange thermique et une bonne compacité de l'échangeur. Il est cependant déconseillé d'employer des tubes à faible diamètres dans le cas où des fluides encrassant sont utilisés, en raison des fortes pertes de charges et des difficultés de nettoyage de l'appareil [11].

- **Le pas tubulaire**

Le pas tubulaire (pitch) représente la distance entre les axes des tubes adjacents, il est au minimum égal à 1.25 fois le diamètre extérieur. On rencontre quatre modèles de disposition des tubes : le modèle triangulaire (30°), triangulaire incliné (60°), carré (90°), et carré incliné (45°) [11].

Un modèle triangulaire permettra d'installer plus de tubes et d'avoir une surface d'échange supérieure d'environ 15% qu'un modèle carré ou carré incliné. De plus, la disposition en modèle triangulaire produit de fortes turbulences ce qui signifie un coefficient de transfert thermique élevé. Cependant, pour le pas typique des tubes de 1,25 fois le diamètre externe des tubes, elle ne permet pas le nettoyage mécanique des tubes, car les voies d'accès ne sont pas disponibles. Par conséquent, une disposition en modèle triangulaire est limitée aux services de nettoyage côté calandre. Pour les services nécessitant un nettoyage mécanique de la calandre, les modèles en carré doivent être utilisés [8].

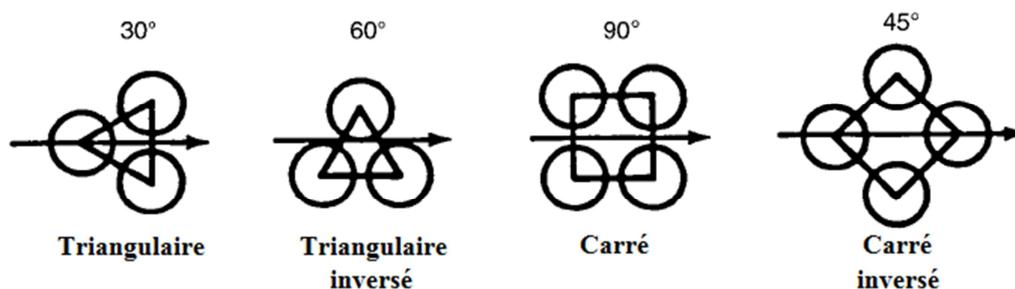


Figure 3.5 : Différentes dispositions des tubes [8].

3.2.2.3 Les chicanes

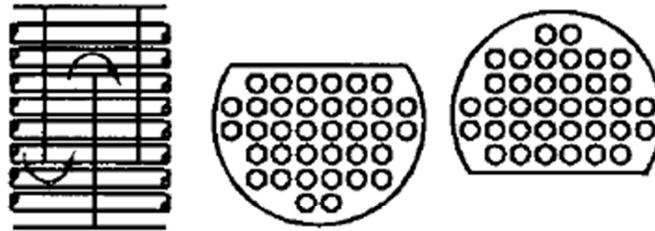
La mise en place des chicanes dans le faisceau tubulaire impose au fluide extérieur circulant dans la calandre un écoulement perpendiculaire aux tubes, ceci crée des turbulences et augmente la vitesse d'écoulement du fluide. Ce qui permet d'obtenir un coefficient d'échange thermique plus important. En outre, les chicanes servent de support afin de maintenir les tubes du faisceau et de prévenir les probables dégâts causés par les phénomènes de vibrations [14].

- **Types de chicanes**

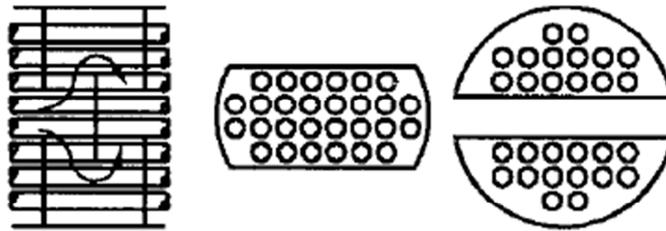
Il existe différents types de chicanes dont on peut citer les chicanes plates segmentées, et les chicanes à disque et couronne.

- **Espacement des chicanes**

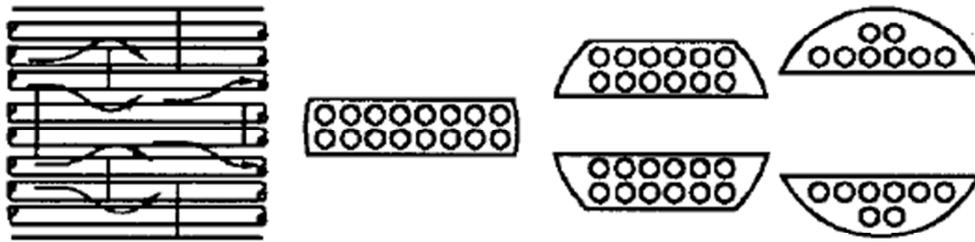
L'espacement des chicanes est la distance entre les centres des chicanes adjacentes. Conformément aux normes TEMA, la distance séparant deux chicanes consécutives est comprise entre 2 in, ce qui équivaut à environ 50 mm, et le diamètre intérieur de la calandre. L'espacement des chicanes constitue l'un des paramètres les plus importants dans le dimensionnement des échangeurs thermiques à tubes et calandre. En effet, un faible espacement entraîne une mauvaise distribution des flux. En outre, un espacement excessif entraînera une faible pénétration du faisceau par le fluide circulant dans la calandre et une difficulté à nettoyer mécaniquement l'extérieur des tubes [11].



Chicane à un seul segment



Chicane à double segments



Chicane à triple segments

Figure 3.6 : Chicanes segmentées [8].

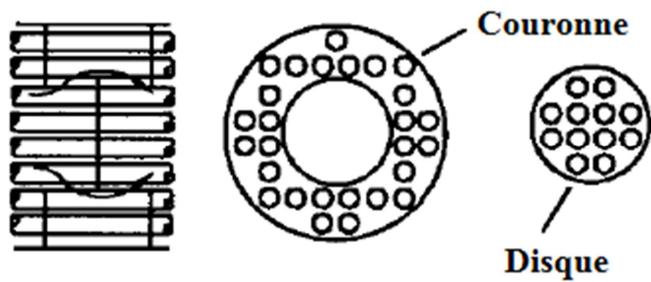


Figure 3.7 : Chicane à disque et couronne [8].

- **Ouvertures des chicanes**

Comme le montre la figure 3.8, l'ouverture des chicanes correspond à la hauteur du segment vertical coupé dans chaque chicane. Ceci permet au fluide extérieur de flotter à travers la chicane. L'ouverture des chicanes est exprimée en pourcentage du diamètre intérieur de la calandre, et peut varier entre 15% et 45% du diamètre intérieur de la calandre [9].

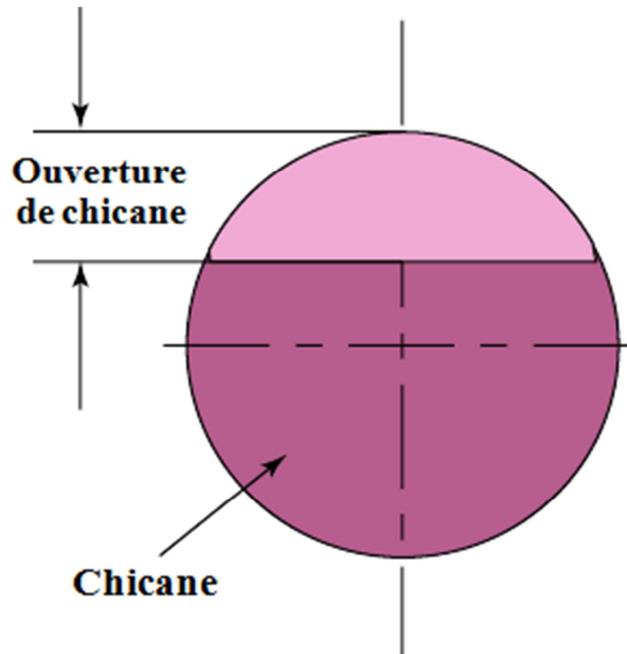


Figure 3.8 : Ouverture de chicane [9].

3.2.2.4 Les tirants et les entretoises

Ce sont généralement un ensemble de tronçons de tubes. Ils servent à maintenir les chicanes en place, et participent également à améliorer la stabilité des tubes. Le nombre de tirants est imposé par les normes TEMA suivant les dimensions de la calandre.

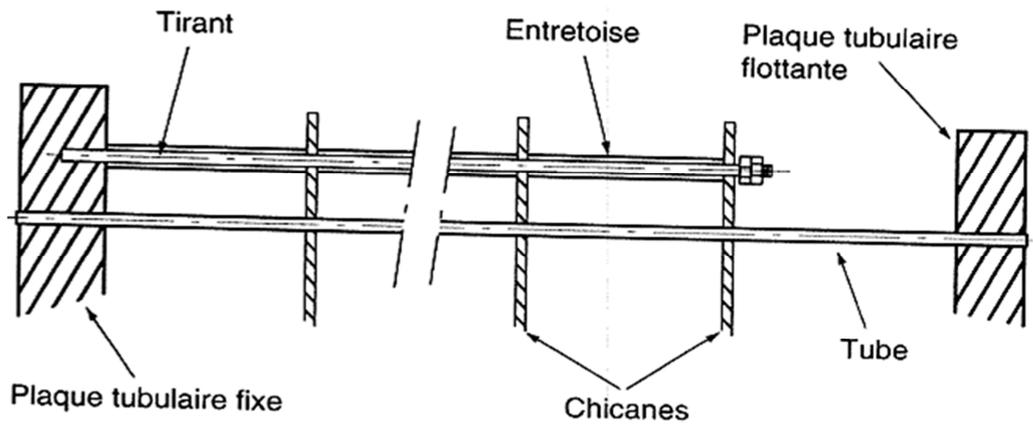


Figure 3.9 : Tirants et entretoises [5].

3.2.3 La chambre de distribution

La chambre de distribution a pour rôle de distribuer le fluide dans le faisceau tubulaire en une ou plusieurs passes, elles sont classées suivant les normes TEMA en plusieurs types [11].

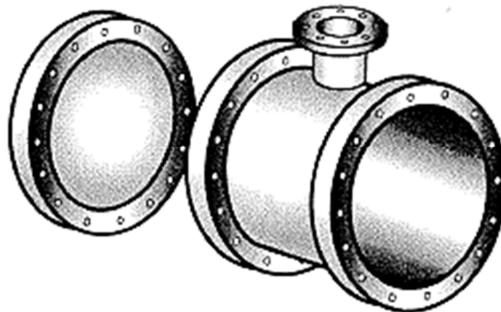


Figure 3.10 : Exemple d'une chambre de distribution [5].

3.3 Classification des échangeurs à tubes et calandre

3.3.1 Echangeurs à plaques tubulaires fixes

L'échangeur à plaque tubulaire fixe comporte des tubes droits fixés à leurs extrémités sur deux plaques tubulaires soudées à la calandre. La réalisation peut comporter un couvercle de boîte démontable (AEL), une boîte à fond et bride monobloc (BEM).

Le principal avantage de ce système est le faible coût de conception en raison de sa construction simple, à condition qu'aucun joint de dilatation ne soit installé. Un autre avantage réside dans le fait qu'un nettoyage par voie mécanique est possible après avoir retiré le couvercle de la boîte de distribution. Cependant, le faisceau est fixé à la calandre et ne peut être retiré. Pour cette raison, l'extérieur des tubes ne peut être nettoyé mécaniquement. En outre, un joint de dilatation est nécessaire en présence de fortes différences de températures entre les côté calandre et tubes [11].

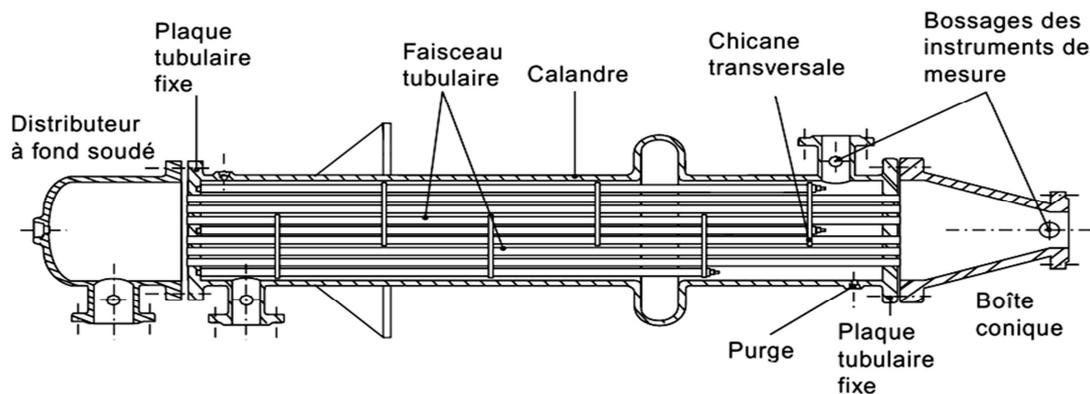


Figure 3.11 : Echangeur à tête fixe [10].

3.3.2 Echangeurs à tête flottante

L'échangeur à tête flottante est d'une configuration polyvalente, mais coûteuse. Dans cette conception, une plaque tubulaire est fixée à la calandre, tandis que l'autre plaque est libre de flotter. Cela permet une libre expansion du faisceau de tubes, ainsi qu'un nettoyage intérieur et extérieur des tubes. Ainsi, les échangeurs à tête flottante peuvent être utilisés dans des opérations où les fluides côté calandre et côté tubes sont sales. C'est pour cette raison que cette technologie standard est employée dans les raffineries pétrolières.

L'avantage de la configuration à tête flottante est que le faisceau de tubes peut être retiré de la calandre sans retirer ni la calandre ni le couvercle de la tête flottant, réduisant ainsi le temps de maintenance. Cette conception est particulièrement adaptée aux réchauffeurs de bouilleurs ayant un milieu de chauffage sale où les échangeurs à faisceau en U ne peuvent pas être utilisés. En raison des grandes dimensions de la calandre, cette construction a le coût le plus élevé de tous les types d'échangeurs thermiques [11].

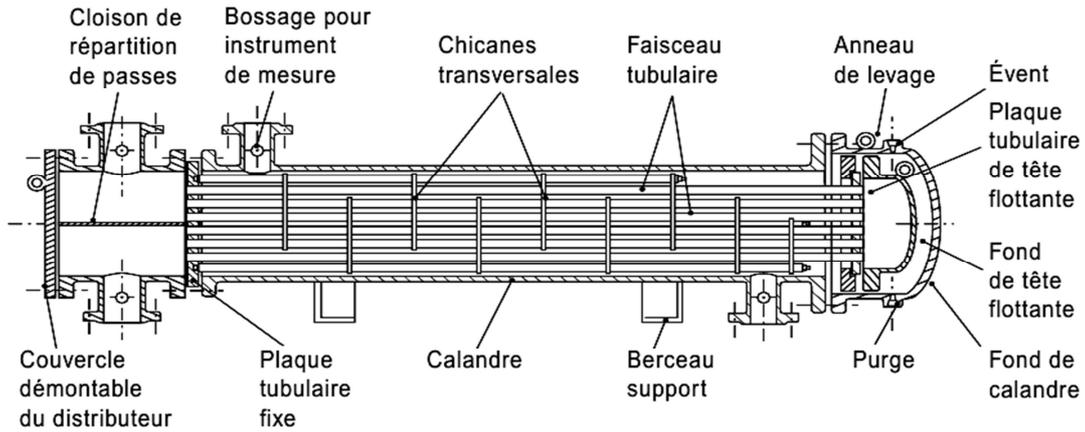


Figure 3.12 : Echangeur à tête flottante [10].

