

Ministère de L'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
République Algérienne Démocratique et Populaire
UNIVERSITE MOULOUD MAMMERI DE TIZI-OUZOU



FACULTE DU GENIE DE LA CONSTRUCTION
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

Mémoire de Fin d'Etudes
En vue de l'obtention du diplôme MASTER Académique
En Génie Mécanique
Option : ENERGETIQUE

Thème :

**ETUDE D'UN ECHANGEUR DE
CHALEUR A TUBES ET
CALANDRE**

Proposé et dirigé par :

Mr. FERROUK.M

Présenté par :

Mr. SALAOUATCHI Sofiane

Mr. SI KADIR Madjid

2014/2015

Nomenclature

SYMBOLES

$A_{fr,w}$: Section parallèle [m^2]

$A_{fr,t}$: La surface occupée par les tubes dans la section parallèle [m^2]

$A_{fr,t}$: La surface occupée par les tubes dans la section parallèle [m^2]

$A_{o,w}$: La surface nette dans la section parallèle [m^2]

$A_{o,w}$: La surface nette d'écoulement dans la section parallèle [m^2]

$A_{o,cr}$: La surface de la section contre-courant [m^2]

$A_{o,sb}$: La surface d'espacement calandre-chicane [m^2]

$A_{o,sb}$: Surface de l'espacement calandre-chicane [m^2]

$A_{o,tb}$: Surface de l'espacement tube-chicane [m^2]

$A_{o,cr}$: La surface croisée près du centre de l'échangeur dans la section croisée [m^2]

$A_{o,bp}$: La surface d'espacement et de bypass [m^2]

B_c : Coupe des chicanes [%]

COP : coefficient de performance [-]

c_p : Capacité thermique [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]

D_t : Diamètre extérieur des tubes [m]

D_{otl} : Diamètre limite extérieur de faisceau tubulaire [m]

D_{ctl} : Diamètre central de faisceau tubulaire [m]

D_s : Diamètre intérieur de la calandre [m]

D_b : Diamètre des chicanes [m]

$D_{h,w}$: Le diamètre hydraulique de la section [m]

d : Diamètre de la conduite [m]

d_o : Diamètre extérieur du tube [m]

Nomenclature

$d\vec{F}$: L'élément de force [N]

dS_0 : Surface élémentaire [m^2]

d_i : diamètre interne des tubes [m]

E_s : L'énergie de pompage pour la calandre

E_t : L'énergie de pompage pour le tube

E : coût d'électricité [\$]

F_w : Fraction du nombre des tubes dans une seule section parallèle [-]

F_C : La fraction de nombre total des tubes dans la section contre- courant [-]

F_{bp} : Surface d'écoulement disponible pour les écoulements C et F [m^2]

g : Constante de gravité [$m.s^{-1}$]

H : la période d'opération annuelle

h : Coefficient de transfert de chaleur par convection [$W.m^{-2}.K^{-1}$]

h_s : Coefficient de transfert de chaleur convectif dans la calandre [$W.m^{-2}.K^{-1}$]

h_t : Coefficient de transfert de chaleur convectif dans les tubes [$W.m^{-2}.K^{-1}$]

h_c : Coefficient d'échange pour le film condensat [$W.m^{-2}.K^{-1}$]

h_{id} : Coefficient de transfert de chaleur idéal [$W.m^{-2}.K^{-1}$]

J_s : Pertes de charges singulières [Pa]

J_L : Pertes de charges linéaires [Pa]

J_c : Facteur de correction pour la configuration de la chicane [-]

J_1 : Facteur de correction pour l'effet d'espacement de la chicane [-]

J_b : Facteur de correction pour les flux C et F [-]

J_s : Facteur de correction pour des larges espaces entre les chicanes à l'entrée et la sortie par rapport au centre [-]

J_r : Facteur de correction pour n'importe quelle opposition à l'augmentation du gradient de température dans l'écoulement laminaire [-]

j : Colburn factor [-]

k_L : Conductivité thermique pour le liquide [$W.m^{-1}.K^{-1}$]

Nomenclature

k : Conductivité thermique du tube [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$]

K_S : Coefficient de pertes de charges singulières [-]

L : longueur de la conduite [m]

L_{bch} : La longueur de l'espace entre la coupe de la chicane et l'intérieur de la calandre [m]

L_{bb} , δ_{tb} , Δ_{t-b} : L'espace diamétral entre le diamètre intérieur de la calandre est le diamètre extérieur du faisceau tubulaire [m]

L_{sb} , Δ_{s-b} : L'espace diamétral entre le diamètre intérieur de la calandre et le diamètre de la chicane[m]

L_p : représente l'épaisseur de canal de bypass [m]

l_c : L'espace entre la coupe de la chicane et la calandre[m]

$L_{b,i}$: L'espace entre les entrées des chicanes [m]

$L_{b,c}$: L'espace entre les centres des chicanes [m]

$L_{b,o}$: L'espace entre les sorties des chicanes [m]

N_R : Nombre de tube dans une ligne verticale [-]

$N_{t,b}$: Le nombre total des tubes associé avec une chicane [-]

$N_{t,w}$: Le nombre des tubes dans la section parallèle [-]

N_t : Nombre des tubes [-]

$N_{r,c}$: Nombre de lignes des tubes effectifs [-]

$N_{r,cc}$: Nombre de lignes des tubes opposants à l'écoulement dans la section croisé [-]

$N_{r,cw}$: Nombre des lignes effectives de tubes dans la section parallèle [-]

$N_{r,cc}$: Le nombre de ligne des tubes dans la section courant-croisé [-]

N_b : Le nombre de chicanes [-]

N_{ss} : Nombre de paires de serrage [-]

n : quantité de matière [mol]

$\vec{n}$: Vecteur unitaire de la normale [-]

Nomenclature

OC : Coût d'opération d'un échangeur de chaleur [\$]

P : la pression [Pa]

PC : Coût d'un échangeur de chaleur [\$]

P_t : Pas entre les tubes [m]

Pr : Nombre Prandtl [-]

Q : quantité chaleur [W]

R : Constante des gaz parfaits [$\text{J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}$]

R_h : Résistance convective du fluide chaud [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$]

$R_{h,f}$: Résistance d'encrassement du fluide chaud [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$]

R_w : Résistance thermique de la paroi [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$]

$R_{c,f}$: Résistance d'encrassement du fluide froid [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$]

R_c : Résistance convective du fluide froid [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$]

R_s : Résistance d'encrassement de la calandre [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$]

R_t : Résistance d'encrassement des tubes [$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$]

R_e : Nombre du Reynolds [-]

S : Aire de la section de passage du flux de chaleur [m^2]

T : Température [K]

$T_{c,i}$: Température froide à l'entrer [k]

$T_{h,o}$: Température froide à l'entrer [k]

$T_{w,h}$: La température de la paroi à l'extérieur du tube [k]

$T_{w,c}$: La température de la paroi à l'intérieur du tube [k]

$T_{h,e}$: Température du fluide chaud [k]

TC : Coût total de l'échangeur de chaleur [\$]

U : Coefficient de transfert de chaleur global [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

V : vitesse de fluide [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

V : Volume [m^3]

Nomenclature

W : travail [J]

w_p : Le pas de chemin diviseur [m]

x : Variable d'espace dans la direction du flux [m]

X_l : Le pas longitudinal [m]

X_t : Le pas transversal [m]

Y^2 : Nombre de Chisholm [-]

φ : Flux de chaleur [$W \cdot m^{-2}$]

λ : Conductivité thermique du milieu [$W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$]

σ : Constante de Stefan [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$]

ε_p : Facteur d'émission de la surface [-]

μ : Viscosité dynamique [$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$]

ν : viscosité cinématique [$m^2 \cdot s^{-1}$]

θ_b : L'angle formé par deux tube aux extrémités de la chicane coté coupe, avec le centre de la calandre [rad]

θ_{ctl} : L'angle formé par le centre de l'échangeur avec la chicane en passant par les deux derniers tubes dans la chicane [rad]

ρ_L : Masse volumique de liquide [$kg \cdot m^{-3}$]

μ_L : Viscosité de liquide [$N \cdot s \cdot m^{-2}$ ou $kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$]

ΔT_{lm} : La température logarithmique moyenne [K]

ΔH_{VAP} : Chaleur latente de vaporisation [$J \cdot kg^{-1}$]

ΔT : Différence de température dans le film condensat [K]

ΔP_s : Pertes de charge total dans la calandre [Pa]

$\Delta P_{s,GP}$: Pertes de charge dans la zone de désurchauffe [Pa]

$\Delta P_{s,C}$: Pertes de charge dans la zone de condensation [Pa]

$\Delta P_{s,LP}$: Pertes de charge dans la zone de sous-refroidissement [Pa]

Nomenclature

ΔP_{cr} : Pertes de charge au centre, dans la section à écoulement croisé [Pa]

ΔP_w : Pertes de charge dans les surfaces parallèles [Pa]

ΔP_{i-o} : Pertes de charge aux sections d'entrée et sortie [Pa]

$\Delta P_{b,id}$: La perte de charge associée a chaque section croisée entre deux chicanes [Pa]

$\Delta P_{w,id}$: La perte de charge associée a une section parallèle idéale [Pa]

$\Delta P_{s,c}$: La perte de charge dans la sous-section de condensation [Pa]

$\Delta P_{s,c,wf}$: La perte de charge dans la zone d'écoulement parallèle [Pa]

$\Delta P_{s,c,cf}$: La perte de charge de la zone à écoulement croisé [Pa]

ζ_l : Facteur de correction pour les espacements tube-chicane, et chicane-calandre [-]

ζ_b : Facteur de correction pour les flux C et F [-]

ζ_s : Facteur de correction pour les sections d'entrée et sortie qui ont des espaces différents entre les chicanes par rapport au centre [-]

ψ_{LO} : Facteur de Chisholm [-]

δ_M : Facteur de correction adimensionnel de pression [-]

δ_P : Facteur de correction adimensionnel de température [-]

δ_T : Facteur de correction adimensionnel de matériel considéré [-]

Nomenclature

Indices

b: relatif au chicanes

C : relatif au condensat

c : relatif au froid

cr : écoulement croisé

GO : relatif au débit total qui a des propriétés d'une phase gazeuse

h : relatif au chaud

i : relatif a l'entrer, interne

id: idéal

L : relatif au liquide

LO : relatif au débit total qui a des propriétés d'une phase liquide

o : relatif a la sortie

s : relatif au calandre

Vap : relatif a la vaporisation

V : relatif a la vapeur

W : relatif a la paroi

Sommaire

Sommaire	i
Liste des figures	ii
Liste des tableaux	iii
Nomenclature	iv

Chapitre I : Notions fondamentales de thermodynamique et mécanique des fluides

I-1 Introduction.....	2
I-2 La thermodynamique	2
I-2-1 Définition	
I-2-2 Variables thermodynamiques	3
I-2-2-1 Pression :	3
I-2-2-2 La température	4
I-2-3 La chaleur	4
I-2-4 Équations d'état	4
I-2-5 Cycles de réfrigération	5
I-3 Transfert de chaleur	5
I-3-1 Champ de température	5
I-3-2 Gradient de température	6
I-3-3 Flux de chaleur	6
I-3-4 Modes de transfert de chaleur	6
I-3-4-1 Conduction.....	6
I-3-4-2 Convection	8
I-4 Mécanique des fluides	8
I-4-1 Définition	8
I-4-2 Définition d'un fluide	9
I-4-3 La viscosité	11

Sommaire

I-4-3-1 Viscosité dynamique	11
I-4-3-2 Viscosité cinématique	11
I-4-4 Régimes d'écoulements	12
I-4-5 Pertes de charges	13
I-5 Conclusion	14
I-6	

Chapitre II : Différents types d'échangeurs de chaleur

II-1 Introduction	15
II-2 Type d'échangeurs de chaleur	15
II-2-1 Les échangeurs par mélange ou à contact direct	15
II-2-2 Les régénérateurs ou les échangeurs discontinus	15
II-2-3 Les échangeurs continus	15
II-2-3-1 Les échangeurs tubulaires	16
II-2-3-2 Les échangeurs à ailettes	21
II-2-3-3 Echangeurs à plaques	22
II-3 Types des condenseurs tubulaires	26
II-4 Classification des échangeurs	28
II-4-1 Classement suivant le mode de transfert de chaleur	28
II-4-2 Classement suivant le procédé de transfert de chaleur	28
II-5 Classement des échangeurs	29
II-5-1 Classement fonctionnel	29
II-5-2 Classement selon le sens de l'écoulement des fluides	29
II-6 Evolution des températures le long d'un échangeur	32
II-7 Conclusion	34

Sommaire

Chapitre III: dimensionnement d'un échangeur tube-calandre avec la méthode de Bell-Delaware

III-1Introduction	35
III-2Description d'un condenseur tubes et calandre	35
III-2-1Les tubes	36
III-2-2Les chicanes	36
III-2-3Les boîtes de distribution	38
III-3L'écoulement à travers la calandre	39
III-4Géométrie d'un condenseur tubes et calandre	42
III-4-1La disposition des tubes (tube layout)	45
III-4-2Les sections d'écoulement	46
III-4-2-1La section parallèle (window section)	47
III-4-2-2La section courant croisé (crossflow section)	48
III-4-2-3Les surfaces des espacements d'écoulement, et bypass (bypass and leakage flow areas)	49
III-5La température logarithmique moyenne ΔT_{lm}	49
III-6La température à la paroi	50
III-7Coefficient de transfert de chaleur, et pertes de charge	51
III-7-1Coefficient de transfert de chaleur global	51
III-7-2Coefficient de transfert de chaleur convectif tube h_t	51
III-7-3Coefficient de transfert de chaleur convectif calandre h_s pour un écoulement diphasique	52
III-7-4Coefficient de transfert de chaleur convectif dans la calandre pour un écoulement monophasique avec la méthode de Bell-Delaware.....	53
III-8Perte de charge totale	56
III-8-1Perte de charge totale dans la calandre	56
III-8-1-1Perte de charge dans les zones monophasiques	56
III-8-1-2Perte de charge dans la zone de condensation	58
III-8-2Perte de charge dans le tube, cas de condensation dans la calandre.....	59
III-9Coût d'un échangeur de chaleur	59

Sommaire

III-10 Les variables de conception d'un échangeur tube-calandre	60
III-11 Conclusion	60

Chapitre IV : Résultat et discussion

IV-1 Description et organigramme de calcul	61
IV-2 Validation du programme et présentation des résultats obtenus	66
IV-3 Influence des paramètres géométriques sur les performances de l'échangeur	72
Conclusion générale	75
Bibliographie	76
Annexes	77
Annexe A : Résultats du programme pour l'exemple traité dans la référence [10]	77
Annexe B : Premier exemple de référence [8]	79
Annexe C : Deuxième exemple de référence [8]	83

Figures et Tableaux

Liste des figures

Numéro de la figure	Titre de la figure	Page
1.1	Représentation de la pression	3
1.2	Principe de la réfrigération	5
1.3	Cycle réfrigérant	5
1.4	Isotherme et gradient thermique	6
1.5	Schéma du transfert de chaleur conductif	7
1.6	Schéma du transfert de chaleur convectif	8
1.7	Représentation d'une force appliquée sur un fluide	9
1.8	Régime laminaire	12
1.9	Régime turbulent	12
2.1	Échangeur monotube en serpentín	16
2.2	Échangeur coaxial	17
2.3	Échangeur à tubes séparés	17
2.4	Échangeur à tubes rapprochés	18
2.5	Echangeur à tube-calandre	18
2.6	Echangeur à boîte flottante	19
2.7	Échangeur à boîte fixe	20
2.8	Echangeurs à tubes en U	20
2.9	Échangeur à tubes ailettes	21
2.10	Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire	22
2.11	Échangeur à plaques et joint	23
2.12	Échangeur à plaques tout soudé	24
2.13	Échangeur à plaques brasé	25
2.15	Condensation intérieur aux tubes	27

Figures et Tableaux

2.16	Echangeur à tube a courants parallèles	29
2.17	Echangeur à tube a contre courants	30
2.18	Echangeur compact à courant croisé	31
2.19	Evolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur à co-courant	32
2.20	Evolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur à contre-courant	33
2.21	Evolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur à courants croisés	34
3.1	condenseur à tubes et calandre	35
3.2	le faisceau tubulaire	36
3.3	chicane plate à un seul segment	36
3.4	chicane plate à double segments	37
3.5	chicane à triple segments	37
3.6	chicane creuse & disk (disk-and-doughnut baffle)	38
3.7	boîtes de distribution	38
3.8	lignes de courant dans la calandre pour un écoulement monophasique	39
3.9	Schéma représentatif du courant A	39
3.10	Schéma représentatif du courant C	40
3.11	schéma représentatif de courant F	41
3.12	représentation des espaces entre les chicanes pour un échangeur tube-calandre à chicanes à un seul segment	42

Figures et Tableaux

3.13	Représentation de la chicane et la géométrie relative à la disposition des tubes	43
3.14	Représentation de la coupe de la chicane et l'espace libre entre la chicane et la calandre	44
3.15	a) la section contre-courant, b) les sections parallèles, c) les sections d'entrée et sortie	46
3.16	a) Résistances thermiques, b) Circuit thermique pour un échangeur de chaleur (de, Shah, 1983).	50
4.1	Organigramme du calcul de cout d'un condenseur	63
4.2	coefficient d'échange global en fonction de la longueur $L_{b,c}$	72
4.3	la longueur de l'échangeur en fonction de la longueur $L_{b,c}$	73
4.4	cout total en fonction de la longueur $L_{b,c}$	73
4.5	perte de charge dans la calandre en fonction de la longueur $L_{b,c}$	74

Figures et Tableaux

Liste des tableaux

Numéro de tableau	Titre de tableau	Page
Tableau1.1	Conductivité thermique de certains matériaux	7
Tableau3.1	Disposition des tubes	45
Tableau3.2	Coefficients empiriques pour le calcul de j et f_{id}	54
Tableau 3.3	Facteurs de correction pour le coefficient d'échange dans la calandre par la méthode de Bell-Delaware	55
Tableau 3.4	Facteurs de correction pour la perte de charge dans la calandre par la méthode de Bell-Delaware	58
Tableau 4 .1	Valeurs géométriques obtenus par le programme et celles de l'ouvrage	67
Tableau 4 .2	données de l'exemple traité	67
Tableau 4 .3	Valeurs thermo-hydraulique obtenus par le programme et celles dans l'ouvrage	68
Tableau 4 .4	Données de l'exemple traité par Benoit	69
Tableau 4 .5	résultats géométriques du programme pour l'exemple traité par Benoit	70
Tableau 4 .6	Résultats thermo-hydrauliques obtenus par le programme pour l'exemple de Benoit	71
Tableau 4 .7	coûts d'échangeur	72

Introduction Générale

Le présent travail a pour but l'élaboration d'un programme de calcul des performances d'un échangeur de type tube-calandre.

Ce type d'échangeur est très largement utilisé dans l'industrie en saisissant 65% du marché. Par conséquent, la prédiction et l'évaluation des performances optimales d'un tel échangeur est capitale voire indispensable pour la préservation des ressources énergétiques.

Cet intérêt nous a conduit à l'élaboration d'un outil de calcul permettant de connaître les influences des paramètres géométriques et d'écoulement sur les performances de l'échangeur en utilisant le modèle Bell-Delaware. Les sorties du programme pour chaque zone ou mode de transfert rencontré sont :

- La longueur des tubes
- Les sections d'échange
- La surface d'échange de chaque section
- Le coefficient d'échange de chaleur globale de chaque section
- Le cout d'achat et d'opération de l'échangeur
- Les pertes de charege

Les couts d'achat et d'exploitation sont également fournis par le programme.

Le mémoire est structuré comme suit :

Le chapitre 1 est consacré aux rappels thermodynamique et mécanique des fluides

Les généralités sur les échangeurs de chaleurs sont exposées au chapitre 2

Le modèle de Bell-Delaware utilisé pour l'évaluation du coefficient d'échange et de pertes de charge dans la calandre est exposé au chapitre 3

Le chapitre 4 présente quelques résultats obtenus par le programme ainsi que leur interprétation

La conclusion et les développements possibles en perspectives sont exposés dans le chapitre 4

En annexe sont données les fichiers de sorties, le programme de calcul et les exemples traités.

I-1 Introduction:

La mécanique des fluides, le transfert de chaleur et la thermodynamique sont la base de toute étude énergétique, combinées pour donner une image mathématique aux comportements physiques des fluides. La maîtrise rigoureuse de ses comportements s'avère essentielle pour la traduction et la modélisation de leurs aspects pour satisfaire nos exigences énergétiques.

On a consacré le premier chapitre de notre travail au rappel de quelques notions fondamentales sur lesquelles va se baser notre étude.

I-2 La thermodynamique :**I-2-1 Définition :**

La thermodynamique est la branche de la science consacrée à l'étude des transformations d'énergie sous toutes ses formes, et en particulier aux transformations de chaleur en travail, et vice-versa. Cette science a été à l'origine développée par des ingénieurs et des physiciens dans le but d'augmenter l'efficacité des machines thermiques.

- **Equilibre thermique de deux corps :**

Si on met en contact un corps froid avec un corps chaud, la température du corps chaud va diminuer alors que celui du corps froid va augmenter. Et ceci jusqu'au moment, où les deux corps seront à la même température. On dit alors qu'il y a équilibre thermique des deux corps.

- **Systèmes thermodynamique :**

Corps ou ensemble de corps délimité dans l'espace par des surfaces souvent matérialisées. Les autres parties de l'espace constituent le milieu extérieur

Système + milieu extérieur = univers

On distingue :

Système fermé : système n'échangeant pas de matière avec l'extérieur.

Système ouvert : système pouvant échanger de la matière avec l'extérieur.

Système isolé : système ne pouvant rien échanger avec l'extérieur (ni énergie, ni matière, ni charge,...).

Système non isolé : système pouvant échanger de la matière avec l'extérieur.

Système homogène : système ne comportant qu'une seule phase ; c'est à dire : toutes les propriétés physico-chimiques sont identiques en tous points du système.

Système hétérogène (ou polyphasé) : système comportant plusieurs phases.

I-2-2 Variables thermodynamiques :

Les variables thermodynamiques sont toutes les grandeurs physiques qui permettent de décrire les propriétés macroscopiques d'un système. On distingue :

- **Variables thermodynamiques extensives (ou additives) :**

Elles dépendent de la taille du système. Exemples : masse, volume, nombre de particule ...etc.

- **Variables thermodynamiques intensives (non additives) :**

Variables définies en chaque point du système et indépendant de la taille de celui-ci.

Exemples : pression, température, masse volumique, fraction molaire, concentration ...etc.

I-2-2-1 Pression :

La pression d'un fluide est la force par unité de surface que le fluide exerce sur une surface élémentaire (réelle ou fictive), dans la direction normale à celle-ci [1].

$$d\vec{F} = -P \vec{n} dS_0 \quad (1.1)$$

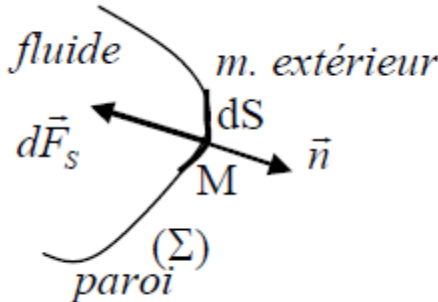


Figure 1.1 : Représentation de la pression [1].

$d\vec{F}$: l'élément de force qui s'exerce sur l'élément de surface dS_0 .

$\vec{n}$: normale orientée du fluide vers la surface dS . La pression p est donc un scalaire, généralement positif.

I-2-2-2 La température :

La température est une grandeur physique macroscopique qui permet de se rendre compte de l'état thermique d'un corps. Elle est un indicateur de l'agitation des particules constituant le corps. Plus la température est élevée et plus les particules ont des mouvements agités.

I-2-3 La chaleur :

- **Chaleur sensible :**

C'est la chaleur apportée à une matière, pour élever sa température sans qu'il ait un changement d'état

- **Chaleur latente :**

C'est la chaleur nécessaire au changement d'état d'une matière à température constante.

I-2-4 Équations d'état :

Une équation d'état est une relation qui relie entre elles les différentes variables d'état d'un système, à l'équilibre thermodynamique (condition nécessaire pour que les variables d'état intensives soient définies). A titre d'exemple, l'équation d'état d'une quantité déterminée de fluide (Liquide ou gaz) sera de la forme $f(p, V, T)=0$

- **gaz parfait :**

Un gaz parfait est un gaz idéal qui suit les lois de Boyle-Mariotte, Gay-Lussac et Charles quelle que soit son volume, sa pression et sa température [2].

$$PV = nRT \quad (1.2)$$

- **gaz réel :**

Il existe plusieurs équations d'état qui rendent mieux compte du comportement des gaz que l'équation des gaz parfaits. Elles font intervenir des coefficients qui dépendent de la nature du gaz. L'équation des gaz réels la plus connue est celle de Van der Waals [2].

$$\left(P + \frac{a}{V^2}\right)(V - b) = RT \quad (1.3)$$

I-2-5 Cycles de réfrigération

Le cycle utilise un fluide (par ex. fréon) qui est alternativement vaporisé et condensé.

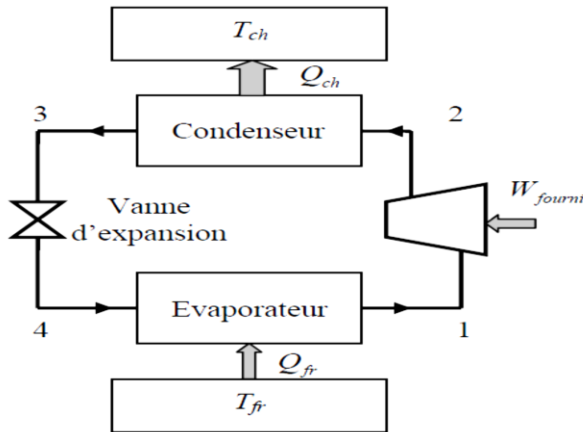


Figure 1.2 : Principe de la réfrigération [3].

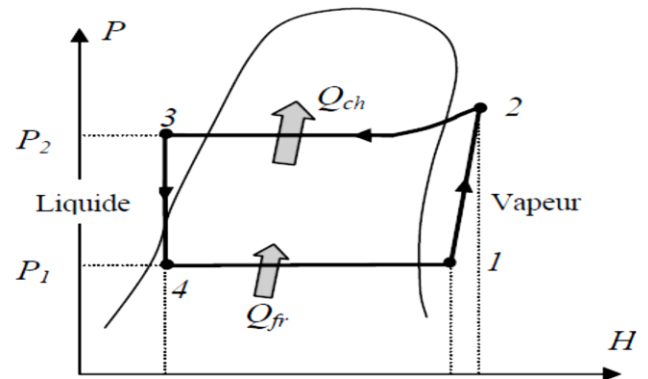


Figure 1.3 : Cycle réfrigérant
Diagramme pression – enthalpie [3].

- 1 → 2 Compression adiabatique dans un compresseur.
- 2 → 3 Rejet de la chaleur dans un condenseur ; le fluide se liquéfie et cède sa chaleur latente ; en 3 le fluide est entièrement liquide.
- 3 → 4 Détente au travers d'une vanne ou d'un tube capillaire.
- 4 → 1 Absorption de chaleur ; en 1 le fluide est entièrement vaporisé.

Le coefficient de performance est défini comme suit [3]:

$$COP = \frac{Q_{fr}}{W_{fourni}} \quad (1.4)$$

I-3 Transfert de chaleur :

I-3-1 Champ de température :

Les transferts d'énergie sont déterminés à partir de l'évolution dans l'espace et dans le temps de la température : $T = f(x, y, z, t)$. La valeur instantanée de la température en tout point de l'espace est un scalaire appelé champ de température. Nous distinguerons deux cas :

- Champ de température indépendant du temps : le régime est dit permanent ou stationnaire.
- Evolution du champ de température avec le temps : le régime est dit variable ou transitoire.

