

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
CENTRE UNIVERSITAIRE « SALHI AHMED » DE NAAMA



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNIQUES
DEPARTEMENT DE TECHNOLOGIE
MEMOIRE DE MASTER
Spécialité : Génie Mécanique
Option : Energétique

Intitulé de Mémoire

Caractéristiques Thermo-Hydrauliques d'un
Echangeur de Chaleur muni de Chicane Ondulées :
Effet des Paramètres Géométriques

Présenté par :

**ABDOUN Sarra
BENFISSA Ahlem**

Soutenu publiquement le: 03 / 06 / 2018

Devant le jury :

Mr. Belabed Zakaria		CU Naama	Président
Mr. Ameer Houari	MCA	CU Naama	Encadreur
Mme. Boukhadia Karima		CU Naama	Examinatrice

Année universitaire : 2017-2018

REMERCIEMENTS

يا ربي لك الحمد كما ينبغي لجلال وجهك و عظيم سلطانك

Nous voudrions adresser nos remerciements les plus sincères :

*Tout d'abord à **ALLAH** le clément et le miséricordieux de nous avoir donné la force, le courage et la patience de mener à bien et d'achever ce modeste travail.*

*Notre reconnaissance va à notre encadreur Mr **H. Ameer** qui nous a facilité le travail de recherche, et qui nous a conseillées, orientées, accompagnées et éclairées de ses précieuses informations à chacune de nous.*

A nos professeurs, qui nous ont accompagnées depuis notre première année en science et technologie et qui ont continué à le faire à travers leur encadrement. Leur soutien et leur disponibilité, leurs orientations et conseils, nous ont permis de mener à bien notre travail de recherche.

Notre gratitude va aussi aux personnes qui composent les membres du jury qui a accepté d'évaluer et examiner notre présent travail de recherche.

Nos derniers remerciements vont à nos très chers parents qui nous ont tant conseillées et sans eux nous n'aurions pas pu aller au bout de notre travail, sans oublier nos frères et sœurs qui nous ont fort soutenues.

DEDICACE

*Pour ce qui m'ont appris la langue de communication et
montré la route du succès.*

*Pour mon **PERE.***

*Pour ceux qui ont souffert à m'emmener au bout du
chemin.*

*Pour ma **MERE** et ma chère **GRAND'MERE.***

*Pour mon très cher frère **BRAHIM.***

*Pour mes très chères sœurs : **NOR ELHOUDA, ZEYNEB,
ASMAA.***

*Pour ma famille : **ABD ELMADJID, MOHAMMED,
HOUCINE, FATIMA, YAMINA, KARIMA, HAFIDA**
ainsi qu'aux petits enfants **YACINE et SOUHEIL***

*Pour mon binôme : **AHLEM.***

*Pour mes chères amies: **AHLEM, HANANE, MANAL,
AMIRA.***

*Pour chacun de mes professeurs qui m'ont appris le savoir
et le savoir-faire.*

*Aux familles : **ABDOUN, TEBBOUNE, et DAÏM** pour
leur aide, à mes collègues, et à tous ceux qui m'aiment en
étant toujours à mes côtés.*

ABDOUN SARRA

DEDICACE

A l'homme de ma vie, mon exemple éternel, mon soutien moral et source de joie et de bonheur, celui qui s'est toujours sacrifié pour me voir réussir, mon PERE

A la lumière de mes jours, la source de mes efforts, la flamme de mon cœur, ma vie et mon bonheur; MAMAN que j'adore.

A mes chères oncles : DJAMEL, CHIKH, MOHAMED et leurs épouses : FATIHA, MAGHENIA et ma chère tantes, mes cousins et cousines ainsi et toute la famille BENFISSA.

A mon cher frère MARWANE, et à mes chères et adorable sœurs OM KALTHOUM, MAJEDA, WAFAA, NESRINE, CHAIMAA, TASNIME.

A tous ceux qui m'ont accompagnée le long de mon chemin d'études supérieures Sœurs de cœur SARRA, HANANE et mes aimables collègues d'étude du centre universitaire de NAAMA, spécialement ma promotion et à mes amies de ma vie et de l'enfance: HALIMA, HAKIMA, FARAH

À toutes les personnes qui ont participé, de près ou de loin, à ce travail.

BENFISSA AHLEM

Résumé

Des chicanes ondulées sont placées dans un échangeur de chaleur pour améliorer le transfert thermique. L'effet de quelques paramètres géométriques sur la convection et la chute de pression est mis en évidence. Il s'agit de l'angle d'ondulation, hauteur des chicanes et espace inter-chicané. Aussi, l'influence du nombre de Reynolds sur les champs d'écoulement et la distribution thermique est explorée.

Mots-clés : *Echangeur de chaleur ; Chicane ondulée ; Convection ; Canal rectangulaire.*

Abstract

Corrugated baffles are placed in a heat exchanger to improve the heat transfer. The effect of some geometric parameters on convection and pressure drop is highlighted. It concerns the waviness angle, baffle height and spacing between baffles. Also, the influence of Reynolds number on flow fields and thermal distribution is explored.

Keywords: *Heat exchanger; Wavy baffle; Convection; Rectangular channel.*

ملخص

إن الحواجز المتموجة الموضوعة في مبادل حراري تقوم بتحسين نقل الحرارة فيتم تسليط الضوء على تأثير بعض المعلمات الهندسية على الحمل الحراري و على انخفاض الضغط. يتعلق الأمر هنا بزاوية التموج وارتفاع الحواجز والتباعد بينها ويتم أيضا استكشاف تأثير عدد "رينولدز" على حقول التدفق والتوزيع الحراري.

كلمات البحث: مبادل حراري، حاجز متموج، الحمل الحراري، القناة المستطيلة.

Table de matière

Remerciement.....	I
Dédicace.....	II
Résumé.....	IV
Abstract.....	V
ملخص.....	VI
Table de matière.....	VII
Liste des figures.....	X
Liste des Tableaux.....	XII
Nomenclature.....	XIII
Introduction générale.....	1

Chapitre I : Modes de transfert de chaleur

I.1.Introduction	3
I.2.Définitions.....	3
I.2.1.Température.....	3
I.2.2.Chaleur.....	3
I.2.3. Puissance.....	4
I.2.4. Flux de chaleur.....	4
I.2.5.Equilibre thermique.....	4
I.3. Modes de transfert thermique.....	4
I.3.1. Conduction thermique.....	4
Loi de Fourier.....	5
Exemple de conduction thermique.....	5
I.3.2. Rayonnement thermique.....	6
Loi de Boltzmann.....	7
Exemple de rayonnement thermique.....	7
I.3.3. Convection thermique.....	8
Loi de Newton.....	9
I.4. Types de convection.....	9
I.4.1.Convection forcée.....	9
Exemple de convection forcée.....	9
I.4.2.Convection naturelle.....	9
Exemple de convection naturelle.....	9
I.4.3.Convection accompagnée d'un changement de phase.....	10
Exemple de convection avec changement de phase.....	10
II.5.Conclusion.....	10

Chapitre II : Echangeurs de Chaleur

II.1.Introduction	11
-------------------------	----

II.2. Définition de l'échangeur de chaleur.....	11
II.3. Principe de fonctionnement.....	11
II.4. Modes de fonctionnement des échangeurs.....	12
À courant parallèle.....	12
À contre-courant.....	12
À courant croisé.....	12
À tête d'épingle.....	12
À contact direct ou à mélange.....	12
II.5. Type des échangeurs de chaleur.....	12
II.5.1. Echangeurs tubulaires.....	12
II.5.1.1. Échangeur monotube.....	12
II.5.1.2. Échangeur coaxial.....	13
II.5.2. Échangeur multitubulaire.....	13
II.5.2.1. Échangeur à tubes séparés.....	13
II.5.2.2. Échangeur à tubes rapprochés.....	14
II.5.2.3. Échangeur à tubes ailettes.....	14
II.5.3. Echangeur à tube et calendrier.....	16
II.5.3.1. Echangeur de chaleur à tête flottante.....	16
II.5.3.2. Echangeur à plaque tubulaires fixes.....	16
II.5.3.3. Echangeur à tubes en U.....	17
II.5.4. Echangeur à plaque.....	17
II.5.4.1. Échangeurs à surface primaire.....	17
II.5.4.2. Échangeurs à plaques et joints.....	18
II.5.4.3. Échangeurs à plaques soudées ou brasées.....	18
II.5.4.3.1. Échangeur platulaire.....	18
II.5.4.3.2. Échangeur Compabloc.....	19
II.5.4.3.3. Échangeur Packinox.....	19
II.5.4.3.4. Échangeur lamellaire.....	20
II.5.4.3.5. Échangeur à spirale.....	20
II.5.4.3.6. Échangeur brasé.....	21
II.5.5. Échangeurs avec un fluide changeant de phase.....	21
II.5.5.1. Évaporateurs tubulaires.....	21
II.5.5.1.1. Évaporateurs à l'intérieur de tubes.....	22
Évaporateurs à tubes verticaux.....	22
Évaporateurs à tubes horizontaux.....	23
II.5.5.1.2. Évaporateurs à l'extérieur de tubes.....	23
II.5.5.2. Condenseurs tubulaires.....	24
II.6. Coefficients de transfert de chaleur.....	25
II.6.1. Coefficients de transfert de chaleur locaux et globaux.....	27
II.6.2. Coefficient de transfert de chaleur sous forme adimensionnelle.....	27
II.7. Conclusion.....	29

III.1. Description du logiciel ANSYS ICEM CFD et ANSYS CFX.....	30
III.1.1. Introduction.....	30
III.1.2. ICEM CFD.....	30
III.1.3. Présentation du solveur CFX5.....	30
III.1.3.1. CFX Pre.....	31
III.1.3.2. CFX Solver.....	31
III.1.3.3. CFX Solver Manager.....	32
III.1.3.4. CFX Post.....	32
III.2. Géométrie du problème étudié.....	32
III.3. Considérations du problème.....	33
III.4. Les différents paramètres étudiés.....	34
III.5. Génération du maillage.....	34
III.6. Test de maillage.....	35
III.7. Conditions aux limites.....	35
III.8. Expression pour les écoulements de fluides incompressibles.....	37

Chapitre VI : Résultats et discussion

IV.1. Validation.....	39
IV.2. Influence de l'angle d'ondulation.....	41
IV.3. Influence du nombre de Reynolds.....	45
IV.4. Influence de la hauteur des chicane (h).....	50
IV.5. Influence de l'espace inter-chicané (e).....	51
Conclusion	53
Liste des références.....	54

Liste des figures

- Figure I.1 : Conduction de chaleur à travers une paroi
- Figure I.2 : Exemple de conduction thermique
- Figure I.3 : Phénomène de rayonnement thermique
- Figure I.4 : Rayonnement thermique du soleil
- Figure I.5 : Phénomène de convection thermique
- Figure II.1: Échangeur monotube en serpentif
- Figure II.2: Échangeur coaxial
- Figure II.3: Échangeur à tubes séparés
- Figure II.4: Échangeur à tubes rapprochés
- Figure II.5: Échangeur à tubes ailettes
- Figure II.6: Autre différent type d'ailettes
- Figure II.7: Échangeur à tête flottante
- Figure II.8 : Échangeur à plaques tubulaires fixes
- Figure II.9: Échangeur à tube en U
- Figure II.10: Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire
- Figure II.11: Échangeur à plaque et joint
- Figure II.12: Échangeur platulaire et schéma canaux
- Figure II.13: Échangeur Compabloc et l'empilement des plaques
- Figure II.14: Échangeur Packinox
- Figure II.15: Échangeur lamellaire
- Figure II.16: Échangeur à spirale
- Figure II.17 : Échangeur brasé
- Figure II.18: Évaporateur à tubes courts et à panier
- Figure II.19: Évaporateur à longs tubes verticaux et à grimpage
- Figure II.20: Évaporateur à tube tombant
- Figure II.21: Évaporateur noyés et arrosés
- Figure II.22: Condensation extérieur aux tubes
- Figure II.23: Condensation intérieur aux tubes
- Figure II.24: Analogie conduction- convection
- Figure II.25: Différents type d'écoulements en fonction du nombre de Reynolds
- Figure III.1 : Les modules principaux du CFX 16.0

- Figure III.2 : Géométrie du domaine de calcul
- Figure III.3: Les dimensions de la chicane ondulée
- Figure III.4 : Type de maillage choisi (tetrahedral)
- Figure III.5 : Conditions aux limites
- Figure III.6 : Convergence de la solution vers une erreur de 10^{-5}
- Figure IV.1 : Variation de la vitesse axiale en fonction de la hauteur du canal, chicane plan, $Re=200$
- Figure IV.2 : Contours de vitesse pour $Re = 30$, $h/a = 0.5$, $e/a = 1.5$
- Figure IV.3 : lignes de courant pour $Re = 30$, $h/a = 0.5$, $e/a = 1.5$
- Figure IV.4 : Vitesse axiale pour une position juste après la chicane, pour $Re = 30$, $h/a = 0.5$, $e/a = 1.5$
- Figure IV.5 : Vitesse axiale pour une position très proche de la paroi, sur une distance entre deux chicanes, pour $Re = 30$, $h/a = 0.5$, $e/a = 1.5$
- Figure IV.6 : Contours de température pour $Re = 5$, $h/a = 0.5$, $e/a = 1.5$
- Figure IV.7 : Chute de pression pour $h/a = 0.5$, $e/a = 1.5$
- Figure IV.8 : Contours de vitesse pour l'influence de Re , $\alpha = 22.5^\circ$, $h/a = 0.5$, $e/a = 1.5$
- Figure IV.9 : Lignes de courant pour l'influence de Re , $\alpha = 22.5^\circ$, $h/a = 0.5$, $e/a = 1.5$
- Figure IV.10 : Variation de vitesse en fonction de nombre de Reynolds pour $\alpha = 22.5^\circ$, $h/a = 0.5$, $e/a = 1.5$
- Figure IV.11 : Vitesse axiale pour une position juste après la chicane, avec $\alpha = 22.5^\circ$, $h/a = 0.5$, $e/a = 1.5$
- Figure IV.12 : Vitesse axiale pour une position proche de la paroi, sur une distance entre deux chicanes, avec $\alpha = 22.5^\circ$, $h/a = 0.5$, $e/a = 1.5$
- Figure IV.13 : Contours de température pour l'influence de Re , $\alpha = 22.5^\circ$, $h/a = 0.5$, $e/a = 1.5$
- Figure IV.14 : Variation de température en fonction de nombre de Reynolds, pour $\alpha = 22.5^\circ$, $h/a = 0.5$, $e/a = 1.5$
- Figure IV.15 : Variation chute de pression en fonction de nombre de Reynolds pour $\alpha = 22.5^\circ$, $h/a = 0.5$, $e/a = 1.5$
- Figure IV.16 : Contours de température pour $Re = 3$, $\alpha = 22.5^\circ$, $e/a = 1.5$
- Figure IV.17 : Chute de pression pour $\alpha = 22.5^\circ$, $e/a = 1.5$
- Figure IV.18: Contours de température pour $Re = 5$, $\alpha = 22.5^\circ$, $h/a = 0.5$
- Figure IV.19 : Lignes de courant pour $Re = 30$, $\alpha = 22.5^\circ$, $h/a = 0.5$
- Figure IV.20 : Chute de pression pour $\alpha = 22.5^\circ$, $h/a = 0.5$

Liste des Tableaux

Tableau III.1 : Paramètres géométriques d'un échangeur chicané.