3.3.3 Echangeurs à faisceau en U

Comme son nom l'indique, les tubes d'un échangeur de chaleur à faisceau en U sont courbés sous la forme d'un U. Evidemment, une seule plaque tubulaire est installée dans ce type de configuration. Cependant, la courbure des tubes et le diamètre de la calandre, qui est légèrement plus importante que dans le cas à plaque tubulaire fixe, représentent un coût supplémentaire. Du fait que cette configuration possède une extrémité libre, le faisceau peut se dilater ou se contracter en réponse aux contraintes imposées par les conditions de fonctionnement. En outre, l'extérieur des tubes peut être nettoyé car le faisceau de tubes peut être démonté. Cependant, l'intérieur des tubes ne peut être nettoyé efficacement en raison de la courbure. De ce fait, les échangeurs à faisceau en U ne doivent pas être utilisés dans des services avec un fluide sale circulant dans les tubes [11].

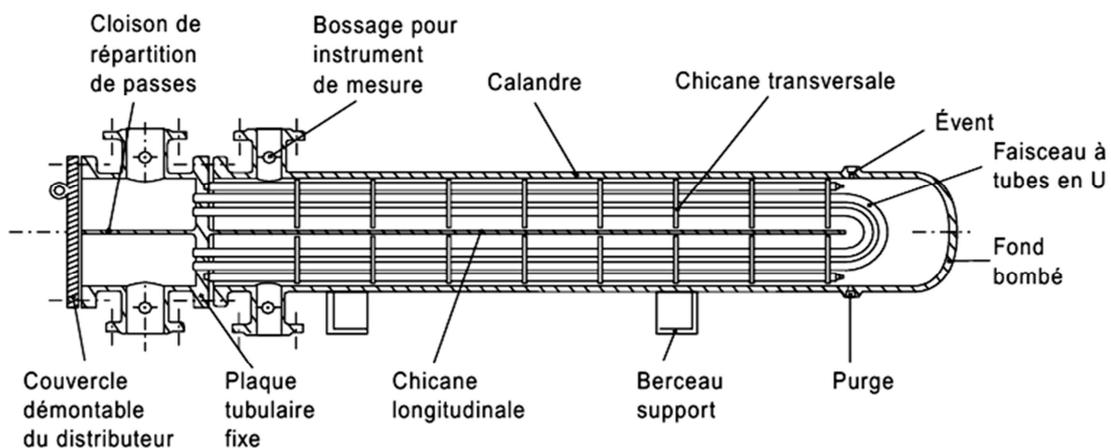


Figure 3.13 : Echangeur à tubes en U [10].

3.4 Evaluation des performances d'un échangeur à tubes et calandre

3.4.1 Evaluation des performances dans les tubes

3.4.1.1 Coefficient d'échange convectif

Le coefficient d'échange par convection, pour le fluide circulant dans les tubes, peut être calculé en utilisant les corrélations usuelles pour la convection interne dans les tubes. La méthode à suivre pour le calcul du coefficient d'échange thermique convectif côté tube est décrite dans ce qui suit :

- Calcul du nombre de tubes par passe

$$N_{tp} = \frac{N_t}{N_{pt}} \quad (3.1)$$

N_{tp} : Nombre de tubes par passe.

N_t : Nombre de tubes dans le faisceau.

N_{pt} : Nombre de passes côté tubes.

- Calcul de la section de passage côté tubes :

$$S_t = \frac{\pi}{4} N_{tp} d_i^2 \quad (3.2)$$

S_t : Section de passage côté tubes (m^2).

d_i : Diamètre intérieur des tubes (m).

- Calcul de la vitesse massique :

$$G_t = \frac{\dot{m}_t}{S_t} \quad (3.3)$$

G_t : Vitesse massique du fluide circulant dans les tubes ($kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$).

\dot{m}_t : Débit massique du fluide circulant dans les tubes ($kg \cdot s^{-1}$).

- Calcul du nombre de Reynolds :

$$Re_t = \frac{G_t d_i}{\mu_t} \quad (3.4)$$

Re_t : Nombre de Reynolds du côté tubes.

μ_t : Viscosité dynamique du fluide circulant dans les tubes ($kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$).

➤ Calcul de la température de la paroi :

Il est possible d'estimer la température de la paroi en comparant le taux de transfert de chaleur des deux côtés de la paroi du tube. Une expression plus rigoureuse compte tenu des résistances individuelles à l'encrassement est donnée par la corrélation suivante [14] :

$$\left(\frac{1}{h_{i0}} + R_{f_i}\right)^{-1} (T_p - T_t) = \left(\frac{1}{h_o} + R_{f_o}\right)^{-1} (T_c - T_p) \quad (3.5)$$

R_{f_i} : Résistance à l'encrassement à l'intérieur du tube.

R_{f_o} : Résistance à l'encrassement à l'extérieur du tube.

T_c : Température moyenne du fluide circulant dans la calandre ($^{\circ}C$).

T_p : Température de la paroi ($^{\circ}C$).

T_t : Température moyenne du fluide circulant dans le tube ($^{\circ}C$).

➤ Calcul du coefficient d'échange convectif :

La valeur du nombre de Reynolds détermine la nature de l'écoulement du fluide.

- Ecoulement en régime laminaire ($Re_t < 2100$)

Corrélation de Sieder et Tate [14]:

$$\frac{h_t d_i}{\lambda_t} = 1.86 \left(Re_t Pr_t \frac{d_i}{L_t} \right)^{0.33} \left(\frac{\mu_t}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad (3.6)$$

Ou

$$Pr_t = \frac{c_{p_t} \mu_t}{\lambda_t} \quad (3.7)$$

h_t : Coefficient d'échange convectif coté tubes ($W \cdot m^{-2} \cdot ^{\circ}C^{-1}$).

λ_t : Conductivité thermique du fluide circulant dans les tubes ($W \cdot m^{-1} \cdot ^{\circ}C^{-1}$).

L_t : Longueur des tubes (m).

μ_p : viscosité dynamique du fluide au voisinage de la paroi ($kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$).

Pr_t : Nombre de Prandtl.

C_{pt} : Chaleur spécifique du fluide circulant dans les tubes ($J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$).

- Ecoulement en régime transitoire ($2100 < Re_t < 10^4$)

C'est une région très instable, et il est impossible de trouver une corrélation précise pour représenter les résultats expérimentaux. Plusieurs corrélations ont été proposées, la plus recommandée est la suivante [14] :

$$\frac{h_t}{C G_t} = 0.116 \left(\frac{Re_t^{0.66} - 125}{Re_t} \right) \left(1 + \frac{d_i^{0.66}}{L_t} \right) Pr_t^{-0.66} \left(\frac{\mu_t}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad (3.8)$$

C : C'est le jeu entre deux tubes adjacents dans la même rangée (m).

- Ecoulement en régime turbulent ($Re_t > 10^4$)

Corrélation de Dittus et Boelter [13] :

$$\frac{h_t d_i}{\lambda_t} = 0.023 Re_t^{0.8} Pr_t^{0.3} \left(\frac{\mu_t}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad (3.9)$$

3.4.1.2 Pertes de charges

La perte de charge dans les tubes est la somme des pertes de charge linéaires le long des tubes rectilignes. Elles sont causées essentiellement par les frottements exercés par les parois des tubes sur les particules du fluide, additionnées aux pertes de charges singulières dues aux contractions et expansions soudaines des tubes, ainsi qu'aux changements de direction de l'écoulement du fluide. La méthode élaborée pour le calcul de la perte de charge totale dans les tubes d'un échangeur thermique est décrite dans le paragraphe suivant [14].

➤ Calcul de la perte de charge linéaire

La perte de charge linéaire est calculée suivant l'équation de Fanning formulée comme suit [14]:

$$\Delta P_L = 4 f N_{pt} \frac{L_t}{d_i} \frac{G_t^2}{2 \rho_t} \left(\frac{\mu_t}{\mu_p} \right)^a \quad (3.10)$$

ΔP_L : Perte de charge linéaire dans les tubes ($N \cdot m^{-2}$).

ρ_t : Masse volumique du fluide circulant dans les tubes ($Kg \cdot m^{-3}$).

f : Facteur de friction.

a : Coefficient empirique.

Pour un écoulement laminaire [14] :

$$a = 0.25 \quad (3.11)$$

$$f = \frac{16}{Re_t} \quad (3.12)$$

Pour un écoulement turbulent [14] :

$$a = 0.14 \quad (3.13)$$

$$f = 0.0014 + 0.132 Re_t^{-0.32} \quad (3.14)$$

➤ Calcul de la perte de charge singulière [14] :

$$\Delta P_S = 4 N_{pt} \frac{G_t^2}{2 \rho_t} \quad (3.15)$$

ΔP_S : Perte de charge singulière dans les tubes ($N \cdot m^{-2}$).

➤ Calcul de la perte de charge totale [14] :

$$\Delta P_t = \Delta P_L + \Delta P_S \quad (3.16)$$

Ce qui donne :

$$\Delta P_t = \left(4 f \frac{L_t N_{pt}}{d_i} \left(\frac{\mu_t}{\mu_p} \right)^a + 4 N_{pt} \right) \frac{G_t^2}{2 \rho_t} \quad (3.17)$$

ΔP_t : Perte de charge totale dans les tubes ($N \cdot m^{-2}$).

3.4.2 Evaluation des performances dans la calandre

Le calcul du coefficient de transfert thermique convectif et de la perte de charge dans la calandre est beaucoup plus complexe que dans les tubes. Les premières méthodes de calcul ont été développées dans les années 1930 et 1940.

La méthode la plus populaire a été proposée par Kern. Celle-ci a été largement utilisée dans la conception des échangeurs de chaleur. Cependant, l'erreur peut être élevée dans certains cas notamment pour le calcul des pertes de charge.

Des méthodes plus appropriées pour le calcul des performances ont été élaborées, et celles-ci donneraient des résultats plus satisfaisant en termes de précision. La méthode de Kern serait recommandée pour l'estimation préliminaire des performances de l'échangeur, mais pas en tant qu'outil de conception final.

3.4.2.1 Méthode de Kern

Dans la région située entre deux chicanes consécutives d'un échangeur de chaleur, la direction de l'écoulement du flux principal est normale aux tubes (Figure 3.15). On peut voir que la vitesse du fluide est soumise à des fluctuations continues dues à la réduction de la surface d'écoulement lorsque le fluide traverse une rangée de tubes en comparaison avec la zone d'écoulement dans l'espace entre deux rangées consécutives.

De plus, la largeur de la section transversale passe de zéro en bas et en haut de la calandre à un maximum dans le plan central. Par conséquent, il n'est pas possible de définir une seule valeur pour la zone d'écoulement transversal. Cela signifie que pour définir la vitesse du fluide, la définition de la zone d'écoulement doit être arbitraire.

Kern considère une zone de flux qui correspond à la rangée de tubes hypothétique au niveau du plan central de la calandre, appelé hypothétique parce qu'il peut arriver qu'il n'y a pas de rangée de tubes sur le plan central, mais plutôt deux rangées de tubes se déplaçant d'une certaine distance le long du plan central. Cette zone d'écoulement hypothétique est représentée sur la figure 3.2 [15].

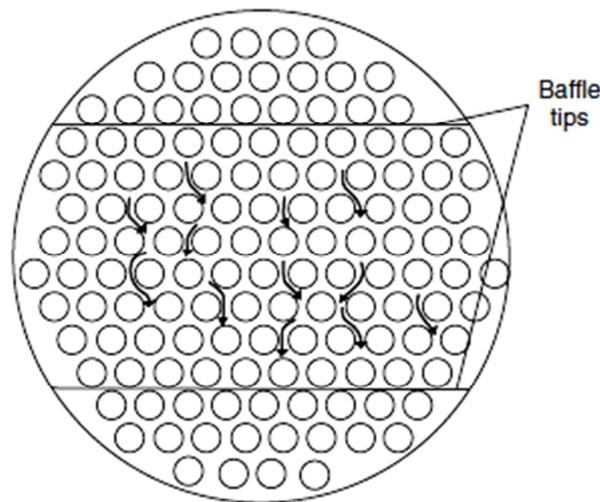


Figure 3.14 : Ecoulement transversal dans la région située entre les chicanes adjacentes [14].

- **Coefficient d'échange convectif**

➤ Calcul de la section de passage :

$$S_c = \frac{d_c B C}{P_t} \quad (3.18)$$

S_c : Section de passage coté calandre (m^2).

d_c : Diamètre de la calandre (m).

B : Espacement des chicanes (m).

P_t : Pas tubulaire (m).

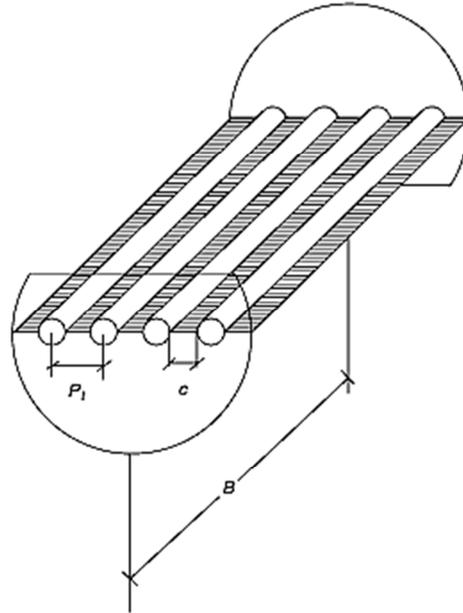


Figure 3.15 : Section d'écoulement coté calandre [14].

➤ Calcul de la vitesse massique :

$$G_c = \frac{\dot{m}_c}{S_c} \quad (3.19)$$

G_c : Vitesse massique du fluide circulant dans la calandre ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$).

\dot{m}_c : Débit massique du fluide circulant dans la calandre ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$).

➤ Calcul du diamètre hydraulique

Pour compléter la définition du nombre de Reynolds, Kern introduit un diamètre équivalent pour la calandre défini comme suit [15] :

$$d_e = 4 \frac{S_c}{P_m} \quad (3.20)$$

d_e : Diamètre équivalent (hydraulique) (m).

P_m : Périmètre mouillé (m).

Pour un pas triangulaire :

$$d_e = \frac{4 \left(\frac{P_t}{2} 0.86 P_t - \frac{1}{2} \frac{\pi d_o^2}{4} \right)}{\frac{\pi d_o}{2}} \quad (3.21)$$

Pour un pas carré :

$$d_e = \frac{4 \left(\frac{P_t^2 - \pi d_o^2}{4} \right)}{\pi d_o} \quad (3.22)$$

d_o : Diamètre extérieur des tubes (m).