I-3-2 Gradient de température :

Si l'on réunit tous les points de l'espace qui ont la même température, on obtient une surface dite surface isotherme. La variation de température par unité de longueur est maximale le long de la normale à la surface isotherme. Cette variation est caractérisée par le gradient de température [4]:

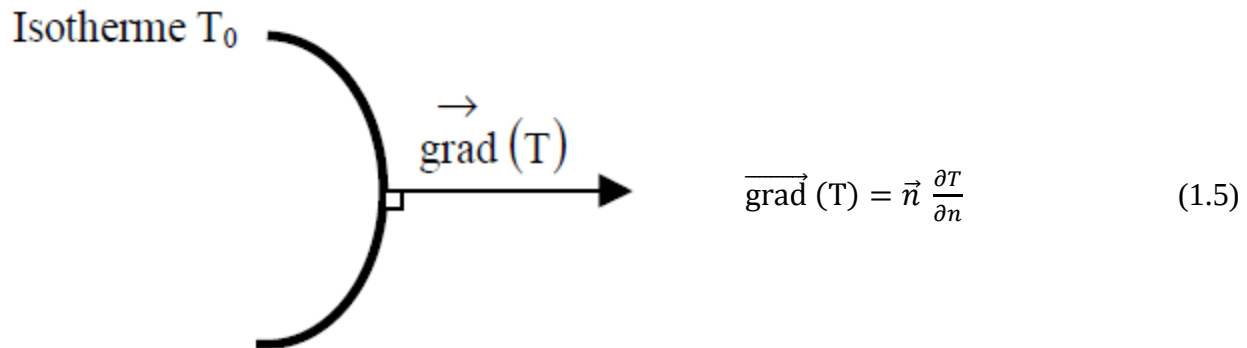


Figure 1.4 : Isotherme et gradient thermique [4].

Avec : $\vec{n}$ vecteur unitaire de la normale

$\frac{\partial T}{\partial n}$ Dérivée de la température le long de la normale.

I-3-3 Flux de chaleur :

La chaleur s'écoule sous l'influence d'un gradient de température par conduction des hautes vers les basses températures. La quantité de chaleur transmise par unité de temps et par unité d'aire de la surface isotherme est appelée densité de flux de chaleur [4]:

$$\phi = \frac{1}{S} \frac{dQ}{dt} \qquad \vec{\phi} = -k \overrightarrow{\text{grad}} (T) \qquad (1.6)$$

I-3-4 Modes de transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur :**I-3-4-1 Conduction :**

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts : une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres.

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier : la densité de flux est proportionnelle au gradient de température [4] :

$$\vec{\varphi} = -k S \overrightarrow{\text{grad}} (T)$$

Ou sous la forme algébrique $\varphi = -k S \frac{\partial T}{\partial x}$ (1.7)

Avec : φ Flux de chaleur transmis par conduction (W)
 λ Conductivité thermique du milieu ($\text{W m}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$)
 x Variable d'espace dans la direction du flux (m)
 S Aire de la section de passage du flux de chaleur (m^2)

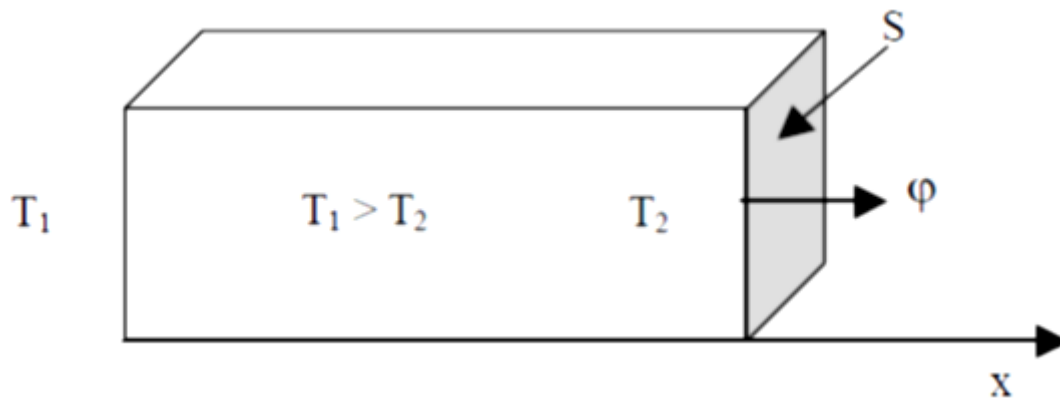


Figure 1.5 : Schéma du transfert de chaleur conductif [4].

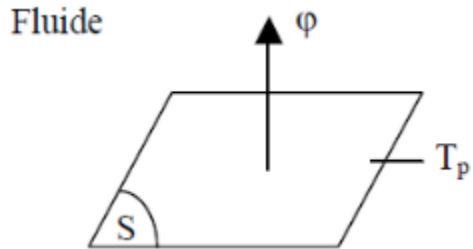
On trouvera dans le tableau suivant les valeurs de la conductivité thermique k de certains matériaux parmi les plus courants.

Matériaux	$k (\text{W.m}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1})$	Matériaux	$k (\text{W.m}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1})$
Argent	419	Eau	0.60
Cuivre	386	Plâtre	0.48
Aluminium	204	Amiante	0.16
Acier doux	45	Liège	0.044-0.049
Acier inox	15	Laine de roche	0.038-0.041
Glace	1.88	Laine de verre	0.035-0.051
Béton	1.4	Polystyrène expansé	0.036-0.047
Bois (feuillu-résineux)	0.12-0.23	Polyuréthane (mousse)	0.030-0.045
Brique terre cuite	1.1	Polystyrène extrudé	0.027
Verre	1.05	Air	0.026

Tableau 1.1 : Conductivité thermique de certains matériaux [4].

I-3-4-2 Convection :

C'est le transfert de chaleur entre un solide et un fluide, l'énergie étant transmise par déplacement du fluide. Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton [4] :



$$\varphi = h S (T_p - T_f) \quad (1.8)$$

Figure 1.6 : Schéma du transfert de chaleur convectif [4].

Avec :

φ	Flux de chaleur transmis par convection	(W)
h	Coefficient de transfert de chaleur par convection	(W m ⁻² °C ⁻¹)
T_p	Température de surface du solide	(°C)
T_f	Température du fluide loin de la surface du solide	(°C)
S	Aire de la surface de contact solide/fluide	(m ²)

I-4 Mécanique des fluides :**I-4-1 Définition :**

La mécanique des fluides est la science des lois d'écoulement des fluides. Elle est la base du dimensionnement des conduites de fluides et des mécanismes de transfert des fluides. C'est une branche de la physique qui étudie les écoulements de fluides c'est-à-dire des liquides et des gaz lorsque ceux-ci subissent des forces ou des contraintes. Elle comprend deux grandes sous branches:

- la statique des fluides, ou hydrostatique qui étudie les fluides au repos. C'est historiquement le début de la mécanique des fluides, avec la poussée d'Archimède et l'étude de la pression.
- la dynamique des fluides qui étudie les fluides en mouvement. Comme autres branches de la mécanique des fluides.

On distingue également d'autres branches liées à la mécanique des fluides : l'hydraulique, l'hydrodynamique, l'aérodynamique ...etc.

La mécanique des fluides a de nombreuses applications dans divers domaines comme l'ingénierie navale, l'aéronautique, mais aussi la météorologie, la climatologie ou encore l'océanographie

I-4-2 Définition d'un fluide :

Un fluide peut être considéré comme étant une substance formé d'un grand nombre de particules matérielles, très petites et libres de se déplacer les unes par rapport aux autres. C'est donc un milieu matériel continu, déformable, sans rigidité et qui peut s'écouler. Les forces de cohésion entre particules élémentaires sont très faibles de sorte que le fluide est un corps sans forme propre qui prend la forme du récipient qui le contient.

Les fluides peuvent aussi se classer en deux familles relativement par leur viscosité.

La famille des fluides "newtoniens" (comme l'eau, l'air et la plupart des gaz) et celle des fluides "non newtoniens" (quasiment tout le reste... le sang, les gels, les boues, les pâtes, les suspensions, les émulsions...).

Les fluides "newtoniens" ont une viscosité constante ou qui ne peut varier qu'en fonction de la température. La deuxième famille est constituée par les fluides "non newtoniens" qui ont la particularité d'avoir leur viscosité qui varie en fonction de la vitesse et des contraintes qu'ils subissent lorsque ceux-ci s'écoulent.

Pour les fluides newtoniens on distingue :

- **Fluide parfait :**

Soit un système fluide, c'est-à-dire un volume délimité par une surface fermée Σ fictive ou non.

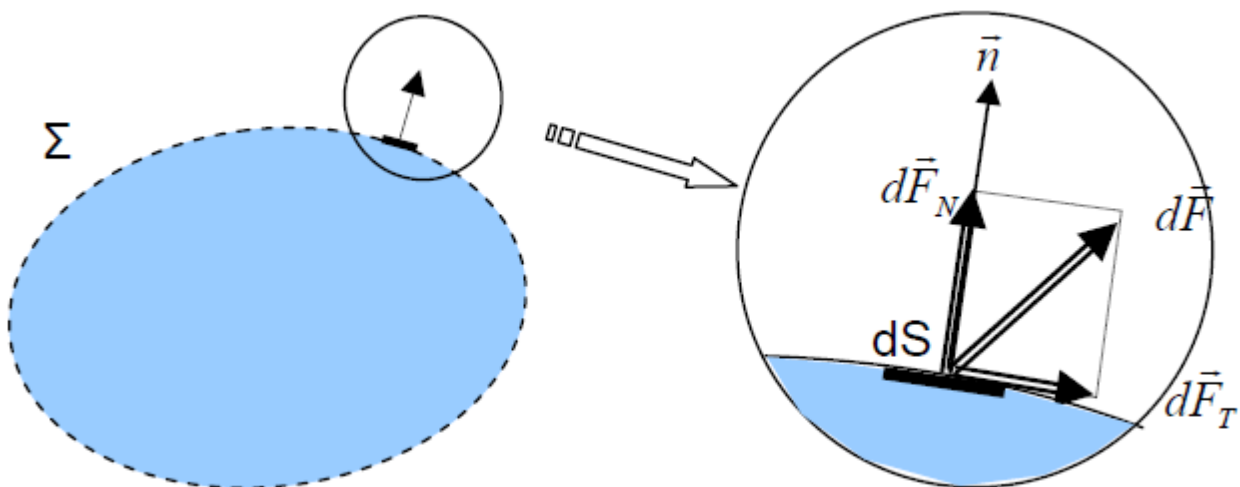


Figure 1.7 : Représentation d'une force appliquée sur un fluide [1].

Considérons $\overrightarrow{dF}$ la force d'interaction au niveau de la surface élémentaire dS de normale $\vec{n}$ entre le fluide et le milieu extérieur.

On peut toujours décomposer $\overrightarrow{dF}$ en deux composantes:

- une composante $\overrightarrow{dF_T}$ tangentielle à dS .
- une composante $\overrightarrow{dF_N}$ normale à dS .

En mécanique des fluides, un fluide est dit parfait s'il est possible de décrire son mouvement sans prendre en compte les effets de frottement. C'est à dire quand la valeur de μ (viscosité) est nulle.

Autrement dit, la force $\overrightarrow{dF}$ est normale à l'élément de surface dS .

- **Fluide réel :**

Contrairement à un fluide parfait, qui n'est qu'un modèle pour simplifier les calculs, pratiquement inexistant dans la nature, dans un fluide réel les forces tangentielles de frottement interne qui s'opposent au glissement relatif des couches fluides sont prises en considération. Ce phénomène de frottement visqueux apparaît lors du mouvement du fluide.

C'est uniquement au repos, qu'on admettra que le fluide réel se comporte comme un fluide parfait, et on suppose que les forces de contact sont perpendiculaires aux éléments de surface sur lesquels elles s'exercent. La statique des fluides réels se confond avec la statique des fluides parfaits.

- **Fluide incompressible :**

Un fluide est dit incompressible lorsque le volume occupé par une masse donnée ne varie pas en fonction de la pression extérieure. Les liquides peuvent être considérés comme des fluides incompressibles (eau, huile, etc...).

- **Fluide compressible :**

Un fluide est dit compressible lorsque le volume occupé par une masse donnée varie en fonction de la pression extérieure. Les gaz sont des fluides compressibles.

Par exemple, l'air, l'hydrogène, le méthane à l'état gazeux, sont considérés comme des fluides compressibles.

- **Fluides frigorigènes :**

Les fluides frigorigènes se sont des substances ou des mélanges de substances utilisés dans les circuits de systèmes frigorifiques : chambres froides, réfrigérateur industriel, congélateurs, machines à glaces, les transformations thermodynamiques (l'évaporation et la condensation) qu'ils subissent dans les circuits permettent la production de froid.

Parmi ces fluides on a : R22 , R32, R134a, etc...

I-4-3 La viscosité :

C'est une grandeur qui caractérise les frottements internes du fluide, autrement dit sa capacité à s'écouler. Elle caractérise la résistance d'un fluide à son écoulement lorsqu'il est soumis à l'application d'une force. C'est à dire, les fluides de grande viscosité résistent à l'écoulement et les fluides de faible viscosité s'écoulent facilement. Elle peut être mesurée par un viscosimètre à chute de bille, dans lequel on mesure le temps écoulé pour la chute d'une bille dans le fluide. Elle peut également être mesurée par un récipient dont le fond comporte un orifice de taille standardisée. La vitesse à laquelle le fluide s'écoule par cet orifice permet de déterminer la viscosité du fluide.

I-4-3-1 Viscosité dynamique :

La viscosité dynamique exprime la proportionnalité entre la force qu'il faut exercer sur une plaque lorsqu'elle est plongée dans un courant et la variation de vitesse des veines de fluide entre les 2 faces de la plaque. ...Elle est exprimée par un coefficient représentant la contrainte de cisaillement nécessaire pour produire un gradient de vitesse d'écoulement d'une unité dans la matière.

Considérons deux couches de fluide adjacentes distantes de Δz .

La force de frottement F qui s'exerce à la surface de séparation de ces deux couches s'oppose au glissement d'une couche sur l'autre. Elle est proportionnelle à la différence de vitesse des couches soit Δv , à leur surface S et inversement proportionnelle à Δz :

Le facteur de proportionnalité μ est le coefficient de viscosité dynamique du fluide [1].

$$F = \mu \cdot S \cdot \frac{\Delta v}{\Delta z} \quad (1.9)$$

où :

F : force de glissement entre les couches en	(N)
μ : Viscosité dynamique	(kg/m.s)
S : surface de contact entre deux couches en	(m ²)
Δv : Écart de vitesse entre deux couches en	(m/s)
Δz : Distance entre deux couches en	(m)

I-4-3-2 Viscosité cinématique :

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

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1.10)$$

L'unité de la viscosité cinématique est le (m²/s).

I-4-5 Régimes d'écoulements :

- **Régime laminaire :**

Les filets fluides sont des lignes régulières, sensiblement parallèles entre elles.

Filet coloré

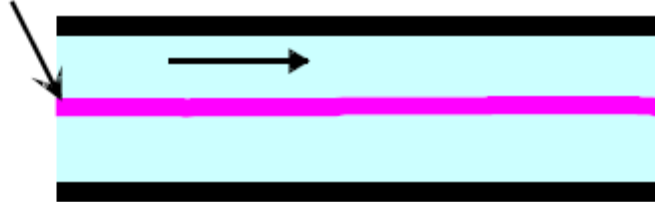


Figure 1.8 : Régime laminaire [1].

- **Régime turbulent :**

Les filets fluides s'enchevêtrent, s'enroulent sur eux-mêmes.



Figure 1.9 : Régime turbulent [1].

Des études plus fines ont montré qu'il existe encore une subdivision entre :

- les écoulements turbulents lisses et
- les écoulements turbulents rugueux.

La limite entre ces différents types d'écoulements est évidemment difficile à appréhender.

En utilisant divers fluides à viscosités différentes, en faisant varier le débit et le diamètre de la canalisation, Reynolds a montré que le paramètre qui permettait de déterminer si l'écoulement est laminaire ou turbulent est un nombre sans dimension appelé nombre de Reynolds donné par l'expression suivante:

$$R_e = \frac{vd}{\nu} \quad (1.11)$$

V : Vitesse moyenne d'écoulement à travers la section considérée en (m/s)

d : Diamètre de la conduite ou largeur de la veine fluide en (m).

ν : Viscosité cinématique du fluide (m²/s).

Résultats empirique à titre indicatif :

Si $R_e < 2000$: l'écoulement est laminaire

Si $R_e > 2000$: l'écoulement est turbulent :

- Lisse si $2000 < R_e < 100000$

- Rugueux si $R_e > 100000$

I-4-6 Pertes de charges :

- **Pertes de charge singulières :**

Quand la conduite subit de brusque variation de section ou de direction, il se produit des pertes de charges dites singulières, elles sont généralement mesurable et font partie des caractéristiques de l'installation. On les exprime par:

$$J_s = -K_s \frac{V^2}{2g} \quad (1.12)$$

Où s : indice de l'accident de forme de la conduite.

K_s : Coefficient (sans unité) de pertes de charge. Il dépend de la nature et de la géométrie de l'accident de forme.

Les valeurs de K_s sont données par les constructeurs dans leurs catalogues.

- **Pertes de charges linéaires :**

Les pertes de charges linéaires, sont des pertes de charge réparties régulièrement le long des conduites. En chaque point d'un écoulement permanent, les caractéristiques de l'écoulement sont bien définies et ne dépendent pas du temps.

Les pertes de charge linéaires sont proportionnelles à la longueur L de la conduite, inversement proportionnelles à son diamètre d , proportionnelle au carré de la vitesse débitante V du fluide [1].

$$J_L = -\lambda \frac{V^2}{2g} \left(\frac{L}{d} \right) \quad (1.13)$$

Où :

V : vitesse moyenne d'écoulement dans la conduite (m/s)

L : longueur de la conduite (m)

d : diamètre de la conduite (m)

λ : coefficient de perte de charge linéaire. Il dépend du régime d'écoulement et notamment du nombre de Reynolds R_e .

Dans un régime d'écoulement laminaire, $R_e < 2000$, (Formule de Poiseuille) :

$$\lambda = \frac{64}{R_e} \quad (1.14)$$

Dans un régime d'écoulement turbulent lisse, $2000 < R_e < 10^5$ (Formule de Blasius) :

$$\lambda = 0.316 R_e^{-0.25} \quad (1.15)$$

Dans un régime d'écoulement turbulent rugueux, $R_e > 10^5$ (Formule de Blench) :

$$\lambda = 0.79 \sqrt{\frac{\varepsilon}{d}} \quad (1.16)$$

Avec :

ε : rugosité de la surface interne de la conduite (mm)

d : diamètre intérieur de la conduite (mm)

Parfois, on lit la valeur de λ sur un abaque établie par Moody.

I-5 Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons passé en revue quelques notions fondamentales, relatives au transfert de chaleur ainsi que la mécanique des fluides rencontrés dans les échangeurs de chaleur tube et calandre.

II-1 Introduction :

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant de transférer l'énergie thermique d'un fluide vers un autre, sans les mélanger. Le flux thermique traverse la surface d'échange qui sépare les fluides.

La plupart du temps, on utilise cette méthode pour refroidir ou chauffer un liquide ou un gaz qu'il est impossible ou difficile à refroidir ou à chauffer directement, par exemple l'eau d'un circuit de refroidissement ou de chauffage.

On distingue différents modes d'échange thermique qui interviennent dans un échangeur de chaleur. Différents types d'échangeur sont utilisés par conséquent.

II-2 Types d'échangeurs de chaleur :**II-2-1 Les échangeurs par mélange ou à contact direct :**

Le fluide intimement mélangé.

- les désurchauffeurs de vapeur
- les dégazeurs
- les tours de refroidissement à convection naturelle ou forcée
- les ballons de détente de purges

II-2-2 Les régénérateurs ou les échangeurs discontinus :

La surface d'échange est alternativement mise en contact avec le fluide froid et le fluide chaud.

- réchauffeurs d'air rotatifs

II-2-3 Les échangeurs continus :

Les deux fluides circulent de manière continue de part et d'autre de la surface d'échange.

- échangeurs tubulaires
- échangeurs à ailettes
- échangeurs à plaques

II-2-3-1 Les échangeurs tubulaires :

Un échangeur tubulaire est le plus simple des échangeurs, il est constitué de 2 tubes concentriques. Un fluide circule dans le tube interne alors que le second passe dans l'espace entre les 2 tubes. Facile à nettoyer ou à réparer, il permet de travailler avec des fluides à hautes pressions. Cependant, il ne permet qu'un échange de chaleur limité et ne possède qu'une petite surface d'échange (maximum 50 m^2).

On distingue plusieurs catégories suivant le nombre de passes dans les tubes et de leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée.

a) Echangeur monotube :

Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentin comme montré à la figure au-dessous.

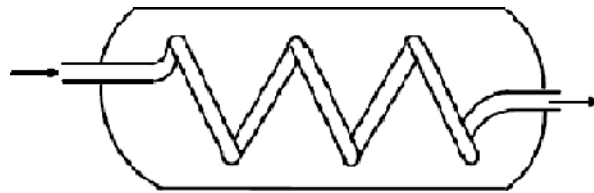


Figure 2.1 : Échangeur monotube en serpentin [5].

b) Echangeur coaxial :

Dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur comme indiqué à la figure ci-dessous.

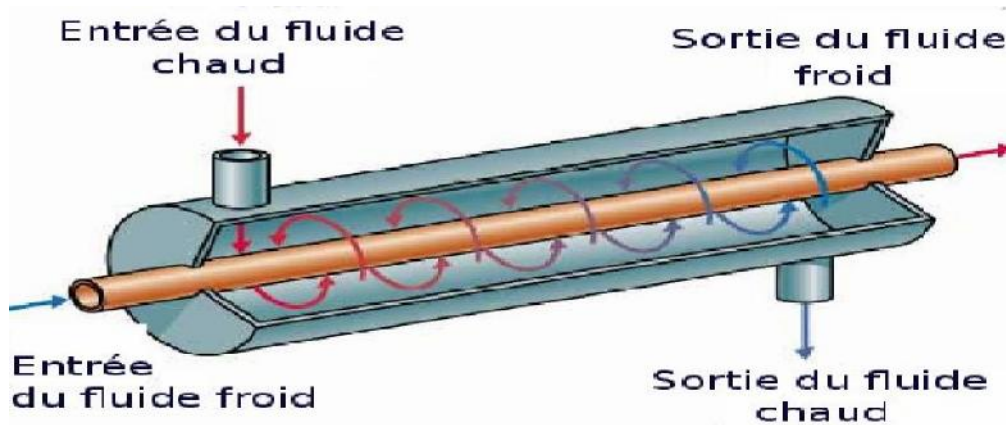


Figure 2.2 : Échangeur coaxial [5].

c) Échangeur multitubulaire :

On distingue :

- Échangeur à tubes séparés :

À l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) où sont placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm) maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé.

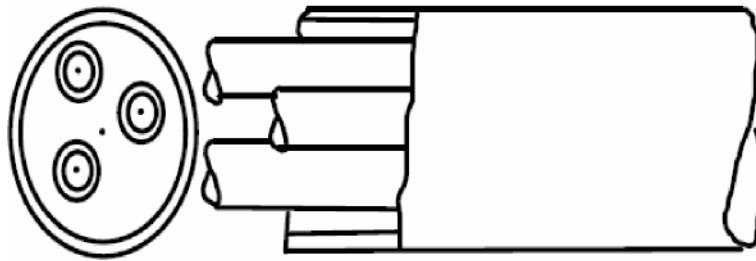


Figure 2.3 : Échangeur à tubes séparés [5].

- Echangeurs à tubes rapprochés :

Pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans.

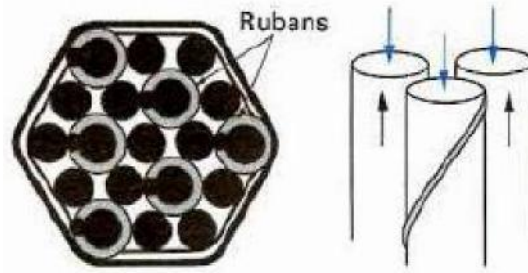
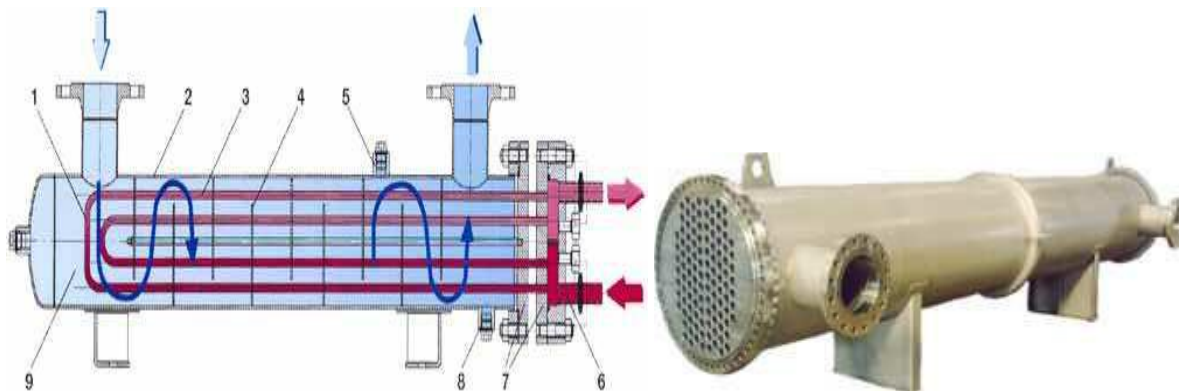


Figure 2.4 : Échangeur à tubes rapprochés [5].

d) Echangeur à tube-calandre :

L'appareil est constitué d'un faisceau de tubes, disposé à l'intérieur d'une enveloppe dénommée calandre. L'un des fluides circule à l'intérieur des tubes et l'autre à l'intérieur de la calandre, autour des tubes. On ajoute en général des chicanes dans la calandre, qui jouent le rôle de promoteurs de turbulence et améliorent le transfert à l'extérieur des tubes.

A chaque extrémité du faisceau sont fixées des boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en une ou plusieurs passes. La calandre est aussi munie de tubulures d'entrée et de sortie pour le second fluide (qui circule à l'extérieur des tubes) suivant le chemin imposé par les chicanes.



1. Faisceau tubulaire.
2. Enveloppe (calandre).
3. Intérieur tube
4. Chicane.
5. Raccord évent.
6. Intérieur boîte à eau.

7. Plaque tubulaire.
8. Raccord vidange.
9. Intérieur enveloppe.

Figure 2.5 : Echangeur à tube-calandre [5].

- **Echangeur à tête flottante :**

L'une des plaques tubulaires est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre.

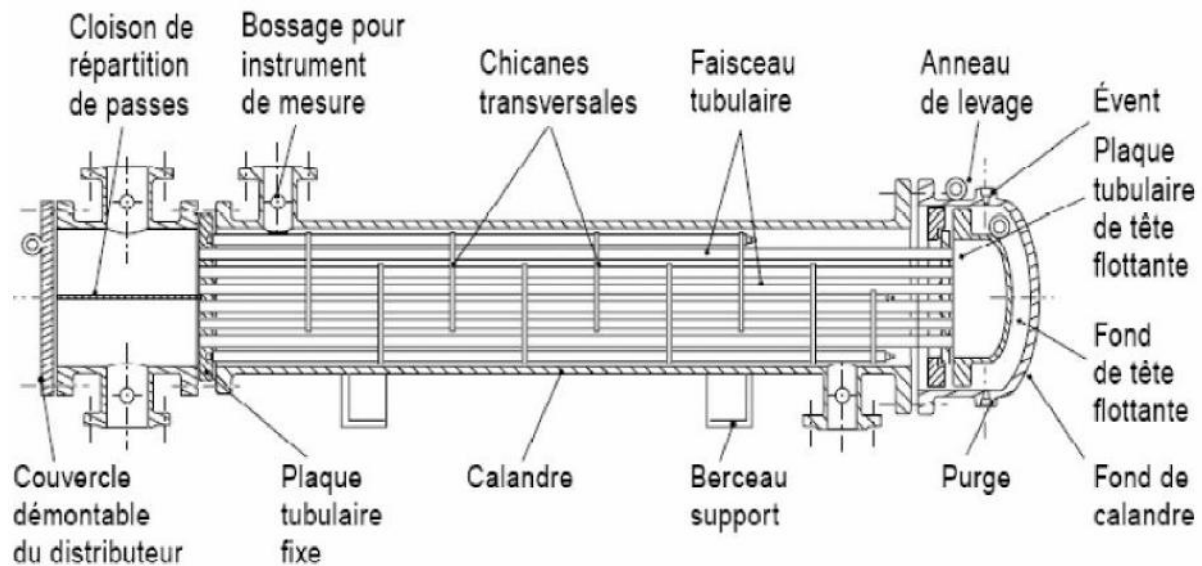


Figure 2.6 : Echangeur à boîte flottante [6].