Tableau III.2 : Informations sur le maillage et temps de calcul.

Nomenclature

<i>symbole</i>	<i>signification</i>	<i>Unités</i>
T_1	température de fluide chaud.....	K
T_2	température de fluide froid.....	K
Φ	Flux de chaleur transmis par conduction.....	W
Q	Quantités de chaleur échangée.....	KW
A	Surface d'échange de chaleur.....	m^2
K	Le coefficient de proportionnalité.....	$KW^{-1}.m^{-1}.K^{-1}$
h	le coefficient d'échange par convection.....	$W.m^{-2}.K^{-1}$
S	surface d'échange thermique.....	m^2
P	la puissance.....	watts
e	l'émissivité de l'objet qui dépend de la nature de l'objet.....	
σ	constante de Stefan-Boltzmann $5.67 \cdot 10^{-8}$	$w.m^{-2}.k^{-4}$
e	épaisseur.....	m
λ_{paroi}	conductivité thermique de la paroi.....	$W/m.K$
T_e	température d'entrée du fluide chaud.....	K
T_s	température de sortie du fluide chaud.....	K
L	la grandeur caractéristique du système.....	m
λ_{gaz}	la conductivité thermique du gaz.....	$W m^{-1}. K^{-1}$
h	le coefficient d'échange local ou global suivant les cas considérés.....	
u	vitesse caractéristique de l'écoulement.....	m/s
ρ	la masse volumique du fluide.....	kg/m^3
ν	la viscosité cinématique du fluide.....	m^2/s

μ	la viscosité dynamique du fluide.....	<i>Pas</i>
Re	Nombre de Reynolds.....	
C_p	capacité thermique à pression constante.....	<i>Kj/Kg. °C</i>
λ	conductivité thermique.....	<i>w/m.K</i>



Introduction Générale

Introduction générale

La demande sur l'énergie augmente de plus en plus chaque jour, et touche tous les aspects de la vie humaine. La réponse à cette demande est l'utilisation intelligente de l'énergie disponible. Récemment, l'utilisation de cette énergie pour optimiser les procédés industriels a été le sujet le plus prisé de la recherche. Cela est dû à l'utilisation étendue des échangeurs de chaleur dans les applications industrielles telles que les centrales thermiques, les moyens de transport, le chauffage et la climatisation, la réfrigération, la pétrochimie et des autres procédés industriels.

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant un transfert d'énergie thermique entre au moins deux corps (solides, liquides ou gaz). La plupart du temps, il s'agit des fluides. Ces fluides peuvent être en contact direct ou indirect, c'est-à-dire séparés ou non par une paroi généralement métallique. Cependant, cette définition n'est pas générale. Car, il existe une multitude de types d'échangeurs, possédant des géométries, des configurations et même des modes de fonctionnement qui peuvent être très différents.

L'amélioration des performances d'échangeurs de chaleur vise les mécanismes d'intensification des transferts convectifs comme le prouve le nombre croissant d'études menées sur l'effet d'insertion des éléments dans un espace tubulaire qui serait d'un apport appréciable pour de nouvelles conceptions d'appareils thermiques ou pour optimiser les indices économiques d'exploitation des réseaux de transfert de chaleur.

La théorie de transfert de chaleur est une science qui étudie la façon dont la chaleur se propage d'une région à une autre, sous l'influence d'une différence de température. Elle a subi une étude intensive pour satisfaire les exigences des autres technologies nucléaires, solaires...etc.

Ce phénomène est très important dans les domaines des sciences technologiques, des conceptions techniques et de l'industrie. Il existe dans chaque aspect de la vie en ayant un grand champ d'application. C'est un processus complexe, qui est réalisé sur la base des différents modes fondamentaux à savoir : la conduction, la convection et le rayonnement.

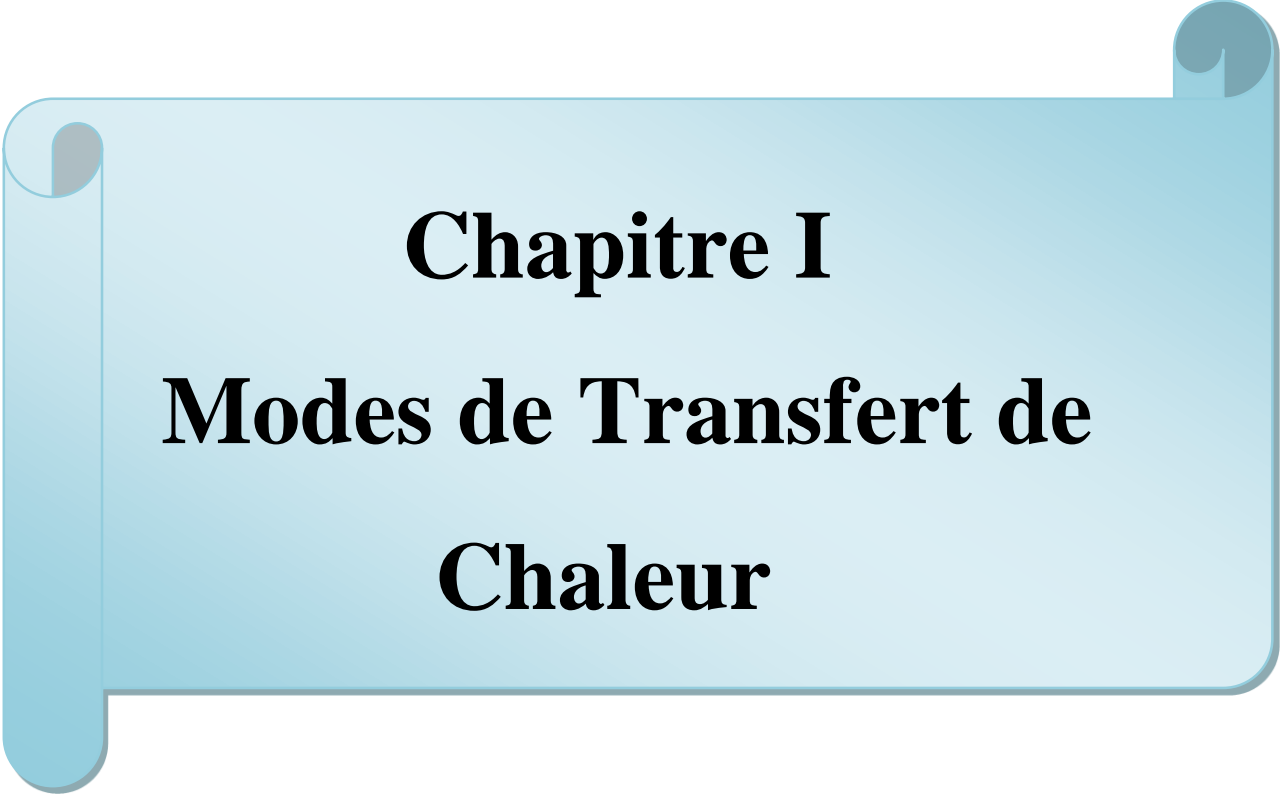
Objectifs spécifiques de la présente étude :

Les objectifs principaux du présent mémoire concernent, par simulation numérique, l'influence de la chicane ondulée sur les performances d'un échangeur de chaleur.

Organisation du travail :

Notre travail est constitué des chapitres suivants :

- ✓ Une introduction générale,
- ✓ Le premier chapitre comporte un rappel de quelques notions importantes du transfert de chaleur,
- ✓ Le deuxième chapitre est un rappel sur les échangeurs de chaleur,
- ✓ Le troisième chapitre engendre la présentation du code de calcul CFD (*Computational Fluid Dynamic*),
- ✓ Dans le dernier chapitre, nous évaluerons et discuterons les résultats prédits numériquement,
- ✓ On termine ce mémoire par une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus.



Chapitre I
Modes de Transfert de
Chaleur

I.1. Introduction

Le transfert de chaleur est la science qui étudie le transfert d'énergie qui peut avoir lieu entre les corps matériels en raison d'une différence de température, les trois modes de transfert de chaleur sont :

- La conduction.
- Le rayonnement.
- La convection.

Dans ce chapitre, nous cherchons à expliquer le mécanisme de ces modes qualitativement, de sorte que, chacun peut être considéré dans sa juste perspective.

I.2. Définitions

I.2.1. Température

Le chaud et le froid sont appréciés par des sensations d'où une évaluation irrationnelle de ces grandeurs.

La température caractérise le niveau auquel la chaleur se trouve dans un corps permettant ainsi de dire qu'un corps est plus ou moins chaud qu'un autre [1].

Les températures dans le S.I. sont exprimées en °C (degrés Celsius) mais dans la littérature, on rencontre les degrés Fahrenheit (°F) et les degrés Kelvin (K).

Conversion entre les différentes unités de températures :

$$K = ^\circ C + 273$$

$$^\circ C = 5/9 (^\circ F - 32)$$

I.2.2. Chaleur

La chaleur est une forme d'énergie (énergie de mouvement des molécules) qui va d'un point chaud (température plus élevée) vers un point froid (température moins élevée).

C'est la sensation perçue par nos organes de sens lorsque nous sommes placés devant un corps incandescent par exemple.

L'unité légale est le Joule (J) mais la kcal (kilocalorie) est également utilisée [1].

Un kcal est la quantité de chaleur qu'il faut fournir à un kg d'eau pour augmenter sa température de 1°C.

$$1 \text{ kcal} = 4,185 \text{ kJ} = -1 \text{ FG (frigorie)}$$

$$1 \text{ BTU} = 1,053 \text{ kJ (BTU: British thermal unit)}$$

I.2.3. Puissance

La puissance est le rapport de l'énergie fournie ou absorbée sur l'unité de temps. L'unité légale est le Watt (W).

Conversion des unités :

$$1 \text{ kW} = 860 \text{ kcal/h}$$

$$1 \text{ kcal/h} = -1 \text{ Fg/h} = 1,163 \text{ W}$$

$$1 \text{ cv (cheval)} = 736 \text{ W}$$

I.2.4. Flux de chaleur

La chaleur s'écoule sous l'influence d'un gradient de température 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 [2] :

$$\varphi = \frac{1}{s} \frac{dQ}{dT} \quad \text{I.1}$$

Où S est l'aire de la surface (m^2)

I.2.5. Equilibre thermique

Lorsque l'on place deux objets, l'un chaud, l'autre froid, dans une enceinte qui n'échange pas de l'énergie avec le milieu extérieur (cas d'un système isolé), le corps chaud se refroidit, tandis que le corps froid se réchauffe, et ce, jusqu'à un état d'équilibre pour lequel les températures des deux corps s'égalisent. Si l'un est un thermomètre, on détermine ainsi la température de l'autre corps. Les températures des deux corps n'étant pas égales, un flux de chaleur apparaît et qui persiste jusqu'au moment où le système atteint l'équilibre thermique [3].

I.3. Modes de transfert thermique

I.3.1. Conduction thermique

La conduction est définie comme étant le mode de transmission de la chaleur provoquée par la différence de température entre deux régions d'un milieu solide, liquide ou gazeux, ou encore entre deux milieux en contact physique; le milieu n'est le siège d'aucun mouvement macroscopique interne (sans déplacement appréciable des particules de ce corps).

Elle se fait par interaction directe des particules voisines et agitation (transfert de mouvement de molécule à molécule), C'est un transfert lent. (La conduction se fait dans les solides et les fluides fixes (au repos)). [4, 5, 6, 7,8].

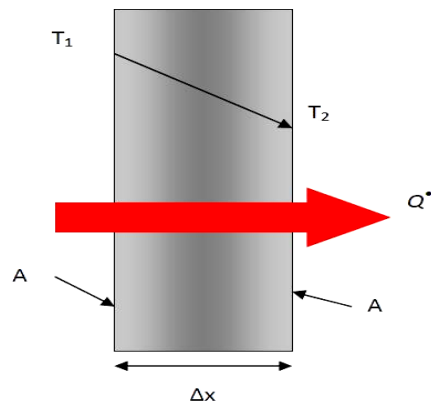


Figure I.1. Conduction de chaleur à travers une paroi [9].

Loi de Fourier :

Le coefficient de proportionnalité k représente la conductivité thermique du matériau. En limitant le cas où $\Delta x \rightarrow 0$, l'équation ci-dessus se réduit à la forme différentielle suivante:

$$\varphi = -\lambda S \frac{\partial T}{\partial x} \quad \text{I.2}$$

Qui est appelé la loi de Fourier de conduction thermique. Le terme dT/dX est appelé le gradient de température, ce qui est la pente de la courbe de température (la vitesse de variation de la température T par la longueur x) [10].

Où :

- φ : flux de chaleur transmis par conduction [W]
- S : Surface d'échange de chaleur [m²]
- dT/dX : Gradient de température (pour la longueur x)
- λ : conductivité thermique du milieu [W/m.K]

Exemple de conduction thermique :

Un échangeur de chaleur à contre-courant, à double tube et à paroi mince est utilisé pour refroidir l'huile de 150°C à 40°C à un débit de 4 kg/s par l'eau (qui entre à 22°C à une vitesse de 2 kg/s afin de sortir à 80°C).

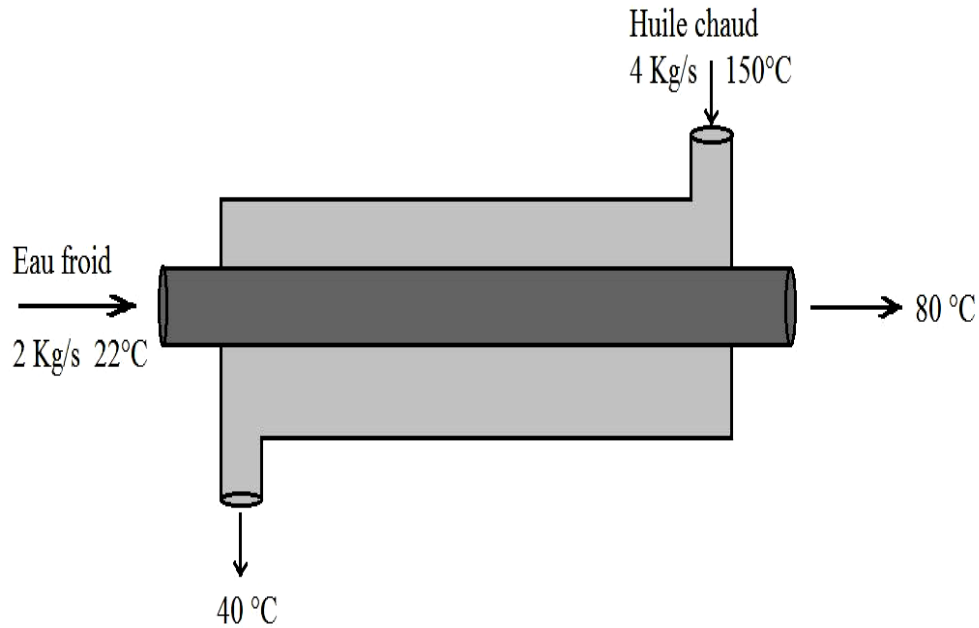


Figure I.2 : Exemple de conduction thermique.