➤ Calcul du nombre de Reynolds :

$$Re_c = \frac{G_c d_e}{\mu_c} \quad (3.23)$$

Re_c : Nombre de Reynolds côté calandre.

μ_c : Viscosité dynamique du fluide circulant dans la calandre.

➤ Calcul du coefficient d'échange de chaleur par convection :

La corrélation suggérée par Kern pour le coefficient d'échange convectif côté calandre, où le degré d'ouverture des chicanes est de 25%, est la suivante [15] :

$$\begin{aligned} & \frac{h_c d_e}{\lambda_c} \\ & = 0.36 Re_c^{0.55} Pr_c^{0.33} \left(\frac{\mu_c}{\mu_p} \right)^{0.14} \end{aligned} \quad (3.24)$$

h_c : Coefficient d'échange convectif côté calandre ($W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$).

Pr_c : Nombre de Prandtl côté calandre.

λ_c : Conductivité thermique du fluide circulant dans la calandre ($W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$).

- **Perte de charge**

La perte de charge dans la calandre est proportionnelle au nombre de passages du fluide dans le faisceau tubulaire. Si N_B est le nombre de chicanes, le fluide circulant dans la calandre traverse le faisceau ($N_B + 1$) fois. Elle est également proportionnelle à la longueur du trajet à chaque croisement de faisceau, ce qui peut être représenté par le diamètre de la calandre [15].

➤ Calcul de la perte de charge :

$$\Delta P_c = f \frac{(N_B + 1) d_o}{d_e} \frac{G_c^2}{2 \rho_c} \left(\frac{\mu_p}{\mu_c} \right)^{0.14} \quad (3.25)$$

ΔP_c : Perte de charge dans la calandre ($N \cdot m^{-2}$).

ρ_c : Masse volumique du fluide circulant dans la calandre ($kg \cdot m^{-3}$).

Pour $Re < 500$:

$$f = \exp(5.1858 - 1.7645 \ln Re_c + 0.13357 (\ln Re_c)^2) \quad (3.26)$$

Pour $Re > 500$:

$$f = 1.728 Re_c^{-0.188} \quad (3.27)$$

3.4.2.2 Méthode de Bell-Delaware

Dans la méthode de Bell-Delaware, à l'origine développée par Bell (1963), le coefficient d'échange convectif et la perte de charge dans la calandre sont évalués en utilisant des corrélations empiriques pour des échangeurs théoriques où les effets de fuite et de dérivation sont négligés, et corrigées ensuite, en introduisant des facteurs correctifs [14].

- **Ecoulement dans la calandre**

A fin de compléter l'analyse du transfert thermique dans l'échangeur, il est important de tenir compte des effets de fuite et de dérivation, ainsi que des flux dans la zone des fenêtres (ouvertures des chicanes). Les différents flux résultants de ces effets sont décrits dans le paragraphe suivant.

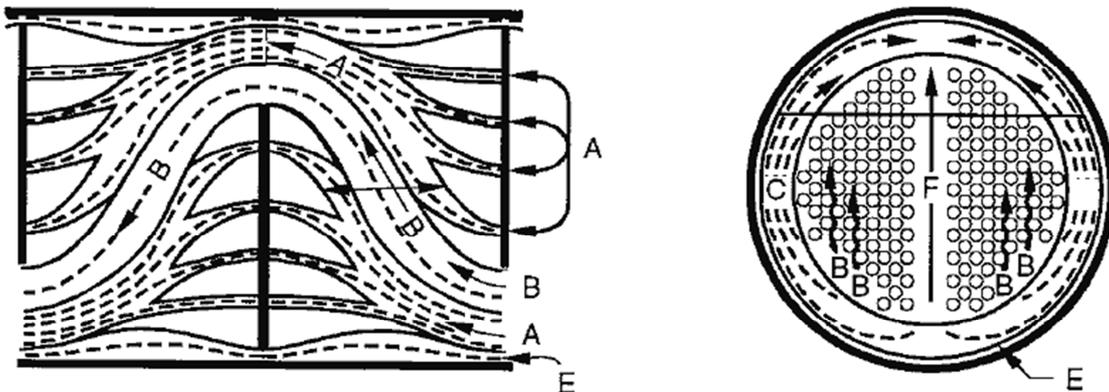


Figure 3.16 : Ecoulement dans la calandre [14].

Courant B : C'est le flux de l'écoulement transversal dans la section centrale entre deux chicanes voisines. Au niveau de la coupe de la chicane, l'écoulement devient parallèle aux tubes.

Courant C : Ce courant circule à travers l'espace diamétral entre le faisceau tubulaire et la paroi interne de la calandre. Une partie du fluide est déviée vers la périphérie du faisceau où la résistance aux frottements est plus faible. Cette fraction du flux est appelée flux de dérivation (bypass steam). Il peut être éliminé en installant des barres d'étanchéité (sealing strip) à fin de dévier ce flux vers le centre du faisceau tubulaire.

Courant F : C'est le courant qui circule à travers le chemin diviseur des tubes. Pour les échangeurs de chaleur avec une configuration multi-passes, des voies de dérivation supplémentaires se créent et une partie du fluide circulant dans la calandre ne rentre pas en contact avec les tubes. Cette fraction du flux est appelé passe-partition, cet effet est réduit en installant de faux tubes qui jouent le rôle de déflecteurs.

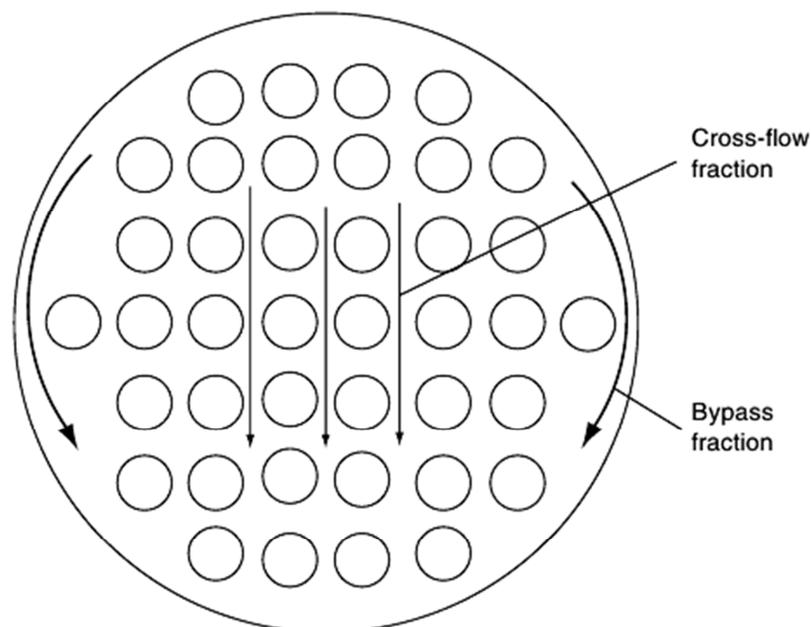


Figure 3.17 : Courant de dérivation (bypass flow) [14].

Courant A : Il y a un jeu entre le tube et l'orifice de la chicane, une partie du fluide de la calandre fuit à travers ce celui-ci.

Courant E : Il y a une fuite à travers la zone libre entre la chicane et la calandre. Ce courant circulant à travers l'espace entre la paroi interne de la calandre et la chicane.

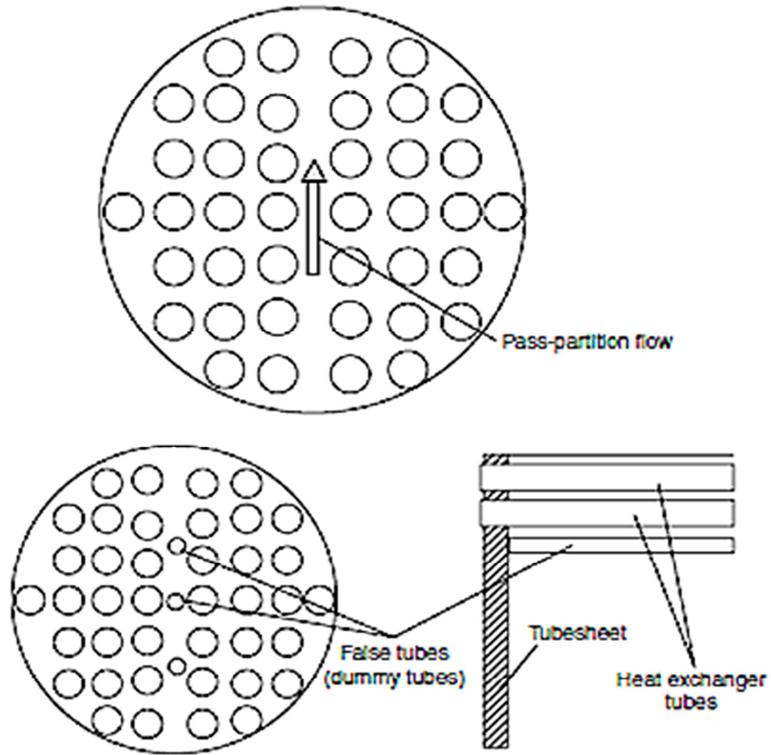


Figure 3.18 : Courant secondaire F [14].

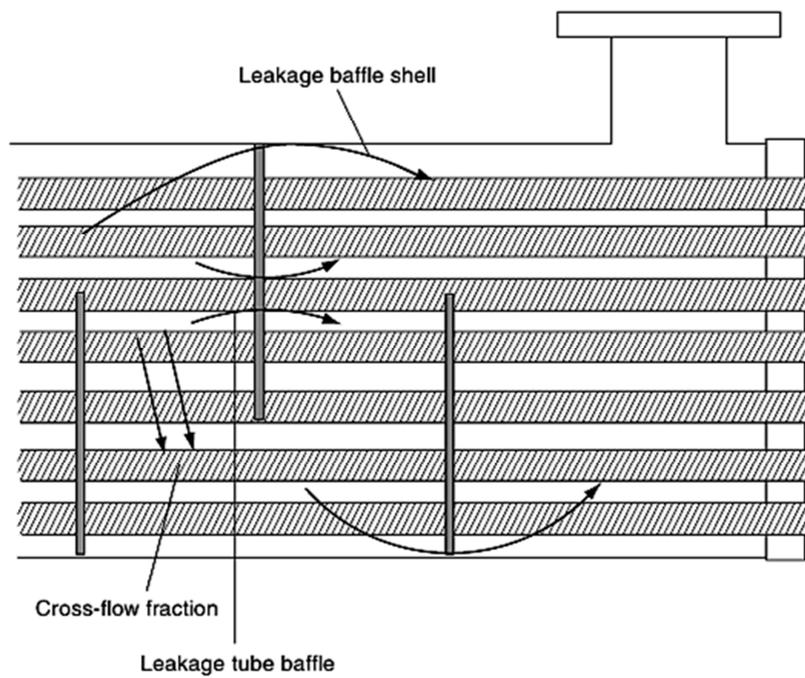


Figure 3.19 : Courants de fuite A et E (leakage flows) [14].

• **Sections d'écoulement**

L'échangeur thermique à faisceau et calandre de type E est le plus utilisé industriellement, en suivant le modèle de Bell, le type E se caractérise par trois sections : la section du courant croisé, la section parallèle, et la section d'entrée et de sortie.

➤ Section à courant croisé [14] :

$$S_m = (d_c - N_{CL} d_o) B \quad (3.28)$$

S_m : Section du courant croisé (m²).

N_{CL} : Nombre de tubes dans la ligne centrale du faisceau tubulaire.

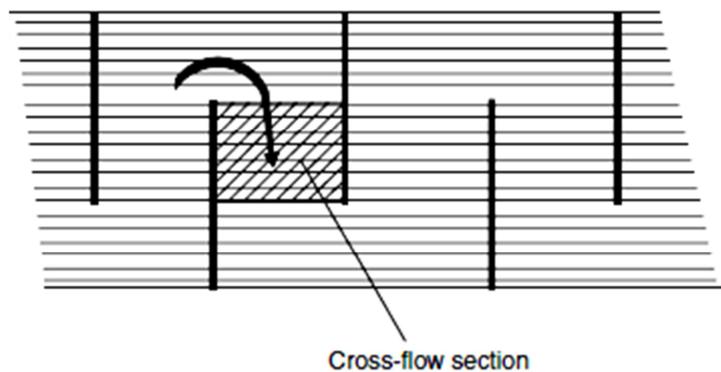


Figure 3.20 : Section à courant croisé [14].

➤ Sections des courants de fuite (leakage flow area) [14] :

La section d'espace tube-chicane S_{TB} , pour une seule chicane, se calcule en utilisant l'équation suivante :

$$S_{TB} = N_{BT} \frac{\pi}{4} (d_{BT}^2 - d_o^2) \quad (3.29)$$

S_{TB} : Sections d'espace tube-chicane (m²).

N_{BT} : Nombre total de tubes traversant une seule chicane.

d_{BT} : Diamètre des orifices de la chicane contenant les tubes (m).

La section d'espace chicane-calandre S_{SB} se calcule en utilisant l'équation suivante [14] :

$$S_{SB} = \frac{\pi}{4} \left(\frac{360 - A}{360} \right) (d_c^2 - d_B^2) \quad (3.30)$$

S_{SB} : Sections d'espacement chicane-calandre (m^2).

d_B : Diamètre des chicanes (m).

A : Angle central de la chicane (rad).

La section totale des espacements d'écoulement s'écrit [14] :

$$S_L = S_{TB} + S_{SB} \quad (3.31)$$

➤ Section du flux de déviation (bypass flow) :

$$S_{Bp} = (d_c - (N_{CL} - 1) P_t - d_o) B \quad (3.32)$$

S_{Bp} : Section du flux de déviation (m^2).

➤ Section à courant parallèle (window section) [14] :

$$S_w = \pi \left(\frac{d_c}{2}\right)^2 \frac{A}{360} - \left(\sin \frac{A}{2}\right) \left(\frac{d_c}{2}\right) \left(\frac{d_c}{2} - BC\right) - N_{WT} \frac{\pi}{4} d_o^2 \quad (3.33)$$

S_w : Section à courant parallèle au niveau de l'ouverture des chicanes (m^2).

BC : Ouverture des chicanes (m).

N_{WT} : Nombre de tubes dans la section parallèle.

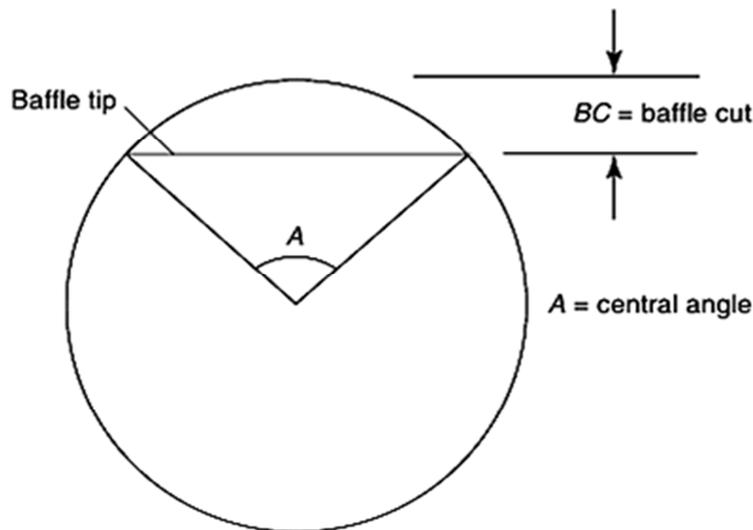


Figure 3.21 : Angle central et coupe de la chicane [14].