- **Echangeurs à tête fixe :**

Dans ce cas, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre

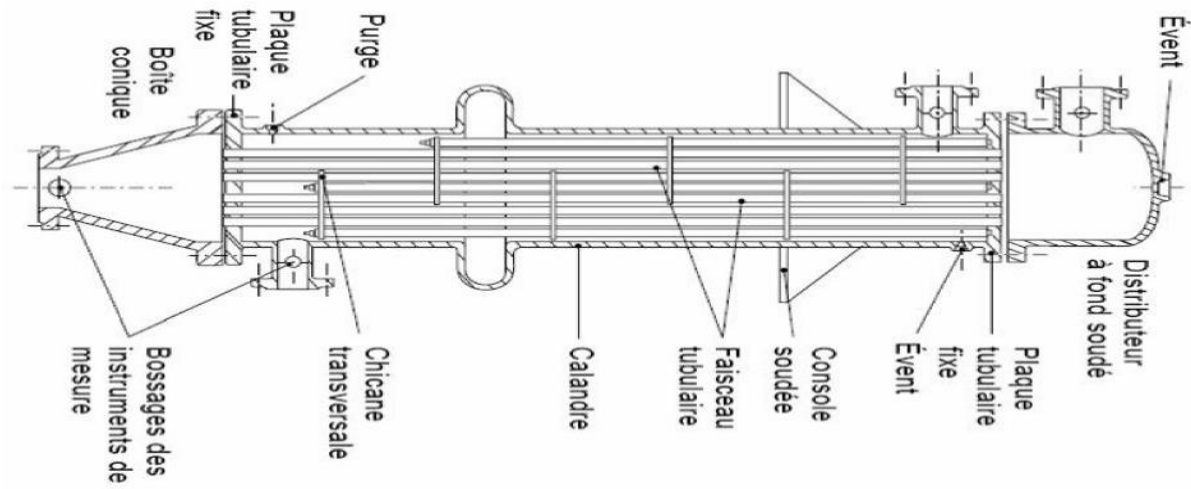


Figure 2.7 : Échangeur à boîte fixe [6].

e) Echangeur a tube en U :

Le faisceau est constitué de tubes coudés en forme d'épingle, il n'est donc porté que par une seule plaque tubulaire. Ce système permet la libre dilatation du faisceau. En revanche, le nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique.

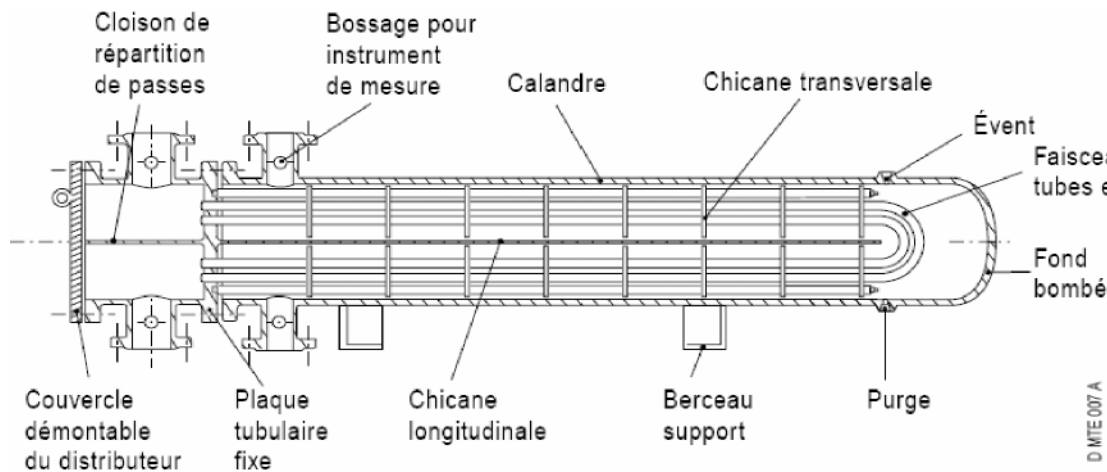


Figure 2.8 : Echangeurs à tubes en U [6].

II-2-3-2 Les échangeurs à ailettes :

- Échangeur à tubes ailetés (compact) :

Les échangeurs de chaleur compacts sont principalement utilisés dans les applications où le fluide secondaire est un gaz (systèmes gaz/gaz ou liquide/gaz) et pour de faibles coefficients d'échange convectif h . Ils permettent une grande surface d'échange dans un volume très réduit. Ces échangeurs ont généralement une superficie de 500 m^2 pour un mètre cube de volume.

La compacité étant définie par le rapport entre la surface d'échange S_e et le volume externe V . Donc l'encombrement d'un échangeur sera principalement fonction de sa surface externe, car le fluide externe est plus mauvais convecteur que le fluide interne.

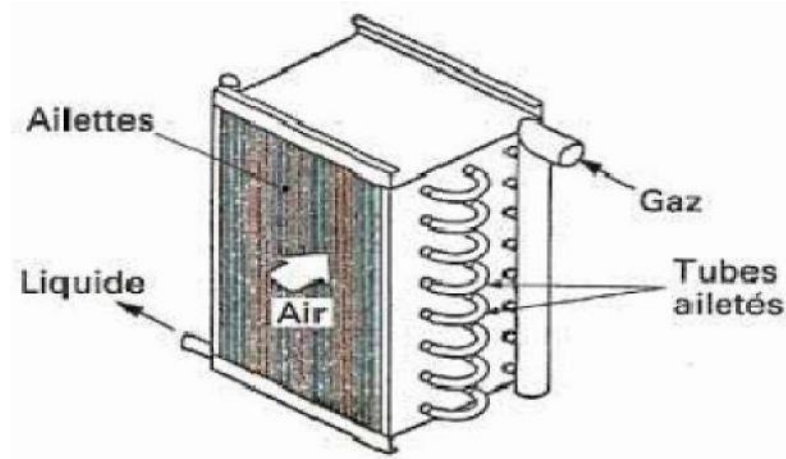


Figure 2.9 : Échangeur à tubes ailettes [5].

II-2-3-3 Echangeurs à plaques :**a) Échangeurs à surface primaire :**

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques corrigées, nervurées ou picotées. Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression par multiplication des points de contact.

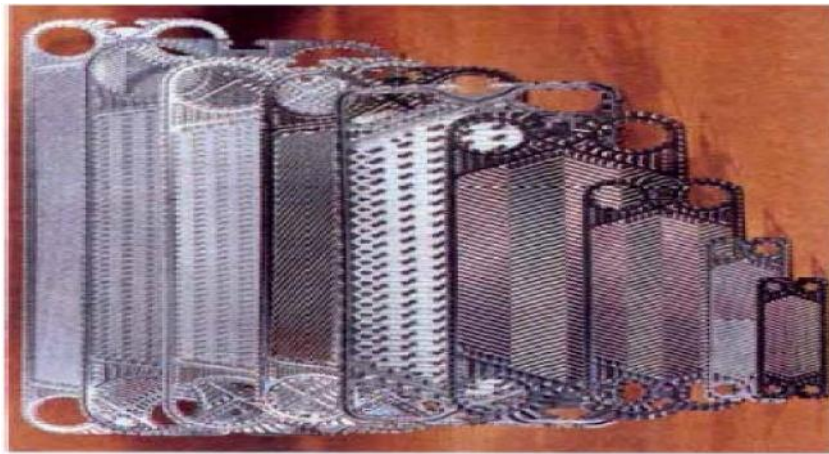


Figure 2.10 : Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire [5].

b) Echangeurs à plaques et a joints :

La surface d'échange est alors composée de plaques métalliques, équipées de joints, serrées les unes contre les autres à l'aide de tirants entre deux flasques, l'un fixe, l'autre mobile.

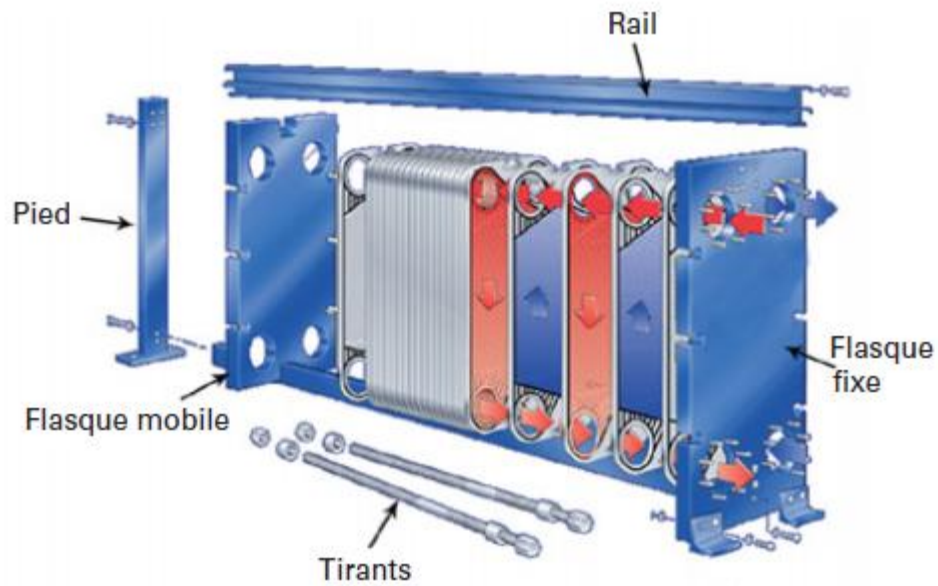


Figure2.11 : Échangeur à plaques et joint [5].

c) Échangeur à plaques tout soudé :

Ils ont un aspect extérieur similaire à celui des échangeurs à plaques et joints. Ils sont constitués d'un paquet de plaques enserrées entre deux flasques serrés par un jeu de tirants. Les plaques ont quatre ouvertures pour la distribution des deux fluides et une zone d'échange corruguée. Les joints sont remplacés par des soudures.

Comme les circuits ne sont nettoyables que par des solutions chimiques, ils sont donc réservés à des fluides peu encrassant. Ce type d'échangeur a été développé spécialement pour les fluides agressifs et pour les conditions de service cyclique entraînant des chocs thermiques.

Ces échangeurs, qui restent de taille moyenne par rapport aux échangeurs à plaques et joints, peuvent être utilisés jusqu'aux conditions suivantes : une pression de service de 4 MPa, une température de service de 350°C. Leur surface d'échange maximale est de 250 m².

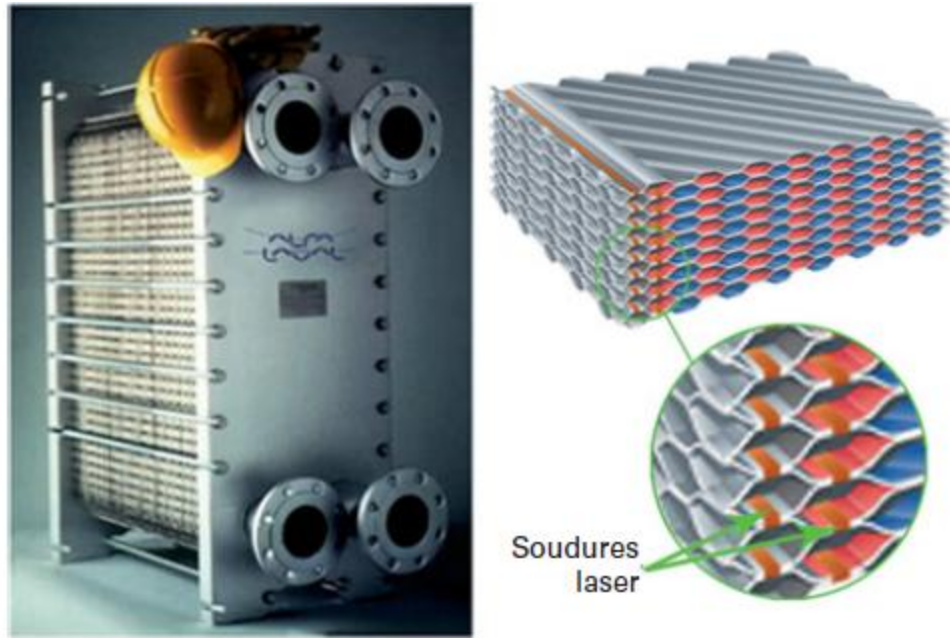


Figure 2.12 : Échangeur à plaques tout soudé [5].

d) Échangeur brasé :

C'est une variante de l'échangeur à plaques et joints conventionnel, car sa surface d'échange est constituée d'une série de plaques métalliques à cannelures inclinées, mais il ne possède ni joints d'étanchéité, ni tirants de serrage. Les plaques sont en acier inoxydable et sont assemblées par brasure dans un four sous vide, ce qui limite la taille de ces échangeurs. La brasure est effective sur le pourtour des plaques et aux points de contact entre deux plaques successives, avec les tôles de quelques millimètres d'épaisseur servant de bâti, ainsi qu'avec les tubulures de raccordement. L'ensemble ainsi constitué est monobloc. La profondeur des corrugations est comprise entre 2 et 3 mm, et comme les échangeurs brasés ne sont pas démontables, ils doivent être utilisés sur des fluides propres.

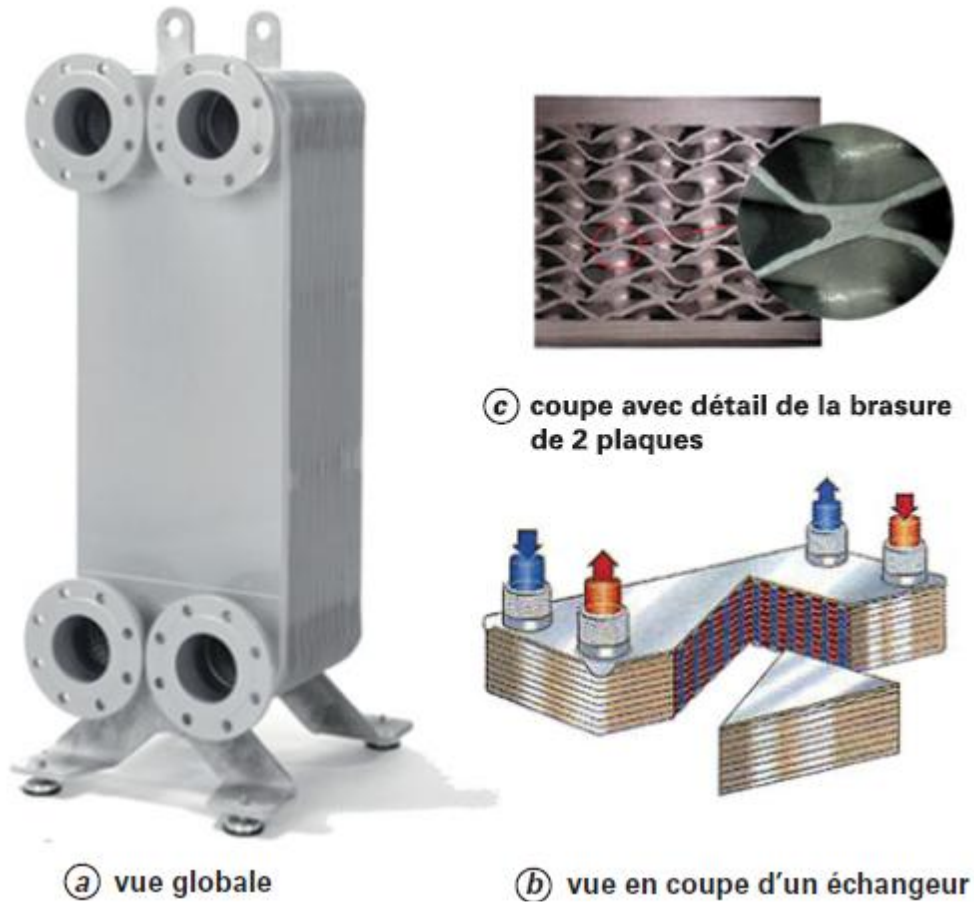


Figure 2.13 : Échangeur à plaques brasé [5].

II-3 Types des condenseurs tubulaires :

Le but de ces échangeurs est de condenser une vapeur à l'aide d'un fluide réfrigérant. Ils concernent des secteurs d'activité très variés comme la production d'énergie (centrale thermique), les industries chimiques (colonnes à distillation), les industries du génie climatique, de l'agro-alimentaire, du séchage ...etc.

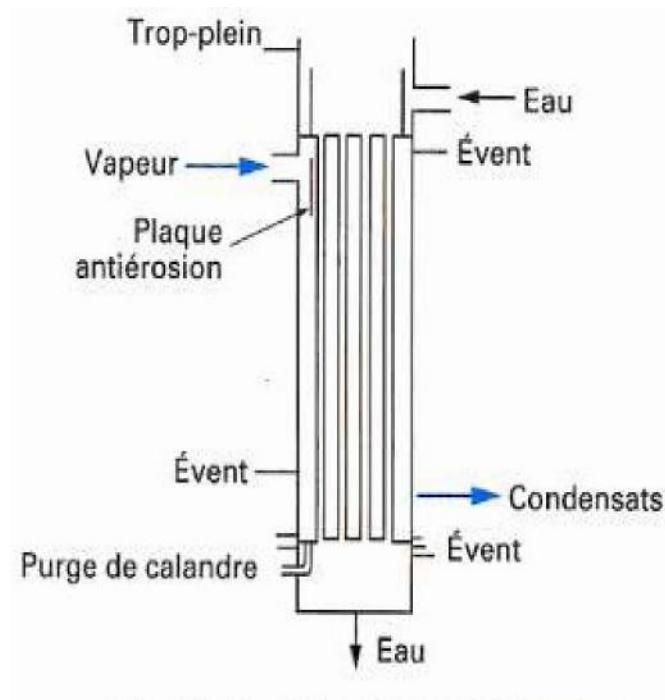


Figure 2.14 : Condensation extérieur aux tubes [5].

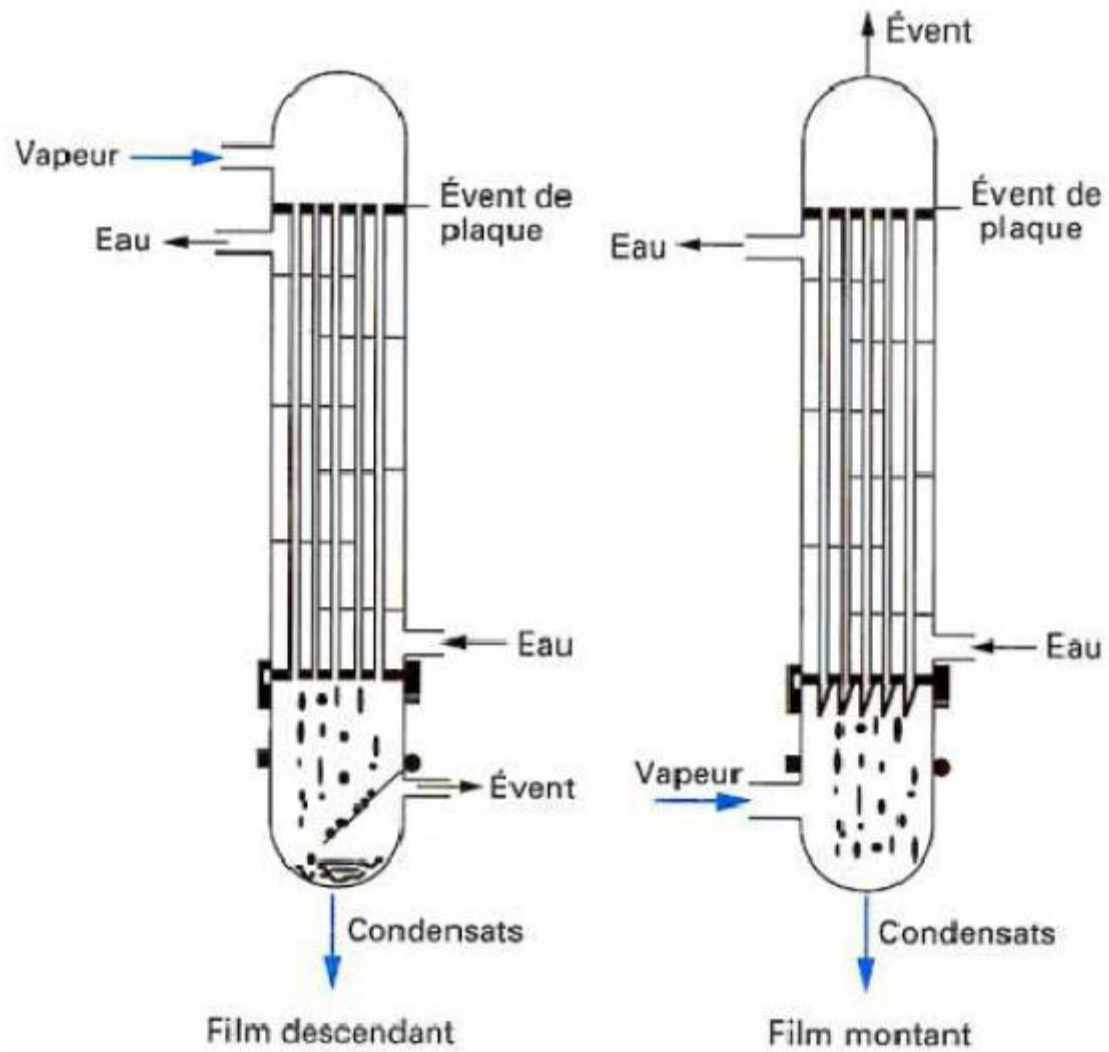


Figure 2.15 : Condensation intérieure aux tubes [5].

II-4 Classification des échangeurs :

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. On cite les plus importants.

II-4-1 Classement suivant le mode de transfert de chaleur :

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées ... etc.) ; il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient.

II-4-2 Classement suivant le procédé de transfert de chaleur :

Suivant qu'il y a ou non stockage de chaleur, on définit un fonctionnement en récupérateur ou en régénérateur de chaleur :

- ✓ Transfert sans stockage, donc en récupérateur, avec 2 ou n passages et un écoulement en général continu ;
- ✓ Transfert avec stockage, donc en régénérateur, avec un seul passage et un écoulement intermittent, la matrice de stockage étant statique ou dynamique.

a) Les récupérateurs :

Par ce terme, nous désignons les échangeurs dans lesquels la chaleur est instantanément transmise d'un fluide chaud à un fluide froid. On néglige donc l'inertie thermique des parois d'échanges.

b) Les régénérateurs :

Ce sont les échangeurs dans lesquels on utilise l'inertie thermique pour stocker la chaleur avant qu'elle soit transférée au milieu froid. Ce stockage peut être réalisé en utilisant la chaleur sensible d'un milieu, sa chaleur latente ou encore une réaction thermochimique réversible.

II-5 Classement des échangeurs :

Les échangeurs de chaleur sont généralement classés soit par rapport au sens d'écoulement dans ces derniers, soit par rapport à leurs fonctions.

II-5-1 Classement fonctionnel :

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase ; suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique. On rencontre alors les différents cas suivants :

- ✓ Les deux fluides ont un écoulement monophasique ;
- ✓ Un seul fluide à un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs ;
- ✓ Les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapo-condenseur.

II-5-2 Classement selon le sens de l'écoulement des fluides :

Selon le sens d'écoulement des fluides, on distingue : échangeur à co-courant, échangeur à contre-courant, et échangeur à courant croisé.

a) Echangeurs à courants parallèles (co-courants) :

Les écoulements des fluides chaud et froid sont parallèles et de même sens.

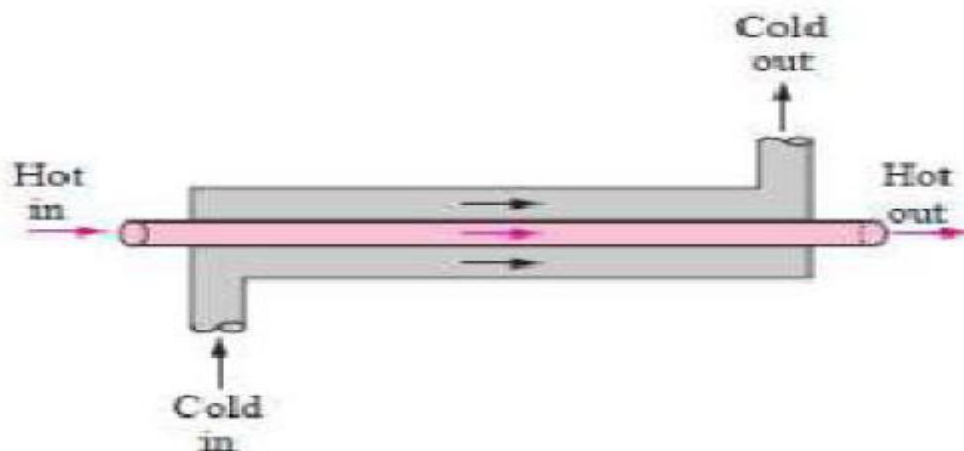


Figure 2.16 : Echangeur à tube a courants parallèles.

b) Echangeurs à contre courants :

Les écoulements des fluides chaud et froid sont toujours parallèles mais de sens opposés.

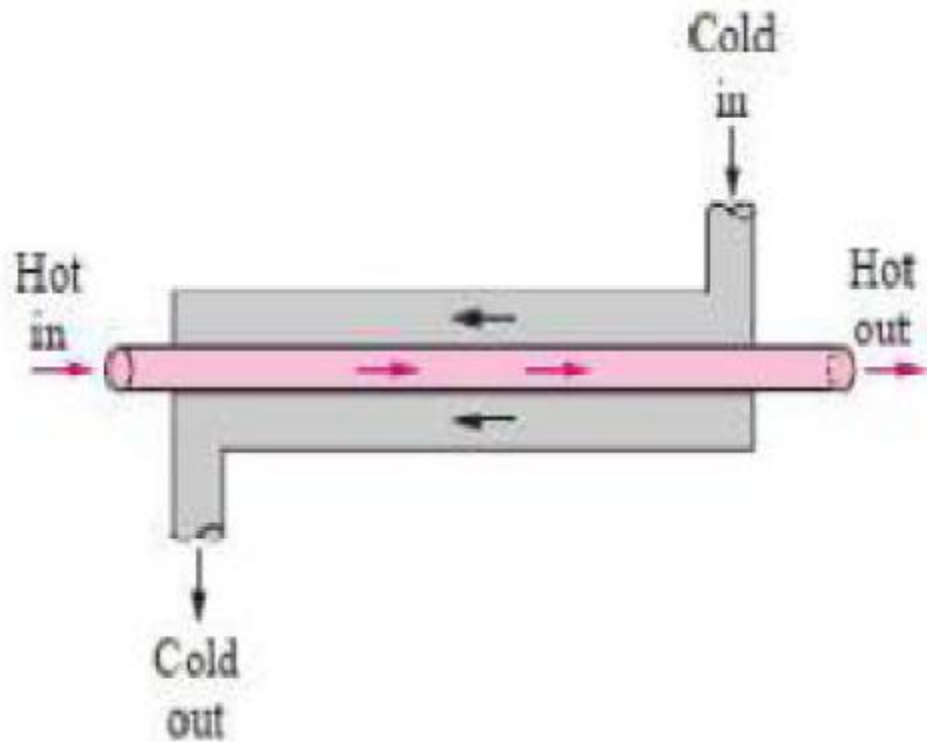


Figure 2.17 : Echangeur à tube à contre courants.

c) Echangeurs à courants croisés :

Les écoulements sont perpendiculaires l'un à l'autre. La figure (2.18.a) montre un échangeur à courant croisé où les des deux fluides sont non brassés, et la figure (2.18.b) représente un échangeur à courant croisé où les fluide circulant à l'extérieur des tubes est brassé, et l'écoulement dans les tubes et non brassé .