La chaleur fournie par l'huile chaude est transférée vers la paroi du tube intérieur puis vers l'eau (le principe est représenté dans la Figure I.2).

I.3.2. Rayonnement thermique

C'est l'échange de chaleur entre deux parois séparées par un milieu transparent ou semi transparent. Les matériaux ont la propriété d'absorber ou d'émettre des photons (ou des quantités d'énergie). L'énergie emportée par le photon est prélevée sur l'état d'énergie du corps et réciproquement l'énergie d'un photon absorbé est souvent transformée en chaleur. Cette propriété d'émission dépend donc de la température du milieu. Il s'agit d'un transfert à distance quasi-instantané sans nécessité de support matériel. Donc :

Dans la transmission de chaleur par rayonnement, le transfert thermique s'effectue par des vibrations électromagnétiques entre deux surfaces (même dans le vide). Sans aucun contact entre eux, par le déplacement d'ondes dans l'espace qui se propagent en ligne droite sans aucun support de matière.

Finalement, on distingue dans ce mode de transfert trois phénomènes :

- Emission
- Propagation
- Absorption [4]

Un corps C émettant des photons dans toutes les directions possibles, certains d'entre eux sont reçus par l'autre corps C' et éventuellement absorbés, en tout ou partiellement. Bien entendu, le corps C' émet aussi des photons dont certains seront reçus et absorbés par C. Le bilan net se traduit par un échange d'énergie entre C et C' [11].

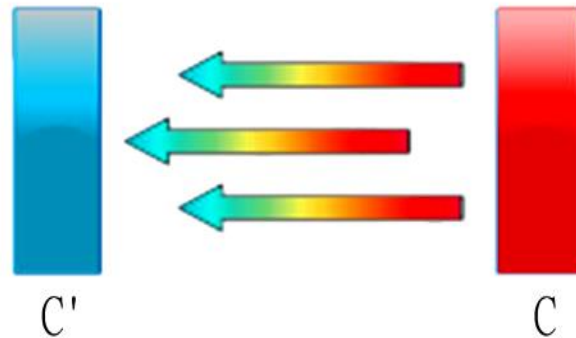


Figure I.3 : Phénomène de rayonnement thermique.

Loi de Boltzmann

Le taux auquel un objet émet de l'énergie est proportionnel à la puissance quatrième de sa température absolue. Ceci est connu comme la loi de Stefan et est exprimé par : [12].

$$Q = \varepsilon \cdot \sigma \cdot S \cdot (T_p^4 - T_c^4) \quad \text{I.4}$$

Où :

Q : est la puissance en [W]

ε : coefficient d'émission de la surface ou facteur d'émissivité ($\varepsilon = 1$ pour un corps noir, $\varepsilon \ll 1$ pour les corps brillants)

σ : constante de Stéphan Boltzmann [$5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$]

S : est la surface de l'objet en [m^2]

T_p : température ambiante [K]

T_c : température de surface du corps [K]

Exemple de rayonnement thermique

Le cas de l'énergie qui nous vient du soleil, il n'y a aucun contact physique entre la terre et le soleil ni de matière, alors il n'y a pas de conduction ou de convection. Le soleil émet des particules désignées par "photons"; ceux-ci se déplacent à la vitesse de la lumière et transportent une énergie en fonction de leur "longueur d'onde" comme radiation ce qui produit de la chaleur sur terre. [12]

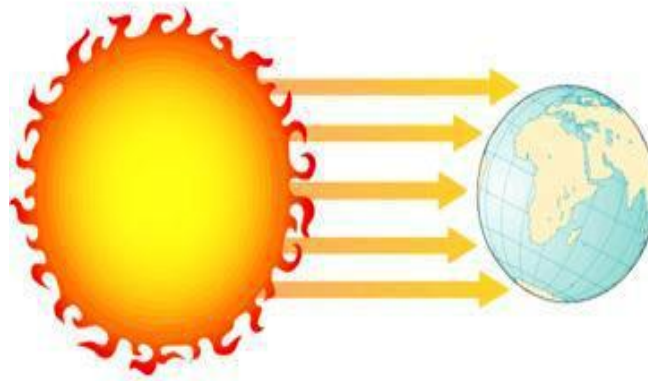


Figure I.4 : Rayonnement thermique du soleil.

I.3.3. Convection thermique

C'est un transfert de chaleur dans la matière avec mouvement macroscopique de la matière. Ce type de transfert n'intervient que pour les liquides et les gaz (C'est le fluide en mouvement qui transporte de la chaleur) ; elle caractérise la propagation de la chaleur dans un fluide, gaz ou liquide, dont les molécules sont en mouvement. [4, 5, 6, 7,8]

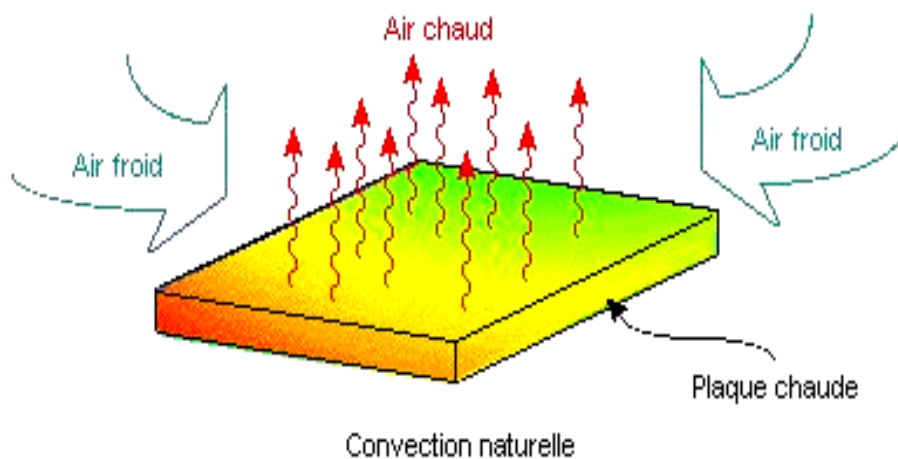


Figure I.5: Phénomène de convection thermique [3].

Loi de Newton :

La convection est un processus physique de transmission de la chaleur qui s'appuie sur un milieu matériel avec mouvement de matière. On ne peut donc avoir de convection que dans les liquides et les gaz. Le flux de chaleur transmis par convection, entre une paroi à température T_1 et un fluide à température T_2 (température mesurée loin de la paroi), peut s'écrire sous la forme [9] :

$$\varphi = h S (T_1 - T_2) \quad \text{I.3}$$

Où :

φ : flux échangé par convection [W]

h : Coefficient d'échange par convection [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$]

S : Surface d'échange thermique [m^2]

T_1 : Température de la surface du solide en contact avec le fluide [K]

T_2 : Température de fluide [K]

I.4.Types de convection :

Notons qu'il existe trois types de transferts convectifs

I.4.1.Convection forcée

La convection est dite forcée quand le mouvement du fluide est créé par une différence de pression (pompe, soufflerie).

Exemple de convection forcée :

Un sèche-cheveux dans lequel l'air ambiant est soufflé par un ventilateur à travers une résistance chauffante électrique.

I.4.2.Convection naturelle

La convection naturelle ou libre est provoquée par les forces massiques dans le fluide dues aux différences de température et donc de masse volumique du fluide.

Exemple de convection naturelle :

Le chauffage d'une pièce par un convecteur électrique se fait par une ascension d'air chaud le long du mur, tandis que l'air plus frais descend et est aspiré vers le convecteur pour remplacer l'air chaud le quittant [3].

I.4.3. Convection accompagnée d'un changement de phase

Dans ce cas le fluide subit une évaporation ou une condensation.

Exemple de convection avec changement de phase :

Au début du chauffage d'une quantité d'eau dans une bouilloire, la convection naturelle gouverne le processus d'échange entre la paroi et l'eau. Quand l'eau boue, l'évaporation intensifie le transfert [3].

I.5. Conclusion

Le transfert de chaleur décrit l'échange d'énergie thermique entre les systèmes physiques, en fonction de la température, en dissipant la chaleur. Les modes fondamentaux de transfert de chaleur sont la conduction (le transfert d'énergie entre les objets qui sont en contact physique), le rayonnement (le transfert d'énergie à partir du mouvement des particules chargées à l'intérieur des atomes par rayonnement électromagnétique) et la convection (le transfert d'énergie entre un objet et son environnement).



Chapitre II
Echangeurs de Chaleur

II.1. Introduction

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part (90 %) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés.

On les utilise principalement dans les secteurs de l'industrie (chimique, pétrochimique, sidérurgique, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.).

Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

II.2. Définition

Un échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid. Le même fluide peut conserver son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases : c'est le cas des condenseurs; évaporateurs; rebouilleurs ou des tours de refroidissement [13].

II.3. Principe de fonctionnement

Le principe général d'un échangeur de chaleur consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduits qui les mettent en contact thermique. Ces deux fluides sont mis en contact thermique à travers une paroi souvent métallique, ce qui favorise les échangeurs de chaleur, le fluide chaud cède de la chaleur au fluide froid. Le problème majeur consiste à définir une surface d'échange suffisante entre les deux fluides pour transférer la quantité de chaleur nécessaire dans une configuration donnée. Ainsi, la quantité de chaleur transférée dépend de la surface d'échange entre les deux fluides et d'autres paramètres; l'étude précise de ces appareils sera ainsi assez complexe.

Les flux de chaleurs transférées vont aussi dépendre :

- Des températures d'entrée.
- Des caractéristiques thermiques des fluides (chaleurs spécifiques, conductivité thermique).
- Des coefficients d'échange par convection [14].

II.4. Modes de fonctionnement des échangeurs

Une classification des échangeurs peut être établie d'après le sens relatif de l'écoulement des deux fluides. Plusieurs cas se présentent [15] :

- **À courant parallèle** : les deux fluides sont disposés parallèlement et vont dans le même sens.

- **À contre courant** : il en est de même pour ce cas, mais les courants vont dans des sens opposés.

- **À courant croisé** : les deux fluides sont positionnés perpendiculairement.

- **À tête d'épingle** : l'un des deux fluides fait un demi-tour dans un conduit plus large, alors que le deuxième fluide le traverse. Cette configuration est comparable à un échangeur à courant parallèle sur la moitié de la longueur, et pour l'autre moitié, elle est comparable à un échangeur à contre courant.

- **A contact direct ou à mélange** : les deux fluides peuvent être mis en contact comme c'est le cas dans les tours de refroidissement, des buses projetant de l'eau chaude sont disposées sur les parois intérieures de la tour, l'air extérieur admis par le bas s'échauffe et du fait de son changement de densité, il monte de bas en haut, permettant ainsi de refroidir l'eau [16].

II.5. Types des échangeurs de chaleur

II.5.1. Echangeurs tubulaires

Pour des raisons historiques et économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus. On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée [17].

II.5.1.1. Échangeur monotube

Le tube de cet échangeur est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentín comme le montre la figure ci-dessous (Figure II.1):



Figure II.1: Échangeur monotube en serpentín [17].

II.5.1.2. Échangeur coaxial

Les tubes de cet échangeur sont le plus souvent cintrés. Le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur comme le montre la figure ci-dessous (Figure II.2) [18].

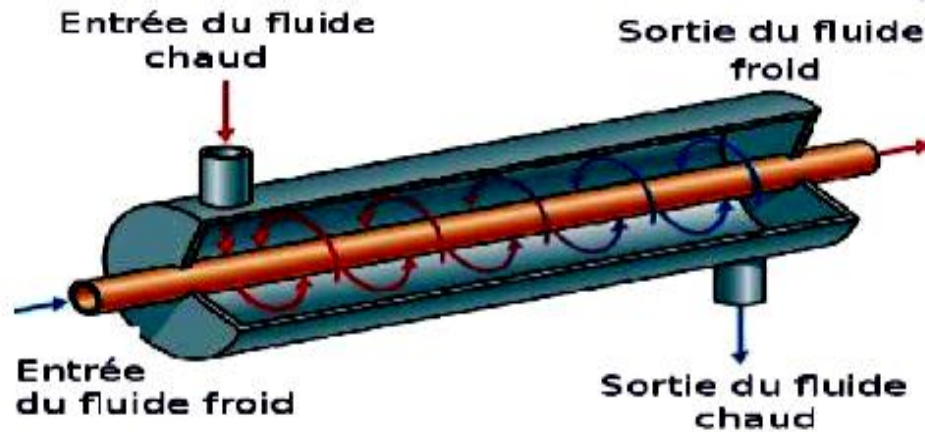


Figure II.2: Échangeur coaxial [18].

II.5.2. Échangeur multitubulaire

Il existe sous quatre formes :

II.5.2.1. Échangeur à tubes séparés

À l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm) maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé (Figure II.3).

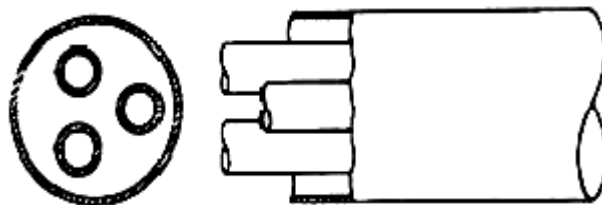


Figure II.3: Échangeur à tubes séparés [17].

II.5.2.2. Échangeur 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 II.4).

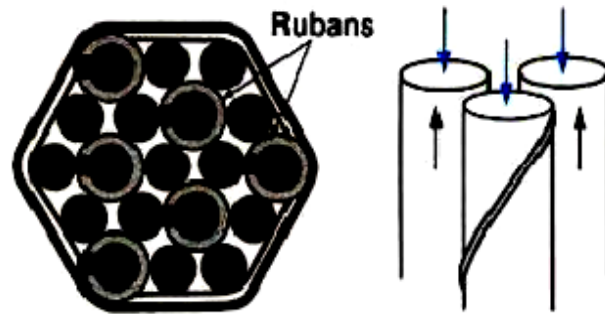


Figure II.4: Échangeur à tubes rapprochés [17].

II.5.2.3. Échangeur à tubes ailettes

Ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique ; différents types d'ailettes sont toutefois présentés ci-dessous (Figures II.5 et II.6).