Le diamètre hydraulique dans la section à courant parallèle est défini par [14] :

$$d_v = \frac{4 S_w}{\pi N_{WT} d_o + \pi d_c \frac{A}{360}} \quad (3.34)$$

Avec

$$N_W = \frac{0.8 BC}{\sigma} \quad (3.35)$$

d_v : Diamètre hydraulique de la section du courant parallèle (m).

N_W : Nombre effectif de tubes dans la section du courant parallèle.

σ : Distance entre deux rangées de tubes mesurées dans la direction de l'écoulement (m).

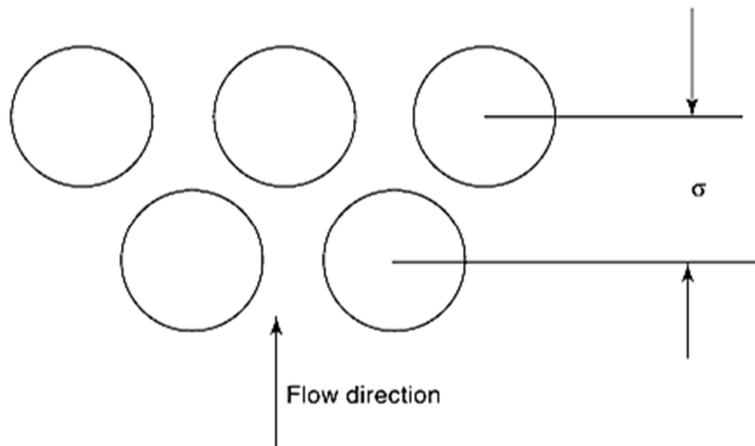


Figure 3.22 : Définition de σ [14].

- **Coefficient d'échange convectif**

Dans la méthode de Bell-Delaware, le coefficient de transfert de chaleur coté calandre h_c est déterminé par la correction du coefficient de transfert thermique idéal h_B via des facteurs de correction pour les différents courants circulant dans la calandre [14].

$$h_c = h_B \Phi \xi_h X \frac{h_L}{h_{NL}} \quad (3.36)$$

Avec :

$$h_B = \frac{j \dot{m}_c C_{pc} Pr_c^{-\frac{2}{3}}}{S_m} \left(\frac{\mu_c}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad (3.37)$$

Et

$$j = a_1 \left(\frac{1.33}{\frac{P_t}{d_o}} \right)^a Re_c^{a_2} \quad (3.38)$$

$$a = \frac{a_3}{1 + 0.14 Re_c^{a_4}} \quad (3.39)$$

Φ : Facteur de correction représentant l'influence des tubes situés au niveau de l'ouverture de la chicane sur le coefficient de transfert thermique. Sa valeur varie de 1 pour un échangeur sans tubes dans la section du courant parallèle à 0.65 pour le cas contraire.

ξ_h : Facteur de correction pour le courant C circulant dans la périphérie calandre-faisceau ainsi que le courant F engendré par le nombre de passes dans l'échangeur.

X : Facteur de correction représentant l'influence du nombre de rangées de tubes. Opposition au gradient de température dans un écoulement laminaire.

$\frac{h_L}{h_{NL}}$: Facteur de correction pour les courants A et E.

R_b : Facteur de correction pour un espacement des chicanes différent entre ceux de l'entrée et sortie avec le centre de l'échangeur de chaleur.

j : Facteur de Colburn.

Layout Angle	Reynolds Number	a_1	a_2	a_3	a_4	b_1	b_2	b_3	b_4
30°	10 ⁵ -10 ⁴	0.321	-0.388	1.450	0.519	0.372	-0.123	7.00	0.500
	10 ⁴ -10 ³	0.321	-0.388			0.486	-0.152		
	10 ³ -10 ²	0.593	-0.477			4.570	-0.476		
	10 ² -10	1.360	-0.657			45.100	-0.973		
	<10	1.400	-0.667			48.000	-1.000		
45°	10 ⁵ -10 ⁴	0.370	-0.396	1.930	0.500	0.303	-0.126	6.59	0.520
	10 ⁴ -10 ³	0.370	-0.396			0.333	-0.136		
	10 ³ -10 ²	0.730	-0.500			3.500	-0.476		
	10 ² -10	0.498	-0.656			26.200	-0.913		
	<10	1.550	-0.667			32.00	-1.000		
90°	10 ⁵ -10 ⁴	0.370	-0.395	1.187	0.370	0.391	-0.148	6.30	0.378
	10 ⁴ -10 ³	0.107	-0.266			0.0815	+0.022		
	10 ³ -10 ²	0.408	-0.460			6.0900	-0.602		
	10 ² -10	0.900	-0.631			32.1000	-0.963		
	<10	0.970	-0.667			35.0000	-1.000		

Tableau : Coefficients empiriques pour le calcul de j et f

Dans ce qui suit, on donne les équations utilisées pour le calcul des facteurs correctifs nécessaires à l'évaluation du coefficient d'échange thermique par convection en utilisant la méthode de Bell-Delaware.

➤ Facteur Φ :

$$\Phi = 1 - r + 0.524 r^{0.32} \left(\frac{S_m}{S_w} \right)^{0.03} \quad (3.40)$$

Avec :

$$r = \frac{N_{wt}}{N_t} \quad (3.41)$$

➤ Facteur ξ_h :

Pour $N_s > \frac{1}{2} N_c$:

$$\xi_h = \exp \left[-\alpha F_{bp} \left(1 - \sqrt[3]{\frac{2 N_s}{N_c}} \right) \right] \quad (3.42)$$

Pour $N_s > \frac{1}{2} N_c$:

$$\xi_h = 1 \quad (3.43)$$

Avec :

$$F_{BP} = \frac{S_{BP}}{S_m} \quad (3.44)$$

$\alpha = 1.5$, pour un écoulement laminaire.

$\alpha = 1.35$, pour un écoulement turbulent.

N_c : Nombre de rangées de tubes dans chaque section à courants croisés.

N_s : Nombre de paires de sealing devices dans le faisceau.

F_{BP} : Fraction bypass.

➤ Facteur X :

Pour $Re_c \geq 100$:

$$X = 1 \quad (3.45)$$

Pour $Re_c \leq 20$:

$$X = \left(\frac{N_c'}{10}\right)^{-0.18} \quad (3.46)$$

Pour $20 < Re_c < 100$:

$$X = 1 - \left[(1.217 - 0.0121 Re_m) \left(1 - \left(\frac{N_c'}{10}\right)^{-0.18} \right) \right] \quad (3.47)$$

Avec :

$$N_c' = (N_c + N_w) (N_B + 1) \quad (3.48)$$

➤ Facteur $\frac{h_L}{h_{NL}}$:

$$1 - \frac{h_L}{h_{NL}} = 0.45 \frac{S_L}{S_m} + 0.1 \left(1 - e^{(-30 \frac{S_L}{S_m})} \right) \frac{S_{TB} + 2S_{SB}}{S_L} \quad (3.49)$$

Avec :

$$S_L = \frac{S_{TB} + S_{SB}}{S_m} \quad (3.50)$$

$$S_{TB} = N_{BT} \frac{\pi}{4} (D_{BT}^2 - D_C^2) \quad (3.51)$$

$$S_{SB} = \left(\frac{2\pi - A}{2\pi}\right) \frac{\pi}{4} (D_C^2 - D_B^2) \quad (3.52)$$

➤ Facteur R_B :

$$R_B = \frac{N_b - 1 + \left(\frac{B_e}{B_c}\right)^{1-n} + \left(\frac{B_s}{B_c}\right)^{1-n}}{N_b - 1 + \left(\frac{B_e}{B_c}\right) + \left(\frac{B_s}{B_c}\right)} \quad (3.53)$$

$n = 0.33$, pour un écoulement laminaire.

$n = 0.6$, pour un écoulement turbulent.

- **Pertes de charge**

Les pertes de charge dans la calandre sont déterminées par zone au sein de l'échangeur. Elles peuvent être calculées par la correction de la perte de charge idéale ΔP_B dans chaque section via des facteurs de corrections pour chaque courant [14].

➤ Pertes de charge dans la section du courant parallèle [14]

La perte de charge dans la section parallèle est estimée par la corrélation suivante :

$$\Delta P_W = \Delta P_w N_B \frac{\Delta P_L}{\Delta P_{NL}} \quad (3.54)$$

Pour $Re_c < 100$:

$$\Delta P_w = 26 \left(\frac{V_z \mu}{C} \right) N_w + 26 \left(\frac{V_z \mu B}{D_v^2} \right) + \frac{2 \rho_c V_z^2}{2} \quad (3.55)$$

Pour $Re_c > 100$:

$$\Delta P_w = (2 + 0.6 N_w) \frac{\rho_c V_z^2}{2} \quad (3.56)$$

Avec :

$$C = P_t - d_o \quad (3.57)$$

$$V_z = \sqrt{V_m V_w} \quad (3.58)$$

$\frac{\Delta P_L}{\Delta P_{NL}}$: Facteur de correction tube-chicane et chicane calandre (leakage factor).

ΔP_w : Perte de charge idéale dans la section du flux parallèle.

V_z : Vitesse moyenne entre les deux sections d'écoulements.

V_m : Vitesse d'écoulement dans la section du courant croisé.

V_w : Vitesse d'écoulement dans la section du courant parallèle.

➤ Perte de charge dans section du courant croisé [14].

La perte de charge idéale ΔP_B dans cette section représente la perte de charge pour un écoulement croisé pur à travers un faisceau tubulaire idéal. Cette perte doit être corrigée pour tenir compte des courants A, E et C, F.

$$\Delta P_{BP} = \Delta P_B (N_B - 1) \xi_{\Delta P} \frac{\Delta P_L}{\Delta P_{NL}} R_B \quad (3.59)$$

Avec :

$$\Delta P_B = \frac{4 f N_C G_m^2}{2 \rho_c} \left(\frac{\mu_p}{\mu_c} \right)^{0.14} \quad (3.60)$$

$$f = b_1 \left(\frac{1.33}{\frac{P_t}{d_o}} \right)^b Re_c^{0.25} \quad (3.61)$$

Et

$$b = \frac{b_3}{1 + 0.14 Re_c^{b_4}} \quad (3.62)$$

$\xi_{\Delta P}$: Facteur de correction du courant bypass.

ΔP_B : Perte de charge idéale dans la section du courant croisé.

b_1, b_2, b_3, b_4 : Facteurs empiriques.

➤ Perte de charge dans les sections d'entrée et de sortie [14].

La perte de charge idéale pour les sections citées ci-dessus est corrigée par rapport aux courant C et F avec le facteur correctif $\xi_{\Delta P}$.

$$\Delta P_{e-s} = 2 \Delta P_B \left(1 + \frac{N_w}{N_c} \right) \xi_{\Delta P} \quad (3.63)$$

Si le pas entre les chicanes de l'entrée et la sortie est différent par rapport à celui du centre, un facteur supplémentaire est utilisé pour tenir compte de la correction.

➤ Perte de charge totale [14].

La perte de charge totale dans la calandre est donnée par la relation suivante :

$$\Delta P_c = 2 \Delta P_B \left(1 + \frac{N_w}{N_c} \right) \xi_{\Delta P} + [(N_B - 1) \Delta P_B \xi_{\Delta P} + N_B \Delta P_w] \left(\frac{\Delta P_L}{\Delta P_{NL}} \right) \quad (3.64)$$

Avec :

$$1 - \frac{\Delta P_L}{\Delta P_{NL}} = 0.57 \frac{S_L}{S_m} + 0.27 \left[1 - e^{(-20 \frac{S_L}{S_m})} \right] \frac{S_{TB} + 2 S_{SB}}{S_L} \quad (3.65)$$

Et

Pour $N_s < \frac{1}{2} N_c$:

$$\xi_{\Delta P} = \exp \left[-\alpha F_{BP} \left(1 - \sqrt[3]{\frac{2 N_s}{N_c}} \right) \right] \quad (3.66)$$

Pour $N_s > \frac{1}{2} N_c$:

$$\xi_{\Delta P} = 1 \quad (3.67)$$

Pour un écoulement laminaire :

$$\alpha = 5 \quad (3.68)$$

Pour un écoulement turbulent :

$$\alpha = 4 \quad (3.69)$$

- **Evaluation d'un échangeur chaleur**

Cette procédure consiste à déterminer la capacité de l'échangeur thermique disponible dont les dimensions pour atteindre les objectifs souhaités, telles que les températures de sortie des fluides ainsi et la puissance thermique échangée, sont connues (rating) [14].

La surface d'échange de chaleur joue un rôle crucial dans cette procédure. Pour cela une étude comparative entre la surface réelle (existante) de l'échangeur et celle calculée est réalisée.

$$S_{\text{calculée}} = \frac{\phi}{U F \Delta T_{LM}} \quad (3.70)$$

$$S_{\text{réelle}} = N_t \pi d_o L_t \quad (3.71)$$

Si $S_{\text{calculée}} > S_{\text{réelle}}$: l'échangeur est sous dimensionné, engendrant ainsi une faible charge thermique transférée se répercutant directement sur les températures de sortie [14].

Si $S_{\text{calculée}} < S_{\text{réelle}}$: l'échangeur est surdimensionné. Pour cela un contrôle de ce dernier par pourcentage d'excès de la surface est estimé, et exprimé par [14] :

$$EX_s = \frac{S_{\text{réelle}} - S_{\text{calculée}}}{S_{\text{calculée}}} \times 100 \quad (3.72)$$

Chapitre 4

Résultats et discussion

Dans ce chapitre, les méthodes de calcul (méthode de Kern et de Bell-Delaware) citées précédemment seront mises en œuvre dans le but d'évaluer les performances d'un échangeur de chaleur de type faisceau et calandre. Pour cela, un programme de calcul rédigé en langage Fortran à été élaboré.

A fin de valider le programme, des exemples tests ont été traités en utilisant les méthodes Kern et Bell-Delaware. Les résultats obtenus par le programme sont comparés à ceux présents dans la littérature. Une étude comparative a été menée sur la base des cas traités dans la littérature.

4.1 Description du programme de calcul

Un programme réalisé en langage Fortran nécessite essentiellement trois types de fichiers pour sa création [16].

➤ Les fichiers sources (extension. FOR ou. F90)

Le fichier source peut être facilement créé à l'aide d'un éditeur de texte, il s'agit d'un texte clair, contenant toutes les instructions du programme, ce fichier peut être imprimé ou encore être affiché sur l'écran. Le fichier source doit ensuite être compilé, c'est-à-dire, traduit en langage machine à l'aide du compilateur Fortran pour générer le fichier .obj. D'où l'intérêt de disposer d'un bon compilateur [16].