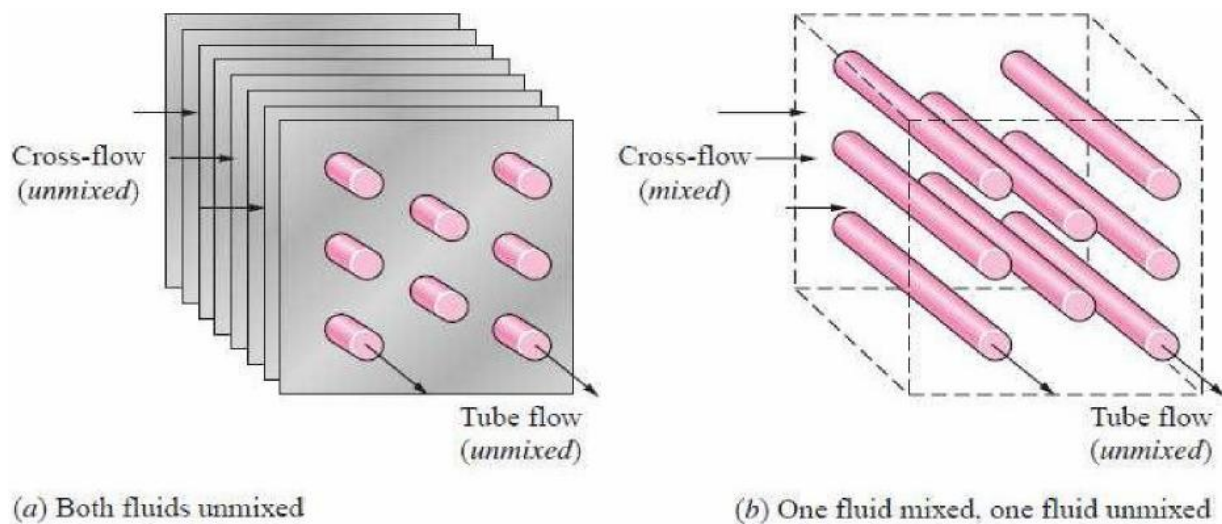


Figure 2.18 : Echangeur compact à courant croisé.

II-6 Evolution des températures le long d'un échangeur :**a) Echangeur à co-courant :**

Dans cette configuration, les écoulements des fluides chaud et froid sont parallèles et de même sens. Une telle configuration peut être trouvée dans un échangeur coaxial ou dans certains échangeurs à plaques.

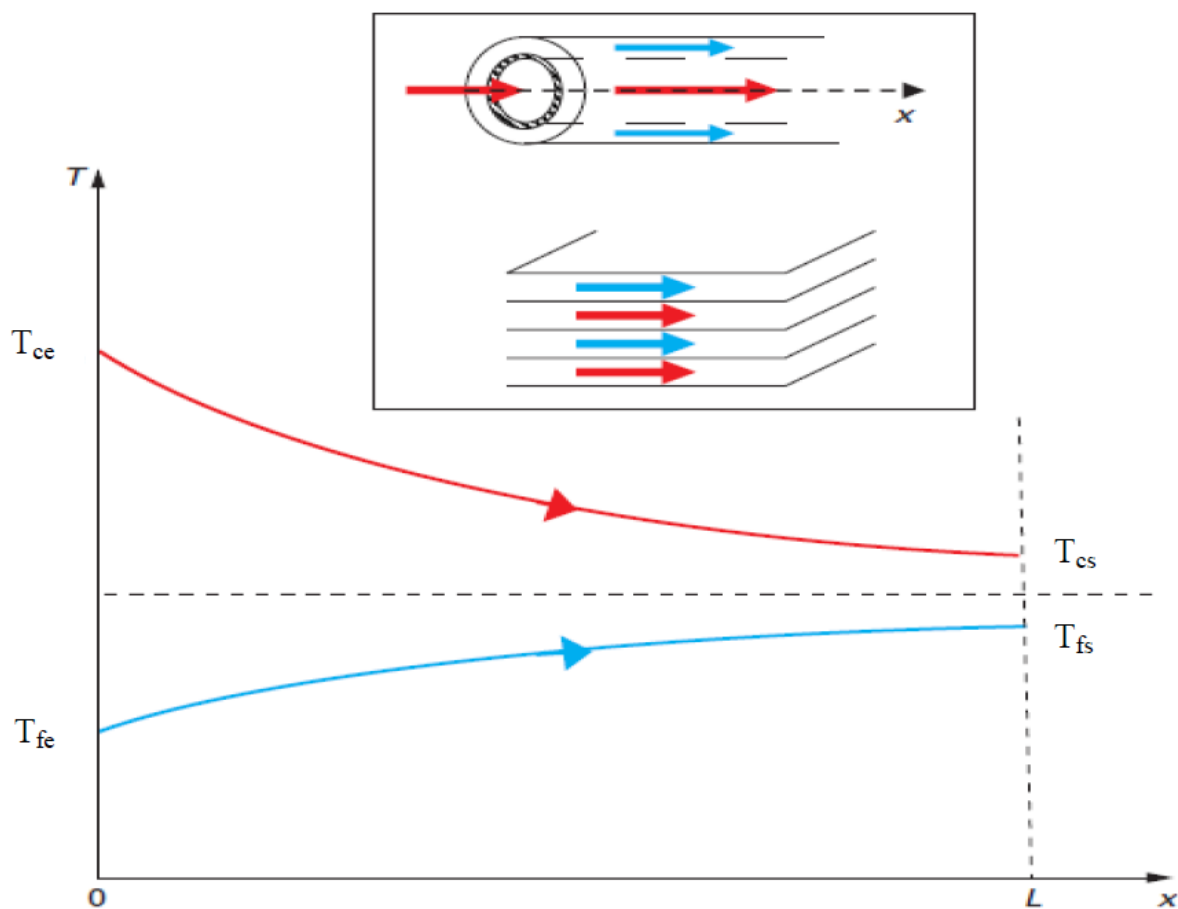


Figure 2.19 : Evolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur à co-courant [7].

b) Echangeur à contre-courant :

Dans cette configuration, les écoulements des fluides chaud et froid sont toujours parallèles mais de sens opposés.

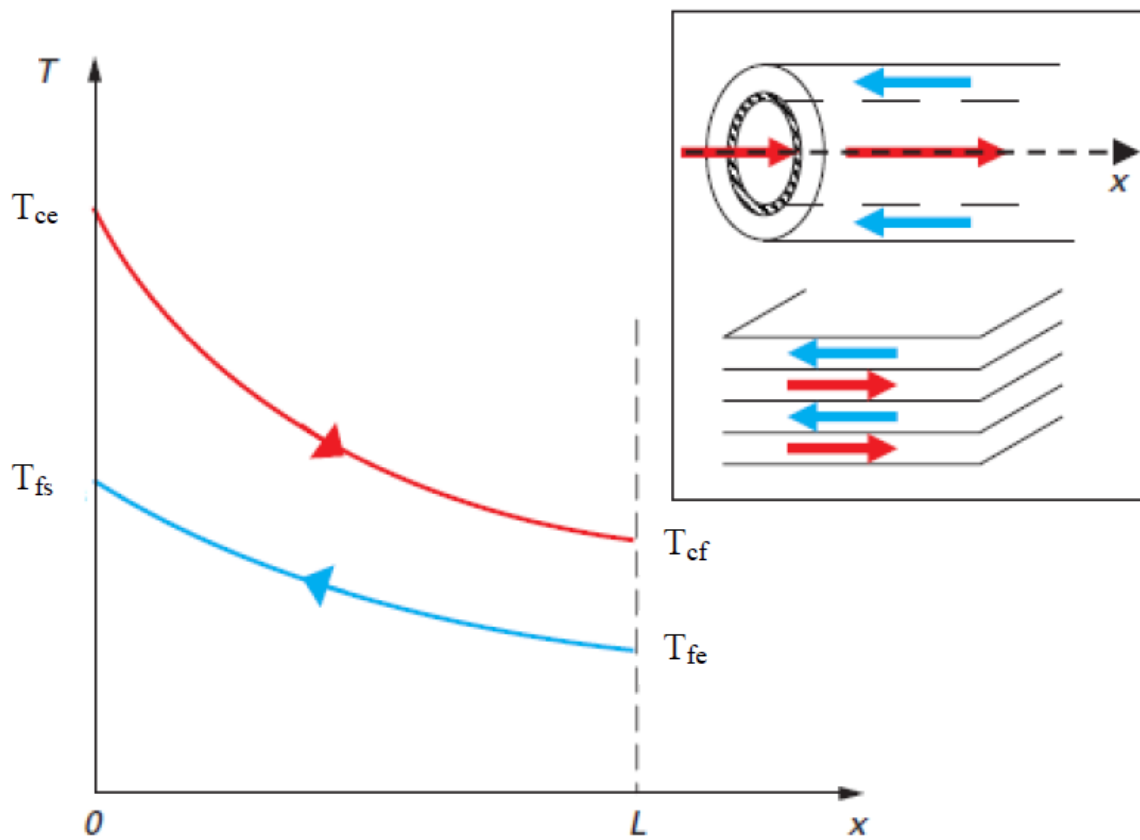


Figure 2.20 : Evolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur à contre-courant [7].

c) Echangeur à courants croisés :

Dans cette configuration, les écoulements sont perpendiculaires l'un à l'autre. Cette configuration est bien adaptée à certaines utilisations, dont l'exemple typique est le radiateur automobile. Dans ce radiateur, un écoulement d'air se propage perpendiculairement à un écoulement d'eau confiné dans de nombreux canaux.

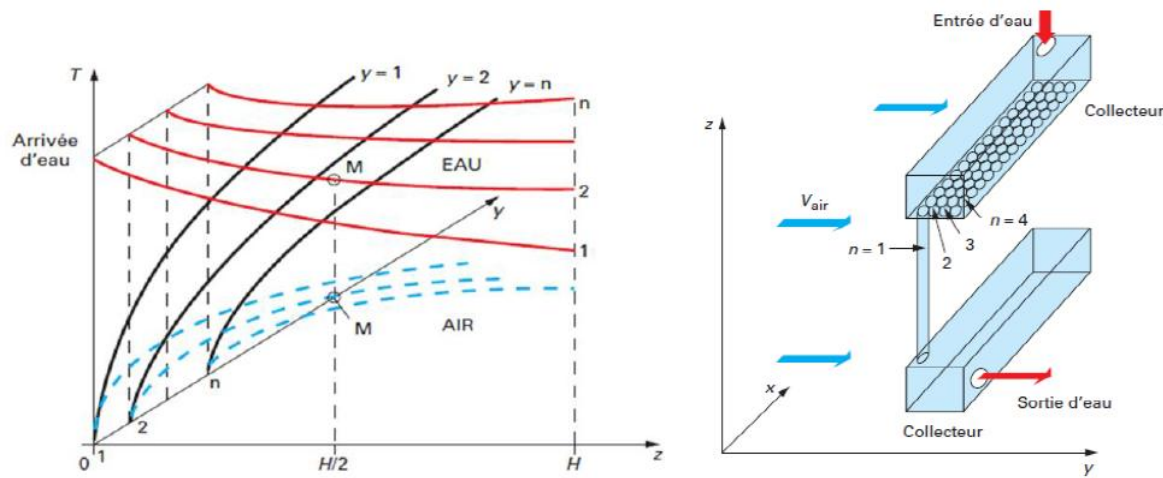


Figure 2.21 : Evolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur à courants croisés [7].

On peut remarquer sur la figure ci-dessus que le fluide chaud (eau) s'écoule suivant z et le fluide froid (air) suivant y . On identifie par n la position d'un plan perpendiculaire, « n » étant le nombre de plans perpendiculaires à l'écoulement d'air relativement aux tubes contenant le liquide.

II-7 Conclusion :

Ce chapitre est un aperçu descriptif sur les échangeurs de chaleur, en effet nous avons passé en revue les différents types d'échangeurs, le fonctionnement, ainsi que les critères utilisés pour leur classement.

III-1 Introduction :

Dans ce chapitre, nous décrivons et nous détaillons les parties peuvent constituer un condenseur à tubes et calandre. Les différents types d'écoulement rencontrés au niveau de la calandre sont présentés.

Pour l'évaluation du coefficient de transfert de chaleur coté calandre et les pertes de charge, la méthode de Bell-Delaware a été choisie et décrite dans ce chapitre.

III-2 Description d'un condenseur à tubes et calandre :

Dans un condenseur à tubes et calandre, il y a deux fluides qui échangent de la chaleur. Un circule dans le faisceau tubulaire est appelé « fluide coté tubes », un autre fluide circule à l'extérieur des tubes dans une enveloppe appelée calandre, on désigne ce fluide par son nom « fluide coté calandre ». Les tubes et la calandre sont soumis aux pressions des fluides, donc ils doivent être construits pour y résister.

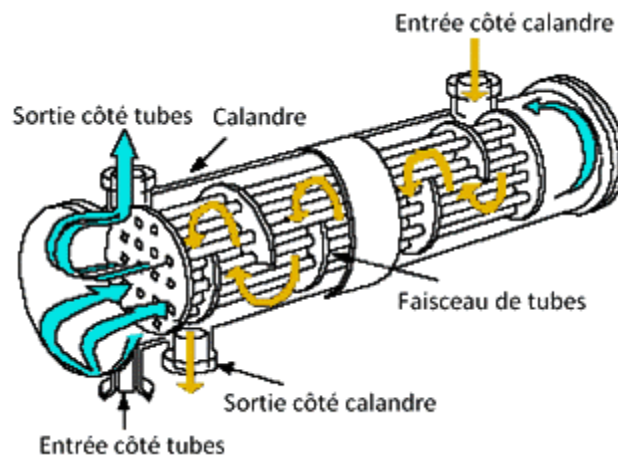


Figure 3.1 : condenseur à tubes et calandre.

III-2-1 Les tubes :

Les tubes sont pris à leur extrémités dans les plaques perforées appelée *plaques tubulaires*, destinées à maintenir les tubes assemblés et à séparer les fluides côté tubes et côté calandre. L'assemblage des tubes sur les plaques tubulaires doit être soigné pour être parfaitement étanche et éviter le passage d'un fluide vers l'autre. Celui-ci est généralement assuré par un soudage. Les tubes étant généralement souvent de grande longueur (jusqu'à 6 mètres) et de faible diamètre pour optimiser le rapport surface/volume, ils doivent être supportés entre les plaques tubulaires pour éviter leur fléchissement. Ces supports ont la forme de plaques perforées, transversales aux tubes. Les tubes passent au travers des trous. Ces plaques sont maintenues en place au moyen de tirants et d'entretoises.

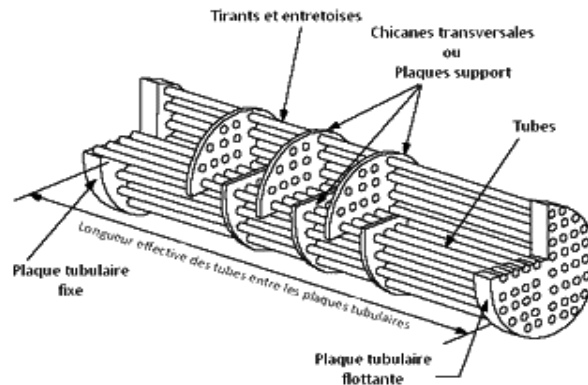


Figure 3.2 : le faisceau tubulaire.

III-2-2 Les chicanes :

On trouve plusieurs types de chicanes parmi elles les chicanes plates, qui peuvent prendre différentes formes « chicane plate à un seul segment, chicane plate à double segment, etc... ».

- Chicane plate à un seul segment (single-segmental baffle) :

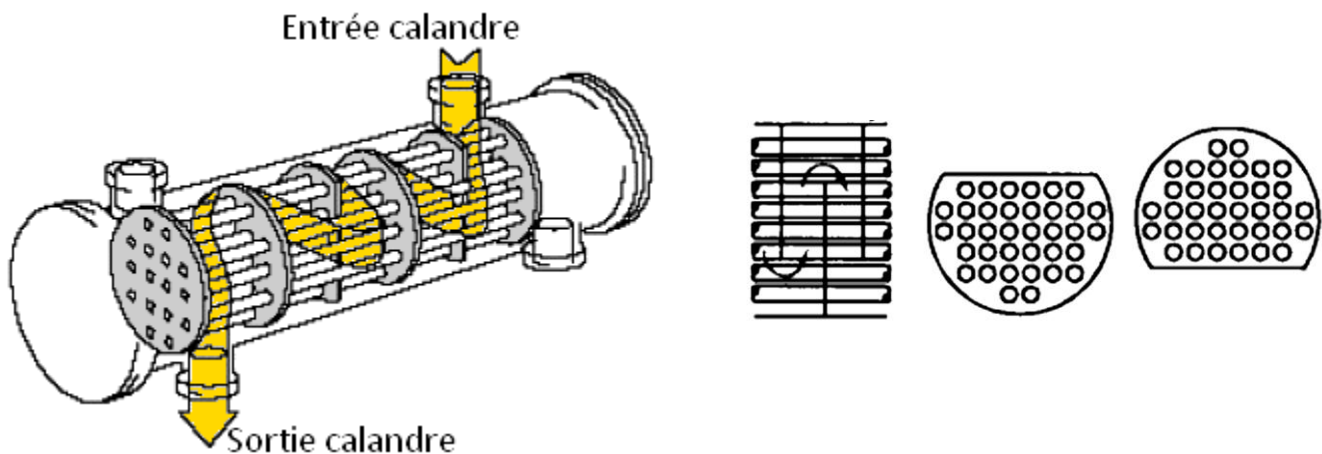


Figure 3.3 : chicane plate à un seul segment [8].

- Chicane plate à double segments (double-segmental baffle) :

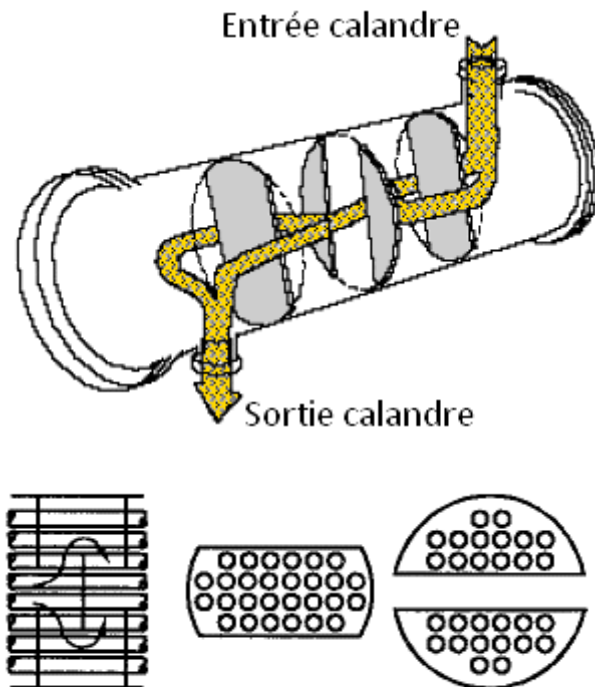


Figure 3.4 : chicane plate à double segments [8].

- Chicane à triple segments (triple-segmental baffle) :

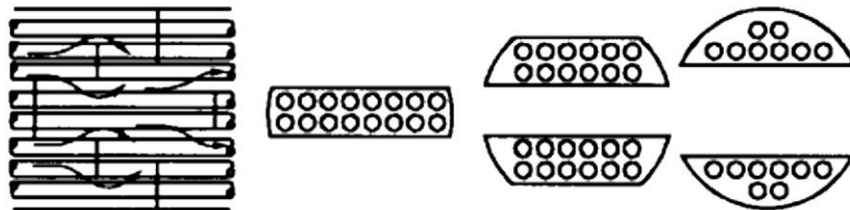


Figure 3.5 : chicane à triple segments [8].

- Chicane creuse & disk (disk-and-doughnut baffle) :

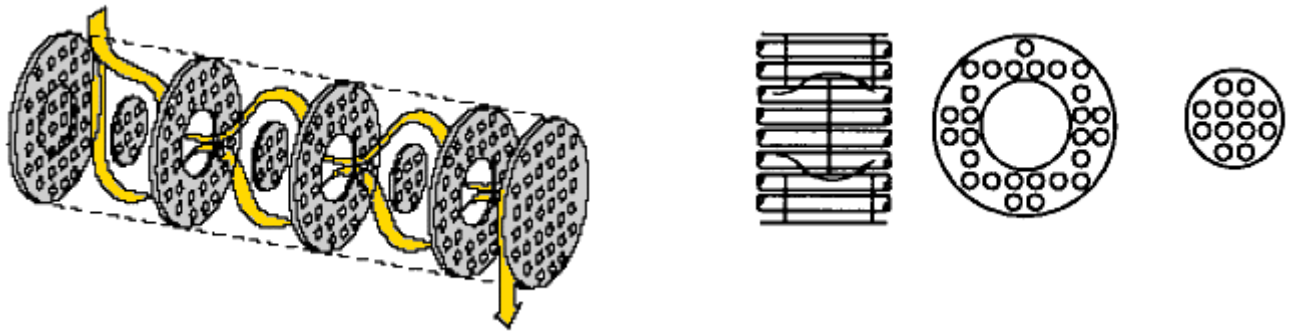


Figure 3.6 : chicane creuse & disk (disk-and-doughnut baffle) [8].

III-2-3 Les boîtes de distribution :

Les boîtes de distribution du fluide côté tubes sont munies de parois étanches pour orienter le fluide vers les tubes appropriés. Les boîtes de tête et de fond ne sont pas identiques.

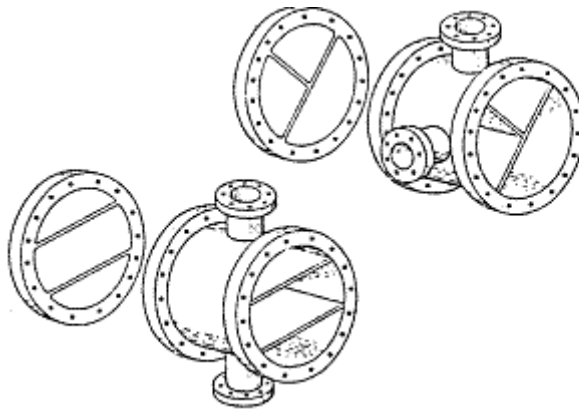


Figure 3.7 : boîtes de distribution.

III-3 L'écoulement à travers la calandre.

Pour un écoulement monophasique dans la calandre on peut distinguer plusieurs courants selon le chemin qu'ils parcourent à travers les tubes, les chicanes, et la calandre. Le nombre de courant est de cinq :

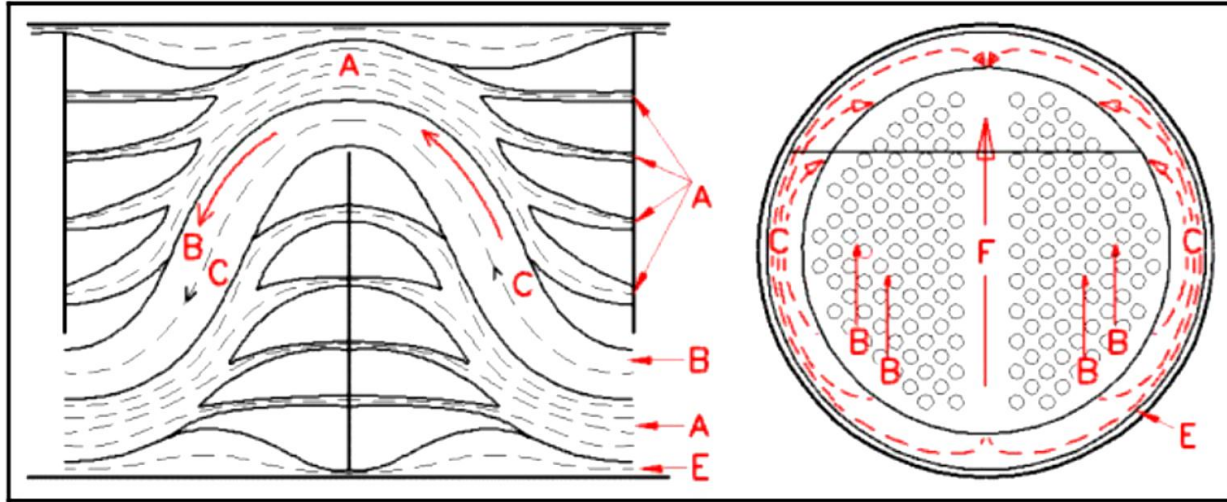


Figure 3.8 : lignes de courant dans la calandre pour un écoulement monophasique [9].

Courant A : c'est le courant qui passe d'une chicane à une autre à travers l'espace (Δ_{t-b}) entre l'extérieur des tubes et les chicanes. Ce courant est conduit par les pertes de charge d'une chicane à une autre.

Pour réduire ce courant il suffit de diminuer l'espace diamétral (Δ_{t-b}) entre les tubes et les chicanes, ce courant peut être éliminé si les tubes sont en contact direct avec les chicanes.

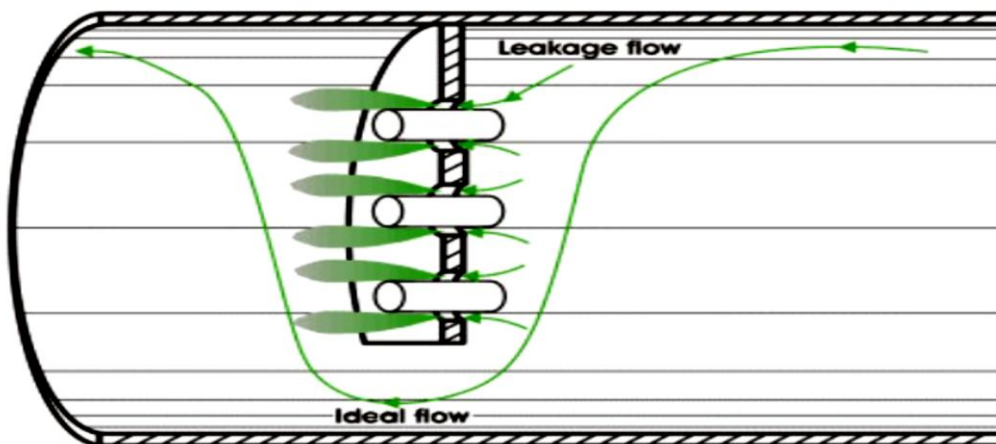


Figure 3.9 : Schéma représentatif du courant A [9].

Courant B : C'est le courant croisé transversal, il passe à travers l'espace entre les chicanes et la calandre. Ce débit est le plus important dans l'échangeur tube-calandre.

Courant C : Ce courant circule à travers l'espace diamétral entre le faisceau tubulaire et la paroi interne de la calandre (figure 3.10), il est en fonction (Δ_{s-b}).