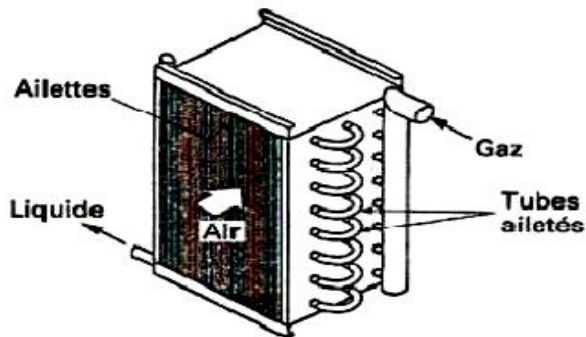
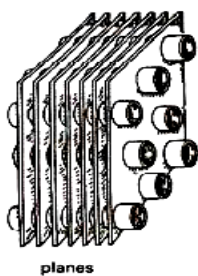
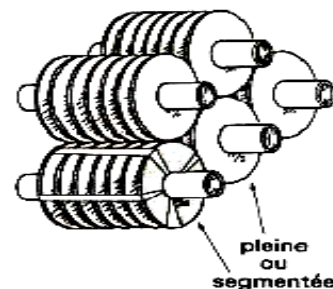
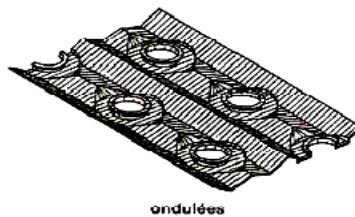


Figure II.5: Échangeur à tubes ailettes [17].

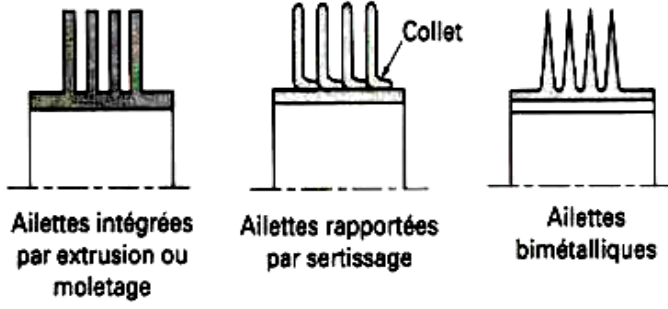
• Ailettes transversales :



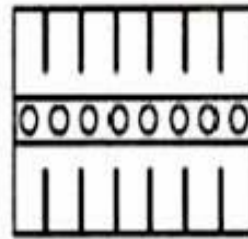
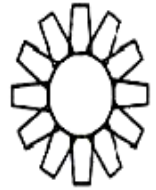
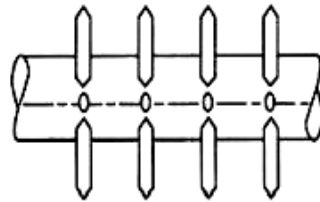
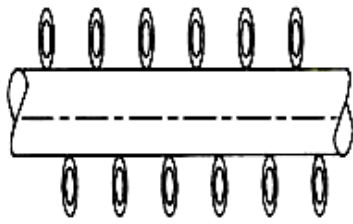
Ailettes continues



Ailettes indépendantes



Ailettes annulaires



Ailettes en brosse

• Ailettes longitudinales :

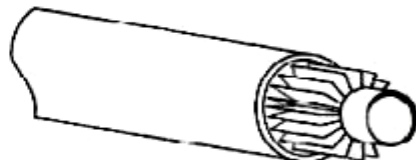
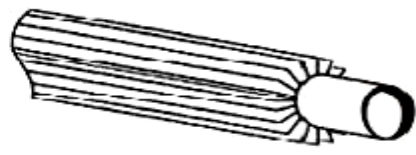


Figure II.6: Autre différent type d'ailettes [17].

II.5.3. Echangeur à tube et calandre

II.5.3.1. Echangeur de chaleur 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 II.7).

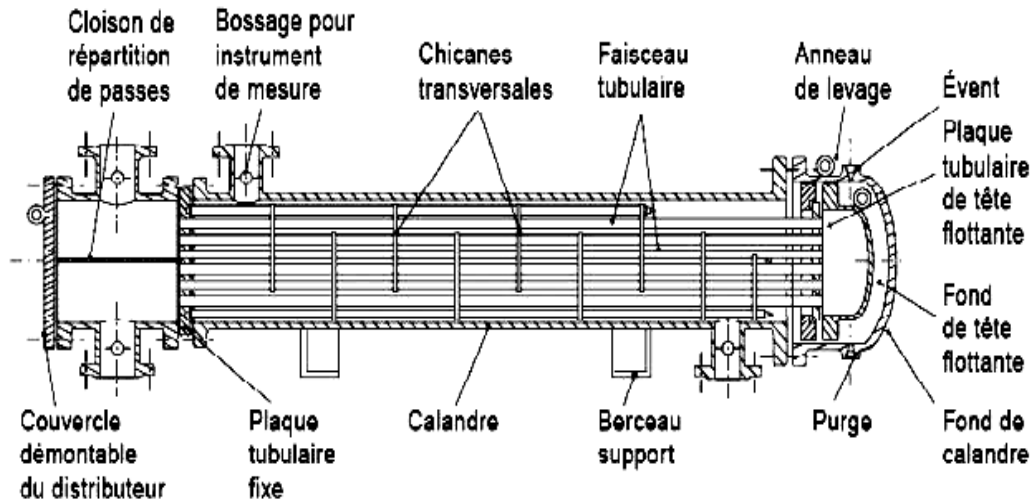


Figure II.7: Échangeur à tête flottante [19].

II.5.3.2. Echangeur à plaques tubulaires fixes

Dans ce cas, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre (Figure II.8).

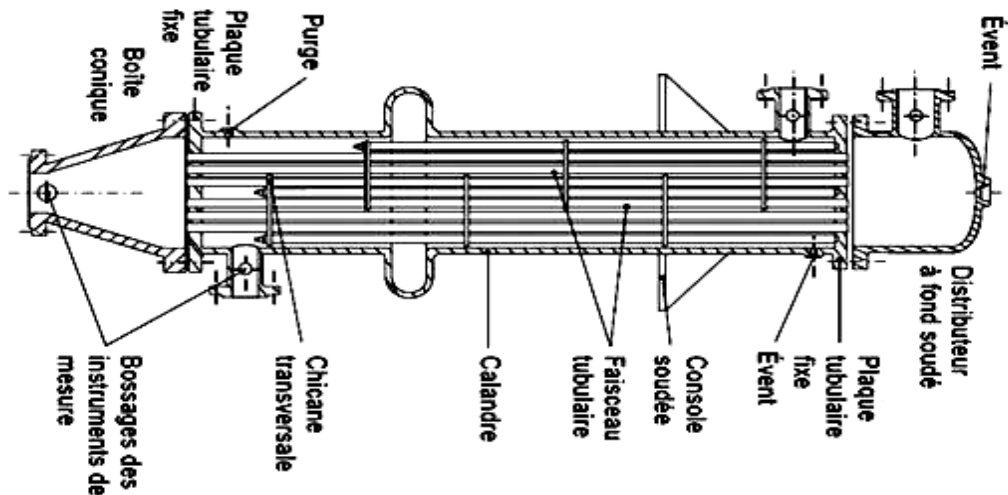


Figure II.8 : Échangeur à plaques tubulaires fixes [19].

II.5.3.3. Echangeur à tubes 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 II.9).

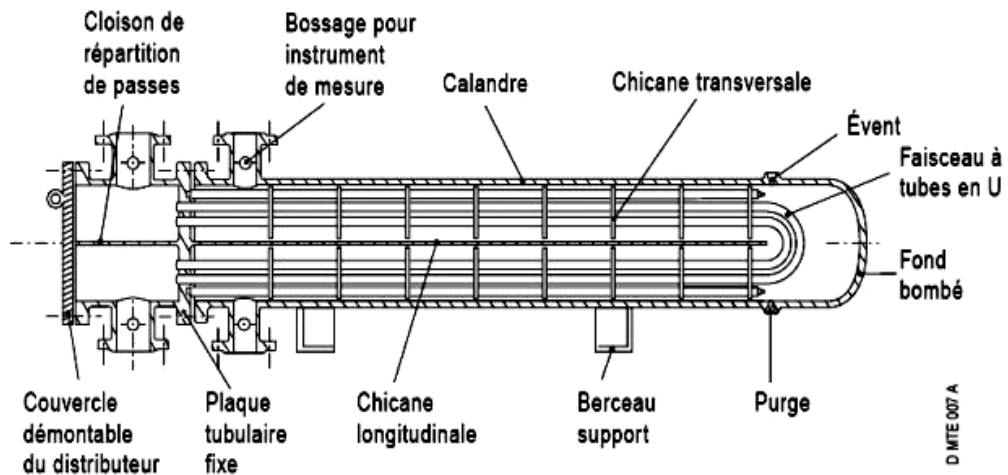


Figure II.9: Échangeur à tube en U [19].

II .5.4. Echangeur à plaques

II.5.4.1. Échangeurs à surface primaire

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques corruguées, 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 II.10) [17].

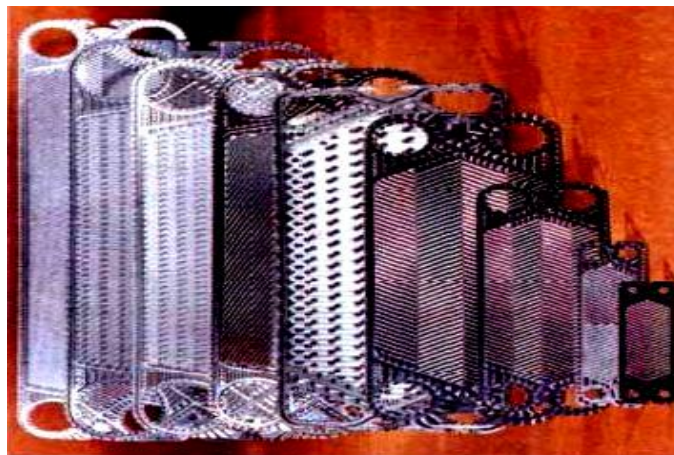


Figure II.10: Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire [17].

II.5.4.2. Échangeurs à plaques et 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 (Figure II.11).

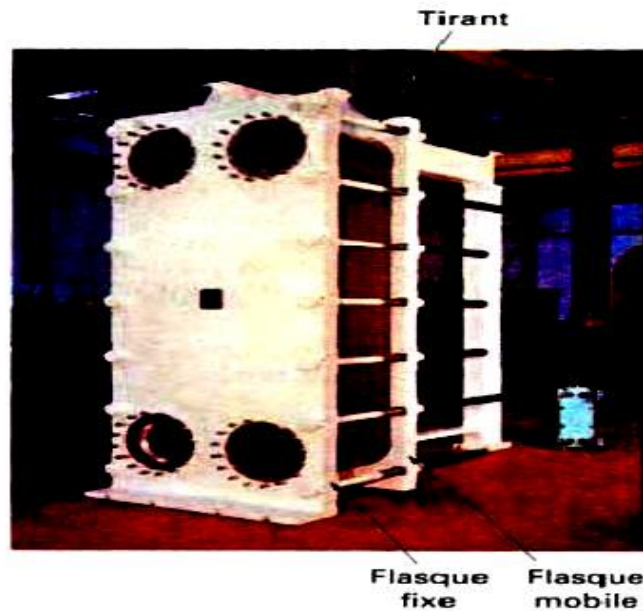


Figure II.11: Échangeur à plaque et joint [17].

II.5.4.3. Échangeurs à plaques soudées ou brasées

Ils sont utilisés en récupération de chaleur, dans les domaines de la chimie, de la pétrochimie, de l'agro-alimentaire, etc.

Parmi leurs différents types, on trouve :

II.5.4.3.1. Échangeur platulaire

Il est constitué d'un assemblage de tôles planes embouties. Il existe différents types d'appareils : les uns sont composés de chambres planes munies de turbulateurs, les autres sont constitués de picots emboutis et soudés (Figure II.12).

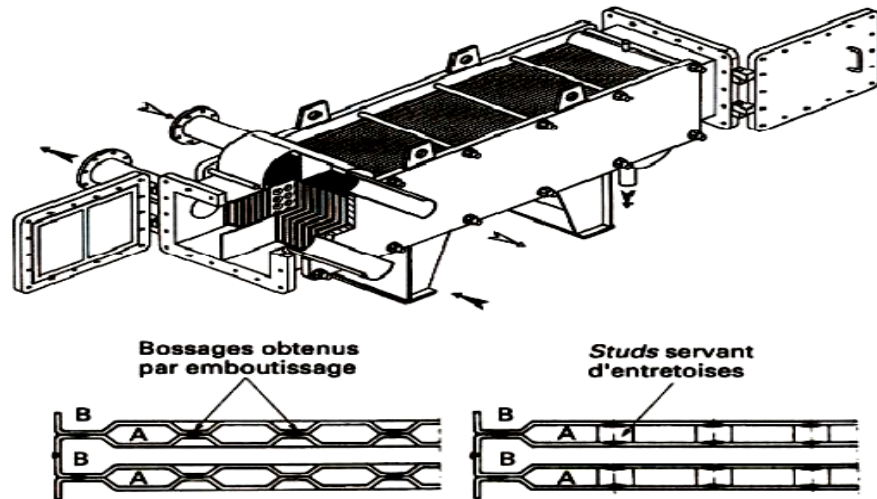


Figure II.12: Échangeur platulaire et schéma canaux [17].

II.5.4.3.2. Échangeur Compabloc

Il est constitué d'un assemblage de plaques corruguées identiques à celles utilisées dans les échangeurs à plaques et joints ; la circulation des fluides est à courants croisés (Figure II.13).

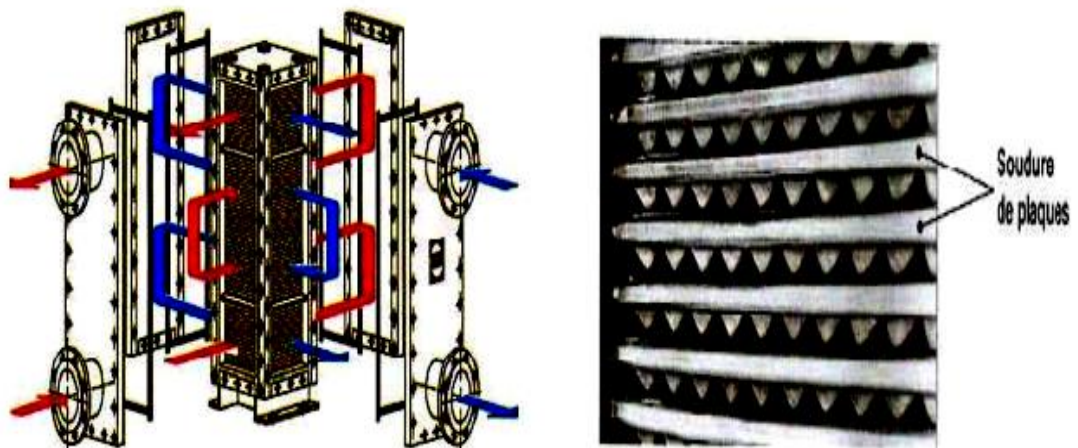


Figure II.13: Échangeur Compabloc et l'empilement des plaques [17].