➤ Les fichiers objets (extension .OBJ)

Le fichier obtenu après compilation est un fichier objet, qui n'est pas encore exécutable. Le fichier objet possède la particularité de pouvoir être relié à d'autres fichiers du même type. Toute modification ou correction du programme passe tout d'abord par la modification du fichier source. Ce fichier doit être ensuite recompilé, ce qui permet d'obtenir un fichier objet mis à jour [16].

➤ Le fichier exécutable (extension .EXE).

Le compilateur Fortran permet de générer le fichier exécutable en réalisant le lien avec tous les fichiers .obj créés précédemment. La fenêtre d'exécution du programme (projet console) générée en lançant l'exécutable ainsi créé est donnée sur la figure 4.1 [16].

```

C:\Users\User\Desktop\BELL_DELEXE\BELL64.exe
CHOISISSEZ LA DISPOSITION DES TUBES
TAPEZ 1 : POUR PAS CARRE
TAPEZ 2 : POUR PAS TRIANGULAIRE
2
DONNER LE NOM DU FLUIDE CHAUD
B
DONNER LA TEMPERATURE <C> D'ENTREE DU B
104
LA TEMPERATURE DE SORTIE DU B EST-ELLE CONNUE ?
TAPEZ : 1 SI OUI
      2 SI NON
2
LE FLUIDE B CIRCULE DANS QUEL COTE ? CALANDRE OU TUBES
TAPEZ : 1 POUR COTE TUBE
TAPEZ : 2 POUR COTE CALANDRE
2
DONNER LE DEBIT MASSIQUE <kg/s> DU FLUIDE CHAUD B
33.33
DONNER LA MASSE VOLUMIQUE <kg/m3> DU FLUIDE CHAUD B
578
DONNER LA CHALEUR SPECIFIQUE <J/(kg K)> DU FLUIDE CHAUD B
2640
DONNER LA VISCOSITE DYNAMIQUE <kg/(m s)> DU FLUIDE CHAUD B
0.16D-3
DONNER LA CONDUCTIVITE THERMIQUE <W/(m K)> DU FLUIDE CHAUD B
0.0917
DONNER LE NOM DU FLUIDE FROID
A
DONNER LA TEMPERATURE <C> D'ENTREE DU FLUIDE FROID A
40
DONNER LA TEMPERATURE <C> DE SORTIE DU FLUIDE FROID A
60
DONNER LE DEBIT MASSIQUE <kg/s> DU FLUIDE FROID A
38.88
DONNER LA MASSE VOLUMIQUE <kg/m3> DU FLUIDE FROID A
716
DONNER LA CHALEUR SPECIFIQUE <J/(kg K)> DU FLUIDE FROID A
2140
DONNER LA VISCOSITE DYNAMIQUE <kg/(m s)> DU FLUIDE FROID B
0.62D-3
DONNER LA CONDUCTIVITE THERMIQUE <W/(m K)> DU FLUIDE FROID A
0.129
CHOISISSEZ LA METHODE A UTILISER
TAPEZ 1 : POUR LA METHODE DE KERN
TAPEZ 2 : POUR LA METHODE DE BELL

```

Figure 4.1 : Fenêtre exécutable du programme de calcul (extension.EXE).

4.1.1 Paramètres d'entrée (input)

Le programme de calcul nécessite l'introduction des données paramétriques de l'échangeur telles que les propriétés thermo-physiques des fluides ainsi que les propriétés géométriques caractérisant l'appareil.

- **Propriétés physiques des fluides**

Les propriétés physiques des deux fluides sont introduites à l'aide du clavier.

T_e : Température d'entrée.

T_s : Température de sortie.

\dot{m} : Débit massique.

C_p : Capacité thermique.

μ : Viscosité dynamique.

λ : Conductivité thermique.

ρ : Masse volumique.

R_f : Résistance à l'encrassement.

- **Caractéristiques géométriques de l'échangeur**

Ces données sont introduites à partir d'un fichier input (donneesgeom.dat).

d_c : Diamètre de la calandre.

d_B : Diamètre des chicanes.

d_{BT} : Diamètre des orifices de la chicane contenant les tubes

B : Espacement des chicanes.

BC : Ouverture des chicanes.

d_o : Diamètre extérieur des tubes.

d_i : Diamètre intérieur des tubes.

σ : Distance entre deux rangées de tubes mesurées dans la direction de l'écoulement.

L_t : Longueur des tubes.

A : Angle central de la chicane.

P_t : Pas tubulaire.

N_t : Nombre de tubes dans le faisceau.

N_{pt} : Nombre de passes coté tubes.

C : Clearance, c'est le jeu entre deux tubes adjacents dans la même rangée.

N_{WT} : Nombre de tubes dans la section parallèle.

N_{CL} : Nombre de tubes dans la ligne centrale du faisceau tubulaire.

N_{BT} : Nombre total de tubes traversant une seule chicane.

N_c : Nombre de rangées de tubes dans chaque section à courant croisé.

N_s : Nombre de paires de sealing devices dans le faisceau.

N_B : Nombre de chicanes.

4.1.2 Paramètres de sortie (output)

Les paramètres de sortie du programme élaboré par les deux méthodes Kern et Bell-Delaware sont enregistrés et stockés dans un fichier output (sortie.out). Les sorties sont les suivantes :

Re_t : Nombre de Reynolds côté tubes.

h_t : Coefficient d'échange convectif côté tubes.

h_{io} : Coefficient d'échange convectif moyen.

f_t : Facteur de friction coté tubes.

ΔP_L : Perte de charge linéaire côté tube.

ΔP_S : Perte de charge singuliere côté tube.

ΔP_t : Perte de charge totale côté tube.

S_m : Section de passage du courant croisé.

S_w : Section à courant parallele.

S_{TB} : Section de passagetube-chicane.

S_{SB} : Section de passagecalandre-chicane.

S_L : Section de passage totale des courants de fuite.

Re_c : Nombre de Reynolds côté calandre.

$\Phi, \xi_h, X, h_L/h_{NL}$: Facteurs de correction.

f_c : Facteur de friction côté calandre.

ΔP_c : Perte de charge totale dans la calandre.

$\xi_{\Delta P}, \Delta P_L/\Delta P_{NL}$: Facteurs de correction.

U : Coefficient d'échange global.

ϕ : Puissance thermique échangée.

T_s : Température de sortie.

ΔT_{LM} : Moyenne logarithmique de la différence des températures.

F : Facteur de correction de la ΔT_{LM} pour de multiple passes des fluides.

ΔT_M : Moyenne réelle de la différence des températures.

$S_{calculée}$: Surface d'échange thermique calculée.

$S_{réelle}$: Surface d'échange thermique de l'échangeur disponible.

Ex_s : Excès de surface en pourcentage.

4.2 Résultats et discussion

Afin de valider notre programme, une série de cas tests tirée de différents ouvrages traitant les échangeurs thermiques à tubes et calandre a été exécutée.

4.2.1 Cas 1

Le premier cas étudié est tiré de l'ouvrage « HeatTransfer In Process Engineering » de Eduardo Cao [14]. Il est relatif au calcul des paramètres thermo-hydrauliques d'un échangeur de chaleur. Les données du problème sont résumées dans les tableaux ci-dessous.

Tableau 4.1 : Propriétés physiques des fluides, cas 1 [14].

Propriétés physiques des fluides	Fluide A (tubes)	Fluide B (calandre)
T_e (°C)	40	104
T_s (°C)	61	?
\dot{m} (kg. s ⁻¹)	38.88	33.33
ρ (kg. m ⁻³)	716	578
C_p (J. kg ⁻¹ . °C ⁻¹)	2140	2640
μ (kg. m ⁻¹ . s ⁻¹)	0.62×10^{-3}	0.16×10^{-3}
λ (W. m ⁻¹ . °C ⁻¹)	0.129	0.0917
R_f (m ² . °C. W ⁻¹)	0.0009	0.0009

Tableau 4.2 : Caractéristiques géométriques, cas 1 [14].

Caractéristiques géométriques	Valeurs
Type de l'échangeur	AES
Nombre de passes de tubes	2
Nombre de passes de tubes	414
Diamètre des tubes	$\frac{3}{4}$ in BWG 16 ($d_o = 0.019$ m, $d_i = 0.0157$ m)
Pas tubulaire triangulaire	0.0254 m
Longueur des tubes	4.267 m
Dimètre de la calandre	0.609 m
Diamètre des chicanes	0.6043 m
Espacement central des chicanes	0.234 m
Ouverture des chicanes	0.1522 m

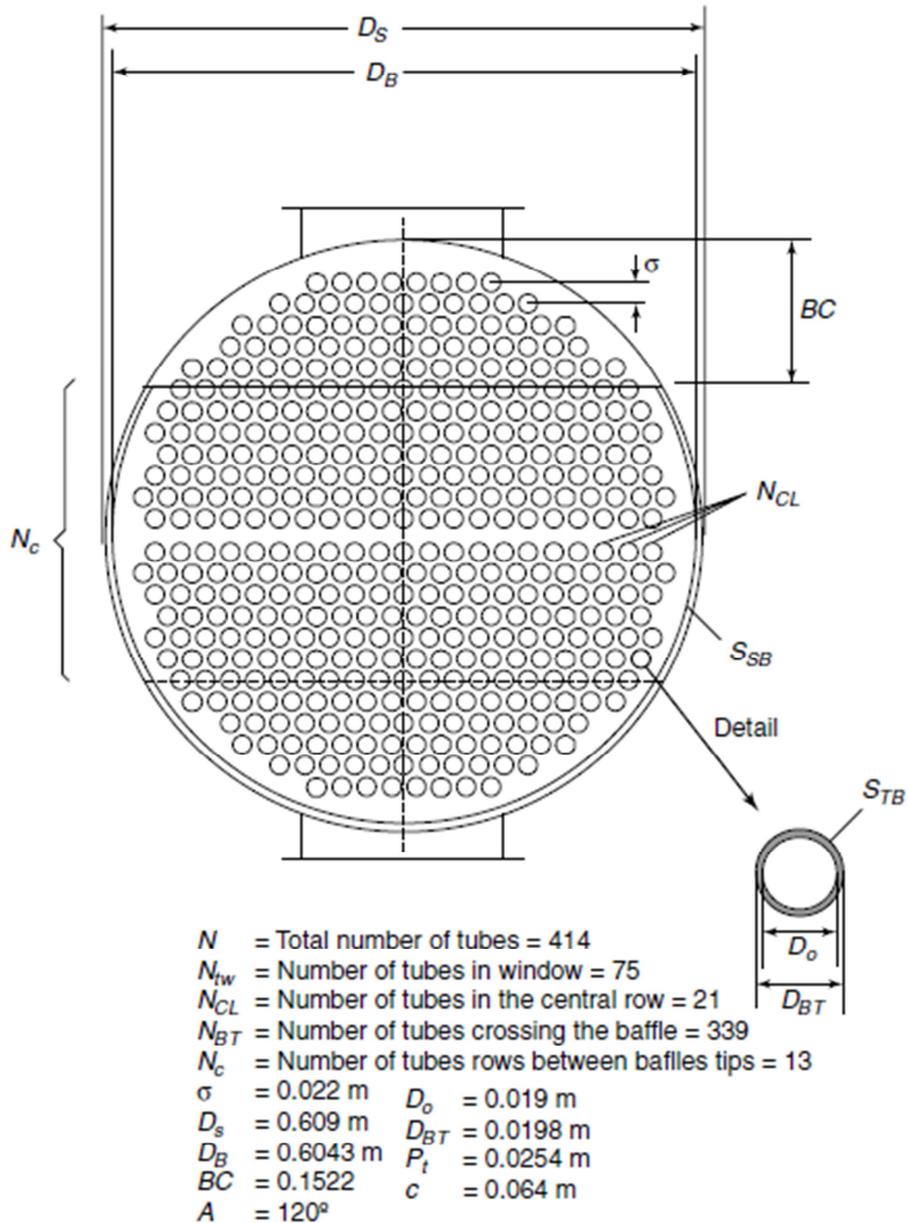


Figure 4.2 : Schéma représentatif des données géométriques, cas 1 [14].

Les résultats obtenus par le programme pour les deux méthodes de Kern et de Bell-Delaware ont été comparés à ceux donnés dans la littérature [14], et sont présentés dans le tableau ci-dessous.

Tableau 4.3 : Résultats obtenues par notre programme et la référence [14].

	Méthode de Kern		Méthode de Bell-Delaware	
	Notre programme	Référence [14]	Notre programme	Référence [14]
Re_t	24568	24568	24568	24568
h_t	1326.6	1327	1326.6	1326.6
h_{io}	1096.2	1096	1096.2	1096.2
f_t	0.00758	0.00758	0.00758	0.00758
ΔP_L	10839.8	10843	10839.8	10839.8
ΔP_S	5258.7	5256	5258.7	5258.7
ΔP_t	16098.7	16099	16098.7	16098.7
S_m	0.03366	0.0356	0.0491	0.0491
S_w	/	/	0.0357	0.0357
S_{TB}	/	/	0.00826	0.00826
S_{SB}	/	/	0.00299	0.003
S_L	/	/	0.01125	0.0112
Re_c	106307	106492	80544	80544
d_e	0.0182	0.0182	/	/
Φ	/	/	1.125	1.125
ξ_h	/	/	0.843	0.842
h_L/h_{NL}	/	/	0.743	0.743
X	/	/	1	1
h_c	1757	1756	1712.9	1714
f_c	0.19613	0.196	0.09465	0.095
$\xi_{\Delta P}$	/	/	0.602	0.602
$\Delta P_L/\Delta P_{NL}$	/	/	0.497	0.496
ΔP_c	89533.5	89500	37366.6	37445
U	419.9	419.83	417.4	417
T_{cs}	84.14	85	84.14	85
Φ	1.747	1.664	1.747	1.664
ΔT_{LM}	43.57	44.5	43.57	44.5
F	0.962	0.967	0.962	0.967
ΔT_M	41.92	43	41.92	43.03
T_p	75.48	75	75.27	75
S_{calc}	99.2	92.176	99.9	92.7
$S_{réel}$	105.4	105.4	105.4	105.4
E_X	6.2	14.45	5.6	14

Pour plus de détails, le fichier output (sortie.out) et les données reportées dans la référence [14] sont donnés respectivement dans les annexes A et B.

- Sur le plan thermique, la méthode Kern et celle de Bell-Delaware donnent des résultats proches ($U_{\text{Kern}} = 419.9$; $U_{\text{Bell}} = 417.4$).
- Par contre, la perte de charge prédite par la méthode de Bell-Delaware diffère nettement de celle de Kern, atteignant une différence de 58.2 %. Ce qui se répercute directement sur le calcul de la puissance de pompage.