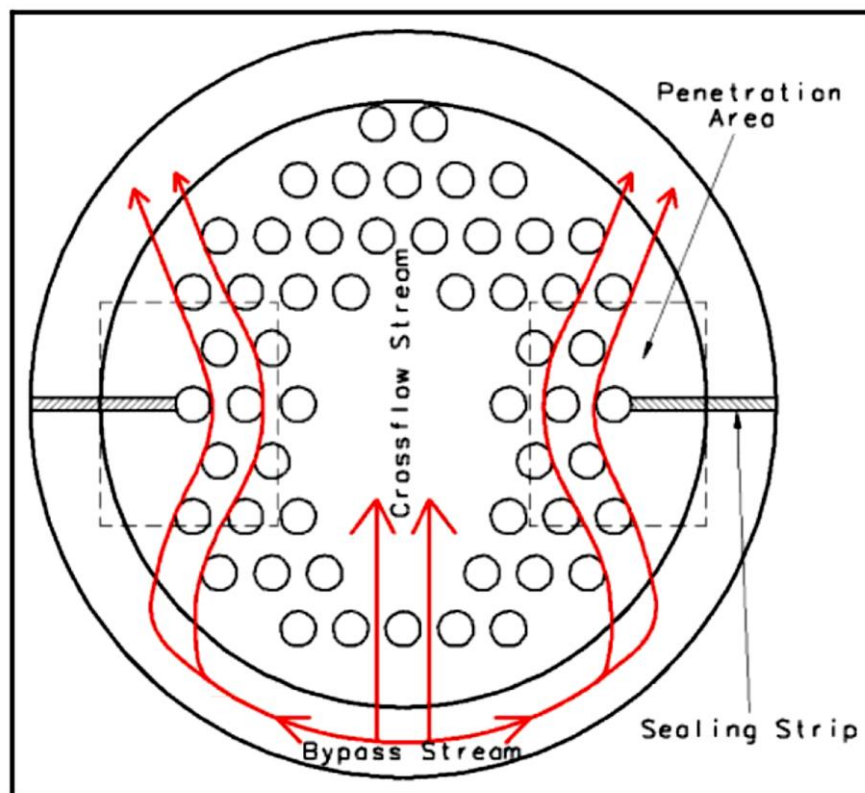


Figure 3.10 : Schéma représentatif du courant C [9].

Courant E : c'est le débit qui circule à travers l'espace entre la chicane et la paroi interne de la calandre.

Courant F : c'est le courant qui circule à travers le chemin diviseur des tubes.

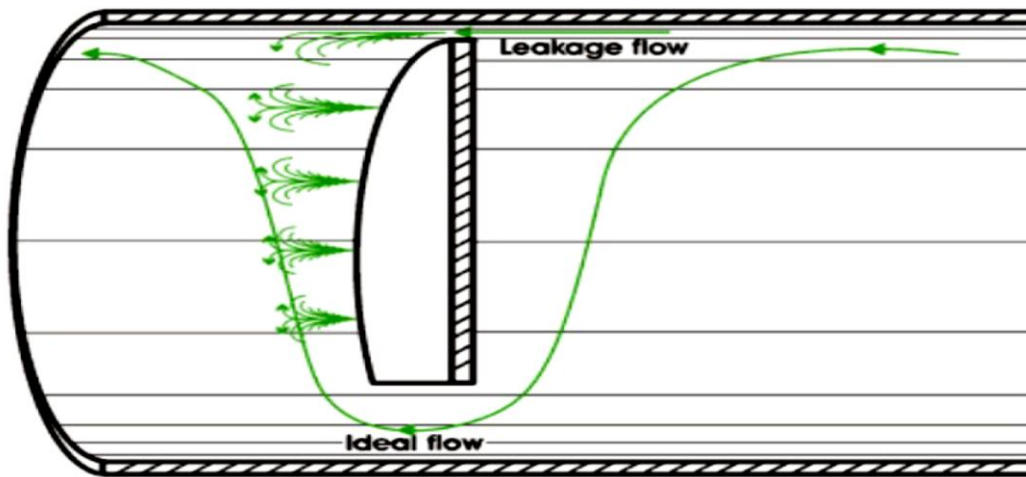


Figure 3.11 : schéma représentatif de courant F [9].

III-4 Géométrie d'un condenseur tubes et calandre:

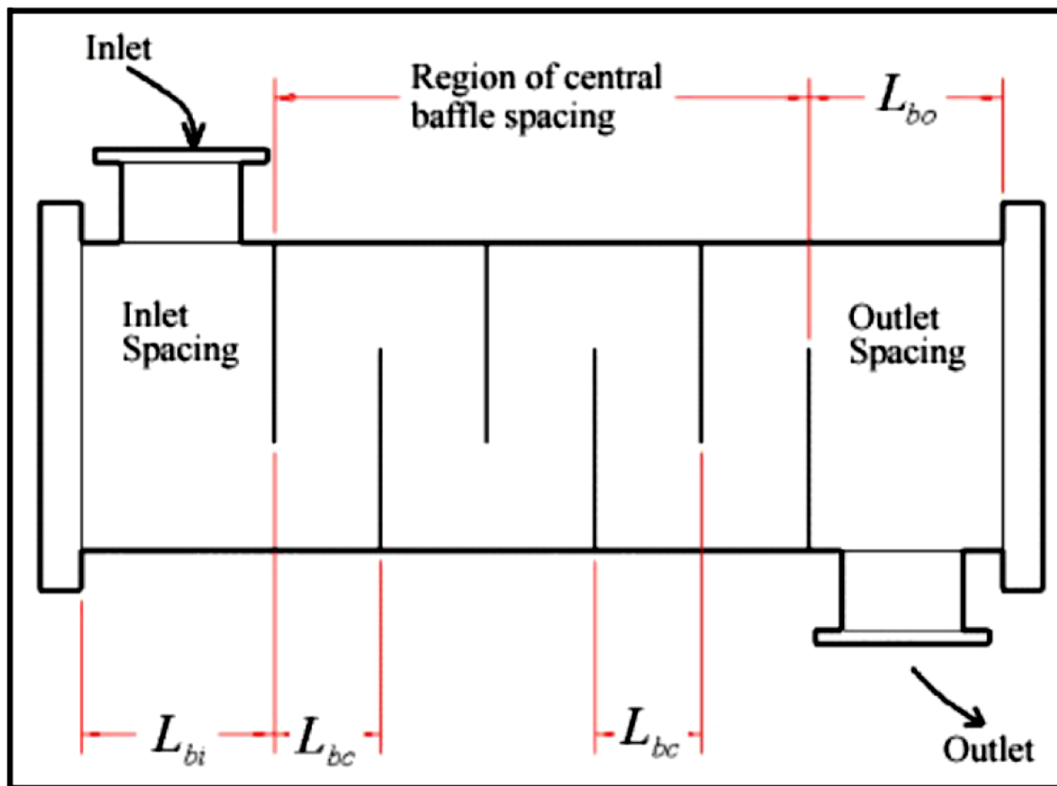


Figure 3.12 : représentation des espaces entre les chicanes pour un échangeur tube-calandre à chicanes à un seul segment [9].

La figure ci-dessus, montre la configuration interne d'un échangeur tube-calandre avec un faisceau tubulaire fixe sur les des deux extrémités, avec une seule passe dans les tubes ainsi que la calandre, on trouve ce type d'échangeur généralement dans les cycles de réfrigération ainsi que les installations pétrochimiques.

Les espaces entre deux chicanes à l'entrée, au centre et à la sortie, sont définis par L_{bi} , L_{bc} , L_{bo} , respectivement, et y sont montrés sur la figure. L_{bi} , L_{bo} sont égaux avec L_{bc} , sauf au cas où la première ou la dernière chicane doit être déplacée pour permettre d'atteindre l'emplacement de la conduite soit d'entrée ou de sortie de la calandre.

Les figures 3.12, 3.13, 3.14, tirés à partir de Taborek (1983) définissent les dimensions principales d'un échangeur tube calandre. D_{otl} est le diamètre limite extérieur de faisceau tubulaire, D_{ctl} est le diamètre central de faisceau tubulaire ($D_{ctl} = D_{otl} - D_t$) avec D_t diamètre extérieur du tubes. B_c , coupe des chicanes donnée en pourcentage par rapport au diamètre intérieur de la calandre D_s $B_c = (L_{bch}/D_s) \times 100$, où L_{bch} est la longueur de l'espace entre la coupe de la chicane et l'intérieur de la calandre.

L'espace diamétral entre le diamètre intérieur de la calandre D_s et le diamètre extérieur du faisceau tubulaire D_{otl} est appelé L_{bb} ou Δ_{t-b} , la moitié de L_{bb} représente l'épaisseur de canal de bypass. Un chemin de passage de partition est montré sur la figure 3.13, avec une épaisseur de L_p . L_{sb} ou Δ_{s-b} est l'espace diamétral entre D_s et le diamètre de la chicane D_b .

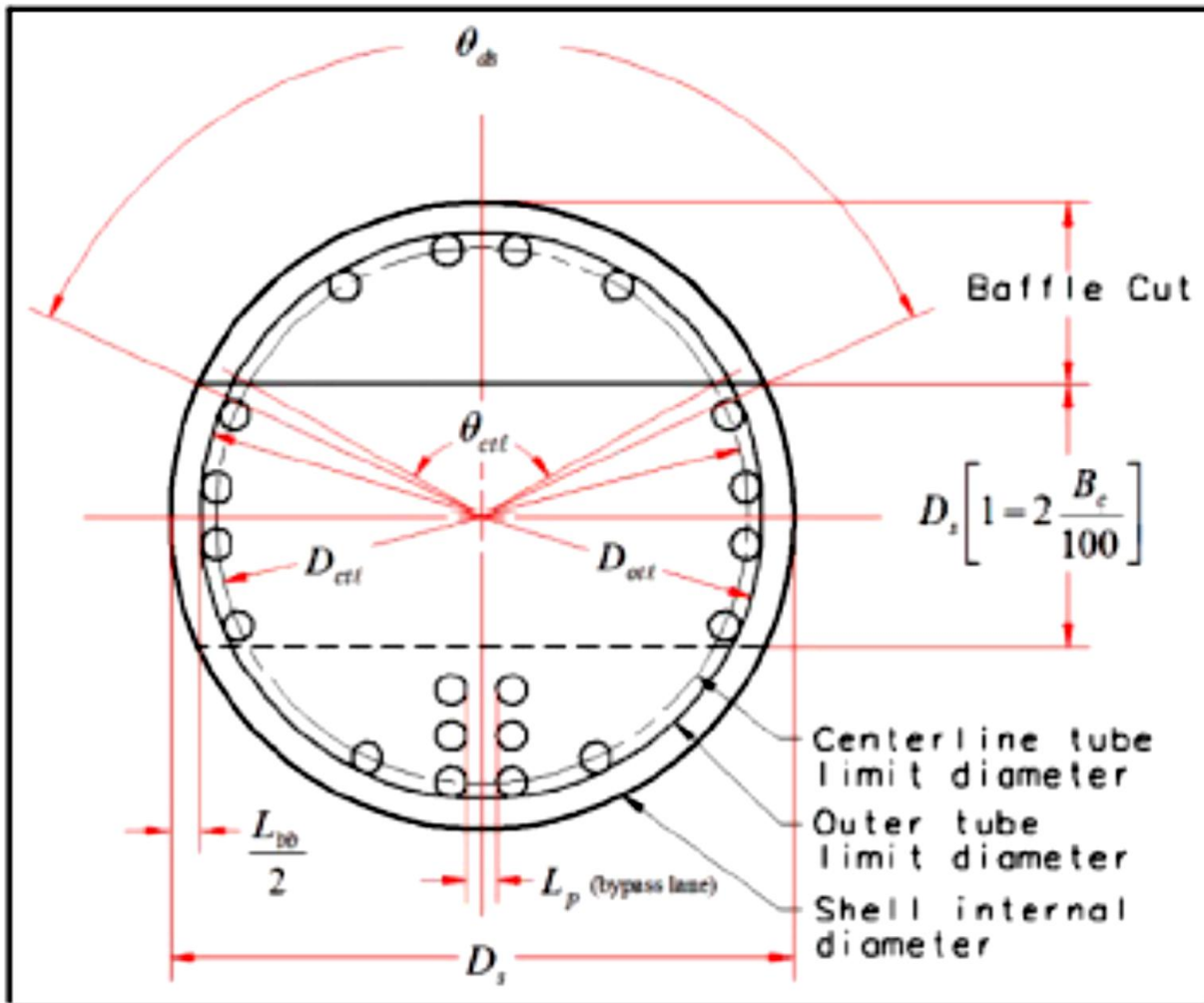


Figure 3.13 : Représentation de la chicane et la géométrie relative à la disposition des tubes [9].

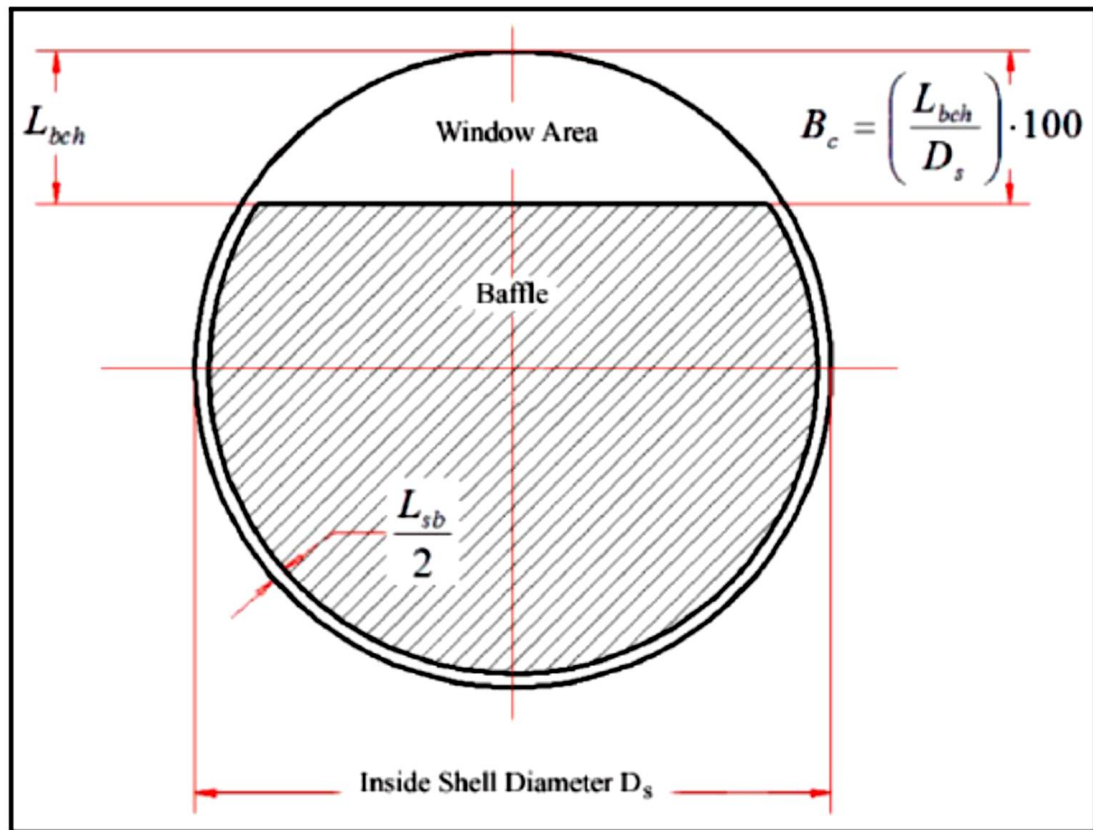


Figure 3.14 : Représentation de la coupe de la chicane et l'espace libre entre la chicane et la calandre [9].

III-4-1 La disposition des tubes (tube layout) [3]:

La disposition des tubes dans un échangeur tube-calandre peut prendre quatre forme, dans le tableau ci-dessous, nous verrons ces dispositions proposé par la méthode de Taborek, 30°, 45°, 60° et 90°.

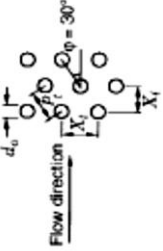
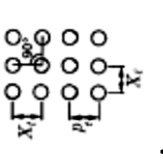
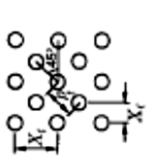
Type d'arrangement	 Arrangement triangulaire 30°	P_t	$\left(\frac{\sqrt{3}}{2}\right) P_t$
Le pas transversal X_t	P_t	P_t	P_t
Le pas longitudinal X_l	$\left(\frac{\sqrt{3}}{2}\right) P_t$	P_t	P_t
 Arrangement triangle inversé 60°	$\sqrt{3} P_t$	$\frac{P_t}{2}$	$\frac{P_t}{\sqrt{2}}$
 Arrangement carré 90°	P_t	P_t	P_t
 Arrangement carré inversé 45°	P_t	$\frac{P_t}{\sqrt{2}}$	P_t

Tableau 3.1 : Disposition des tubes [8].

III-4-2 Les sections d'écoulement [3]:

L'échangeur tube-calandre à chicane à un seul segment « E-échangeur », est l'un des échangeurs les plus utilisés dans l'industrie pétrolière, et les installations de production d'énergie électrique. L'échangeur tube-calandre de type E peut être divisé en trois sections : la section courant-croisé interne, les sections parallèles, et les sections d'entrée et sortie, et cela en se basant sur la géométrie donnée par Bell Delaware (1988) et modifiée par Taborek (1988).

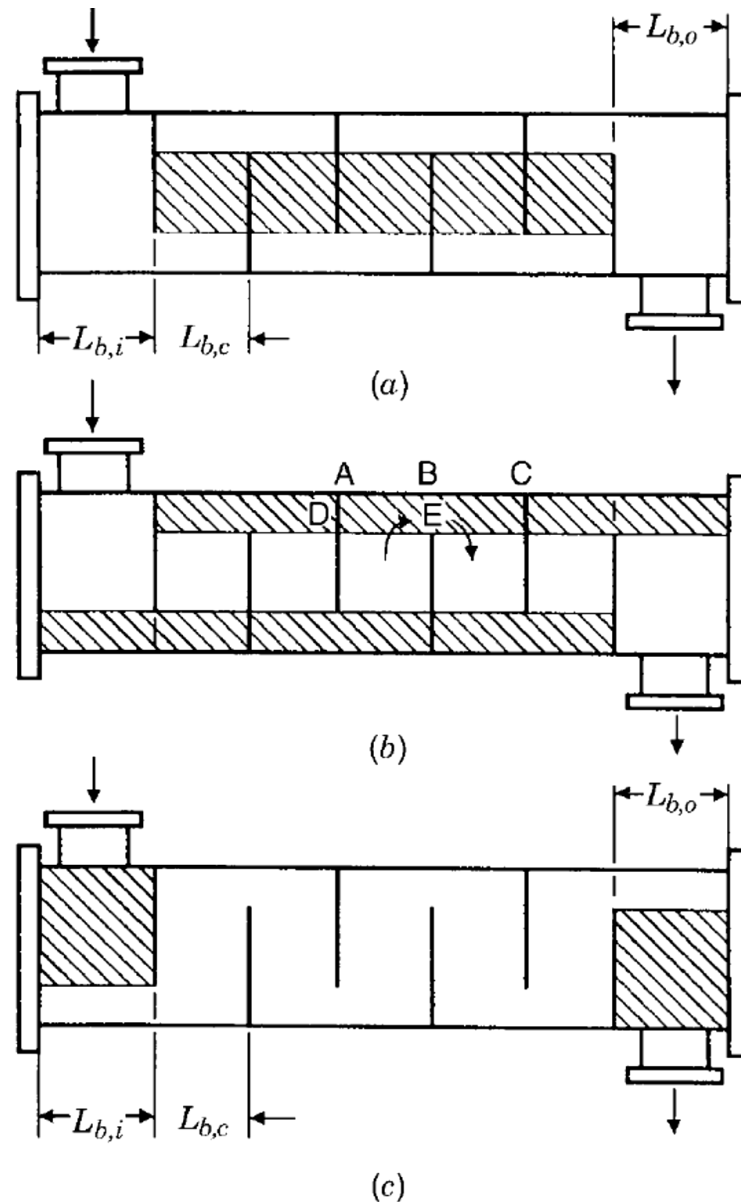


Figure 3.15 : a) la section courant-croisé, b) les sections parallèles, c) les sections d'entrée et sortie [8].

III-4-2-1 La section parallèle (window section) [8]:

La section parallèle est montrée sur la figure (3.15.b), et elle est donnée par l'équation suivante :

$$A_{fr,w} = \frac{\pi}{4} D_s^2 \left(\frac{\theta_b}{2\pi} - \frac{\sin\theta_b}{2\pi} \right) = \frac{D_s^2}{4} \left[\frac{\theta_b}{2} - \left(1 - \frac{2l_c}{D_s} \right) \sin \frac{\theta_b}{2} \right] \quad (3.1)$$

$$\theta_b = 2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{2l_c}{D_s} \right) \quad (3.2)$$

$$\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1} \left(\frac{D_s - 2l_c}{D_{ctl}} \right) \quad (3.3)$$

Où :

θ_b (rad) : est l'angle formé par les deux tube aux extrémités de la chicane coté coupe, avec le centre de la calandre, donné en radian.

D_s : diamètre intérieur de la calandre (m).

D_{ctl} : diamètre central du faisceau tubulaire.

l_c : distance vertical entre la coupe de la chicane et le diamètre intérieur de la calandre (m).

Le nombre des tubes dans la section parallèle est donné par la relation suivante :

$$N_{t,w} = F_w N_t \quad (3.4)$$

N_t : nombre total des tubes.

F_w , fraction du nombre des tubes dans une seule section parallèle :

$$F_w = \frac{\text{area of the segment DEF}}{\text{area of the circle with } D_{ctl}} = \frac{\theta_{ctl}}{2\pi} - \frac{\sin\theta_{ctl}}{2\pi} \quad (3.5)$$

Les tubes dans la section parallèle occupent une surface qui s'exprime comme suit :

$$A_{fr,t} = \frac{\pi}{4} d_o^2 N_{t,w} = \frac{\pi}{4} d_o^2 F_w N_t \quad (3.6)$$

d_o : diamètre extérieur du tube (m).

La surface net dans la section parallèle est donnée par :

$$A_{o,w} = A_{fr,w} - A_{fr,t} \quad (3.7)$$

Par l'application de la définition conventionnelle de diamètre hydraulique, le diamètre hydraulique de la section s'exprime par la relation suivante :

$$D_{h,w} = \frac{4A_{o,w}}{P} = \frac{4A_{o,w}}{\pi d_o N_{t,w} + \pi D_s (\theta_b / 2\pi)} \quad (3.8)$$

Ce diamètre hydraulique, est utilisé pour le calcul des pertes de charge dans la calandre pour un écoulement laminaire $Re < 100$.

Où :

Le nombre de ligne de tube effectifs dans la section courant-croisé est donné par :

$$N_{r,cw} = \frac{0.8l_{c,eff}}{X_l} = \frac{0.8}{X_l} \left[l_c - \frac{1}{2}(D_s - D_{ctl}) \right] \quad (3.9)$$

III-4-2-2 La section courant croisé (crossflow section) [8]:

La fraction F_c , de nombre total des tubes dans la section courant-croisé est trouvée à partir de l'équation suivante :

$$F_c = 1 - 2F_w = 1 - \frac{\theta_{ctl}}{\pi} + \frac{\sin\theta_{ctl}}{\pi} \quad (3.10)$$

Où F_w est obtenu à partir de l'équation (3.5).

Le nombre de ligne des tubes $N_{r,cc}$ dans la section courant-croisé est donné par la relation suivante :

$$N_{r,cc} = \frac{D_s - 2l_c}{X_l} \quad (3.11)$$

Où X_l est le pas longitudinal donné par le tableau (3.1) pour différentes dispositions.

La surface de d'une section courant-croisé, peut être estimée par la relation suivante :

$$A_{o,cr} = \left[D_s - D_{otl} + \frac{D_{ctl}}{X_t} (X_t - d_0) \right] L_{b,c} \quad (3.12)$$

Cette équation est valable pour les dispositions 30°, et 90°. Ainsi que pour 45° avec $P_t/d_0 \geq 1.707$ et 60° avec $P_t/d_0 \geq 3.732$. Pour les dispositions 45° et 60° qui ont des valeurs de P_t/d_0 inférieures à celles traités déjà, le terme $(X_t - d_0)$ dans l'équation (3.12) doit être remplacé $2(P_t - d_0)$, alors :

$$A_{o,cr} = \left[D_s - D_{otl} + 2 \frac{D_{ctl}}{X_t} (P_t - d_0) \right] L_{b,c} \quad (3.13)$$

Le nombre de chicanes N_b est nécessaire pour déterminer le nombre total des tubes dans les sections parallèles et la section courant-croisé.

$$N_b = \frac{L - L_{b,i} - L_{b,o}}{L_{b,c}} + 1 \quad (3.14)$$

Où : $L_{b,i}$, $L_{b,o}$, $L_{b,c}$, sont les espaces entre les chicanes respectivement à l'entrée, à la sortie et au centre.

III-4-2-3 Les surfaces des espacements d'écoulement, et bypass (bypass and leakage flow areas) [8]:

La surface d'écoulement disponible pour les écoulements C et F associée à une section courant-croisé, est :

$$F_{bp} = \frac{A_{o,bp}}{A_{o,cr}} = \frac{(D_s - D_{otl} + 0.5N_P w_P)L_{b,c}}{A_{o,cr}} \quad (3.15)$$

Où :

N_P : est le nombre de passe de chemins diviseurs qui sont parallèles à l'écoulement croisé B.

w_P : est le pas de chemin diviseur.

Le nombre total des tubes associé avec une chicane est :

$$N_{t,b} = N_t(1 - F_w) = N_t\left(\frac{1+F_c}{2}\right) \quad (3.16)$$

La surface d'espacement totale tube-chicane pour une chicane est la suivante :

$$A_{o,tb} = \frac{\pi}{4}[(d_0 + \delta_{tb})^2 - d_0^2]N_t(1 - F_w) \approx \frac{\pi d_0 \delta_{tb} N_t(1 - F_w)}{2} \quad (3.17)$$

La surface d'espacement calandre-chicane est donnée par :

$$A_{o,sb} = \pi D_s \frac{\delta_{sb}}{2} \left(1 - \frac{\theta_b}{2\pi}\right) \quad (3.18)$$

III-5 La température logarithmique moyenne ΔT_{lm} [8]:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_I - \Delta T_{II}}{\ln(\Delta T_I / \Delta T_{II})} \quad (3.19)$$

Où ΔT_I et ΔT_{II} sont les différences de température entre le fluide chaud et froid des deux extrémités de l'échangeur.