II.5.4.3.3. Échangeur Packinox

C'est un échangeur à plaques soudées de grandes dimensions. Le faisceau est constitué d'un empilement de plaques formées par explosion et insérées dans une calandre pouvant atteindre une longueur de plus de 10 m. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des températures de l'ordre de 600 °C et des pressions de 50 bar (Figure II.14).

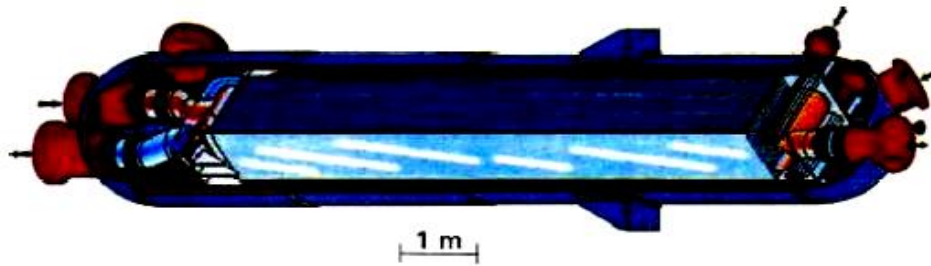


Figure II.14: Échangeur Packinox [17].

II.5.4.3.4 Échangeur lamellaire

C'est une variante de l'échangeur de type tubes et calandre, dans lequel le faisceau est constitué de tubes aplatis ou lamelles. Ces lamelles sont réalisées à l'aide de deux plaques formées et soudées ensemble et constituant un canal dans lequel circule l'un des fluides. Chaque lamelle peut contenir un élément interne (turbulateur) qui permet d'obtenir une meilleure tenue à la pression et un meilleur échange thermique (Figure II.15) [17].

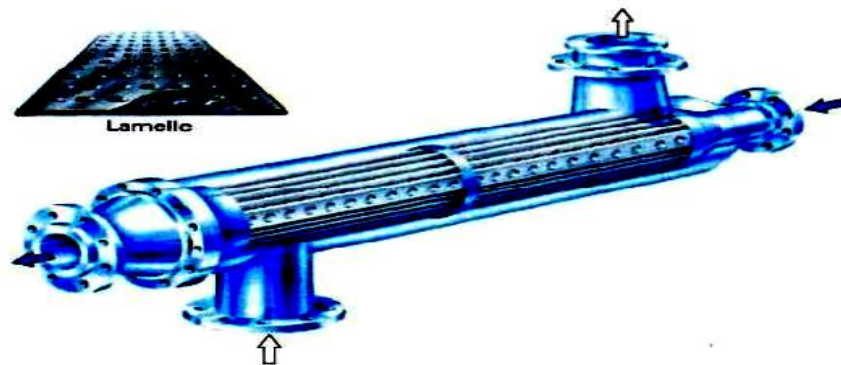


Figure II.15: Échangeur lamellaire [17].

II.5.4.3.5. Échangeur à spirale

Il est constitué de deux rubans de tôle gaufrée, enroulés et maintenus parallèles. La distance entre les surfaces d'échange des deux canaux est maintenue constante par des taquets soudés sur les plaques. La circulation des fluides est du type monocanal à courants parallèles ou croisés. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des pressions de l'ordre de 25 bar et des températures de l'ordre de 300 °C [17]. La figure suivante (Figure II.16) représente l'échangeur à spirale.

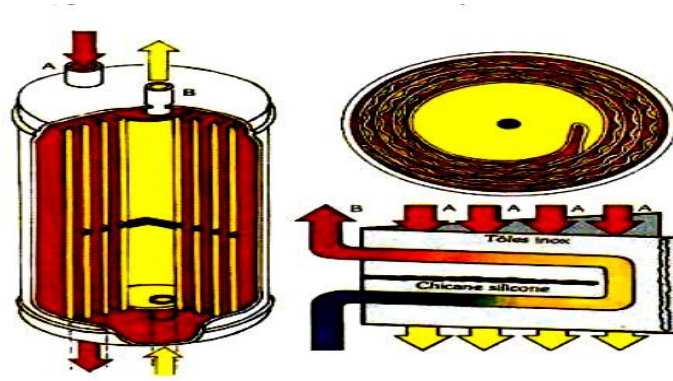


Figure II.16: Échangeur à spirale [17].

II.5.4.3.6. Échangeur brasé

C'est une variante de l'échangeur plaques et joints conventionnels, car sa surface d'échange est constituée d'une série de plaques métalliques à cannelures inclinées (Figure II.17).

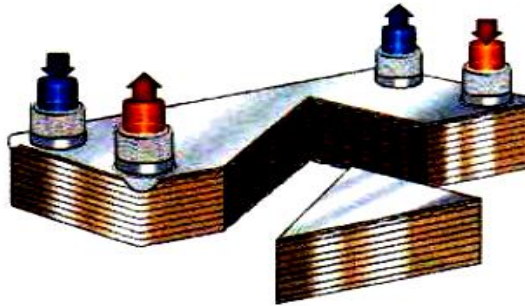


Figure II.17 : Échangeur brasé [17].

II.5.5. Échangeur avec un fluide changeant de phase

L'un des deux fluides peut subir un changement de phase à l'intérieur de l'échangeur. C'est le cas des évaporateurs, si le fluide froid passe de l'état liquide à l'état gazeux ; ou des condenseurs, si le fluide chaud se condense de l'état de vapeur à l'état liquide.

II.5.5.1. Évaporateurs tubulaires

Ces appareils sont généralement utilisés pour concentrer une solution, refroidir un fluide, ou produire de la vapeur. Le fluide chauffant peut être une phase liquide qui transmet sa chaleur sensible ou de la vapeur cédant sa chaleur latente de condensation sur la paroi. Il existe deux types d'évaporateurs, qui sont :

II.5.5.1.1. Évaporateurs à l'intérieur de tubes

On distingue des évaporateurs à tubes verticaux et ceux à tubes horizontaux.

a) Évaporateurs à tubes verticaux :

Ces appareils sont utilisés pour concentrer une solution, fournir de la vapeur nécessaire au réchauffement d'un fluide à distiller ou comme évaporateurs cristallisateurs. Les tubes sont généralement chauffés extérieurement par de la vapeur qui se condense (Figures II.18 - II.20).

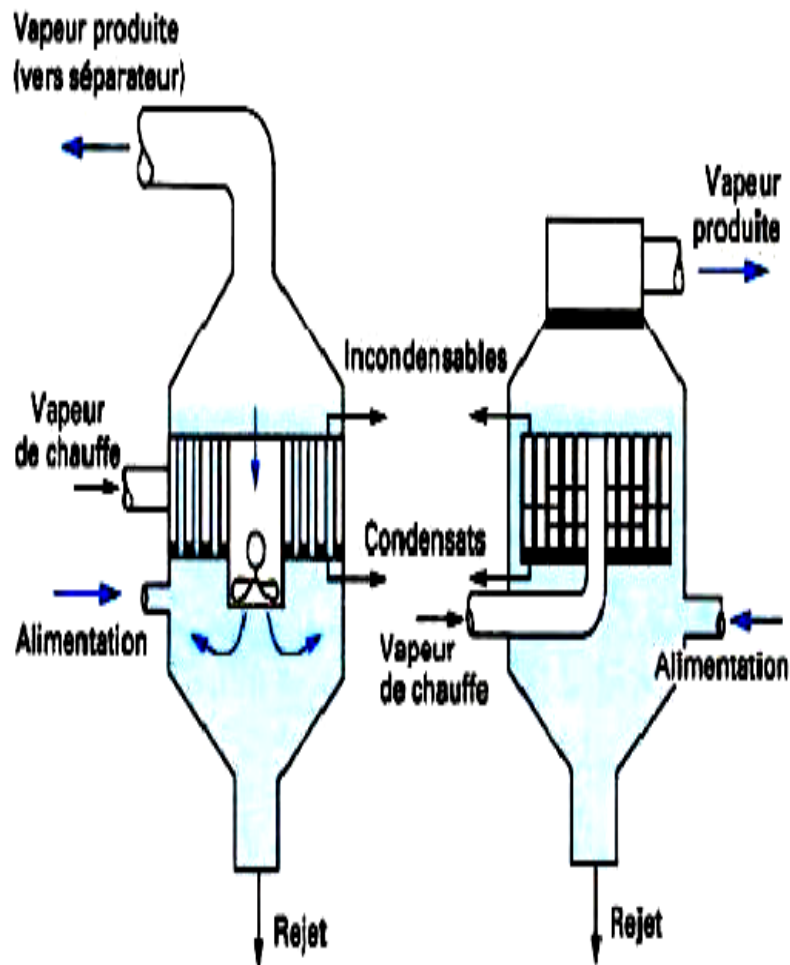


Figure II.18: Évaporateur à tubes courts et à panier.

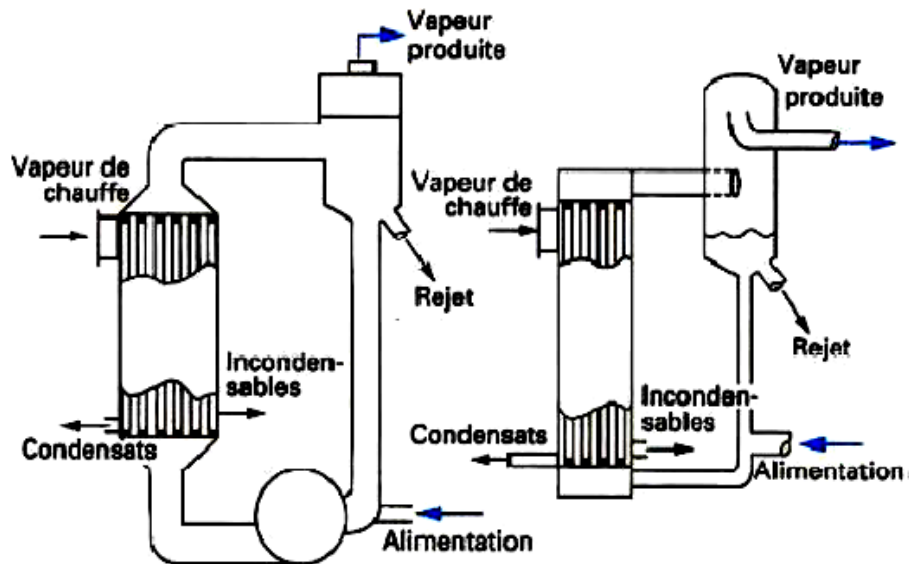


Figure II.19: Évaporateur à longs tubes verticaux et à grimpage.

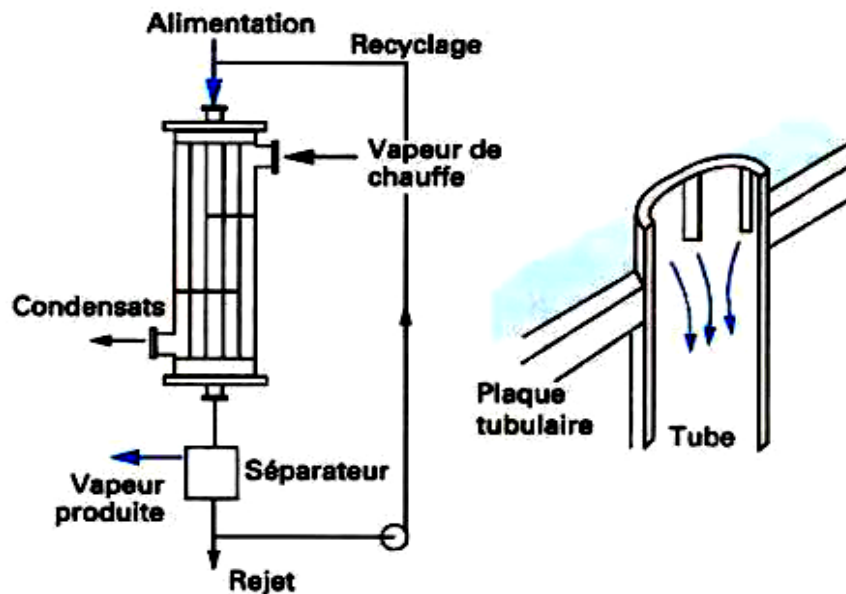


Figure II.20: Évaporateur à tube tombant [17].

b) Évaporateurs à tubes horizontaux

Ces appareils sont généralement utilisés comme refroidisseurs de liquide (eau, saumure, eau glycolée, etc.). Le liquide à évaporer qui circule dans les tubes est un fluide frigorigène, alors que le fluide à refroidir circule à l'extérieur des tubes.

II.5.5.1.2. Évaporateurs à l'extérieur des tubes

Ces évaporateurs utilisent généralement des tubes horizontaux. On distingue deux types : les évaporateurs noyés (ou submergés) et les évaporateurs arrosés (ou aspergés) (Figure II.21).

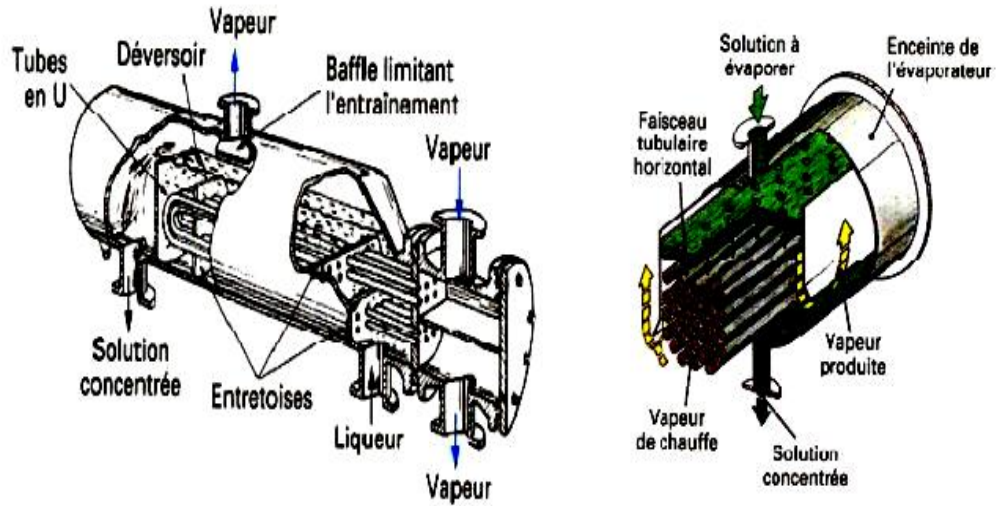


Figure II.21: Évaporateurs noyés et arrosés.

II.5.5.2. 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 (Figures II.22 et II.23).