4.2.2 Cas 2

Le deuxième cas étudié est rapporté par D.Q Kern [15] dans son ouvrage intitulé « Heat... ». Il porte sur l'étude thermique d'un échangeur de chaleur suivant les travaux effectués par sur des échangeurs industriels. L'échangeur est utilisé pour chauffer de l'eau de mer (fluide A), en utilisant la chaleur de l'eau distillée (fluide B). Les données de calcul et les données géométriques de cet échangeur sont présentées dans les tableaux suivants :

Tableau 4.4 : Propriétés physiques des fluides, cas 2 [15].

Propriétés physiques des fluides	Fluide A (tubes)	Fluide B (calandre)
T_e (°C)	20	32
T_s (°C)	22.33	25
\dot{m} (kg. s ⁻¹)	150	50
ρ (kg. m ⁻³)	998.2	995.9
C_p (J. kg ⁻¹ . °C ⁻¹)	4182	4179
μ (kg. m ⁻¹ . s ⁻¹)	10.02×10^{-4}	8.15×10^{-4}
λ (W. m ⁻¹ . °C ⁻¹)	0.598	0.612
R_f (m ² . °C. W ⁻¹)	0.000179	0.000179

Tableau 4.5 : Caractéristiques géométriques, cas 2 [15].

Caractéristiques géométriques	Valeurs
Type de l'échangeur	E
Nombre de passes coté tubes	1
Nombre de passes coté calandre	1
Nombre de tubes	374
Diamètre des tubes	$3/4$ in BWG 16 ($d_o = 0.019$ m, $d_i = 0.016$ m)
Pas tubulaire triangulaire	0.0254 m
Longueur des tubes	5 m
Clearance	0.00635 m
Dimètre de la calandre	0.580 m
Diamètre des chicanes	0.6043 m
Espacement central des chicanes	0.5 m
Ouverture des chicanes	0.144 m

Les résultats obtenus par notre programme pour les deux méthodes Kern et Bell-Delaware, ainsi que les valeurs rapportées par Kern dans son ouvrage sont résumés dans le tableau 4.6.

On remarque que les valeurs prédites par notre programme, dans le cas où la méthode Kern est activée, sont en bon accord avec celles rapportées par Kern dans son ouvrage.

La méthode Bell-Delaware prédit un coefficient d'échange global qui est de même ordre de grandeur que celui de la méthode de Kern.

Là aussi, les pertes de charges prédites par la méthode de Bell-Delaware sont beaucoup moins importantes, l'écart est de l'ordre de 48 %.

Tableau 4.6 : Résultats obtenus par notre programme et la référence [15].

	Référence [15]	Notre programme	
		Méthode Kern	Méthode Bell-Delaware
Re_t	31878.6	31852	31852
h_t	7054.315	6544.2	6544.2
h_{io}	5940.5	5510.2	5510.2
f_t	0.00699	0.00711	0.00711
ΔP_L	17456	17722.7	17722.7
ΔP_S	7873	7972.5	7972.5
ΔP_t	25329	25695.5	25695.2
S_m	0.073	0.07307	0.073
S_w	/	/	0.076
S_{TB}	/	/	0.00627
S_{SB}	/	/	0.00187
S_L	/	/	0.00814
Re_c	20169.76	20507	15967.8
d_e	0.0240	0.0242	/
Φ	/	/	1.068
ξ_h	/	/	0.795
h_L/h_{NL}	/	/	0.827
X	/	/	1
h_c	3793.6	3790.2	4169.7
f_c	0.271	0.26724	0.11399
$\xi_{\Delta P}$	/	/	0.506
$\Delta P_L/\Delta P_{NL}$	/	/	0.642
ΔP_c	15400	15273.2	8070
U	1611	1601.8	1665.9
T_{cs}	22.33	22.33	22.33
Φ	1.462	1.462	1.462
ΔT_{LM}	7.09	7.08	7.08
F	1	1	1
ΔT_M	7.09	7.08	7.08
T_p	53.34	53.03	54.31
S_{calc}	127.2	128.8	123.9
$S_{réel}$	111.6	111.6	111.6
E_X	-12.7	-13.4	-9.8

4.2.3 Cas 3

Le troisième cas étudié est rapporté de l'ouvrage intitulé « Fundamentals of heat exchanger design » [8]. L'échangeur est utilisé pour chauffer de l'eau de mer (fluide A) en utilisant la chaleur de l'huile (fluide B). Les données de calcul et les données géométriques de cet échangeur sont présentées dans les tableaux suivants.

Tableau 4.7 : Propriétés physiques des fluides, cas 3 [8].

Propriétés physiques des fluides	Fluide A (tubes)	Fluide B (calandre)
T_e (°C)	32.2	65.4
T_s (°C)	37.4	?
\dot{m} (kg. s ⁻¹)	18.1	36.3
ρ (kg. m ⁻³)	993	894
C_p (J. kg ⁻¹ . °C ⁻¹)	4187	2094
μ (kg. m ⁻¹ . s ⁻¹)	0.723×10^{-3}	64.6×10^{-3}
λ (W. m ⁻¹ . °C ⁻¹)	0.634	0.140
R_f [(m ² .K)/W]	0.000088	0.000176

Tableau 4.8 :Caractéristiques géométriques, cas 3 [8].

Caractéristiques géométriques	Valeurs
Type de l'échangeur	E
N_{pt}	2
N_t	102
N_{WT}	18
N_{CL}	12
N_{BT}	84
N_c	9
N_s	1
N_B	15
d_i (m)	0.0166
d_o (m)	0.01905
P_t (m)triangulaire	0.025
L_t (m)	4.3
c (m)	0.00635
σ (m)	0.018
B (m)	0.279
d_{BT} (m)	0.0198
d_B (m)	0.333
BC (m)	0.0867
A	115 °
d_C (m)	0.336

Tableau 4.9 : Résultats obtenus par notre programme et la référence [8].

	Référence [8]	Notre programme	
		Méthode Bell-Delaware	Méthode Kern
Re_t	37643	37651	37651
h_t	7837	6735.7	6735.7
h_{io}	5884.9	5869.4	5869.4
f_t	/	0.00683	0.00683
ΔP_L	/	19165.7	19165.7
ΔP_S	/	10832.2	10832.2
ΔP_t	17580	29997.9	29997.9
S_m	0.03257	0.0312	0.0236
S_w	0.01308	0.0117	/
S_{TB}	0.001995	0.00192	/
S_{SB}	0.001027	0.00107	/
S_L	0.00322	0.00300	/
Re_c	326	357	398
Φ	1.018	1.133	/
ξ_h	0.8669	0.794	/
h_L/h_{NL}	0.8669	0.810	/
X	0.9887	1	/
h_c	698.8	631.7	794.9
f_c	0.2269	0.28715	0.55402
$\xi_{\Delta P}$	0.6524	0.463	/
$\Delta P_L/\Delta P_{NL}$	0.6527	0.606	/
ΔP_c	112000	127041.3	229422.7
U	536.1	495.7	590.9
T_{c_s}	60.42	60.42	60.22
Φ	0.393	0.393	0.394
ΔT_{LM}	28.21	28.21	27.85
F	0.994	0.994	0.994
ΔT_M	28.05	28.05	28.01
S_{calc}	26.17	28.3	24
$S_{réel}$	26.2	26.2	26.2
E_X	-	-7.4	9.6

4.3 Influence des paramètres géométriques sur les performances de l'échangeur

En l'absence de données géométriques sur les échangeurs pour lesquels des études montrant l'influence des dimensions des éléments constituant l'échangeur, on a repris l'exemple du cas 1, pour étudier l'influence de l'espacement des chicanes, c'est-à-dire, en jouant sur le nombre de chicanes installées.

Dans l'exemple en question l'échangeur est initialement conçu avec 17 chicanes. A l'aide de notre programme, on a fait varier ce nombre dans une plage allant de 11 à 34.

Les résultats qui en découlent sont résumés dans le tableau 4.10 et sont représentés graphiquement par les figures 4.3 à 4.5.

Tableau 4.10 : Evolution des performances en fonction de l'espacement des chicanes.

N_B	B (m)	$\Delta P_c (N \cdot m^{-2})$		$h_c (W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1})$		U ($W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$)	
		Kern	Bell	Kern	Bell	Kern	Bell
34	0.1218	568339.1	122975.1	2516.2	2141	452.6	438.7
27	0.1523	303456.6	84918	2225.6	2017.9	442.2	433.3
22	0.1827	179138.9	60024.5	2013.2	1894.5	433.1	427.3
19	0.2132	117810.7	45350.4	1849.6	1782.3	425	421.4
17	0.2436	83242.6	35920	1718.6	1682.9	417.7	415.6
15	0.2741	59773	28460.2	1610	1595.4	411	410
14	0.3045	46298	24035.5	1520.1	1518.2	404.8	404.7
12	0.335	33751.6	18937.5	1442.4	1449.7	399.1	399.7
11	0.3654	26618.1	16022.2	1375.1	1388.9	393.1	394.9

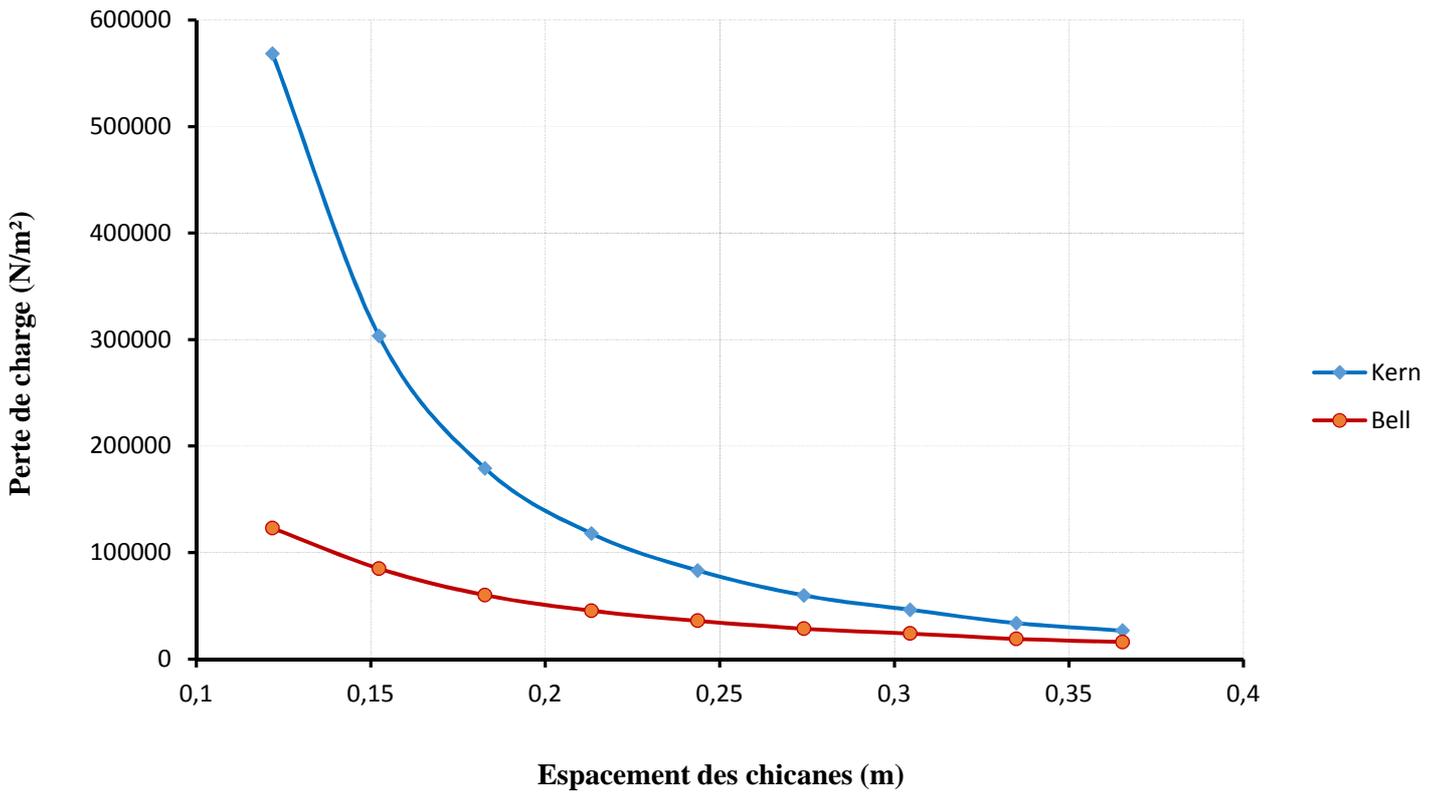


Figure 4.3 : Evolution des pertes de charge en fonction de l'espacement des chicane.

La figure 4.3 montre l'influence de l'espacement des chicane sur la variation des pertes de charge. Les résultats montrent que les valeurs de ces dernières sont de plus en plus accentuées lorsque le nombre de rangées des chicane est important. L'écart entre l'estimation de Kern et celle Bell-Delaware est plus important pour une section de passage de fluide de plus en plus réduite.

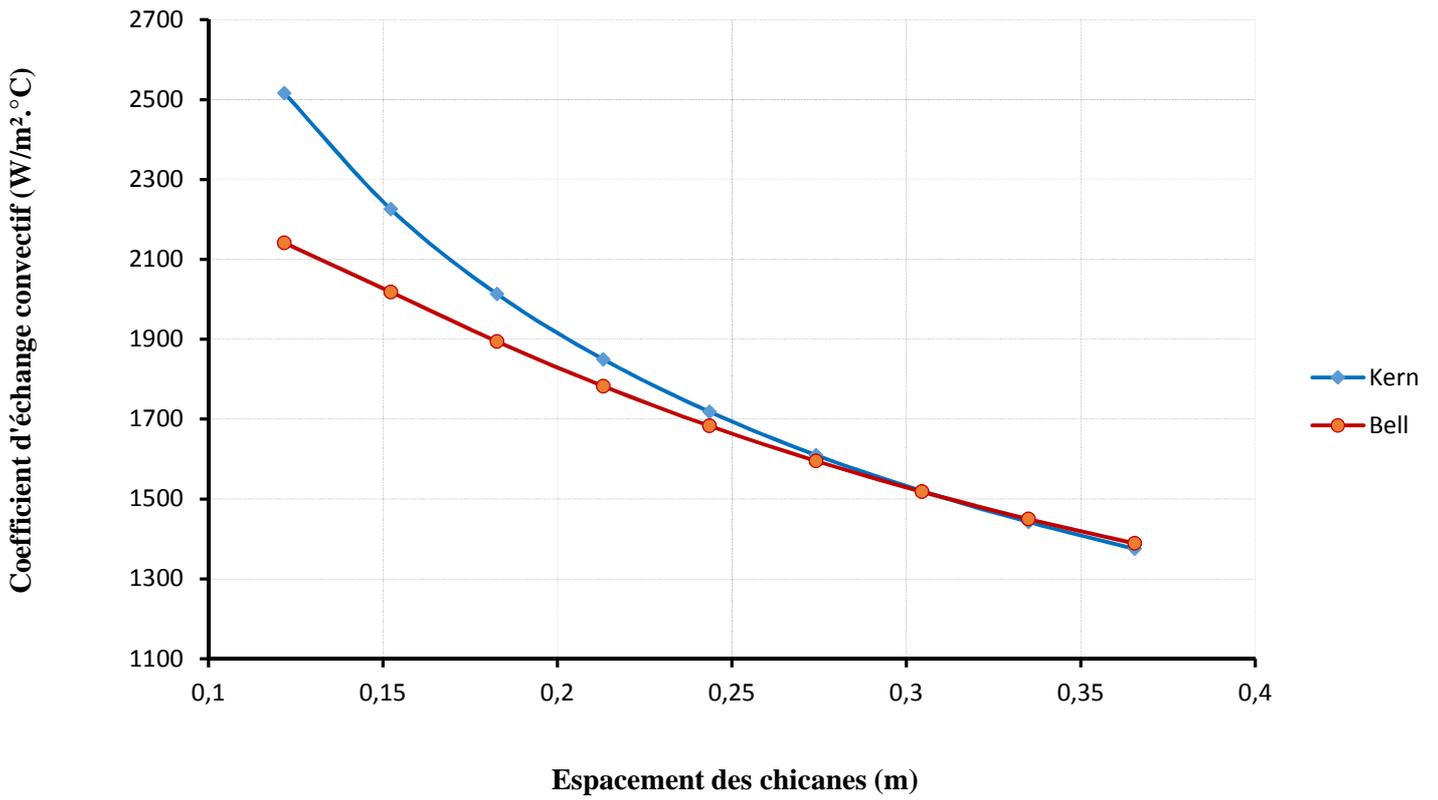


Figure 4.4 : Evolution du coefficient d'échange convectif en fonction de l'espacement des chicanes.