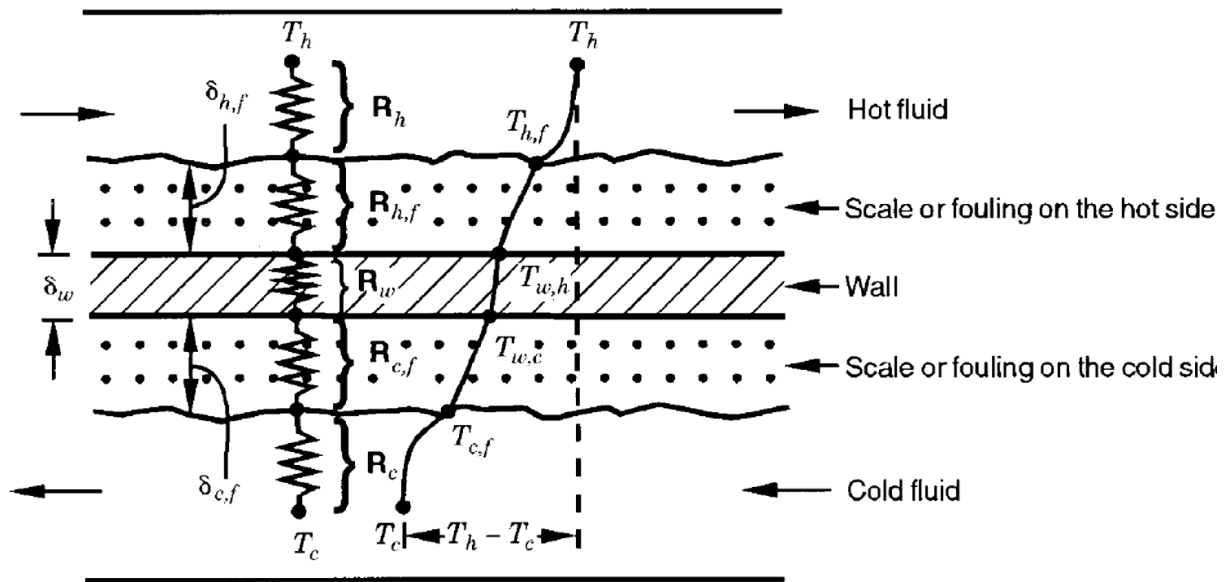
Pour un échangeur contre-courant :

$$\Delta T_I = T_{h,i} - T_{c,o} \quad \Delta T_{II} = T_{h,o} - T_{c,i} \quad (3.20)$$

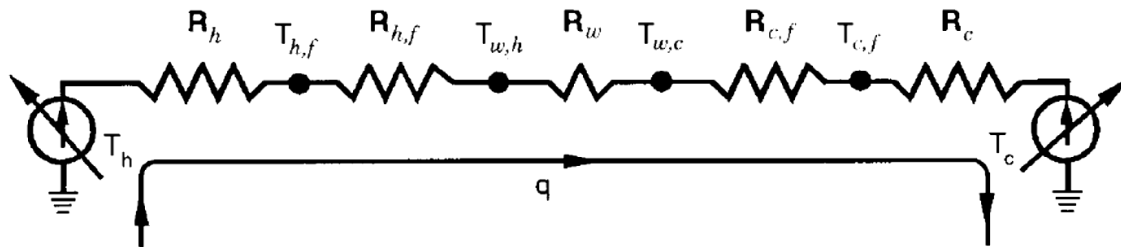
Pour un échangeur co-courant :

$$\Delta T_I = T_{h,i} - T_{c,i} \quad \Delta T_{II} = T_{h,o} - T_{c,o} \quad (3.21)$$

III-6 La température à la paroi [8]:



(a)



(b)

Figure 3.16 : a) Résistances thermiques, b) Circuit thermique pour un échangeur de chaleur (de, Shah, 1983) [8].

Le bilan thermique nous donne :

$$q = \frac{T_{h,e} - T_{h,f}}{R_h} = \frac{T_{h,f} - T_{w,h}}{R_{h,f}} = \frac{T_{w,h} - T_{w,c}}{R_w} = \frac{T_{w,c} - T_{c,f}}{R_{c,f}} = \frac{T_{c,f} - T_{c,e}}{R_c} \quad (3.22)$$

De ce bilan, on tire la température de la paroi à l'extérieur du tube $T_{w,h}$:

$$T_{w,h} = T_{h,e} - q(R_{h,f} + R_h) \quad (3.23)$$

Et la température de la paroi à l'intérieur du tube est donné par :

$$T_{w,c} = T_{h,e} - q(R_{h,f} + R_h + R_w) \quad (3.24)$$

Avec :

$T_{h,e}$: température du fluide chaud.

q : quantité de chaleur.

$R_h = \frac{1}{(hA)}$: résistance convective du fluide chaud.

$R_{h,f} = \frac{1}{(h_f A)}$: résistance d'encrassement du fluide chaud.

$R_w = \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi K L N_t}$: résistance thermique de la paroi.

III-7 Coefficient de transfert de chaleur :

III-7-1 Coefficient de transfert de chaleur global [8]:

L'expression générale du coefficient de transfert thermique global basé sur le diamètre extérieur de tube est donnée par [14].

$$U = \left[\frac{1}{h_s} + R_s + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2k_w} + R_t \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{h_t} \frac{d_o}{d_i} \right]^{-1} \quad (3.25)$$

Où : h_s et h_t sont les coefficients de transfert de chaleur convectifs pour le coté calandre et tube respectivement, R_s et R_t sont les résistances d'encrassement calandre et tube respectivement.

III-7-2 Coefficient de transfert de chaleur convectif tube h_t [10]:

Le coefficient de transfert de chaleur pour le tube est évalué par la relation suivante :

$$h_t = \frac{0.024}{d_i} \times k \times Pr^{0.3} \times Re^{0.8} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right) \quad (3.26)$$

Où :

k : conductivité thermique du tube.

μ : viscosité dynamique du fluide.

μ_w : viscosités dynamique à la paroi interne du tube.

III-7-3 Coefficient de transfert de chaleur convectif calandre h_s pour un écoulement diphasique :

Le coefficient de transfert de chaleur calandre, peut être évalué par la méthode de Bell-Delaware pour les sections monophasiques, (refroidissement gaz, et refroidissement liquide). Mais dans le cas de la condensation, le coefficient de transfert de chaleur calandre doit être évalué en utilisant la relation suivante pour la condensation à l'extérieur d'un tube :

- **Condensation à l'extérieur d'un tube horizontal [11]:**

$$h_c = 0.725 \left(\frac{k_L^3 \rho_L^2 \Delta H_{VAP} g}{d_o \mu_L \Delta T} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (3.27)$$

Où h_c : coefficient d'échange pour le film condensat ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$)

k_L : conductivité thermique pour le liquide ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)

ρ_L : masse volumique de liquide (kg.m^{-3})

ΔH_{VAP} : chaleur latente de vaporisation (J.kg^{-1})

g : constante de gravité (9.81 m.s^{-1})

d_o : diamètre extérieur de tube (m)

μ_L : viscosité de liquide (N.s.m^{-2} ou $\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$)

ΔT : différence de température dans le film condensat.

Cette analyse a été modifiée pour inclure quelques facteurs négligés par Nusselt, comme les effets des forces de flottabilité qui agissent sur le film liquide, ce qui nous mène à modifier le terme ρ_L^2 dans l'équation (3.27) par $\rho_L(\rho_L - \rho_V)$.

Aussi le terme ΔT dans le film condensat est inconnu, alors il faut le définir à partir de coefficient de condensation de film par la relation suivante :

$$m \Delta H_{VAP} = h_{SC} \pi d_o L N_T \Delta T \quad (3.28)$$

Où : m : débit de fluide chaud (kg.s^{-1})

L : longueur de tube (m)

N_T : nombre de tube

En substituant les équations (3.20) et (3.21) on trouve :

$$h_c = 0.954 \left(\frac{\rho_L^2 L g N_T}{\mu_L m} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.29)$$

Dans un échangeur tubes et calandre à faisceau tubulaire horizontal, le phénomène de ruissellement de liquide sur la surface extérieure des tubes diminue le coefficient de transfert de chaleur par condensation. Une correction faisant intervenir un facteur tenant compte de nombre ligne de tubes doit être prise en compte [11]:

$$h_c = 0.954 \left(\frac{\rho_L^2 L g N_T}{\mu_L m} \right)^{\frac{1}{3}} N_R^{-\frac{1}{6}} \quad (3.30)$$

N_R : nombre de tube dans une ligne verticale $\approx 0.78 \frac{D_s}{P_T}$

D_s : diamètre de la calandre

P_T : le pas vertical

- **Condensation à l'extérieur d'un tube vertical [11]:**

$$h_c = 0.943 \left(\frac{k_L^3 \rho_L^2 \Delta H_{VAP} g}{L \mu_L \Delta T} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (3.31)$$

L : longueur de la surface de condensation (m)

Où ΔT est la différence de la température à travers le film condensat sur la surface ($T_{sat} - T_p$)

Au bilan énergétique $\dot{m}_h i_{fg} = h_{s,c} \pi d_o l_c N \Delta T$ Ou N le nombre de tubes, Le coefficient de transfert de chaleur est comme suite :

$$h_c = 1.35 k_L \left(\frac{\rho_L^2 d_o g N_T}{\mu_L m} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.32)$$

III-7-4 Coefficient de transfert de chaleur convectif dans la calandre pour un écoulement monophasique avec la méthode de Bell-Delaware [9]:

Dans la méthode de Bell-Delaware, le coefficient de transfert de chaleur coté calandre h_s , est déterminé par la correction de coefficient de transfert idéal h_{id} pour différents flux d'espacement et bypass pour un échangeur tube-calandre.

$$h_{id} = j \dot{m}_c c_p Pr^{-(2/3)} / A_{ocr} \quad (3.33)$$

Avec :

$$j = a_1 \left(\frac{1.33}{p_t/d_o} \right)^a (R_e)^{a_2} \quad (3.34)$$

$$a = \frac{a_3}{1 + 0.14 R_e^{a_4}} \quad (3.35)$$

h_{id} : coefficient de transfert de chaleur idéal (W/m² K).

j : colburn factor.

c_p : capacité thermique (J/kg K).

Pr : Prandt.

A_{ocr} : section courant croisé (m²).

Disposition des tubes	Re	a_1	a_2	a_3	a_4	b_1	b_2	b_3	b_4
30°	$10^5 - 10^4$	0.321	- 0.338	1.450	0.519	0.372	- 0.123	7.00	0.500
	$10^4 - 10^3$	0.321	- 0.338			0.486	- 0.152		
	$10^3 - 10^2$	0.593	- 0.477			4.570	- 0.476		
	$10^2 - 10$	1.360	- 0.657			45.10	- 0.973		
	< 10	1.400	- 0.667			48.00	- 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			26.20	- 0.913		
	< 10	0.550	- 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			32.100	- 0.963		
	< 10	0.970	- 0.667			35.000	- 1.000		

Tableau 3.2: Coefficients empiriques pour le calcul de j et f_{id} [9].

$$h_s = h_{id} J_c J_l J_b J_s J_r \quad (3.36)$$

Où :

J_c : Facteur de correction pour la configuration de la chicane (coupe et espacement), il tient en compte de transfert de chaleur dans les sections parallèles et le pas entre les lignes de faisceau tubulaire. Sa valeur est égale à 1.0 pour un échangeur sans tubes dans les sections parallèles, et de 1.15 pour des petites coupes des chicanes, et elle diminue jusqu'à 0.65 pour des coupes plus larges.

Pour une bonne conception la valeur de J_c doit être proche de 1.0.

J_l : facteur de correction pour l'effet d'espacement de la chicane, incluant les espacements tube-chicane et chicane-calandre (courants A et E). La valeur typique de J_l est entre 0.7 et 0.8.

J_b : facteur de correction pour les courants C et F. il varie entre 0.7 et 0.9.

J_s : facteur de correction pour des larges espaces entre les chicanes à l'entrée et la sortie par rapport au centre. Il varie entre 0.85 et 1.0.

J_r : facteur de correction pour n'importe quelle opposition à l'augmentation du gradient de température dans l'écoulement laminaire.

Facteurs de correction	Formules pour les paramètres des facteurs de correction
$J_c = 0.55 + 0.72F_c$ $J_l = 0.44(1 - r_s) + [1 - 0.44(1 - r_s)]e^{-2.2r_{lm}}$ $J_b = \begin{cases} 1 & \text{pour } N_{ss}^+ \geq 1/2 \\ e^{-C_{rb}[1 - (2N_{ss}^+)^{1/2}]^{1/2}} & \text{pour } N_{ss}^+ \leq 1/2 \end{cases}$ $J_s = \frac{N_b - 1 + (L_i^+)^{(1-n)} + (L_o^+)^{(1-n)}}{N_b - 1 + L_i^+ + L_o^+}$ $J_r = \begin{cases} 1 & \text{pour } Re_s \geq 100 \\ \left(\frac{10}{N_{r,c}}\right)^{0.18} & \text{pour } Re_s \leq 20 \end{cases}$ Si $20 < Re_s < 100$, J_r est obtenue par interpolation linéaire	F_c donné par l'équation (3.10) $r_s = \frac{A_{o, sb}}{A_{o, sb} + A_{o, tb}} ; r_{lm} = \frac{A_{o, sb} + A_{o, tb}}{A_{o, cr}}$ $r_b = \frac{A_{o, bp}}{A_{o, cr}} ; N_{ss}^+ = \frac{N_{ss}}{N_{r, cc}}$ $C = \begin{cases} 1.35 & \text{pour } Re_s \leq 100 \\ 1.25 & \text{pour } Re_s > 100 \end{cases}$ $L_o^+ = \frac{L_{b,i}}{L_{bc}} ; L_o^+ = \frac{L_{b,o}}{L_{bc}}$ $n = \begin{cases} 0.6 & \text{pour l'écoulement turbulent} \\ \frac{1}{3} & \text{pour l'écoulement laminaire} \end{cases}$ $N_{r,c} = N_{r, cc} + N_{r, cw}$

Tableau 3.3: Facteurs de correction pour le coefficient d'échange dans la calandre par la méthode de Bell-Delaware [8].

III-8 Perte de charge totale [10]:

La perte de charge totale dans un échangeur tube-calandre, est la somme des pertes de charge dans le tube et la dans la calandre :

$$\Delta P = \Delta P_s + \Delta P_t \quad (3.37)$$

III-8-1 Perte de charge totale dans la calandre [10]:

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

$$\Delta P_s = \Delta P_{s,GP} + \Delta P_{s,C} + \Delta P_{s,LP} \quad (3.38)$$

$\Delta P_{s,GP}$: perte de charge dans la zone de désurchauffe.

$\Delta P_{s,C}$: perte de charge dans la zone de condensation.

$\Delta P_{s,LP}$: perte de charge dans la zone de sous-refroidissement

III-8-1-1 Perte de charge dans les zones monophasiques [8]:

Les pertes de charge dans les zones monophasiques (désurchauffe, et sous-refroidissement) sont calculer par la méthode proposé par Bell Delaware.

La perte de charge dans la zone monophasique a trois composantes :

- Perte de charge au centre, dans la section d'écoulement croisé ΔP_{cr} (crossflow section).
- Perte de charge dans les surfaces parallèles ΔP_w (window area).
- Perte de charge aux sections d'entrée et sortie ΔP_{i-o} .

Ces trois composantes sont calculées par rapport au débit total de fluide qui circule dans la calandre, et elles peuvent être calculées par la correction de la perte de charge idéale dans chaque section.

La perte de charge idéale dans la section centrale $\Delta P_{b,id}$ représente la perte de charge pour un écoulement croisé pur de fluide à travers un faisceau tubulaire idéal. Cette perte doit être corrigée pour tenir compte de :

- a) les deux courants d'espacement A et E en utilisant le facteur ζ_l .
- b) pour les courants C et F avec le facteur ζ_b .

La perte de charge idéale parallèle ΔP_w et aussi corrigée par rapport aux deux courants A et E avec le facteur ζ_l .

La perte de charge idéale pour les sections d'entrée et sortie ΔP_{i-o} , est corrigée par rapport aux courants C et F avec le facteur ζ_b , et pour un espace différent entre les chicanes du centre et celles d'entrée et sortie, ζ_s est utilisé comme facteur de correction.

La perte de charge totale coté calandre pour un échangeur tubes et calandre est :

$$\begin{aligned}\Delta P_s &= \Delta P_{cr} + \Delta P_w + \Delta P_{i-o} \\ &= [(N_b - 1)\Delta P_{b,id}\zeta_b + N_b\Delta P_{w,id}]\zeta_l + 2\Delta P_{b,id} \left(1 + \frac{N_{r,cw}}{N_{r,cc}}\right) \zeta_b \zeta_s\end{aligned}\quad (3.39)$$

Où

$$\Delta P_{b,id} = \frac{4f_{id}G_w^2}{2g\rho} N_{r,cc} \left(\frac{\mu_w}{\mu_m}\right)^{0.25} \quad (3.40)$$

$$f_{id} = b_1 \left(\frac{1.33}{p_t/d_o}\right)^b (R_e)^{b_2} \quad (3.41)$$

$$b = \frac{b_3}{1 + 0.14 R_e^{b_4}} \quad (3.42)$$

b_1, b_2, b_3, b_4 facteurs empiriques donnés dans le tableau (3.2).

$$\Delta P_{w,id} = \begin{cases} (2 + 0.6N_{r,cw}) \frac{G_w^2}{2g\rho} & \text{si } R_e > 100 \\ \frac{26G_w\mu_s}{g\rho} \left(\frac{N_{r,cw}}{p_t - d_o} + \frac{L_b}{D_h^2}\right) + \frac{G_w^2}{g\rho} & \text{si } R_e \leq 100 \end{cases} \quad (3.43)$$

ζ_l : facteur de correction pour les espacements tube-chicane, et chicane-calandre (courants A et E). Il varie entre 0.4 et 0.5

ζ_b : facteur de correction pour les flux C et F. Il varie entre 0.5 et 0.8.

ζ_s : facteur de correction pour les sections d'entrée et sortie qui ont des espaces différents entre les chicanes par rapport au centre. Il varie de 0.5 à 2.

Facteurs de correction	Formules pour les paramètres de facteurs de correction
$\zeta_b = \begin{cases} \exp\{-Dr_b[1 - (2N_{ss}^+)^{1/3}]\} & \text{pour } N_{ss}^+ < \frac{1}{2} \\ 1 & \text{pour } N_{ss}^+ \geq \frac{1}{2} \end{cases}$	r_b et N_{ss}^+ sont définis dans le tableau 3.3 $D = \begin{cases} 4.5 & \text{pour } Re_s \leq 100 \\ 3.7 & \text{pour } Re_s > 100 \end{cases}$
$\zeta_l = \exp[-1.33(1 + r_s)r_{lm}^P]$	r_s et r_{lm} définis dans le tableau 3.3 $P = [-0.15(1 + r_s) + 0.8]$
$\zeta_s = \left(\frac{L_{b,c}}{L_{b,o}}\right)^{2-n'} + \left(\frac{L_{b,c}}{L_{b,i}}\right)^{2-n'}$	$n' = \begin{cases} 1.0 & \text{pour l'écoulement laminaire} \\ 0.2 & \text{pour l'écoulement turbulent} \end{cases}$

Tableau 3.4: Facteurs de correction pour la perte de charge dans la calandre par la méthode de Bell-Delaware [8].

III-8-1-2 Perte de charge dans la zone de condensation :

Pour calculer la perte de charge dans la zone de condensation, nous avons utilisé le modèle à phases séparées proposé par G.F.Hewitt et al. La perte de charge dans la sous-section de condensation ($\Delta P_{s,c}$) a deux contributions : la perte de charge de la zone à écoulement croisé ($\Delta P_{s,c,cf}$) et la perte de charge dans la zone d'écoulement parallèle ($\Delta P_{s,c,wf}$) [12].

$$\Delta P_{s,c} = \Delta P_{s,c,wf} + \Delta P_{s,c,cf} \quad (3.44)$$

Pour la zone d'écoulement parallèle, la perte de charge est obtenue par l'utilisation de la corrélation développée par Chrisholm pour l'écoulement turbulent dans l'échangeur tube-calandre [13]:

$$\psi_{LO}^2 = 1 + (Y^2 - 1)(x - x^2)^{0.815} + x^{1.37} \quad (3.45)$$

Où ψ_{LO}^2 , Y^2 sont définies comme suit [13]:

$$\psi_{LO}^2 = \frac{(\partial P / \partial z)}{(\partial P / \partial z)_{LO}} \quad Y^2 = \frac{(\partial P / \partial z)_{GO}}{(\partial P / \partial z)_{LO}} \quad (3.46)$$

Les indices LO , GO se réfèrent, respectivement, au débit total qui a des propriétés d'une phase liquide et au débit total qui a des propriétés d'une phase gazeuse. $\left(\frac{\partial P}{\partial z}\right)_{LO}$ et $\left(\frac{\partial P}{\partial z}\right)_{GO}$ peut être déterminés en utilisant la méthode de Bell-Delaware parce que les écoulements sont considérés monophasiques.

Nous avons effectué une intégrale sur x entre 0 et 1 et combiné les équations. (3.45) et (3.46), nous avons finalement obtenu l'expression suivante pour la perte de charge pour la zone à flux croisés :

$$\Delta P_{s,c,cf} = \left(\frac{\partial P}{\partial z}\right)_{LO} L_c \int_0^1 [1 + (Y^2 - 1)(x - x^2)^{0.815} + x^{1.37}] dx \quad (3.47)$$

Pour la perte de charge dans la zone d'écoulement parallèle, nous avons utilisés la corrélation de Grant pour l'écoulement turbulent dans l'échangeur tube-calandre :

$$\phi_{LO}^2 = 1 + (Y^2 - 1)x \quad (3.48)$$

Nous avons appliqué la même procédure pour la perte de charge dans la zone d'écoulement croisé, nous obtenons l'expression suivante :

$$\Delta P_{s,c,cf} = \left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_{LO} L_c \int_0^1 [1 + (Y^2 - 1)x] dx \quad (3.49)$$

III-8-2 Perte de charge dans le tube, cas de condensation dans la calandre [10]:

Lorsque la condensation se produit dans la calandre, la perte de charge totale dans le tube est facilement déterminée par la formule suivante :

$$\Delta P_t = np \left(\frac{4fL_t}{d_i} + 1.5 \right) \frac{\rho_c V_t^2}{2} \quad (3.50)$$

Où :

np : nombre de passe dans le tube.

V_t : vitesse dans le tube.

ρ : masse volumique.

III-9 Coût d'un échangeur de chaleur [11]:

Le coût d'achat d'un échangeur de chaleur, dépend principalement de sa surface totale d'échange A . différentes relations empiriques sont disponibles pour associer un coût avec une surface donnée, dans ce travail nous avons utilisé la relation suivante pour évaluer le coût d'achat PC :

$$PC = 3.28 \times 10^4 \left(\frac{A}{80} \right) 0.68 \delta_M \delta_P \delta_T \quad (3.51)$$

Où : PC est exprimé en \$, la surface d'échange A en m^2 .

$\delta_M \delta_P \delta_T$: Facteurs de correction adimensionnels respectivement de pression, température et de matériel considéré.

En plus de coût initial, le coût d'opération d'un échangeur de chaleur doit être considéré dans le cycle de vie d'un appareil, la contribution principale de coût d'opération OC vient de l'énergie nécessaire pour faire circuler les fluides.

$$OC = \frac{(E_s + E_t) \times H \times e}{1000} \quad (3.52)$$

Où : E_s et E_t sont les énergies de pompage respectivement pour la calandre et le tube

H est la période d'opération annuelle, et e , le coût d'électricité.

On combine (3.51) et (3.52), le coût total de l'échangeur de chaleur est exprimé en termes de rentes par :

$$TC = PC \frac{I(1+I)^n}{(1+I)^n - 1} \quad (3.53)$$

III-10 Les variables de conception d'un échangeur tube-calandre [10]:

Les échangeurs tube-calandre de chaleur sont conçus suivant ces onze variables :

- 1) L'espace entre deux tubes (p) peut prendre 4 valeurs : $1.2d_0$, $1.3d_0$, $1.4d_0$, $1.5d_0$
- 2) La disposition des tubes : triangle (30°), carré inversé (45°), carré (90°).
- 3) L'espace entre les chicanes au centre ($L_{b,center}$), peut prendre huit valeurs de $0.2D$ à $0.55D$
- 4) L'espace entre les chicanes à l'entrée et la sortie ($L_{b,o} = L_{b,i}$) peut prendre huit valeurs de $1L_{b,center}$ à $1.6L_{b,center}$
- 5) La coupe des chicanes (B) peut prendre quatre valeurs 25, 30, 40 ou 45%
- 6) L'espace diamétral libre entre le tube et la chicane (Δ_{t-b}) peut prendre quatre valeurs $0.01d_0$, $0.04d_0$, $0.07d_0$, ou $0.10d_0$.
- 7) L'espace diamétral libre entre la chicane et la calandre (Δ_{s-b}) peut prendre quatre valeurs : $0.01D$, $0.04D$, $0.07D$, ou $0.08D$.
- 8) Le diamètre extérieur de faisceaux tubulaire (D_{otl}) peut prendre quatre valeurs : 0.8, 0.85, 0.9 ou 0.95 multiplié ($D - \Delta_{s-b}$).
- 9) Le diamètre de la calandre (D) peut prendre soixante valeurs de 300 à 1050mm.
- 10) Le diamètre extérieur de tube (d_o) peut prendre huit valeurs de 15.87mm à 63.5mm.
- 11) Le coté de condensation tube ou calandre.

III-11 Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons passé en revue, la configuration d'échangeurs tube-calandre ainsi que, tous les flux d'écoulement intervenants dans la calandre, et par la suite les corrélations et formules qui permettent d'évaluer le coefficient d'échange, et les pertes de charge.

IV Résultats et Discussion:

Dans ce chapitre nous donnons en premier lieu les informations concernant le programme de calcul élaboré. En second lieu les résultats obtenus par ce dernier sont présentés et confrontés avec ceux disponibles dans la littérature.

IV-1 Description et organigramme de calcul :

Le programme a été rédigé en langage Fortran, sous un environnement de Intel Visual Fortran. Il permet de calculer les paramètres thermo-hydrauliques d'un condenseur tube-calandre disposé verticalement, où la condensation a lieu au niveau de la calandre. Les paramètres d'entrée sont :

$\dot{m}_t$: débit du fluide circulant dans les tubes (fluide froid).

$\dot{m}_c$: débit du fluide circulant dans la calandre (fluide chaud).

$T_{c,i}$: température d'entrée du fluide froid.

$T_{h,i}, T_{h,o}$: température d'entrée et sortie du fluide chaud respectivement.

T_{sat} : température de saturation du fluide chaud.

$c_{p,c,i}$: capacité thermique du fluide froid à l'entrée.

$c_{p,hi}$: capacité thermique du fluide chaud à l'entrée.

$c_{p,ho}$: capacité thermique du fluide chaud à la sortie.

L_c : coupe des chicanes.

D_s : diamètre intérieur de la calandre.

d_o : diamètre extérieur des tubes.

d_i : diamètre intérieur des tubes.

bundleangle : disposition des tubes.

X_t : pas transversal.

X_l : pas longitudinal.

$L_{b,c}$: distance entre deux chicanes au centre.

$L_{b,i}$: distance entre deux chicanes à l'entrée

$L_{b,o}$: distance entre deux chicanes à la sortie

Δ_{t-b} : espace diamétral entre le tube et la chicane.

Δ_{s-b} : espace diamétral entre la chicane et la calandre.

D_{otl} : diamètre extérieur du faisceau tubulaire.

D_{ctl} : diamètre central du faisceau tubulaire.

Le programme simplifié est présenté ci-après (fig.4.1).