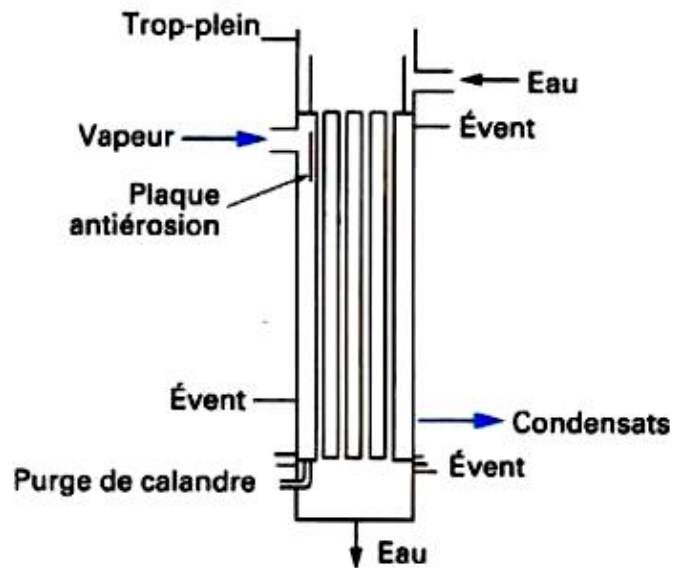


Figure II.22: Condensation extérieure aux tubes.

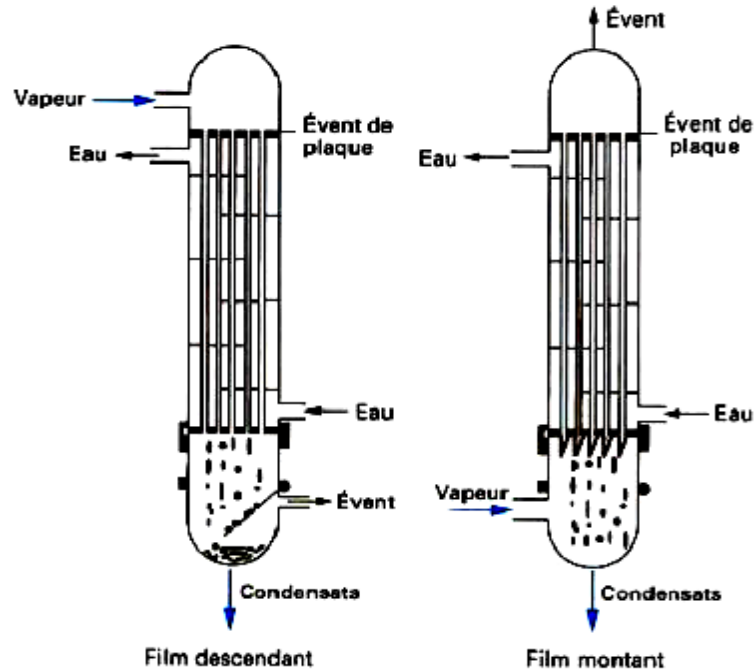


Figure II.23: Condensation intérieure aux tubes.

II.6. Coefficients de transfert de chaleur

Les échanges de chaleur par convection, qu'elle soit forcée ou naturelle, sont la conséquence de mouvement du fluide provoqué respectivement par une action extérieure ou de la différence de densité entre les parties chaudes et froides du fluide [20].

Le concept de coefficient de transfert repose sur la proportionnalité entre les flux échangés entre les phases et les différences de leurs températures [21], ainsi, la densité surfacique de flux de chaleur par convection entre deux phases solides et fluide à deux températures moyennes différentes s'écrit selon la loi de Newton telle que :

$$\Phi_{\text{conv}} = h \cdot (T_{\text{solide}} - T_{\text{fluide}}) \quad \text{II.1}$$

Φ_{conv} : la densité surfacique de flux de chaleur par convection (W/m^2).

h : Le coefficient d'échange ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$), qui traduit de manière empirique les échanges de chaleur du solide avec le fluide.

T_{solide} : Température du solide (K).

T_{fluide} : Température du fluide (K).

Il représente une conductance par analogie avec le transfert de chaleur par conduction, en effet, dans le cas d'un mur plan homogène et isotrope (Figure II.24). La densité surfacique de flux de chaleur s'écrit selon la loi de Fourier telle que :

$$\Phi_{\text{cond}} = \frac{\lambda_{\text{paroi}}}{e} (T_s - T_e) \quad \text{II.2}$$

Où :

Φ_{cond} : La densité surfacique de flux de chaleur par conduction (W/m²).

e : épaisseur (m).

λ_{paroi} : conductivité thermique de la paroi (W/m.K).

T_e : température d'entrée du fluide chaud (K).

T_s : température de sortie du fluide chaud (K).

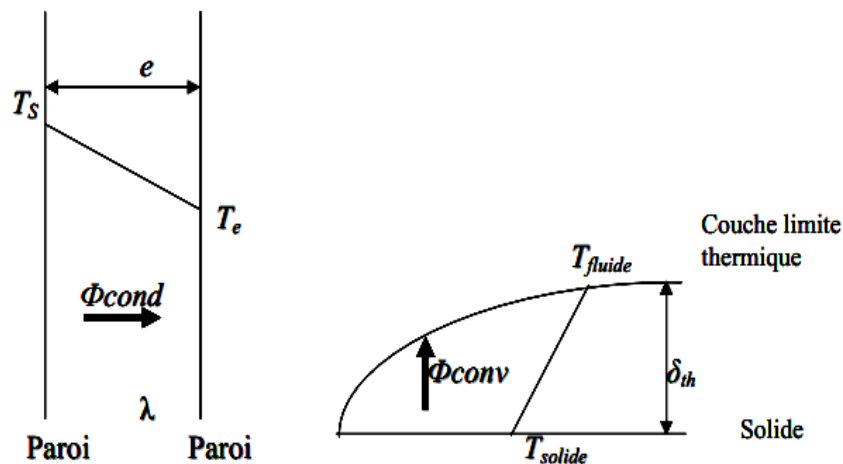


Figure II.24: Analogie conduction- convection.

D'autre part, en assimilant le profil de température à une droite dans la couche limite thermique qui se développe lorsqu'un écoulement fluide frotte sur une paroi solide (Figure II.24), la densité de flux convectée peut aussi s'écrire :

$$\Phi_{\text{conv}} = h. (T_{\text{solide}} - T_{\text{fluide}}) = \frac{\lambda_{\text{gaz}}}{\delta_{\text{th}}} (T_{\text{solide}} - T_{\text{fluide}}) \quad \text{II.3}$$

λ_{gaz} : Conductivité thermique du gaz (W m⁻¹. K⁻¹).

δ_{th} : La variation thermique entre un solide et un fluide.

Cette notion de coefficient d'échange convectif est très controversée. En effet, il faut remarquer que les considérations concernant ce coefficient d'échange sont uniquement valables en régime établi. Généralement, les valeurs du coefficient d'échange h dépendent des conditions hydrodynamiques et thermiques de la phase fluide en présence :

- Viscosité.

- Conductivité.
- Chaleur volumique.
- Vitesse d'écoulement.
- Température.

En régime instationnaire, les effets d'inertie du transfert de chaleur sont à prendre en compte dans le fluide, et ne peuvent plus être considérées aussi simplement [22].

Il est à noter que le degré d'encrassement des échangeurs de chaleur s'apprécie par la mesure du coefficient global de transfert de chaleur. En effet, l'évolution de ce paramètre est une réplique fidèle de l'état physique des surfaces d'échange [23].

II.6.1.Coefficients de transfert de chaleur locaux et globaux

Dans certaines situations, il est parfois utile de considérer un coefficient d'échange local $h(x)$

Ce dernier montre une différence de comportements locaux tels ceux observés lors de l'écoulement d'un fluide en convection forcée autour d'un cylindre (point d'arrêt, couche limite, effet de sillage). Cette multiple dépendance résulte du fait que le transfert convectif est déterminé par la couche limite thermique qui se développe sur la surface du solide. Ainsi, en chaque point de la surface, la vitesse de l'écoulement est nulle, le transfert de chaleur s'effectue uniquement par conduction entre les molécules de fluide. Au sein de cette couche limite, le gradient de température influence le coefficient de transfert local : son épaisseur augmente le long de la surface, le gradient à la paroi diminue. Finalement, le flux convectif diminue en s'éloignant au bord d'attaque.

Malgré cela, le plus souvent, il est fait référence à des coefficients de transfert de chaleur globaux correspondant à des valeurs dans le temps ou à l'échelle du système considéré. Ils peuvent être définis soit à partir de l'équation :

$$\Phi_{\text{conv}} = h. (T_{\text{solide}} - T_{\text{fluide}}) \quad \text{II.4}$$

Soit à partir des valeurs des coefficients locaux tel que :

$$h = \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} h(x). dx \quad \text{II.5}$$

II.6.2.Coefficient de transfert de chaleur sous forme adimensionnelle

Lorsque le fluide est en écoulement forcé, l'écriture sous forme universelle des corrélations de convections fait intervenir 3 groupements adimensionnels :

- Le nombre de Nusselt qui représente le rapport entre les flux de chaleur transmis par convection et par conduction :

$$Nu = \frac{hL}{\lambda_{gaz}} = \frac{\Phi_{conv}}{\Phi_{cond}} \quad \text{II.6}$$

Où :

L : longueur caractéristique du système (m).

λ_{gaz} : la conductivité thermique du gaz ($\text{W m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$).

h : le coefficient d'échange local ou global suivant les cas considérés ($\text{W/m}^2\text{K}$).

- Le nombre de Reynolds qui traduit, d'une part, la compétition qui existe entre convection et diffusion, et d'autre part, le type d'écoulement du fluide :

$$Re = \frac{Lu}{\nu} = \frac{\rho u L}{\mu} \quad \text{II.7}$$

Où :

L : longueur caractéristique de l'écoulement (m).

u : vitesse caractéristique de l'écoulement (m/s).

ρ : la masse volumique du fluide (kg/m^3).

ν : la viscosité cinématique du fluide (m^2/s).

μ : la viscosité dynamique du fluide (Pas).

Pour décrire l'écoulement autour d'un cylindre, la longueur caractéristique à considérer est le diamètre extérieur du cylindre. Suivant les valeurs obtenues pour le nombre de Reynolds, le régime d'écoulement (Figure II.25) présente des caractéristiques différentes qui vont influencer la distribution du coefficient de transfert de chaleur local et global.

Dans le cas où :

- $Re < 20$: L'écoulement est de type visqueux sans décollement.
- $20 < Re < 50$: L'écoulement présente une poche de recirculation stable et symétrique dans le sillage.
- $50 < Re < 2500$: Des allées de tourbillons alternés apparaissent à l'arrière du cylindre.
- $2500 < Re < 3 \cdot 10^5$: Le point de décollement se situe à $80-100^\circ$ à partir du point d'arrêt.
- $Re > 3 \cdot 10^5$: Le point de décollement se situe à $120-140^\circ$ à partir du point d'arrêt.

Quel que soit le régime d'écoulement considéré, il y a développement d'une couche limite sur la face amont du tube jusqu'au point de décollement.

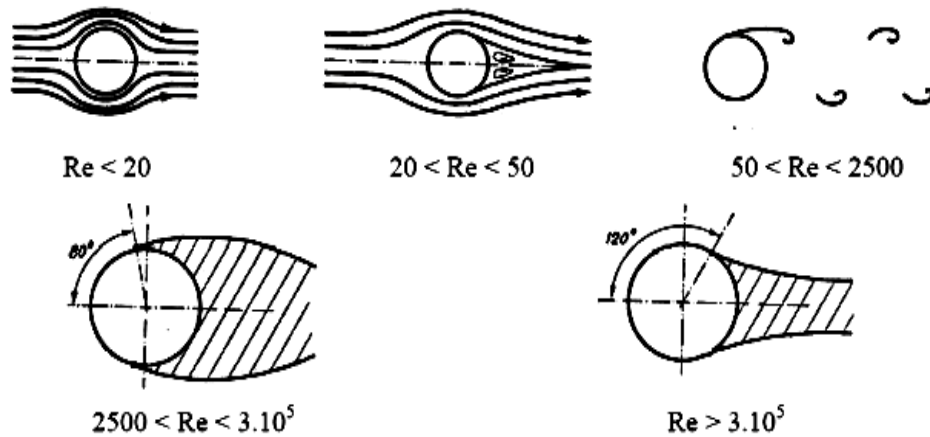


Figure II.25: Différents types d'écoulements en fonction du nombre de Reynolds

-Le nombre de Prandtl qui caractérise l'importance relative des effets thermiques et visqueux d'un fluide dans un état donné :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad \text{II.8}$$

Où :

μ : viscosité dynamique (Pas).

C_p : capacité thermique à pression constante (Kj/Kg°C).

λ : conductivité thermique (W/m.K).

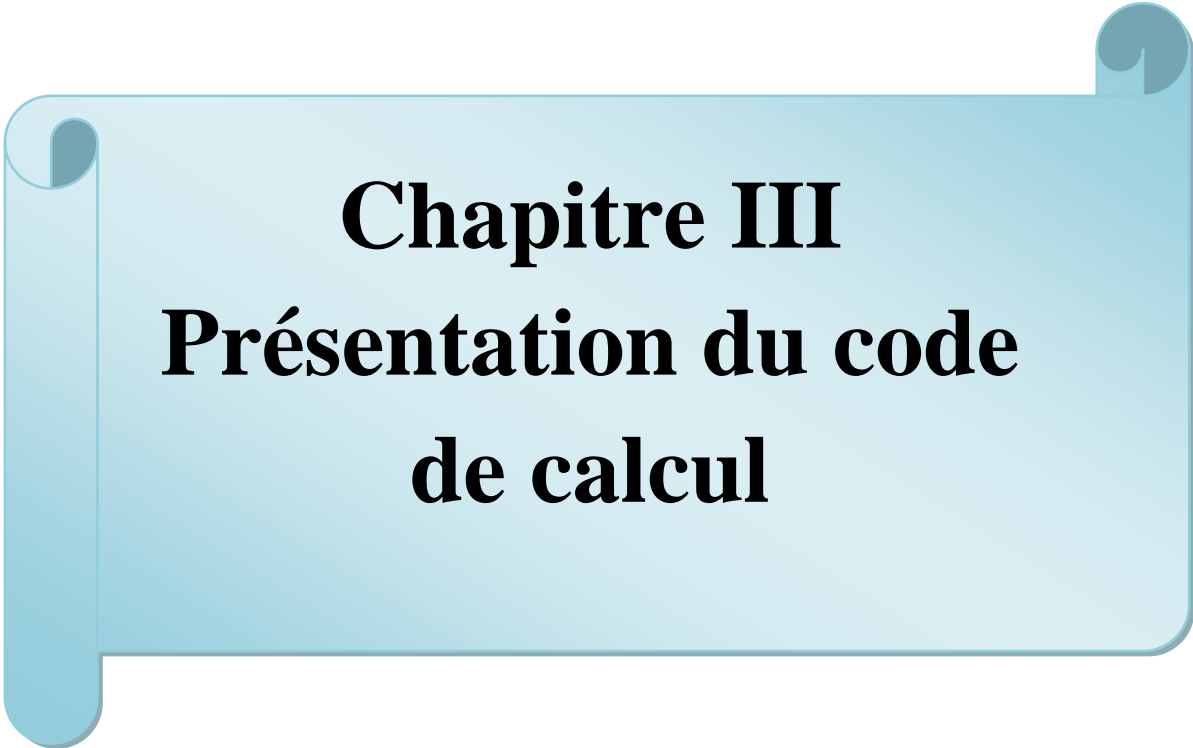
Le coefficient de transfert de chaleur, traduit par le nombre de Nusselt, est généralement exprimé en fonction du nombre de Reynolds et du nombre de Prandtl :

$$Nu = f(Re, Pr) \quad \text{II.9}$$

Quel que soit le régime d'écoulement, il existe, dans la littérature, une multitude de relations empiriques ou semi-empiriques permettant d'exprimer le nombre de Nusselt.