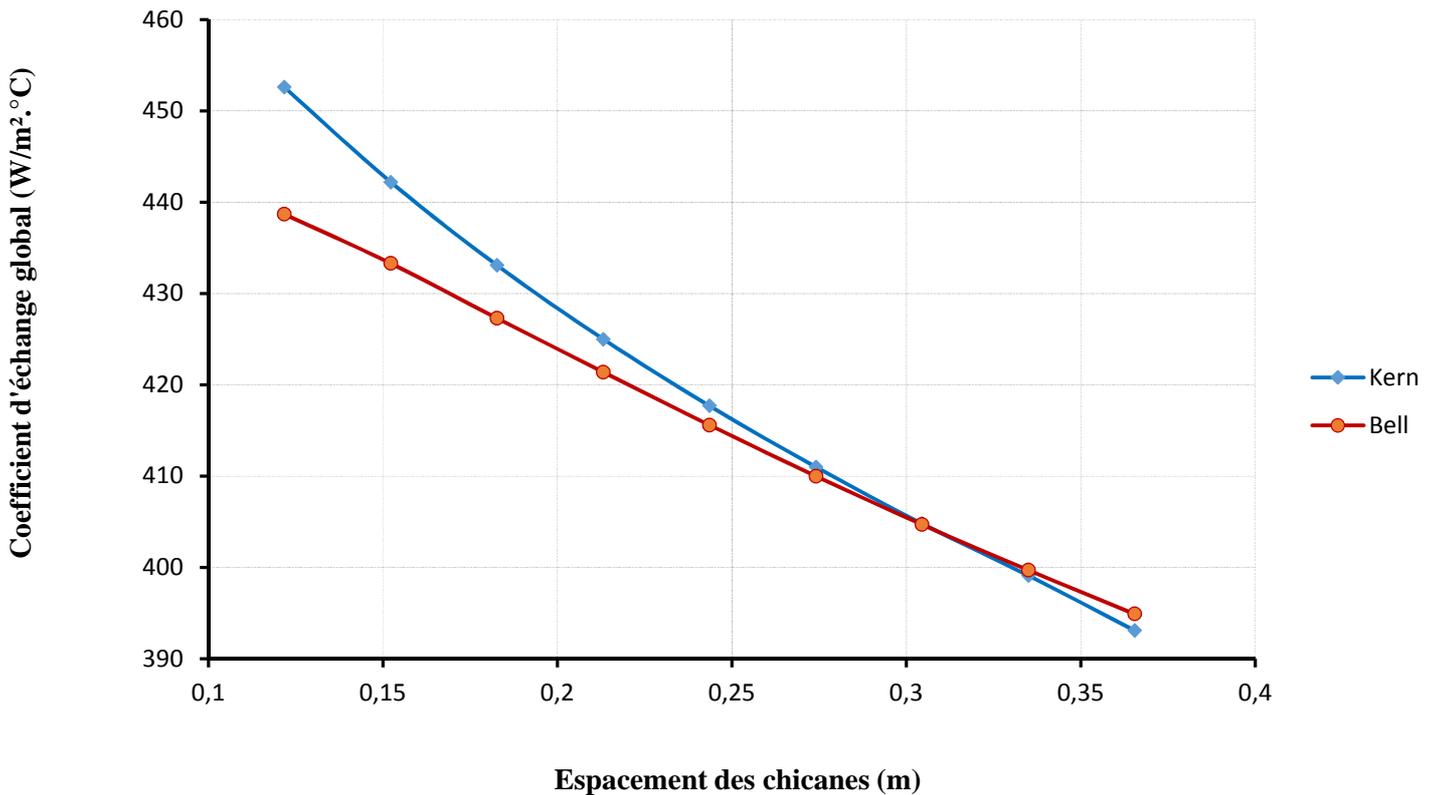


Figure 4.5: Evolution du coefficient d'échange global en fonction de l'espacement des chicanes.

Les figures 4.4 et 4.5 donnent l'évolution du coefficient d'échange de chaleur par convection côté calandre. La valeur de ce dernier tend à décroître en raison de l'augmentation de la section de passage du fluide circulant dans la calandre. Plus cette section est réduite, plus la valeur de ce coefficient augmente. En effet, un espacement de chicane réduit induit à l'accentuation des turbulences, causant ainsi l'augmentation du phénomène de convection du fluide circulant dans la calandre. Les résultats du programme montrent que l'écart de l'estimation de ce coefficient entre les deux modèles de calculs est maximal pour un pas de chicanes relativement faible, et est minimal pour le cas contraire. Le coefficient d'échange global de l'échangeur de chaleur est proportionnel aux coefficients d'échange par convection.

Conclusion générale

Conclusion générale

Les échangeurs de chaleur sont des éléments clés de l'industrie énergétique, leur domaine d'application s'étend, quasiment, à toutes les usines chimiques et les centrales thermiques.

Le dimensionnement d'un échangeur de chaleur requiert la maîtrise de la mécanique des fluides et des phénomènes de transferts thermiques, mais également, des logiciels de programmation et de calcul scientifique.

Pour mener à bien notre projet, qui est le dimensionnement d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre de type E. Il a fallu en premier lieu maîtriser le langage Fortran 90 à fin de réaliser le programme nécessaire aux calculs de dimensionnement. Ensuite, nous avons étudié avec soin les méthodes de la moyenne logarithmique de la différence des températures DTLM et la méthode du nombre d'unités de transfert NUT. Ainsi que les méthodes de Kern et de Bell-Delaware, qui est l'une des méthodes les plus utilisées pour le dimensionnement des échangeurs thermiques, bien utile pour le dimensionnement de l'échangeur et les calculs des pertes de charges.

Afin d'étendre le domaine d'utilisation du programme, il est souhaitable d'ajouter les lois d'échange intervenant lors du changement de phase afin de tenir compte des condenseurs et des évaporateurs.

En perspective, afin de rendre plus attractif le programme pour l'utilisateur, il est souhaitable de travailler sous un environnement visuel. C'est-à-dire en programmation orientée objet. Il est aussi indispensable d'implémenter les équations ou les tables thermodynamiques des différents fluides véhiculés dans ces échangeurs.

Bibliographie

- [1] M. OUESLATI. Mécanique des fluides et optique géométrique. Cours et exercices corrigés. Centre de publication universitaire. 2009.
- [2] Yves JANNOT. Transferts Thermiques. Cours et 55 exercices corrigés. EDILIVRE.2012.
- [3] F. MEBAREK OUDINA. Echangeurs de chaleur. Cours et exercices corrigés. Editions Al-Djazair. 2014.
- [4] Yves JANNOT. Les échangeurs de chaleur. EDILIVRE. 2016.
- [5] Pierre TRAMBOUZE. Raffinage du pétrole. Tome 4. Matériels et équipements. Editions TECHNIP. 1999.
- [6] BENNAJAH Mounir. Echangeurs de chaleur. Technologie, calcul et design. Editions TECHNIP. 2014.
- [7] K. THULUKKANAM. Heat exchanger design handbook. Second edition. CRC Press. 2013.
- [8] RAMESH K. SHAH and DUSAN. Fundamentals of heat exchanger design. JOHN WILEY & SONS, INC. 2003.
- [9] Rajiv MUKHERJEE. Effectively design. Shell and tube heat exchangers. FEBRUARY 1998, CHEMICAL ENGINEERING PROGRESS.
- [10] IFP Training. Ingénieur en sécurité industrielle. Matériel thermique. Technologie et utilisation des échangeurs. D2-1/B. 2005.
- [11] Sadik & Kakaç. Heat exchangers. Selection, rating, and thermal design. CRC Press. 2013.
- [12] J. COULSON & J. RICHARDSON. CHEMICAL ENGINEERING. Volume 6. Elsevier. 2005.
- [13] J. P. HOLMAN. Heat transfer. Tenth Edition. The McGraw-Hill Companies, Inc. 2010.
- [14] Eduardo Cao. Heat transfer in process engineering. The McGraw-Hill Companies, Inc. 2010.
- [15] D. Q. Kern. Heat transfer process. The McGraw-Hill Companies, Inc. 1983
- [16] Luc Mieussens. Cours de Fortran 90. Calcul scientifique et modélisation. Institut de mathématique – Université de Bordeaux. 2004.

Annexes

Annexe A : Résultats du programme pour le cas 1 traité dans la référence [14]

```

-----LES DONNEES UTILISEES-----
LE B          FLUIDE CHAUD CIRCULE DAMS LA CALANDRE
TEMPERATURE D'ENTREE TCE = 104.00
LE DEBIT MASSIQUE DUB          EST = 33.33
LA MASSE VOLIMIQUE = 578.0
CHALEUR SPECIFIQUE = 2640.0
VISCOSITE DYNAMIQUE = 0.16E-03|
CODUCTIVITE THERMIQUE = 0.092
LE A          FLUIDE FROID CIRCULE DAMS LES TUBES
TEMPERATURE D'ENTREE TFE = 40.00
TEMPERATURE DE SORTIE TFS = 60.00
LE DEBIT MASSIQUE DUA          EST = 38.88
LA MASSE VOLIMIQUE = 716.0
CHALEUR SPECIFIQUE = 2140.0
VISCOSITE DYNAMIQUE = 0.62E-03
CODUCTIVITE THERMIQUE = 0.129
-----

-----LE TRANSFERT DE CHALEUR DU COTE TUBES-----
VITESSE MASSIQUE GT (kg/m2 s) = 970.
NOMBRE DE REYNOLDS = 24568.
NOMBRE DE PRANDTL = 10.285
COEFFICIENT D'ECHANGE INTERIEUR (W/m2 K) = 1326.6
COEFFICIENT D'ECHANGE EXTERIEUR (W/m2 K) = 1096.2
-----LES PERTES DE CHARGE DU COTE TUBES-----
VITESSE MASSIQUE GT (kg/m2 s) = 970.
NOMBRE DE REYNOLDS = 24568.
COEFFICIENT DE FROTTEMENT = 0.00758
PERTE DE FROTTEMENT (Pa) = 10839.8
PERTE DE CHARGE SINGULIERE (Pa) = 5258.7
PERTE DE CHARGE TOTALE (Pa) = 16098.5

-----LE TRANSFERT DE CHALEUR DU COTE TUBES-----
VITESSE MASSIQUE GT (kg/m2 s) = 970.
NOMBRE DE REYNOLDS = 24568.
NOMBRE DE PRANDTL = 10.285
COEFFICIENT D'ECHANGE INTERIEUR (W/m2 K) = 1326.6
COEFFICIENT D'ECHANGE EXTERIEUR (W/m2 K) = 1096.2
-----LES PERTES DE CHARGE DU COTE TUBES-----
VITESSE MASSIQUE GT (kg/m2 s) = 970.
NOMBRE DE REYNOLDS = 24568.|
COEFFICIENT DE FROTTEMENT = 0.00758
PERTE DE FROTTEMENT (Pa) = 10839.8
PERTE DE CHARGE SINGULIERE (Pa) = 5258.7
PERTE DE CHARGE TOTALE (Pa) = 16098.5
-----TRANSFERT DE CHALEUR COTE CALANDRE (METHODE DE KERN)-----
DIAMETRE EQUIVALENT DE (m) = 0.0182
VITESSE MASSIQUE (kg/m2 s) = 599.
NOMBRE DE REYNOLDS = 68078.
NOMBRE DE PANDTL = 4.606
COEFFICIENT D'ECHANGE (W/m2 K) = 1375.1

```

-----PERTE DE CHARGE COTE CALANDRE (METHODE DE KERN)-----

COEFFICIENT DE FROTTEMENT = 0.21327

PERTE DE CHARGE TOTALE = 26618.1

LE COEFFICIENT D'ECHANGE GLOBAL (W/m² K) = 393.8

PUISSANCE ECHANGE (MW) = 1.664

TCS = 85.09

R = 0.946 P = 0.312

F = 0.967

DTLM = 44.54 DTM = 43.09

TMC = 94.5441453236233 TMF = 50.0000000000000 TWALL =
73.8945590238969Section calculee = 98.1 Section réelle (m²) = 105.4

Excès de surface = 7.5

-----TRANSFERT DE CHALEUR COTE CALANDRE (METHODE DE BELL)-----

SECTION MOYENNE SM (m²) = 0.0767VITESSE MASSIQUE MOYENNE (kg/m² s) = 434.

NOMBRE DE REYNOLDS MOYEN = 51580.

NOMBRE DE PANDTL = 4.606

COEFFICIENT DE COLBURN J = 0.00445

FRACTION DU BYPASS (FBP) = 0.390

FACTEUR DE CORRECTION DU BYPASS (ZETAH) = 0.843

SECTION DE LA FENETRE (SW) = 0.0357

FACTEUR (PHI) DE CORRECTION FENETRE 1.129

SECTION DE FUITE (STB) TUBES-CHICANE (m²) = 0.00826SECTION DE FUITE (SSB) CALANDRE-CHICANE (m²) = 0.00299SECTION TOTALE (SL) DE FUITE (m²) = 0.01125

FACTEUR DE CORRECTION (HL/HNL) DE FUITE = 0.792

FACTEUR DE CORRECTION (X) DE NOMBRE DE LIGNE = 1.000

COEFFICIENT D'ECHANGE (W/m² K) = 1388.9

-----PERTE DE CHARGE COTE CALANDRE (METHODE DE BELL)-----

FACTEUR DE FROTTEMENT F = 0.09816

FACTEUR DE CORRECTION (ZETADP) DU BYPASS = 0.602

CHUTE DE PRESSION SANS FUITE DPBP = 501.5

VITESSE MOYENNE VZ (m/s) = 1.10

NOMBRE EFFECTIF (NW) DE RANGEE DE TUBES DANS LA FENETRE = 5.53

CHUTE DE PRESSION (DPW) A TRAVERS LA FENETRE = 1868.1

FACTEUR DE CORRECTION (DPL/DPNL) DE FUITE = 0.571

PERTE DE CHARGE TOTALE (Pa) = 16022.2

LE COEFFICIENT D'ECHANGE GLOBAL (W/m² K) = 394.9
PUISSANCE ECHANGE (MW) = 1.664
TCS = 85.09
R = 0.946 P = 0.312
F = 0.967
DTLM = 44.54 DTM = 43.09
TMC = 94.5441453236233 TMF = 50.0000000000000 TWALL =
73.9628823776366
Section calculee = 97.8 Section reelle (m²) = 105.4
Excès de surface = 7.8

Annexe B : Exemple de la référence [14] :

Example 7-5 It is desired to heat up 38.88 kg/s of a liquid A from 40 to 61°C using process hot stream B, available at 104°C with a flow rate of 33.33 kg/s. The intention is to use an existing heat exchanger whose characteristics are indicated below. A 0.0009 (m² · K)/W fouling resistance is anticipated. Verify if the unit is suitable for the service, and calculate the fluid pressure drops.