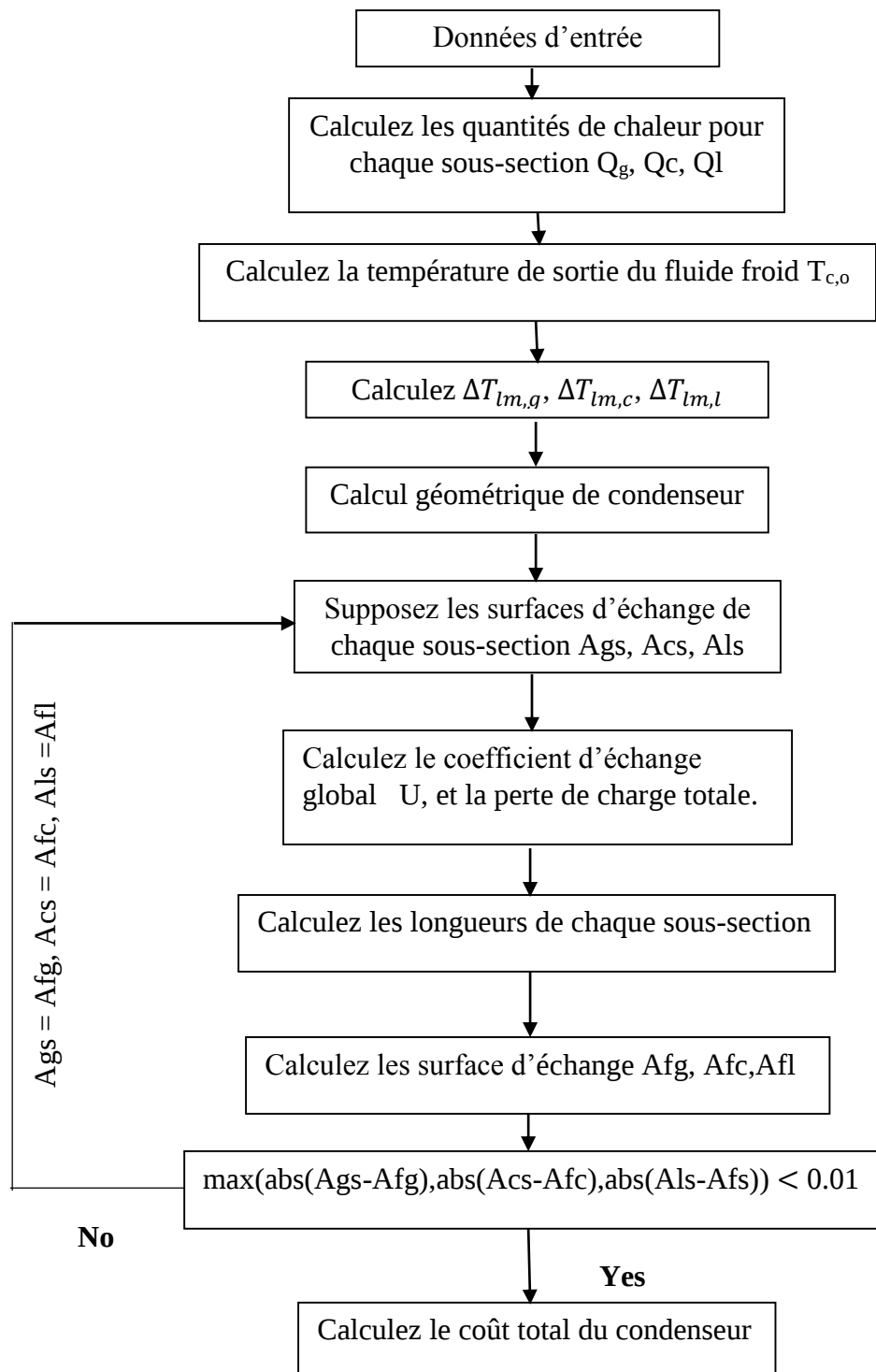


Figure 4.1 : organigramme du calcul de coût d'un condenseur.

Les résultats ou les sorties du programme sont :

- **les résultats géométriques :**

θ_b : l'angle formé par le centre de l'échangeur avec la calandre en passant par les deux derniers tubes dans la chicane.

θ_{ctl} : l'angle formé par le centre de l'échangeur avec la chicane en passant par les deux derniers tubes dans la chicane.

F_w : fraction de nombre total des tubes dans la section parallèle.

NT_w : nombre des tubes dans la section parallèle.

$A_{fr,w}$: la surface de la section parallèle.

$A_{f,rt}$: la surface occupée par les tubes dans la section parallèle.

$A_{o,w}$: la surface nette d'écoulement dans la section parallèle.

$D_{h,w}$: diamètre hydraulique dans la section parallèle.

$N_{r,cw}$: nombre des lignes effectives de tubes dans la section parallèle.

F_c : fraction de nombre total des tubes dans la section croisé

$N_{r,cc}$: nombre de lignes des tubes opposants à l'écoulement dans la section croisée.

$A_{o,cr}$: la surface croisée près du centre de l'échangeur dans la section croisée.

$A_{o,bp}$: la surface d'espacement et de bypass.

F_{BP} : surface d'écoulement disponible pour les écoulements C et F.

$A_{o,tb}$: surface de l'espacement tube-chicane.

$A_{o,sb}$: surface de l'espacement calandre-chicane.

Le nombre de zone qui interviennent dans le calcul sont affichés : (3 zones, désurchauffe, condensation, sous-refroidissement).

Pour les zones monophasiques les paramètres dans le modèle de Bell-Delaware, sont calculés et représentés comme suit :

J_c : facteur de correction de coefficient de transfert pour la configuration de la chicane.

J_L : facteur de correction de coefficient de transfert pour les courants A et E.

J_b : facteur de correction de coefficient de transfert pour les courants C et F.

J_r : facteur de correction de coefficient de transfert pour les larges espaces entre les chicanes.

J_s : facteur de correction de coefficient de transfert pour les contraintes au gradient de température.

ζ_b : coefficient de perte de charge pour les courants A et E.

ζ_l : coefficient de perte de charge pour les courants C et F.

ζ_s : coefficient de correction de perte de charge pour les sections d'entrée et sortie.

U : coefficient de transfert de chaleur global.

A : surface d'échange.

ΔT_{lm} : différence de température logarithmique moyenne.

Pour la partie condensation, les gradients de perte de charge ainsi que le coefficient d'échange global sont affichés :

Y^2 : nombre de Chisholm.

ΔP_s : perte de charge totale dans la calandre.

U : coefficient de transfert de chaleur global.

ΔT_{lm} : différence de température logarithmique moyenne.

Un exemple de fichier de sortie est donné en Annexe (A).

IV-2 Validation du programme et présentation des résultats obtenus :

Pour valider notre programme, on a repris deux exemples traités dans l'ouvrage intitulé « Fundamentals of heat exchanger design ».

Le premier exemple traité dans l'ouvrage cité ci-dessus (voir Annexe B), est relatif au calcul géométrique d'un échangeur tube calandre.

Les données du problème sont les suivantes :

$$L_c = 86.7$$

$$D_s = 0.336 \text{ m}$$

$$d_o = 19.0 \text{ mm}$$

$$d_i = 16.6 \text{ mm}$$

$$\text{bundleangle} = 45^\circ$$

$$X_t = 35.4 \text{ mm}$$

$$X_l = 17.7 \text{ mm}$$

$$L_{b,c} = 0.279 \text{ m}$$

$$L_{b,i} = 0.318 \text{ m}$$

$$L_{b,o} = 0.318 \text{ m}$$

$$\Delta_{t-b} = 0.794 \text{ mm}$$

$$\Delta_{s-b} = 1.946 \text{ mm}$$

$$D_{otl} = 0.321 \text{ m}$$

$$s = 2$$

$$w_p = 19.0 \text{ mm}$$

$$N_p = 2 \text{ mm}$$

Les résultats obtenus par notre programme ainsi que ceux présenté dans la référence [3], sont résumés dans le tableau ci-après pour comparaison :

	Ramesh k. shah et Dusan P.Sehulic	Résultats du programme
θ_b (rad)	2.131	2.131
$A_{fr,w}$ (m ²)	0.01813	0.01812
θ_{ctl} (rad)	2.004	2.004
F_w	0.1747	0.1746
$N_{t,w}$	17.8	17.8
$A_{fr,t}$ (m ²)	0.00505	0.00504
$A_{o,w}$ (m ²)	0.01308	0.01307
$D_{h,w}$ (m)	0.03683	0.03680
$N_{r,cw}$	3	3
F_C	0.6506	0.6507
$N_{r,cc}$	9	9
$A_{o,cr}$ (m ²)	0.03275	0.03274
$A_{o,tb}$ (m ²)	0.001995	0.001995
$A_{o,sb}$ (m ²)	0.001027	0.001027

Tableau 4.1 : Valeurs géométriques obtenus par le programme et celles de la référence [3].

On remarque que nos résultats et ceux rapportés dans la réf [3] sont en parfaite concordance. De là on a pu valider toutes les routines permettant de calculer les grandeurs géométriques intervenant dans le modèle de Bell-Delaware.

Le deuxième exemple (Annexe C) traité dans la réf [3] porte sur le calcul des propriétés thermo-hydrauliques, à savoir :

Les données géométriques sont celles utilisées dans le premier exemple.

Fluide chaud (coté calandre) : L'huile	Fluide froid (coté tubes) : Eau
$\dot{m}_h = 36.3 \text{ kg/s}$	$\dot{m}_c = 18.1 \text{ kg/s}$
$T_{h,i} = 65.6 \text{ °C}$	$T_{c,i} = 32.2 \text{ °C}$
$c_{p,h} = 2094 \text{ (J/kg.k)}$	$c_{p,c} = 4187 \text{ (J/kg.k)}$
$\mu_h = 64.6 \cdot 10^{-3} \text{ (Pa.s)}$	$\mu_c = 0.723 \cdot 10^{-3} \text{ (Pa.s)}$
$k_h = 0.140 \text{ (W/m}^2\text{.k)}$	$k_h = 0.634 \text{ (W/m}^2\text{.k)}$
$\rho_h = 894 \text{ (kg/m}^3\text{)}$	$\rho_h = 993 \text{ (kg/m}^3\text{)}$
$Pr = 966$	$Pr = 4.77$

Tableau 4.2 : données de l'exemple traité dans réf [3].

Les résultats obtenus par notre programme, ainsi ceux de la réf [3] sont résumés dans le tableau suivant :

	Ramesh k. shah et Dusan P. sehulic	Résultats du programme
J_c	1.018	1.018
r_s	0.3398	0.3399
r_{lm}	0.0923	0.0923
J_l	0.8696	0.8696
r_b	0.2898	0.2896
N_{ss}^+	0.1111	0.1111
J_b	0.8669	0.8571
J_s	0.9887	0.9944
$h_{id} \text{ (w/m}^2\text{.K)}$	921	965.9
$h_s \text{ (w/m}^2\text{.K)}$	698.8	729.33
J_r	1	1
$U_0 \text{ (w/m}^2\text{.K)}$	536.1	506.3
ζ_b	0.6524	0.6553
ζ_l	0.6527	0.6520
ζ_s	1.5803	1.5803
$\Delta P_s \text{ (k pa)}$	112	110
$\Delta P_t \text{ (k pa)}$	17.58	16.88

Tableau 4.3 : Valeurs thermo-hydraulique obtenus par le programme et celles dans l'ouvrage réf [3].

Les deux exemples traités ci-dessus, traitent un échangeur où l'on a une seule zone. On a un seul mode de transfert de chaleur (simple phase, liquide). L'exemple traité par Benoit Allen dans sa thèse, faisant intervenir 3 zones (désurchauffe, condensation, sous-refroidissement), a été aussi étudié pour comparaison.

L'exemple traité a pour valeurs les données présentées dans le tableau (4.4) :

	Fluide chaud	Fluide froid
Fluide Pression (N m^{-2}) Débit (kg s^{-1})	Eau 9.5×10^5 3	Eau 1.013×10^5 16
Entrée Température ($^{\circ}\text{C}$) Phase Densité (kg m^{-3}) Capacité thermique ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$) Viscosité dynamique (N s m^{-2}) Conductivité thermique ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)	182 Vapeur 46.8353 2592.9 1.51×10^{-5} 0.036182	4 Liquide 1000 4207.5 0.0015672 0.56867
Sortie Température ($^{\circ}\text{C}$) Phase Densité (kg m^{-3}) Capacité thermique ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$) Viscosité dynamique (N s m^{-2}) Conductivité thermique ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)	157 Liquide 910.58 4325.1 0.00017383 0.68093	— Liquide 1000 4207.5 0.0015672 0.56867
Zone de condensation Température de saturation ($^{\circ}\text{C}$) Chaleur latente (J kg^{-1})	177.66 2022360	— —

Tableau 4.4 : Données de l'exemple traité par Benoit.

Les résultats obtenus par notre programme sont présentés dans le fichier output (cf. Annexe A) et sous forme des tableaux ci-après :

	Résultats du programme
θ_b (rad)	2.2303
$A_{fr,w}$ (m ²)	3.6453
θ_{ctl} (rad)	1.7837
F_w	0.1283
$N_{t,w}$	33.4923
$A_{fr,t}$ (m ²)	6.6501
$A_{o,w}$ (m ²)	2.9803
$D_{h,w}$ (m)	5.4816
$N_{r,cw}$	1.00
F_C	0.7433
$N_{r,cc}$	8.00
$A_{o,cr}$ (m ²)	8.1427
$A_{o,tb}$ (m ²)	9.0346
$A_{o,sb}$ (m ²)	1.6413

Tableau 4.5 : résultats géométriques du programme pour l'exemple traité par Benoit réf [1].

		Résultats du programme
Zone de déssurchauffe	J_c	1.0852
	J_l	0.6349
	J_b	0.9043
	J_s	1.00
	J_r	1.00
	h_{id} (w/m ² .K)	394.8819
	h_s (w/m ² .K)	246.0474
	U_0 (w/m ² .K)	201.7568
	ζ_b	0.7590
	ζ_l	0.3071
	ζ_s	2.00
	ΔP_s (k pa)	1012.0480
	ΔT_{lm}	83.5791
	Y^2	170.4117
Zone de condensation	h_s (w/m ² .K)	3768.1539
	U_0 (w/m ² .K)	768.4056
	ΔP_s (k pa)	5039.2516
	ΔT_{lm}	121.0757
	L	5.0017
Zone de sous-refroidissement	J_c	1.0852
	J_l	0.6349
	J_b	0.9043
	J_s	1.00
	J_r	1.00
	h_{id} (w/m ² .K)	2001.4097
	h_s (w/m ² .K)	1247.0607
	U_0 (w/m ² .K)	630.8946
	ζ_b	0.7590
	ζ_l	0.3071
	ζ_s	2.00
	ΔP_s (k pa)	7.6950

Tableau 4.6 : résultats thermo-hydrauliques obtenus par le programme pour l'exemple de Benoit [1].

Pour cet exemple, les prix d'achat et d'opération indispensables dans le calcul d'optimisation d'un échangeur sont présentés.

Coût d'opération OC (\$/année)	1339.5659
Coût d'opération avec interet IC (\$/année)	20676.3743
Coût total TC (\$/année)	22015.9402

Tableau 4.7 : coûts d'échangeur, exemple de réf [1].

IV-3 Influence des paramètres géométriques sur les performances de l'échangeur :

A titre d'exemple, nous présentons l'influence de la longueur $L_{b,c}$, distance séparant deux chicanes, sur les performances de l'échangeur.

La figure (4.2) montre l'évolution du coefficient d'échange global en fonction de la longueur $L_{b,c}$. On remarque que le coefficient d'échange augmente avec cette dernière et se stabilise à une valeur supérieure à 0.4D. Sur la figure (4.3), on remarque que l'augmentation du coefficient d'échange se répercute sur la diminution de la longueur de l'échangeur. La figure (4.4) montre que le coût total diminue avec la longueur $L_{b,c}$, car les pertes de charge lors de l'exploitation sont réduites.

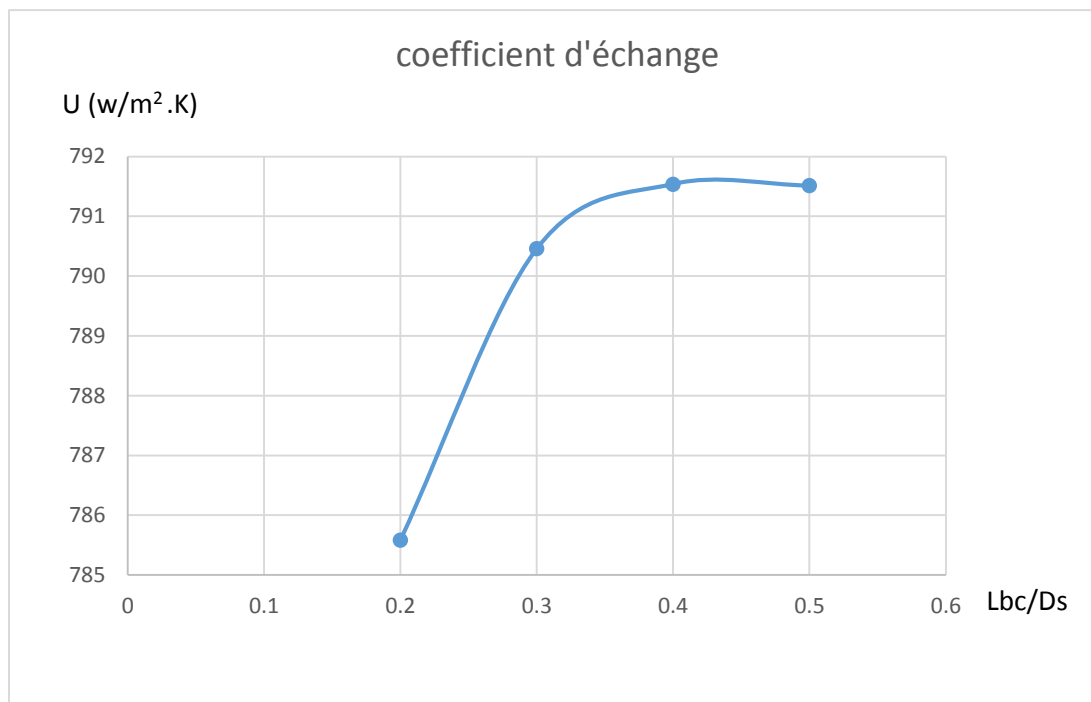


Figure 4.2 : le coefficient d'échange global en fonction de la longueur $L_{b,c}$.

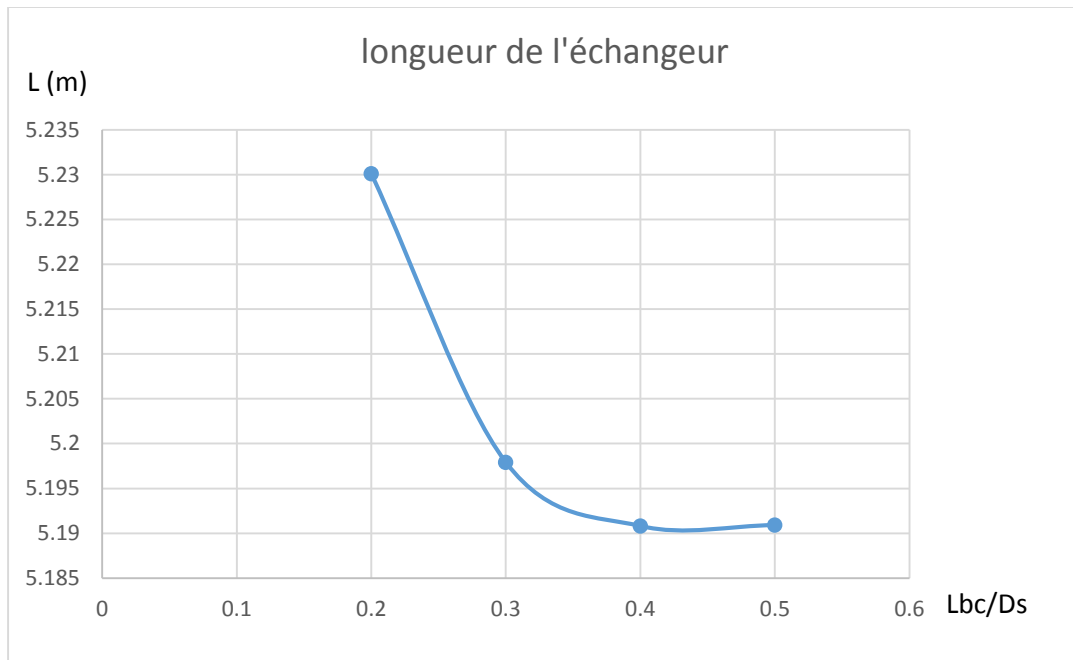


Figure 4.3 : Longueur de l'échangeur en fonction de la longueur $L_{b,c}$.

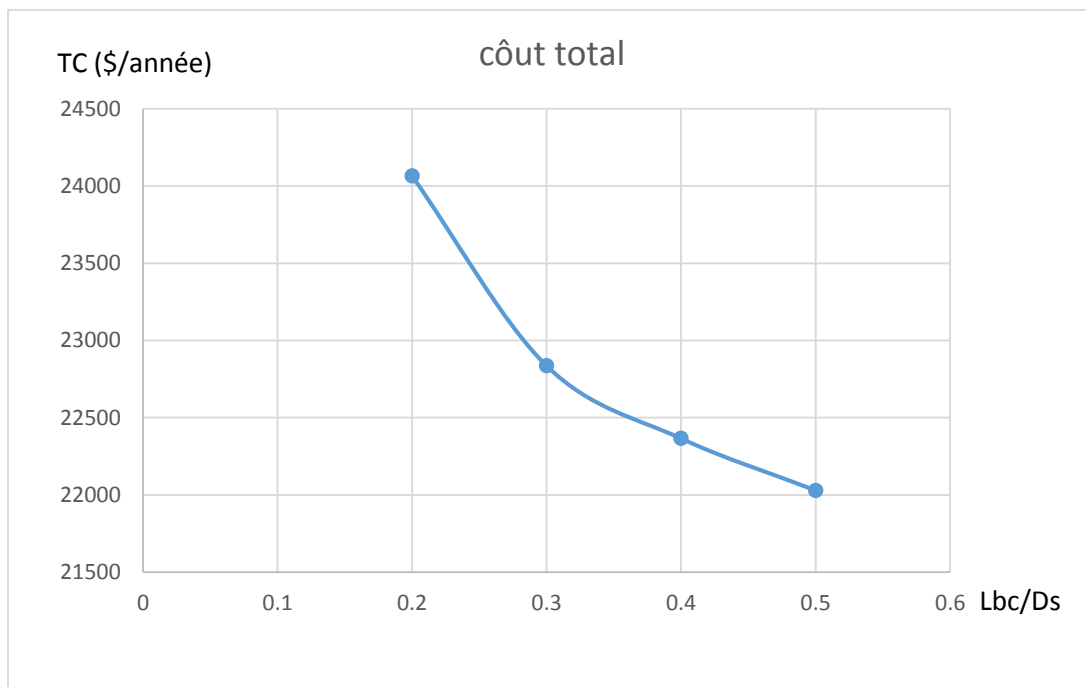


Figure 4.4 : coût total en fonction de la longueur $L_{b,c}$.

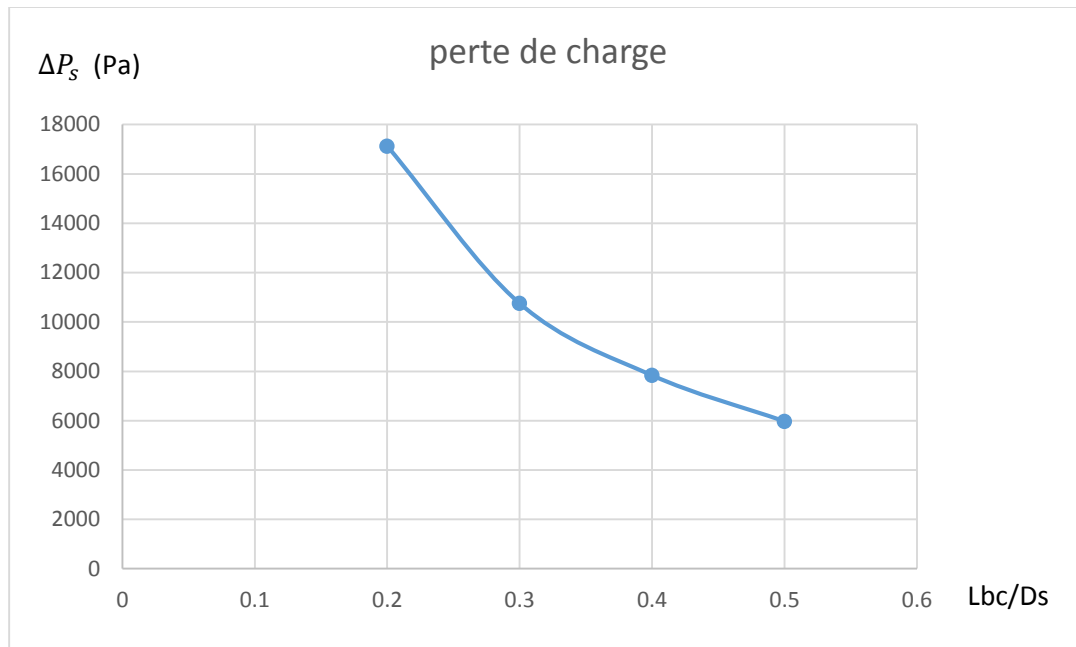


Figure 4.5 : perte de charge dans la calandre en fonction de la longueur $L_{b,c}$.

Conclusion Générale

Pour mener à bien notre travail, il a fallu en premier lieu maîtriser le langage Fortran.

Une recherche bibliographique sur les échangeurs de chaleur a été menée. Le modèle de Bell-Delaware a été retenu. Sur la base de ce modèle, un programme permettant de calculer les performances d'un condenseur disposé verticalement où la condensation a lieu à l'intérieur de la calandre a été élaboré.

Les résultats du programme ont été validés avec ceux disponibles dans la littérature.

En perspective, le programme peut être adapté facilement à la disposition horizontale du condenseur à condition d'implémenter une corrélation pour le coefficient d'échange de chaleur en condensation à l'extérieur des tubes.

Dans le cas où la condensation se fait à l'intérieur des tubes le cas est aussi à traiter donc à programmer en tenant compte bien sûr de la disposition du condenseur.

L'utilisation de ce programme peut être étendue à d'autres fluides à condition d'insérer la table thermodynamique appropriée.