II.7. Conclusion

Ce deuxième chapitre constitue une étude générale sur les échangeurs de chaleur, ces derniers constituent des composants essentiels pour les procédés industriels de récupération d'énergie. Vu l'importance industrielle de ces échangeurs de chaleur et de la diversité de leurs différents types, de nombreuses applications sont mises en valeur dans les différents domaines. De plus, si on possède des informations complètes sur leurs états, on peut à tout instant découvrir, suivre et prévoir les perturbations et les dégradations du transfert thermique.



Chapitre III
Présentation du code
de calcul

III.1. Description du logiciel ANSYS ICEM CFD et ANSYS CFX

III.1.1. Introduction

Depuis quelques années, l'accroissement de la puissance des ordinateurs et le développement des méthodes numériques ont permis de conduire des calculs tridimensionnels de l'écoulement dans plusieurs configurations, tout en tenant compte de l'effet de la viscosité et de la turbulence. Ce progrès a fait de la modélisation numérique de l'écoulement ou CFD (Computational Fluid Dynamic) un outil de plus en plus important pour le développement et l'optimisation du dimensionnement de différents procédés industriels. Parmi le large éventail des codes de calcul de l'écoulement connus on peut citer : CFX, Fluent, Numeca, Star-CD, Openfoam etc...

Dans ce document on présentera deux outils de simulation numérique qui peuvent être utilisés indépendamment l'un de l'autre. Le premier est le logiciel ANSYS ICEM CFD qui est utilisé pour le dessin de la géométrie et la génération du maillage. Le deuxième est le code ANSYS CFX qui permet la simulation numérique de l'écoulement et le transfert de chaleur.

III.1.2. ICEM CFD

Ce module permet de préparer la configuration géométrique du problème étudié et de générer le maillage de manière assez conviviale bien qu'assez simple. Dans le cas de notre travail, on a utilisé le mailleur ICEM CFD (version 16.0).

Un des avantages de ce logiciel réside dans sa simplicité et sa robustesse envers la réalisation des géométries les plus complexes. Pour le maillage, ICEM CFD-16.0 utilise des structures mono ou multi-blocs en fonction de la géométrie. Il permet de générer deux types de maillages, le maillage tétraédrique et hexaédrique. Pour chaque configuration (géométrie –maillage) un fichier de données doit être exporté vers le calculateur. Dans notre cas, on a choisi le CFX-16.0, c.à.d. le fichier de données sera de l'extension (*.cfx5)

III.1.3. Présentation du solveur CFX5

Le but de cette section est de présenter une marche à suivre pour effectuer une simulation numérique sur le solveur CFX5 (version 16.0). Ce solveur est conçu pour les simulations dans le domaine de la dynamique des fluides. On propose ainsi une rapide description des problèmes liés à la définition de la géométrie, à la génération du maillage et à l'initialisation de la solution. Cette section a uniquement pour but de faciliter la mise en œuvre d'une simulation en mettant en évidence quelques aspects pratiques au niveau de l'utilisation des différents logiciels. Le processus pour effectuer une simulation de CFD (Computational Fluid Dynamics) est composé comme suivant :

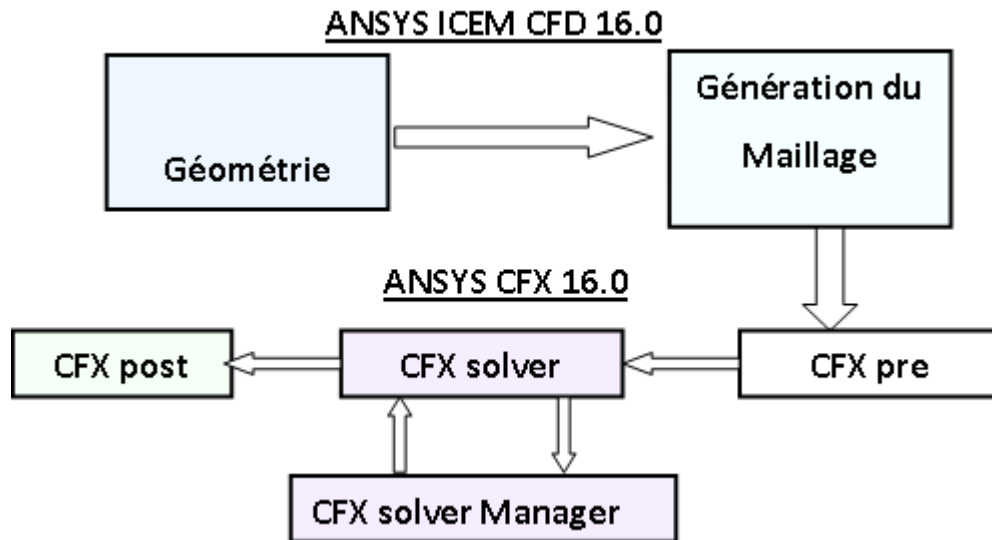


Figure III.1 : Les modules principaux du CFX 16.0

III.1.3.1. CFX Pre

C'est une interface puissante pour la définition du problème (modèle choisi, condition initiale, condition aux limites, propriété du fluide ...etc.) c'est le pré-processing « CFX-pre ».

Il permet d'importer le maillage de la géométrie étudiée, construit par le module CFX-BUILD ou l'importer à partir d'un autre logiciel (DAO), générateur de maillage tel que ICEM CFD, GAMBIT. Le CFX-Pre est conçu pour spécifier la nature de l'écoulement (permanent ou transitoire), laminaire ou turbulent, et pour introduire les conditions initiales et aux limites du problème étudié ainsi que les paramètres de convergence (nombre d'itérations et la tolérance d'erreur).

III.1.3.2. CFX Solver

Il permet de résoudre les équations de l'hydrodynamique modélisant le problème physique étudié. Toutes les spécifications du problème produites dans le module CFX-Pre sont résolues par CFX Solver pour un nombre d'itération bien défini et une erreur tolérée.

Un solveur de solution (solver manager) qui permet le retour d'information sur la progression de convergence à travers la définition d'exécution et le contrôle, avec des graphes configurés pour l'utilisateur aussi bien que l'affichage du multiple exécution simultanément sur écran.

III.1.3.3. CFX Solver Manager

C'est un module qui permet de gérer la tâche CFD. Ses fonctions principales sont les suivantes :

- Indiquer les dossiers d'entrée au solveur CFX 16.0;
- Lancer ou arrêter la simulation avec le solveur CFX 16.0 ;
- Surveiller la progression de la solution avec le solveur CFX 16.0 ;
- Lancer une autre simulation en parallèle.
- Le calcul doit être effectué avec un taux résiduel choisi, un temps moyen de calcul déterminé, et un nombre d'itération maximum donné.

III.1.3.4. CFX Post

C'est une interface très puissante pour la représentation des résultats, graphiquement et quantitativement (courbe, ligne de courant, contoursetc), c'est le post-processing « CFX –post ». Il permet d'exporter les résultats en différents formats, pour tracer l'évolution des variables avec d'autres logiciels graphiques tels que « Origine ou Tecplot ».

III.2. Géométrie du problème étudié

Dans un premier temps, l'utilisateur du logiciel est tenu de choisir un système de coordonnées afin de caractériser la géométrie. Les domaines de calcul peuvent varier suivant le problème physique, et on peut employer des coordonnées cartésiennes ou cylindriques. ANSYS ICEM CFD permet d'établir la géométrie du système étudié. La géométrie est construite à partir de points servant à créer des lignes et ensuite les différentes surfaces de la géométrie comme le montre la Figure III.2.

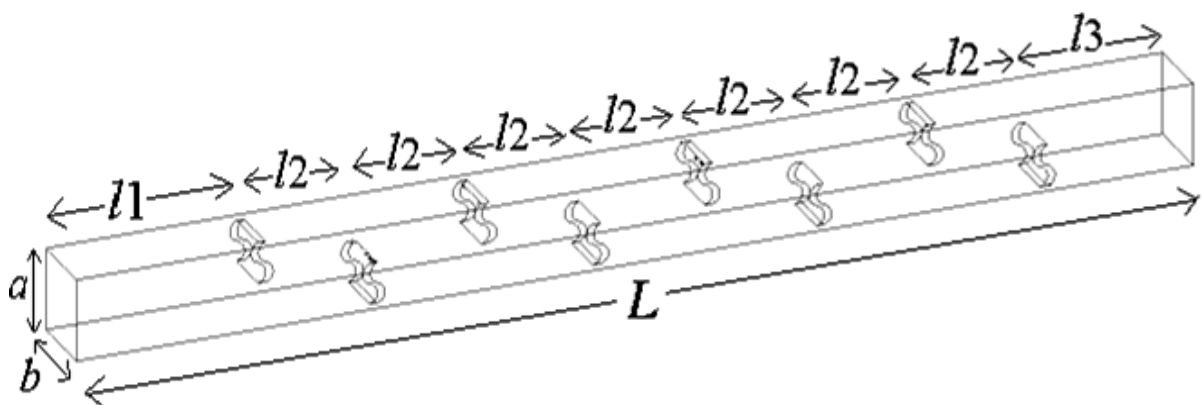


Figure III.2 : Géométrie du domaine de calcul

Notre travail est une simulation numérique (avec le code de calcul CFX) d'un échangeur de chaleur. Il s'agit d'un canal rectangulaire dans lequel circule un fluide industriel chaud. Le refroidissement s'effectue à travers les parois du canal. La présence des chicanes dans l'échangeur peut créer une turbulence même à faible nombre de Reynolds. Par conséquent, l'efficacité d'échangeur sera améliorée.

Dans le cas d'un échangeur chicané, tous les détails concernant les paramètres géométriques sont présentés sur le Tableau III.1. Ainsi, la Figure III.3 fournit les détails nécessaires pour la chicane ondulée.

Tableau III.1 : Paramètres géométriques d'un échangeur chicané

L [mm]	b [mm]	a [mm]	L_1 [mm]	L_2 [mm]	L_3 [mm]
300	20	20	50	30	40

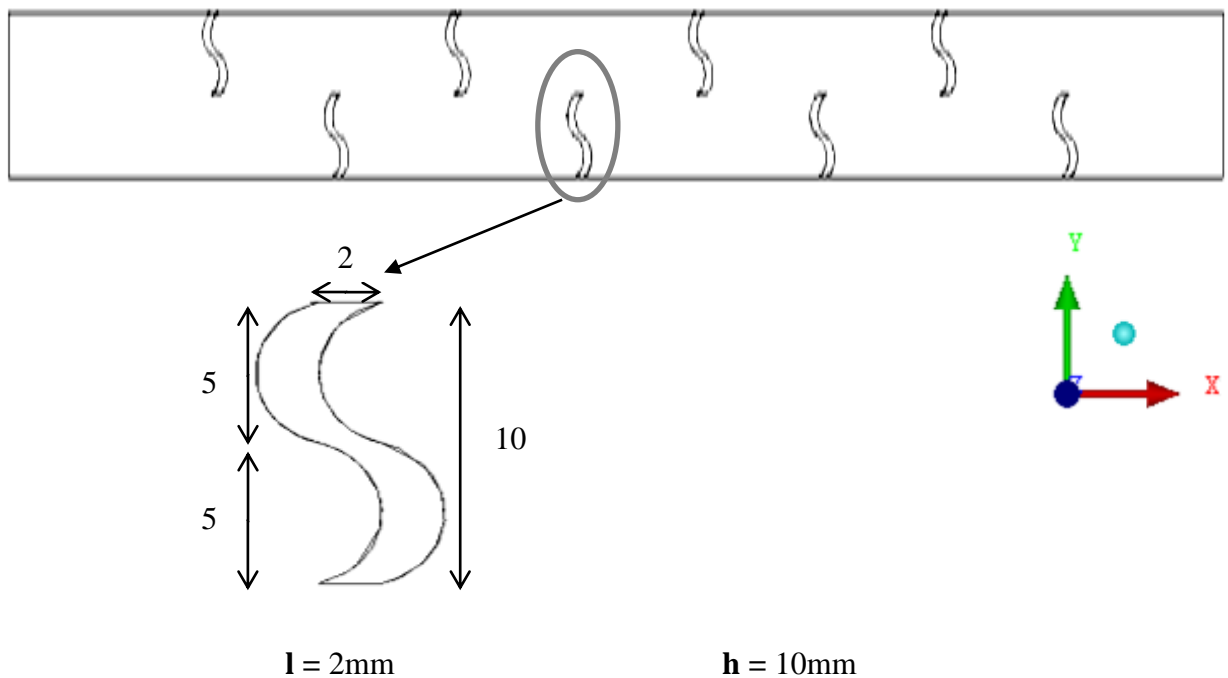


Figure III.3: Les dimensions de la chicane ondulée

III.3. Considérations du problème

- ✓ Le fluide utilisé est visqueux, incompressible et Newtonien (une huile industrielle).
- ✓ Le régime d'écoulement est permanent et laminaire.

III.4. Les différents paramètres étudiés

L'influence de quatre paramètres sur les champs d'écoulement, la distribution de température et les pertes de charge ont été explorées. Il s'agit de :

1. Influence de l'angle d'ondulation $\alpha = 0^\circ, 22.5^\circ$ et 45° (pour $Re = 30, h/a=0.5, e/a= 1.5$).
2. Influence du nombre de Reynolds (de 0.1 à 50), (pour $\alpha = 22.5^\circ, h/a= 0.5, e/a = 1.5$).
3. Influence de la hauteur des chicanes $h/a= 0.4, 0.5$ et 0.6 , (pour $Re = 30, \alpha =22.5^\circ, e/a = 1.5$).
4. Influence de l'espace inter-chicané $e/a = 0.5, 1$ et 1.5 (pour $Re = 30, h/a= 0.5, \alpha = 22.5^\circ$).

e : espace inter-chicané.

h : hauteur des chicanes.