Note: A downloadable spreadsheet with the calculations of this example is available at <http://www.mhprofessional.com/product.php?isbn=0071624082>

Fluids Data		
	Fluid A (Tube Side)	Fluid B (Shell Side)
W (kg/s)	38.88	33.33
ρ (kg/m ³)	716	578
c [J/(kg · K)]	2140	2640
μ [kg/(m · s)]	0.62×10^{-3}	0.16×10^{-3}
k [W/(m · K)]	0.129	0.0917

Heat Exchanger Data

N = number of tubes = 414 two-tube passes, type AES

Tubes $\frac{3}{4}$ in BWG 16 ($D_o = 0.019$ m, $D_i = 0.0157$ m)

Pattern Δ , $P_t = 1$ in (0.0254 m)

L = tube length = 4.267 m

Central baffle spacing $B = 0.234$ m

Shell diameter $D_s = 0.609$ m

Tubes layout and other geometric dimensions according to Fig. 7-37.

1. Tube-side film coefficient calculation:

$$a'_t = \text{tube flow area} = \frac{\pi D_i^2}{4} = \frac{\pi \times 0.0157^2}{4} = 1.936 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$a_t = \text{total tube-side flow area} = \frac{a'_t N}{n} = \frac{1.935 \times 10^{-4} \times 414}{2} = 0.0401 \text{ m}^2$$

$$G_t = \text{mass velocity} = \frac{W_t}{a_t} = \frac{38.88}{0.0401} = 970 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{s)}$$

$$\text{Re}_t = \text{Reynolds number} = \frac{D_i G_t}{\mu} = \frac{0.0157 \times 970}{0.62 \times 10^{-3}} = 24,568$$

$$\text{Pr} = \text{Prandtl number} = \frac{c\mu}{k} = \frac{2,140 \times 0.62 \times 10^{-3}}{0.129} = 10.29$$

$$h_i = 0.023 \frac{k}{D_i} \times \text{Re}^{0.8} \times \text{Pr}^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} = 0.023 \times \frac{0.129}{0.0157} \times 24,568^{0.8} \times 10.29^{0.33} = 1,327 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

All fluid properties have been considered constant, so the correction factor μ/μ_w is unity. The same criteria will be adopted for the shell-side fluid.

$$h_{io} = h_i \frac{D_i}{D_o} = 1,327 \frac{0.0157}{0.019} = 1,096 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

2. Tube-side pressure drop:

$$f = \text{friction factor} = 1.2 \times (0.0014 + 0.125 \text{Re}^{-0.32}) = 7.58 \times 10^{-3}$$

$$\Delta p_t = \text{pressure drop in tube} = 4 f n \frac{L}{D_i} \frac{G_t^2}{2\rho} = 4 \times 7.58 \times 10^{-3} \times 2 \times \frac{4.267 \times 970^2}{0.0157 \times 2 \times 716} = 10,843 \text{ N}/\text{m}^2$$

$$\Delta p_r = \frac{4 n G_t^2}{2\rho} = 5,256 \text{ N}/\text{m}^2$$

$$\Delta p_T = \Delta p_t + \Delta p_r = 16,099 \text{ N}/\text{m}^2$$

3. *Shell-side heat transfer coefficient:* Both Kern's and Bell's method will be used.

3-a. Kern's method:

$$a_s = \text{shell-side flow area} = \frac{D_s c B}{P_t} = \frac{0.609 \times (6.35 \times 10^{-3}) \times 0.234}{0.0254} = 0.0356 \text{ m}^2$$

$$G_s = \text{mass velocity} = \frac{W}{a_s} = \frac{33.33}{0.0356} = 936.2 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$$

$$D_e = \text{equivalent diameter} = 0.0182 \text{ m}$$

$$\text{Re}_s = \text{Reynolds number} = \frac{D_e G_s}{\mu} = \frac{0.0182 \times 936.2}{0.16 \times 10^{-3}} = 106,492$$

$$h_o = \text{shell coefficient} = 0.36 \frac{k}{D_e} \text{Re}_s^{0.55} \text{Pr}^{1/3} = 0.36 \frac{0.0917}{0.0182} 106,492^{0.55} \left(\frac{2640 \times 0.16 \times 10^{-3}}{0.0917} \right)^{1/3}$$

$$= 1,756 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

3-b. *Bell's method:*

$$S_m = \text{cross-flow area} = (D_s - N_{CL} D_o) B = (0.609 - 21 \times 0.019) \times 0.234 = 0.0491 \text{ m}^2$$

$$G_m = \text{mass velocity} = \frac{W}{S_m} = \frac{33.33}{0.0491} = 678.3 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$$

$$\text{Re}_m = \text{Reynolds number} = \frac{D_o G_m}{\mu} = \frac{0.019 \times 678.3}{0.16 \times 10^{-3}} = 80,544$$

$$j = \text{Colburn coefficient} = 0.00376$$

(In this case, $P_i/D_o = 1.33$. The curves corresponding to $P_i/D_o = 1.25$ were used.)

3-b-1. *Bypass correction:*

$$F_{BP} = \text{bypass fraction} = \frac{[D_s - (N_{CL} - 1)P_i - D_o] B}{S_m} = \frac{[0.609 - (21 - 1)0.0254 - 0.019] \times 0.234}{0.0491} = 0.390$$

$$\therefore \alpha = 1.35$$

If two pairs of sealing strips are used,

$$\xi_h = \exp\left\{-1.35 F_{BP} \left[1 - (2 \times N_s / N_c)^{0.333}\right]\right\} = \exp\{-1.35 \times 0.39 \times [1 - (2 \times 2/13)^{0.333}]\} = 0.842$$

Please note that if no sealing strips were used ($N_s = 0$), the bypass correction factor would be 0.59 and this reduces the heat transfer coefficient to about 30 percent. Observe that Kern's method remains insensitive to these important effects

3-b-2. *Window correction:*

$$r = \frac{N_{wt}}{N} = \frac{75}{414} = 0.181$$

$$S_w = \text{flow area at window} = \frac{\pi D_s^2}{4} \frac{A}{360} - \left(\sin \frac{A}{2}\right) \left(\frac{D_s}{2}\right) (0.5 D_s - BC) - N_{wt} \pi \frac{D_o^2}{4}$$

$$= \frac{\pi \times 0.609^2}{4} \times \frac{120}{360} - (\sin 60^\circ) \times 0.3045 \times (0.3045 - 0.152) - \frac{\pi \times 75 \times 0.019^2}{4} = 0.0357 \text{ m}^2$$

$$\phi = \text{correction factor} = 1 - r + 0.524 r^{0.32} \left(\frac{S_m}{S_w}\right)^{0.03} = 1 - 0.181 + 0.524 \times 0.181^{0.32} \left(\frac{0.0491}{0.0357}\right)^{0.03} = 1.125$$

3-b-3. Leakages correction:

$$S_{TB} = \text{tube-baffle leakage area} = N_{BT} \frac{\pi}{4} (D_{BT}^2 - D_0^2) = 339 \frac{\pi}{4} (0.0198^2 - 0.019^2) = 0.00826 \text{ m}^2$$

$$S_{SB} = \text{baffle-shell leakage area} = \frac{360 - A}{360} \frac{\pi}{4} (D_S^2 - D_B^2) = \frac{360 - 120}{360} \frac{\pi}{4} (0.609^2 - 0.6043^2) = 0.003 \text{ m}^2$$

$$S_L = \text{total leakage area} = S_{TB} + S_{SB} = 0.003 + 0.0082 = 0.0112 \text{ m}^2$$

$$\frac{S_L}{S_m} = \frac{0.0112}{0.0491} = 0.228$$

$$\left(1 - \frac{h_L}{h_{NL}}\right)_o = 0.45 \frac{S_L}{S_m} + 0.1 \left[1 - \exp\left(-30 \frac{S_L}{S_m}\right)\right] = 0.45 \times 0.228 + 0.1(1 - 1.07 \times 10^{-3}) = 0.203$$

$$1 - \frac{h_L}{h_{NL}} = \left(1 - \frac{h_L}{h_{NL}}\right)_o \frac{S_{TB} + 2S_{SB}}{S_L} = 0.203 \frac{0.00826 + 2 \times 0.003}{0.0112} = 0.257$$

$$\therefore \frac{h_L}{h_{NL}} = 1 - 0.257 = 0.743$$

3-b-4. The correction for number of tube rows is negligible in turbulent flow.

3-b-5. Shell-side heat transfer coefficient:

$$h = \left[j_c G_m \text{Pr}^{-2/3} \left(\frac{\mu_w}{\mu}\right)^{-0.14} \right] \phi \xi_h \left(\frac{h_L}{h_{NL}}\right)$$

$$= (0.00376 \times 2,640 \times 678.3 \times 4.606^{-0.66} \times 1) \times 1.1251 \times 0.8426 \times 0.743 = 1,714 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

Both methods in this particular situation give similar results, but this is not normally the case.

4. Shell-side pressure drop

4-a. Kern's method:

$$f = \text{friction factor} = 1.728 \text{Re}_s^{-0.188} = 1.728(106,492)^{-0.188} = 0.196$$

$$\Delta p = f \frac{G_s^2 D_s (N_B + 1)}{2\rho D_e} = \frac{0.196 \times 936.2^2 \times 0.609 \times 18}{2 \times 578 \times 0.0182} = 89,500 \text{ N/m}^2$$

4-b. Bell's method:

4-b-1. Friction factor:

$$f = 0.095 \quad (\text{with } \text{Re}_m = 80,544; \text{ see Fig. 7-27})$$

4-b-2. Bypass correction:

$$\xi_{\Delta p} = \exp \left\{ -\alpha F_{BP} \left[1 - \left(\frac{2N_s}{N_c} \right)^{1/3} \right] \right\} = \exp \left\{ -4 \times 0.39 \times \left[1 - \left(\frac{2 \times 2}{13} \right)^{1/3} \right] \right\} = 0.602$$

4-b-3. Pressure drop in a cross-flow section without leakage:

$$\Delta p_{BP} = \frac{4fN_c G_m^2 (\mu_w / \mu)^{0.14} \xi_{\Delta p}}{2\rho} = \frac{4 \times 0.095 \times 13 \times 678.3^2 \times 0.602}{2 \times 578} = 1183.6 \text{ N/m}^2$$

4-b-4. Pressure drop through window:

$$V_Z = \text{mean velocity} = \frac{W}{\rho \sqrt{S_m S_w}} = \frac{33.33}{578 \sqrt{0.0491 \times 0.0357}} = 1.38 \text{ m/s}$$

$$\Delta p_w = \text{pressure drop through window} = (2 + 0.6N_w) \frac{\rho V_Z^2}{2}$$

Thus, since

$$N_w = 0.8 \frac{BC}{\sigma} = \frac{0.8 \times 0.15225}{P_i \sin 60^\circ} = 5.54$$

$$\therefore \Delta p_w = (2 + 0.6 \times 5.54) \times 578 \times \frac{1.38^2}{2} = 2,930 \text{ N/m}^2$$

4-b-5 Leakage correction:

$$\left(1 - \frac{\Delta p_L}{\Delta p_{NL}}\right)_o = 0.57 \frac{S_L}{S_m} + 0.27 \left[1 - \exp\left(\frac{-20S_L}{S_m}\right)\right] = 0.57 \times 0.228 + 0.27 \times (1 - e^{-4.56}) = 0.397$$

$$1 - \frac{\Delta p_L}{\Delta p_{NL}} = \left(1 - \frac{\Delta p_L}{\Delta p_{NL}}\right)_o \frac{S_{TB} + 2S_{SB}}{S_L} = 0.397 \times 1.27 = 0.504$$

$$\therefore \frac{\Delta p_L}{\Delta p_{NL}} = 1 - 0.504 = 0.496$$

4-b-6 Pressure drop through the entire unit:

$$\begin{aligned} \Delta p_S &= 2\Delta p_{BP} \left(1 + \frac{N_w}{N_c}\right) + [(N_B - 1)\Delta p_{BP} + N_B \Delta p_w] \frac{\Delta p_L}{\Delta p_{NL}} \\ &= 2 \times 1,183.6 \times \left(1 + \frac{5.54}{13}\right) + (16 \times 1,183.6 + 17 \times 2930) \times 0.496 = 37,445 \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

Note the difference between the two methods.

5. Verification of the heat transfer area:

$$U = \left(\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{io}} + R_f\right)^{-1} = \left(\frac{1}{1,714} + \frac{1}{1,096} + 9 \times 10^{-4}\right)^{-1} = 417 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

$$Q = W_c c_c (t_2 - t_1) = 38.88 \times 2,140 \times (60 - 40) = 1.664 \times 10^6 \text{ W}$$

$$T_2 = T_1 - \frac{Q}{W_h c_h} = 104 - \frac{1.664 \times 10^6}{2,640 \times 33.33} = 85^\circ \text{C}$$

$$R = \frac{104 - 85}{60 - 40} = 0.95 \quad \text{and} \quad S = \frac{60 - 40}{104 - 40} = 0.312$$

For a 1-2 configuration, we get $F_t = 0.967$. Then

$$\text{DMLT} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} = \frac{(104 - 60) - (85 - 40)}{\ln \frac{104 - 60}{85 - 40}} = 44.5^\circ\text{C}$$

$$A \text{ (calculated)} = \frac{Q}{U\Delta T} = \frac{1,664,064}{417 \times (44.5 \times 0.967)} = 92.7 \text{ m}^2$$

$$A \text{ (real)} = \pi D_o NL = \pi \times 0.019 \times 414 \times 4.267 = 105.4 \text{ m}^2$$

$$\text{Excess area} = \frac{105.4 - 92.7}{92.7} \times 100 = 14\%$$

It is possible now to estimate the wall temperature by equating the heat transfer rate on both sides of the tube wall, as in Example 5-5. A more rigorous expression considering the individual fouling resistances would be

$$\left(\frac{1}{h_w} + R_{f_i} \right)^{-1} (T_w - t) = \left(\frac{1}{h_o} + R_{f_o} \right)^{-1} (T - T_w)$$