Bibliographie

Bibliographie :

- [1] Ridha Benhamouda. Notions de mécanique des fluides.
- [2] Didier descamps. Aide-mémoire de Thermodynamique ENSAM. Centre de Lille.
- [3] André Perrenoud. Physique. Haute Ecole d'Ingénierie et de Gestion du Canton de Vaud.
- [4] Yves Jannot. Transferts Thermiques. Ecole des Mines Nancy. 2008.
- [5] Zoé Minville, Nasia Caney, Patrice Clement, Philippe Bandelier, Philippe Marty, Jean Antonie Gruss et Claude Roussel. Description des échangeurs de chaleur. Technique de l'ingénieur [BE 9516].
- [6] A.Menidjel. Exploitation des échangeurs à faisceaux et calandre. L.A.P/SPA Skikda. 2009
- [7] André Bontemps. Echangeur de chaleur. Définitions et principes généraux. Technique de l'ingénieur [BE 9515].
- [8] Ramsh K. Shah and Dusan P. Sekulic. Fundamentals of Heat Exchanger Design. 2003.
- [9] Wolverine. Engineering Thermal Innovation.
- [10] Benoît Allen. Optimisation d'échangeurs de chaleur : condenseur à calandre ; réseau d'échangeurs de chaleur et production d'eau froide. 2010.
- [11] Robin Smith. Chemical Engineering Design and Integration. Centre for Process Integration, School of Chemical Engineering and Analytical Science, University of Manchester.
- [12] GF. Hewitt, GL. Shires, TR. Bott. Process Heat Transfer. CRC Press: Boca Raton. 1994.
- [13] IDR. Grant, D. Chisholm. Two-phase flow on the shell side of a segmentally baffled shell and tube heat exchanger. Int. J. Heat Transfer 1979

Annexe A : Résultats du programme pour l'exemple traité dans la référence [10] :

Les caractéristiques géométriques de l'échangeur sont:

```
TETAB = 2.23039530679815
TETACTL = 1.78370002280488
FW = 0.128323210706239
NTW = 33.4923579943283
AFRW = 3.645398081363459E-002
AFRT = 6.650125889648455E-003
AOW = 2.980385492398614E-002
DHW = 5.481605765104835E-002
NRCW = 1.000000000000000
FC = 0.743353578587523
NRCC = 8.000000000000000
NSSPLUS = 0.250000000000000
AOCR = 8.142750000000001E-002
AOBP = 2.940300000000000E-002
RB = 0.361094224924012
FBP = 0.361094224924012
AOTB = 9.034624916233132E-004
AOSB = 1.641380020966935E-002
RS = 0.947828793314092
RLM = 5439596
NTP = 261
AOT = 3.253371132556356E-002
AS = 0.000000000000000E+000
ATO = 0.000000000000000E+000
```

L'échangeur est composé de 3 sections :

```
-> DESSURCHAUFFE
-> CONDENSATION
-> SOUSREFROIDISSEMENT
```

Longueur de la section de déssurchauffe LG (m) =
7.674134004024608E-002

Longueur de la section de Condensation LC (m) = 5.00173896607657

Longueur de la section de sous refroidissement LL (m) =
0.100701955088668

Longueur des tubes L (m) = 5.17918226120549

Surface totale A (m2) = 67.5225522563551

Résultats concernant la calandre

----> Partie de dessurchauffe <----

REYSPGAS = 38951.7175393264

JCG = 1.08521457658302

JLG = 0.634908838023123

JBG = 0.904325162071181

JRG = 1.000000000000000

JSG = 1.000000000000000

HIDG = 394.881949401091

HSG = 246.047461084507

Annexes

```
ZETABGAS = 0.759096681125653
ZETALGAS = 0.307184109637702
ZETASGAS = 2.000000000000000
dpsg = 1012.04806723775
UFG = 201.756822128494
AFG = 1.00049954368469
DTLMG = 83.5791479067116
----> Partie Condensation <----
dpfdzGO = 1643.73865538497
dpfdzLO = 9.64568894537246
Y2 = 170.411741939238
dpbc = 1926.01645772319
dpwc = 3113.23514241494
dpSC = 5039.25160013813
HSC = 3768.15391937194
HTC = 3177.00132013311
AFC = 65.2091499939824
UFC = 768.405617431283
LLC = 5.00173896607657
DTLMC = 121.075762112042
----> Partie sous refroidissement <----
REYSPLIQ = 3593.21411926126
JCL = 1.08521457658302
JLL = 0.634908838023123
JBL = 0.904325162071181
JRL = 1.000000000000000
JSL = 1.000000000000000
HIDL = 2001.40976231964
HSL = 1247.06077691161
ZETABLIQ = 0.759096681125653
ZETALLIQ = 0.307184109637702
ZETASLIQ = 2.000000000000000
dpsl = 7.69502211386609
UFL = 630.894628461075
AFL = 1.31290271868798
DTLML = 162.157614543288
Coefficient d'échange global U = 793.316048019806
Différence de temp. moyenne logarithmique = 116.078393906328
Perte de charge coté calandre DPS (Pa) = 6058.99468948975
Perte de charge coté tubes DPT (Pa) = 6312.39588302618
Cout initial d'operation OC ($/année) = 1339.56598110109
Cout initial avec interet IC ($/année) = 20676.3743082419
Cout total TC ($/année) = 22015.9402893430
```

Annexe B : Premier exemple de référence [8] :

Example 8.3 Determine the shell-side geometrical characteristics (as outline in Sections 8.5.2 and 8.5.3) of a 1–2 TEMA E shell-and-tube heat exchanger with fixed tubesheet design and a 45° tube bundle with the following measured geometric variables:

Shell-side inside diameter $D_s = 0.336$ m	Number of sealing strip pairs $N_{ss} = 1$
Tube-side outside diameter $d_o = 19.0$ mm	Total number of tubes $N_t = 102$

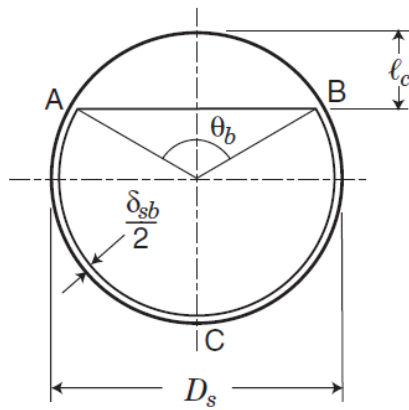


FIGURE 8.12 Single segmental baffle geometry showing shell-to-baffle diametral clearance δ_{st}

594 HEAT EXCHANGER SURFACE GEOMETRICAL CHARACTERISTICS

Tube-side inside diameter $d_i = 16.6$ mm	Transverse tube pitch $X_t = 35.4$ mm
Tube length $L = 4.3$ m	Longitudinal tube pitch $X_\ell = 17.7$ mm
Tube pitch $p_t = 25.0$ mm	Width of bypass lane $w_p = 19.0$ mm
Tube bundle layout = 45°	Number of tube passes $n_p = 2$
Central baffle spacing $L_{b,c} = 0.279$ m	Number of pass divider lanes $N_p = 2$
Inlet baffle spacing $L_{b,i} = 0.318$ m	Diameter of the outer tube limit $D_{out} = 0.321$ m
Outlet baffle spacing $L_{b,o} = 0.318$ m	Tube-to-baffle hole diametral clearance $\delta_{tb} = 0.794$ mm
Baffle cut $\ell_c = 86.7$ mm	Shell-to-baffle diametral clearance $\delta_{sb} = 2.946$ mm

SOLUTION

Problem Data and Schematic: All pertinent geometrical variables for the shellside are provided above. The detailed geometry is shown in Figs. 8.9, 8.11 and 8.12.

Determine: The shell-side geometrical characteristics: baffle cut angle, fraction of total number of tubes in the window section, the area for flow through the window section, number of effective crossflow rows in each window, fraction of total number of tubes in crossflow, the number of tube rows in one crossflow section, crossflow area at or near centerline, number of baffles, fraction of crossflow area available for flow bypass, tube-to-baffle leakage area for one baffle, and shell-to-baffle leakage area for one baffle.

Assumptions: The shell-and-tube heat exchanger is assumed to have the ideal geometrical characteristics summarized in Section 8.5.

Analysis: As outlined in the text, we compute geometrical characteristics for the window section, crossflow section, and bypass and leakage flow areas.

Window Section. Let us start the calculations with computing the angle θ_b from Eq. (8.112):

$$\theta_b = 2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{2\ell_c}{D_s} \right) = 2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{2 \times 86.7 \times 10^{-3} \text{ m}}{0.336 \text{ m}} \right) = 2.131 \text{ rad} = 122^\circ$$

Then the gross window area $A_{\text{fr},w}$ from Eq. (8.111) is

$$\begin{aligned} A_{\text{fr},w} &= \frac{D_s^2}{4} \left[\frac{\theta_b}{2} - \left(1 - \frac{2\ell_c}{D_s} \right) \sin \frac{\theta_b}{2} \right] \\ &= \frac{(0.336 \text{ m})^2}{4} \left[\frac{2.131}{2} - \left(1 - \frac{2 \times 0.0867 \text{ m}}{0.336 \text{ m}} \right) \sin \frac{122^\circ}{2} \right] = 0.01813 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

In order to calculate the fraction F_w of total tubes in the window section, first compute the baffle cut angle, using Eq. (8.114), as

$$\theta_{\text{ctl}} = 2 \cos^{-1} \left(\frac{D_s - 2\ell_c}{D_{\text{ctl}}} \right) = 2 \cos^{-1} \frac{0.336 \text{ m} - 2 \times 86.7 \times 10^{-3} \text{ m}}{0.302 \text{ m}} = 2.004 \text{ rad} = 115^\circ$$

where $D_{\text{ctl}} = D_{\text{otl}} - d_o = 0.321 \text{ m} - 19.0 \times 10^{-3} \text{ m} = 0.302 \text{ m}$. Now the fraction F_w of total tubes in the window section is given by Eq. (8.113) as

$$F_w = \frac{\theta_{\text{ctl}}}{2\pi} - \frac{\sin \theta_{\text{ctl}}}{2\pi} = \frac{2.004}{2 \times \pi} - \frac{\sin(115^\circ)}{2 \times \pi} = 0.1747$$

Consequently, the number of tubes in the window section, from Eq. (8.115), is

$$N_{t,w} = F_w N_t = 0.1747 \times 102 = 17.8$$

The area occupied by tubes in the window section, Eq. (8.116), is

$$A_{fr,t} = \frac{\pi}{4} d_o^2 F_w N_t = \frac{\pi}{4} \times (0.0190 \text{ m})^2 \times 0.1747 \times 102 = 0.00505 \text{ m}^2$$

The net flow area in one window section is then, from Eq. (8.117),

$$A_{o,w} = A_{fr,w} - A_{fr,t} = 0.01813 \text{ m}^2 - 0.00505 \text{ m}^2 = 0.01308 \text{ m}^2$$

The hydraulic diameter for the window section is given by Eq. (8.118) as

$$\begin{aligned} D_{h,w} &= \frac{4A_{o,w}}{\pi d_o N_{t,w} + \pi D_s (\theta_b / 2\pi)} \\ &= \frac{4 \times 0.01308 \text{ m}^2}{\pi \times 0.0190 \text{ m} \times 17.8 + \pi \times 0.336 \text{ m} \times (2.131 / 2\pi)} = 0.03683 \text{ m} \end{aligned}$$

Finally, the number of effective tube rows in crossflow in each window is computed using Eq. (8.119) as

$$\begin{aligned} N_{r,cw} &= \frac{0.8}{X_\ell} \left[\ell_c - \frac{1}{2} (D_s - D_{\text{ctl}}) \right] \\ &= \frac{0.8}{17.7 \times 10^{-3} \text{ m}} [86.7 \times 10^{-3} \text{ m} - (1/2)(0.336 \text{ m} - 0.302 \text{ m})] = 3.15 \approx 3 \end{aligned}$$

Crossflow Section. The fraction F_c of the total number of tubes in the crossflow section is calculated from Eq. (8.120) as

$$F_c = 1 - 2F_w = 1 - 2 \times 0.1747 = 0.6506$$

596 HEAT EXCHANGER SURFACE GEOMETRICAL CHARACTERISTICS

Next calculate the number of tube rows $N_{r,cc}$ crossed during flow through one crossflow section between the baffle tips [Eq. (8.121)] as

$$N_{r,cc} = \frac{D_s - 2\ell_c}{X_\ell} = \frac{0.336 \text{ m} - 2 \times 86.7 \times 10^{-3} \text{ m}}{17.7 \times 10^{-3} \text{ m}} = 9.19 \approx 9$$

The crossflow area for the 45° tube layout bundle with plain tubes at or near the shell centerline for one crossflow section can be calculated, using Eq. (8.123), as

$$\begin{aligned} A_{o,cr} &= L_{b,c} \left[D_s - D_{otl} + 2 \frac{D_{ctd}}{X_t} (p_t - d_o) \right] \\ &= 0.279 \text{ m} \times \left[0.336 \text{ m} - 0.321 \text{ m} + 2 \times \frac{0.302 \text{ m}}{0.0354 \text{ m}} \times (0.0250 \text{ m} - 0.0190 \text{ m}) \right] \\ &= 0.03275 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Now, compute the number of baffles from Eq. (8.126) as

$$N_b = \frac{L - L_{b,i} - L_{b,o}}{L_{b,c}} + 1 = \frac{4.3 \text{ m} - 0.318 \text{ m} - 0.318 \text{ m}}{0.279 \text{ m}} + 1 = 14.13 \approx 14$$

Bypass and Leakage Flow Areas. To calculate the fraction of crossflow area available for flow bypass, F_{bp} [Eq. (8.127)], we first have to calculate the magnitude of crossflow area for flow bypass:

$$\begin{aligned} A_{o,bp} &= L_{b,c} (D_s - D_{otl} + 0.5 N_p w_p) = 0.279 \text{ m} \times [0.336 \text{ m} - 0.321 \text{ m} + 0.5 \times 2 \times 0.0190 \text{ m}] \\ &= 0.00949 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Consequently,

$$F_{bp} = \frac{A_{o,bp}}{A_{o,cr}} = \frac{0.00949 \text{ m}^2}{0.03275 \text{ m}^2} = 0.2898$$

Tube-to-baffle leakage area is now given by Eq. (8.129) as follows:

$$\begin{aligned} A_{o,tb} &= \frac{\pi d_o \delta_{tb} N_t (1 - F_w)}{2} = \frac{\pi \times 0.0190 \text{ m} \times 0.000794 \text{ m} \times 102 \times (1 - 0.1747)}{2} \\ &= 0.001995 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Finally, the shell-to-baffle leakage area for one baffle [Eq. (8.130)] is

$$A_{o,sb} = \pi D_s \frac{\delta_{sb}}{2} \left(1 - \frac{\theta_b}{2\pi} \right) = \pi \times 0.336 \text{ m} \times \frac{0.002946 \text{ m}}{2} \left(1 - \frac{2.131}{2 \times \pi} \right) = 0.001027 \text{ m}^2$$

This concludes all geometrical characteristics needed for the thermal design/rating of a shell-and-tube heat exchanger using the Bell–Delaware method.

Annexe C : Deuxième exemple de référence [8]

Example 9.4 Determine heat transfer rate, outlet fluid temperatures, and pressure drops on each fluid side for a TEMA E shell-and-tube heat exchanger with a fixed tubesheet and one shell and two tube passes. The tubes in the bundle are in 45° rotated square arrangement. The fluids are lubricating oil and seawater. Fouling factors for the oil and water sides are 1.76×10^{-4} and $8.81 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$, respectively. The geometric dimensions and operating properties are provided as follows. Assume mean fluid temperatures to be 63°C and 35°C for oil and water, respectively.

Shell-side inside diameter $D_s = 0.336 \text{ m}$	Number of sealing strip pairs $N_{ss} = 1$
Tube-side outside diameter $d_o = 19.0 \text{ mm}$	Total number of tubes $N_t = 102$
Tube-side inside diameter $d_i = 16.6 \text{ mm}$	Tube length $L = 4.3 \text{ m}$
Tube pitch $p_t = 25.0 \text{ mm}$	Width of bypass lane $w_p = 19.0 \text{ mm}$
Tube bundle layout = 45°	Number of tube passes $n_p = 2$
Central baffle spacing $L_{b,c} = 0.279 \text{ m}$	Number of pass partitions $N_p = 2$
Inlet baffle spacing $L_{b,i} = 0.318 \text{ m}$	Diameter of the outer tube limit
	$D_{otl} = 0.321 \text{ m}$
Outlet baffle spacing $L_{b,o} = 0.318 \text{ m}$	Tube-to-baffle hole diametral clearance
	$\delta_{tb} = 0.794 \text{ mm}$
Baffle cut $\ell_c = 86.7 \text{ mm}$ or 25.8%	Shell-to-baffle diametral clearance
	$\delta_{sb} = 2.946 \text{ mm}$
Tube material	Thermal conductivity of tube wall k_w
= admiralty (70% Cu, 30% Ni)	= 111 W/m · K

Operating conditions:

Oil flow rate $\dot{m}_{\text{oil}} = \dot{m}_s = 36.3 \text{ kg/s}$	Water flow rate $\dot{m}_{\text{water}} = \dot{m}_t = 18.1 \text{ kg/s}$
Oil inlet temperature $T_{s,i} = 65.6^\circ\text{C}$	Water inlet temperature $T_{t,i} = 32.2^\circ\text{C}$
Oil side fouling factor	Water side fouling factor
$\hat{\mathbf{R}}_{o,f} = 0.000176 \text{ m}^2 \cdot \text{W}/\text{K}$	$\hat{\mathbf{R}}_{i,f} = 0.000088 \text{ m}^2 \cdot \text{W}/\text{K}$

Fluid	Density $\rho_s \text{ (kg/m}^3\text{)}$	Specific heat $c_p \text{ (J/kg} \cdot \text{K)}$	Dynamic Viscosity μ $\text{(Pa} \cdot \text{s)}$	Thermal Conductivity $k \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)}$	Prandtl Number Pr
Oil at 63°C	849	2094	64.6×10^{-3}	0.140	966
Seawater at 35°C	993	4187	0.723×10^{-3}	0.634	4.77

ing correlations: $f_{id} = 3.5(1.33d_o/p_t)^b \cdot \text{Re}_s^{-0.476}$, where $b = 6.59/(1 + 0.14 \text{Re}_s^{0.52})$; $\text{Nu}_s = 1.04 \text{Re}_d^{0.4} \text{Pr}_s^{0.36} (\text{Pr}_s/\text{Pr}_w)^{-0.25}$.

SOLUTION

Problem Data and Schematic: The schematic of the 1–2 TEMA E shell-and-tube heat exchanger is given in Fig. 1.5b with characteristic heat exchanger zones and dimensions shown in Figs. 8.9 and 8.11. All major geometric dimensions, operating conditions, and thermophysical properties of the fluids are given in the problem statement.

Determine: This rating problem requires determination of the heat transfer rate, outlet temperatures, and pressure drops for each fluid.

Assumptions: The assumptions invoked in Section 3.2.1 applicable to a shell-and-tube exchanger are valid.

Analysis: We follow the solution procedure for this rating problem in several steps as outlined preceding this problem. First, all geometric characteristics of the shell side are determined as detailed in Example 8.3. Heat transfer coefficients on both the shell side (as outlined in Section 9.5.1) and the tube side are then calculated. Subsequently, the overall heat transfer coefficient and design parameters for the given operating point are computed. With all these data, the heat transfer rate and outlet temperatures are calculated in a straightforward manner. Finally, determination of pressure drops completes the procedure. Before we outline the details, some required geometrical characteristics are obtained from Example 8.3 as follows:

$$\begin{array}{llll} A_{o,cr} = 0.03275 \text{ m}^2 & F_c = 0.6506 & A_{o,sb} = 0.001027 \text{ m}^2 & A_{o,tb} = 0.001995 \text{ m}^2 \\ A_{o,bp} = 0.00949 \text{ m}^2 & N_{r,cc} = 9 & N_b = 14 & A_{o,w} = 0.01308 \text{ m}^2 \end{array}$$

Shell-Side Heat Transfer Coefficient. We calculate the shell-side velocity, Reynolds number, ideal heat transfer coefficient, and then correct it for various leakage and bypass flow streams.

$$\text{Shell-side mass velocity } G_s = \frac{\dot{m}_s}{A_{o,cr}} = \frac{36.3 \text{ kg/s}}{0.03275 \text{ m}^2} = 1108 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$\text{Shell-side Reynolds number } \text{Re}_s = \frac{G_s d_o}{\mu_s} = \frac{1108 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s} \times 0.0190 \text{ m}}{64.6 \times 10^{-3}} = 326$$

Now we compute Nu_s from the given correlation with $\text{Re}_d = \text{Re}_s$. Note that we have not calculated T_w , so we cannot calculate Pr_w . So in this iteration, we consider $\text{Pr}_s = \text{Pr}_w$.

$$\text{Nu}_s = 1.04 \text{Re}_d^{0.4} \cdot \text{Pr}_s^{0.36} \left(\frac{\text{Pr}_s}{\text{Pr}_w} \right)^{0.25} = 1.04 \times (326)^{0.4} \times (966)^{0.36} = 125.0 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$h_{id} = \frac{\text{Nu}_s k}{d_o} \left(\frac{\mu_w}{\mu_m} \right)^{-0.14} = \frac{125.0 \times 0.140 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}{0.0190 \text{ m}} (1)^{-0.14} = 921.0 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

654 HEAT EXCHANGER DESIGN PROCEDURES

Baffle cut and spacing effect correction factor

$$J_c = 0.55 + 0.72F_c = 0.55 + 0.72 \times 0.6506 = 1.018$$

To calculate the tube-to-baffle and baffle-to-shell leakage factor J_ℓ from Table 9.2, we need to calculate r_s and r_{lm} as follows:

$$\begin{aligned} r_s &= \frac{A_{o, sb}}{A_{o, sb} + A_{o, tb}} = \frac{0.001027 \text{ m}^2}{0.001027 \text{ m}^2 + 0.001995 \text{ m}^2} = 0.3398 \\ r_{lm} &= \frac{A_{o, sb} + A_{o, tb}}{A_{o, cr}} = \frac{0.001027 \text{ m}^2 + 0.001995 \text{ m}^2}{0.03275 \text{ m}^2} = 0.0923 \\ J_\ell &= 0.44(1 - r_s) + [1 - 0.44(1 - r_s)]e^{-2.2r_{lm}} \\ &= 0.44 \times (1 - 0.3398) + [1 - 0.44 \times (1 - 0.3398)]e^{-2.2 \times 0.0923} = 0.8696 \end{aligned}$$

Let us now calculate J_b using the formula from Table 9.2 after we determine C (for $Re_s = 326$), r_b , and N_{ss}^+ as follows:

$$C = 1.25 \quad r_b = \frac{A_{o, bp}}{A_{o, cr}} = \frac{0.00949 \text{ m}^2}{0.03275 \text{ m}^2} = 0.2898 \quad N_{ss}^+ = \frac{N_{ss}}{N_{r, cc}} = \frac{1}{9} = 0.1111$$

$$J_b = \exp\{-C r_b [1 - (2N_{ss}^+)^{1/3}]\} = \exp\{-1.25 \times 0.2898 \times [1 - (2 \times 0.1111)^{1/3}]\} = 0.8669$$

Now we compute L_i^+ and L_o^+ for determining unequal baffle spacing factor J_s from Table 9.2.

$$\begin{aligned} L_i^+ &= \frac{L_{b, i}}{L_{b, c}} = L_o^+ = \frac{L_{b, o}}{L_{b, c}} = \frac{0.318 \text{ m}}{0.279 \text{ m}} = 1.14 \quad n = 0.6 \text{ for turbulent flow } (Re_s > 100) \\ J_s &= \frac{N_b - 1 + (L_i^+)^{(1-n)} + (L_o^+)^{(1-n)}}{N_b - 1 + L_i^+ + L_o^+} = \frac{14 - 1 + (1.14)^{0.4} + (1.14)^{0.4}}{14 - 1 + 1.14 + 1.14} = 0.9887 \end{aligned}$$

Finally, the adverse temperature gradient factor $J_r = 1$ for $Re_s = 326 > 100$.

Since all correction factors J are determined, the actual shell-side heat transfer coefficient is given by

$$\begin{aligned} h_s &= h_o = h_{id} J_c J_\ell J_b J_s J_r = 921.0 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \times 1.018 \times 0.8696 \times 0.8669 \times 0.9887 \times 1 \\ &= 698.8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

This heat transfer coefficient should be corrected for the fluid property variations as outlined in Section 7.6.1 once the wall temperature is calculated in the next iteration.

Tube-Side Heat Transfer Coefficient

$$\text{Number of tubes per pass } N_{t,p} = \frac{N_t}{2} = \frac{102}{2} = 51$$

$$\text{Tube-side flow area per pass } A_{o,t} = \frac{\pi}{4} d_i^2 N_{t,p} = \frac{\pi}{4} (0.0166 \text{ m})^2 \times 51 = 0.01104 \text{ m}^2$$

$$\text{Tube-side Reynolds number } Re_t = \frac{\dot{m}_t d_i}{A_{o,t} \mu_t} = \frac{18.1 \text{ kg/s} \times 0.0166 \text{ m}}{0.01104 \text{ m}^2 \times (0.723 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s})} = 37,643$$

$$\text{Nusselt number } Nu_t = 0.024 Re_t^{0.8} \cdot Pr^{0.4} = 0.024 \times (37,643)^{0.8} (4.77)^{0.4} = 205.2$$

$$\text{Heat transfer coefficient } h_t = h_i = \frac{(Nu k)_t}{d_i} = \frac{205.2 \times 0.634 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{0.0166 \text{ m}} = 7837 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Overall Heat Transfer Coefficient. From Eq. (3.31a),

$$\begin{aligned} \frac{1}{U_o} &= \frac{1}{h_o} + \hat{\mathbf{R}}_{o,f} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2k_w} + \hat{\mathbf{R}}_{i,f} \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{h_i} \frac{d_o}{d_i} \\ &= \frac{1}{698.8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} + 0.000176 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} + \frac{0.0190 \text{ m} \times \ln(0.0190 \text{ m}/0.0166 \text{ m})}{2 \times 111 \text{ W/m} \cdot \text{K}} \\ &\quad + 0.000088 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \left(\frac{0.0190 \text{ m}}{0.0166 \text{ m}} \right) + \frac{1}{7837 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} \left(\frac{0.0190 \text{ m}}{0.0166 \text{ m}} \right) \\ &= (0.001431 + 0.000176 + 0.0000116 + 0.0001007 + 0.000146) \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \\ &= 0.0018653 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \end{aligned}$$

or

$$U_o = 536.1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

The unit thermal resistance $1/U_o$ in the calculation above indicates the individual unit thermal resistances as 76.7, 9.5, 0.6, 5.4, and 7.8%. Thus, the largest thermal resistance is on the shell side, and the fouling thermal resistances and wall thermal resistance are of the same order of magnitude as the tube-side thermal resistance.

Total tube outside heat transfer area

$$A_s = A_{t,o} = \pi L d_o N_t = \pi \times 4.3 \text{ m} \times 0.0190 \text{ m} \times 102 = 26.180 \text{ m}^2$$

$$C_{\min} = C_t = (\dot{m} c_p)_t = 18.1 \text{ kg/s} \times 4187 \text{ J/kg} \cdot \text{K} = 75,785 \text{ W/K}$$

$$C_{\max} = C_s = (\dot{m} c_p)_s = 36.3 \text{ kg/s} \times 2094 \text{ J/kg} \cdot \text{K} = 76,012 \text{ W/K}$$

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{75,785 \text{ W/K}}{76,012 \text{ W/K}} = 0.997 \approx 1$$

656 HEAT EXCHANGER DESIGN PROCEDURES

Number of heat transfer units

$$\text{NTU} = \frac{U_o A_{t,o}}{C_{\min}} = \frac{U_o A_{t,o}}{C_t} = \frac{536.1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \times 26.180 \text{ m}^2}{75,785 \text{ W/K}} = 0.1852$$

Heat exchanger effectiveness, using the formula from Table 3.3, is

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{2} + \coth(\text{NTU}/\sqrt{2})} = \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{2} + \coth(0.1852/\sqrt{2})} = 0.1555$$

Heat Transfer Rate and Exit Temperatures

Heat transfer rate

$$\begin{aligned} q &= \varepsilon C_{\min}(T_{s,i} - T_{t,i}) = 0.1555 \times 75,785 \text{ W/K} \times (65.6 - 32.2)^\circ\text{C} \\ &= 393,600 \text{ W} = 393.6 \text{ kW} \end{aligned}$$

Oil exit temperature

$$\begin{aligned} T_{s,o} &= T_{s,i} - \varepsilon C^*(T_{s,i} - T_{t,i}) = 65.6^\circ\text{C} - 0.1555 \times 0.997 \times (65.6 - 32.2)^\circ\text{C} \\ &= 60.4^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Water exit temperature

$$T_{t,o} = T_{t,i} + \varepsilon(T_{s,i} - T_{t,i}) = 32.2^\circ\text{C} + 0.1555 \times (65.6 - 32.2)^\circ\text{C} = 37.4^\circ\text{C}$$

Mean temperatures[†]:

$$\begin{aligned} T_{s,m} &= \frac{T_{s,i} + T_{s,o}}{2} = \frac{(65.6 + 60.4)^\circ\text{C}}{2} = 63.0^\circ\text{C} \\ T_{t,m} &= \frac{T_{t,i} + T_{t,o}}{2} = \frac{(32.2 + 37.4)^\circ\text{C}}{2} = 34.8^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Pressure Drop Calculations. To compute the idealized tube bundle pressure drop, we first calculate the ideal friction factor using the given formula:

$$f_{\text{id}} = 3.5 \left(1.33 \frac{d_o}{p_t} \right)^b \cdot \text{Re}_s^{-0.476} = 3.5 \left(\frac{1.33 \times 19.0 \text{ mm}}{25.0 \text{ mm}} \right)^{1.72} (326)^{-0.476} = 0.2269$$

where

$$\begin{aligned} b &= \frac{6.59}{1 + 0.14 \text{Re}_s^{0.52}} = \frac{6.59}{1 + 0.14 \times (326)^{0.52}} = 1.72 \\ \Delta p_{b,\text{id}} &= \frac{4f_{\text{id}} G_s^2 N_{r,\text{cc}}}{2g_c \rho_s} \left(\frac{\mu_w}{\mu_m} \right)^{0.25} = \frac{4 \times 0.2269 \times (1108 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s})^2 \times 9}{2 \times 1 \times 849 \text{ kg/m}^3} (1)^{0.25} = 5906 \text{ Pa} \end{aligned}$$

To calculate the pressure drop in the crossflow section, we first compute the correction factors ζ_b and ζ_ℓ using the expressions from Table 9.3.

$$\zeta_b = \exp\{-\text{Dr}_b[1 - (2N_{ss}^+)^{1/3}]\} = \exp\{-3.7 \times 0.2898 \times [1 - (2 \times 0.1089)^{1/3}]\} = 0.6524$$

[†] The mean temperatures calculated (63°C and 35°C for oil and water, respectively) are the same as the values purposely assumed in the problem formulation for thermophysical properties. Consequently, no iterations are required for changes in thermophysical property values for this problem.