III.5. Génération du maillage

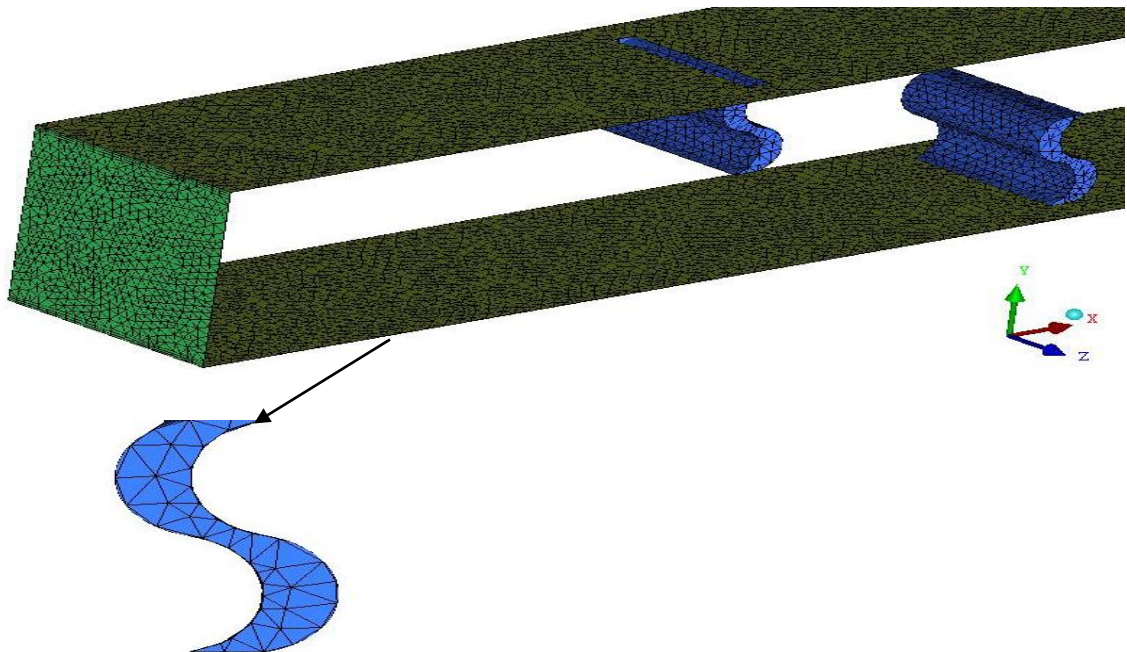


Figure III.4 : Type de maillage choisi (tetrahedral)

Une fois le domaine du calcul généré, il est indispensable de le subdiviser en volumes de contrôles afin de pouvoir résoudre le problème par la méthode des volumes finis, cette opération est dite génération du maillage.

La spécification du maillage dépend de la complexité de la géométrie. Généralement, si cette dernière est rectangulaire, l'utilisateur opte pour une grille rectangulaire ou même tetrahedral (Figure III.4) et impose la taille des pas d'espace dans les trois directions du domaine, ceux-ci pouvant varier uniquement dans leur propre direction. Le maillage sert donc à une représentation discrète d'une variable continue.

III.6. Test de maillage

La taille de la maille a un effet considérable sur la précision des résultats prédits, ainsi que sur le temps de calcul nécessaire pour avoir un résultat acceptable. Pour notre cas, des résultats satisfaisants ont été obtenus à partir d'un nombre de 600 000 éléments. Le meilleur est compris entre une bonne précision accompagnée d'un temps de calcul réduit est résumé sur le Tableau III.2. A noter que, tous les calculs sont achevés sur une machine dotée d'un CPU de 2 GH et une RAM de 2 GO.

Tableau III.2: Informations sur le maillage et temps de calcul

	Nombre des éléments	Temps de calcul
$\alpha = 2$	681567	$1.582.10^3$
$h = 8$	671874	$4.836.10^3$
$e = 30$	679889	$1.716.10^3$

III.7. Conditions aux limites

Les conditions aux limites du problème étudié sont présentées sur la Figure III.5 :

- ✓ A l'entrée : fluide industriel chaud (huile) à une viscosité = 0.5 Pa s et une température $T = 60^\circ \text{C}$.
- ✓ Les parois (haut et bas) ont une température $T = - 5^\circ \text{C}$.
- ✓ Les chicanes sont adiabatiques,
- ✓ Les côtés (gauche et droit) sont symétriques.

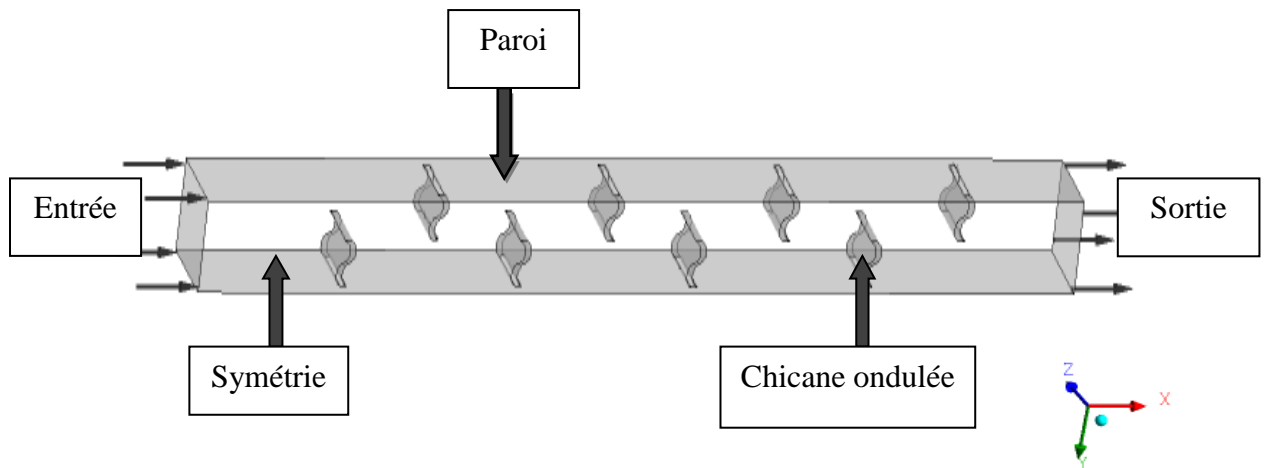
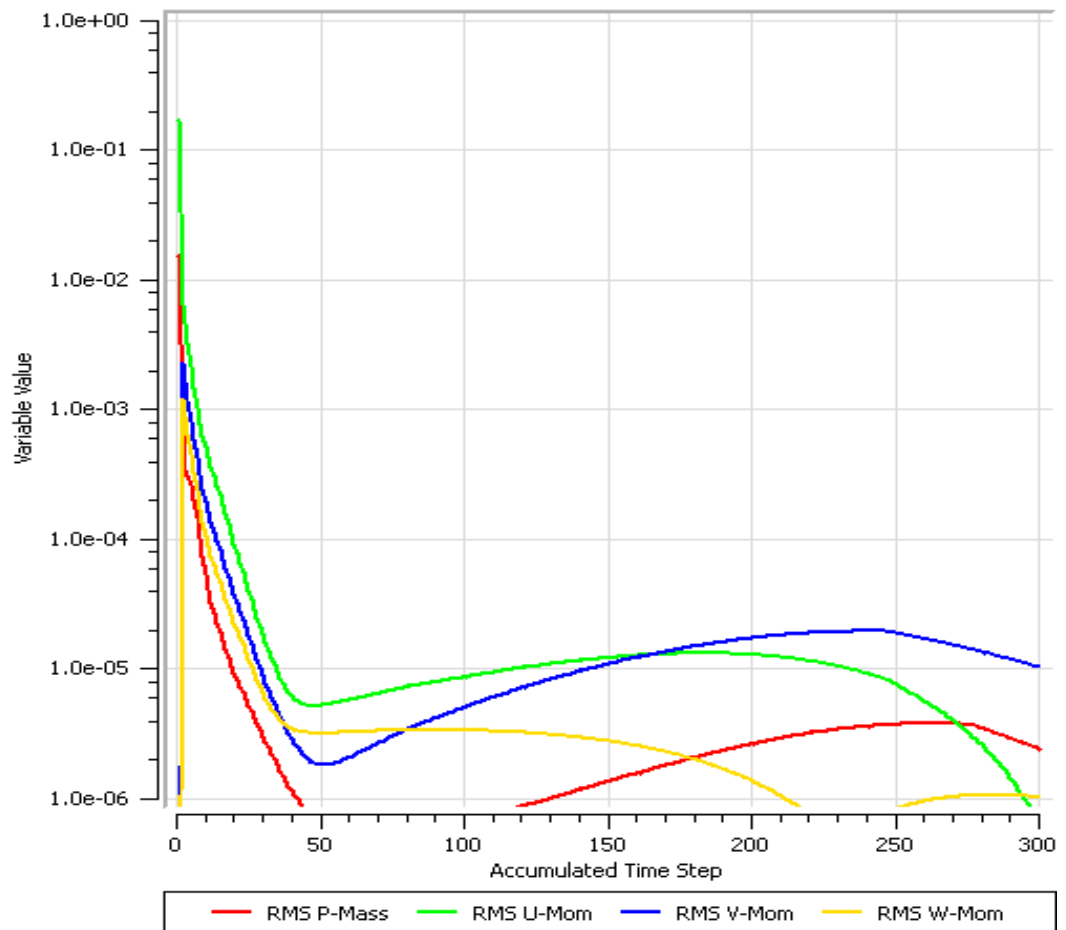


Figure III.5 : Conditions aux limites



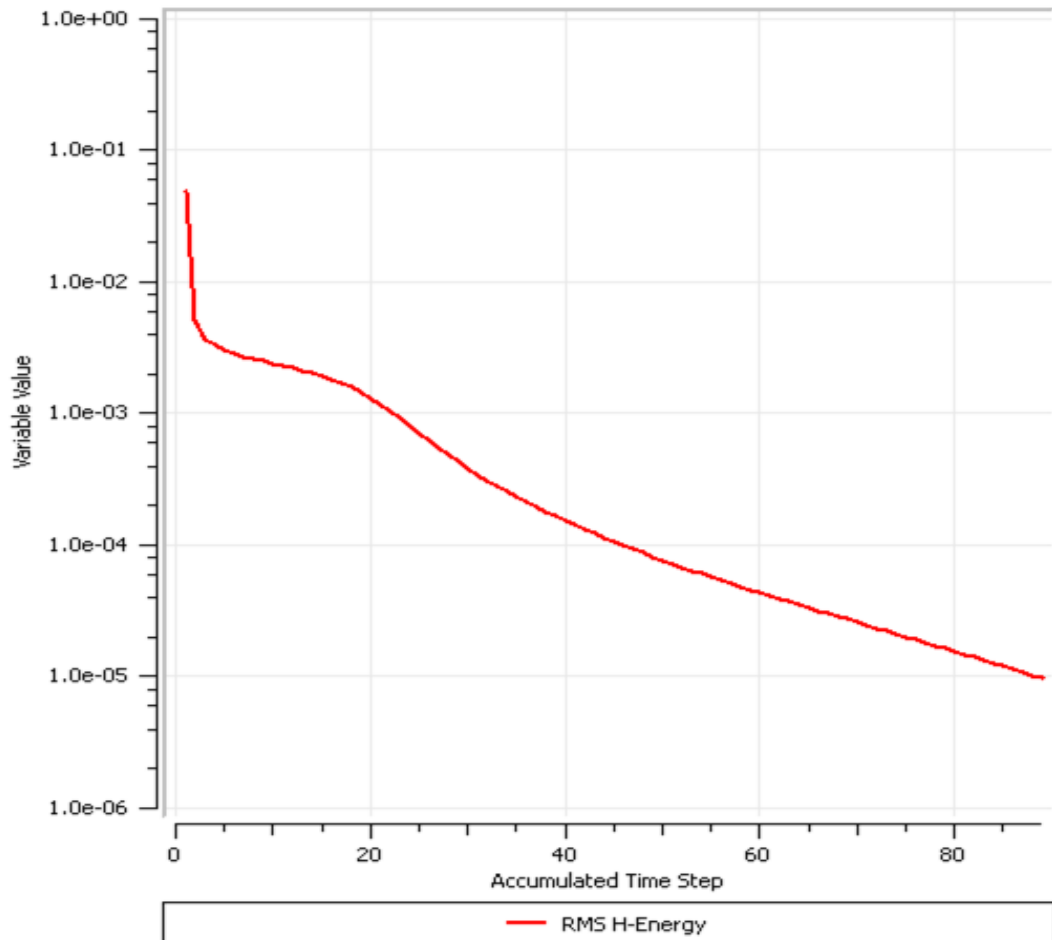


Figure III.6 : Convergence de la solution vers une erreur de 10^{-5}

III.8.Expression pour les écoulements de fluides incompressibles

Pour un fluide visqueux newtonien et lorsque l'écoulement est incompressible, l'équation de l'énergie est découplée des équations de continuité et de quantité de mouvement, c'est-à-dire qu'on peut déterminer la vitesse et la pression indépendamment de l'équation de l'énergie. L'expression des équations de continuité et de quantité de mouvement sont considérablement simplifiées. On obtient alors :

➤ **Équation de continuité appelée alors équation d'incompressibilité :**

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{v} = 0$$

III.1

➤ **Équation de bilan de la quantité de mouvement :**

$$(\vec{v} \cdot \vec{\nabla}) \vec{v} = -\frac{1}{\rho} \vec{\nabla} P + \nu \nabla^2 \vec{v} + \vec{f} \quad \text{III.2}$$

Où

$\nu = \frac{\mu}{\rho}$: désigne la viscosité cinématique du fluide (unité SI : $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$) et $(\vec{v} \cdot \vec{\nabla}) \vec{v}$ est

le terme de convection.

Expression en coordonnées cartésiennes (x, y, z) :

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \quad \text{III.3}$$

Et

$$v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right) + f_x \quad \text{III.4}$$

$$v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} \right) + f_y \quad \text{III.5}$$

$$v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right) + f_z \quad \text{III.6}$$

➤ **L'équation d'énergie:**

$$(\rho c_p) \vec{u} \nabla T = \lambda \nabla^2 T \quad \text{III.7}$$

Qui peut être aussi écrite:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad \text{III.8}$$

λ : La conductivité thermique

C_p : la chaleur spécifique du fluide à pression constante.



Chapitre VI
Résultats et discussion

IV.1. Validation

La présence des chicanes dans les échangeurs de chaleur est connue comme une technique efficace en termes d'amélioration des performances thermiques. Quelques travaux (expérimentaux et numériques) ont été réalisés dans ce contexte. Citons ici juste quelques uns :

Yuan et al. [24] ont étudié expérimentalement le cas de conduit avec des ailettes rectangulaires périodiques le long de la direction de l'écoulement principal. **Yuan et al.** [25] se sont intéressés au cas avec des ailettes en dérivé. Ils ont mis en évidence une augmentation du transfert thermique par comparaison avec celui obtenu pour un conduit lisse.

Pour un canal horizontal de section rectangulaire muni des chicanes transversales, **Saim et al.** [26] ont étudié numériquement le comportement dynamique et thermique d'un écoulement d'air turbulent. Les résultats numériques obtenus ont indiqué que les profils et la distribution de la vitesse axiale montrent une zone de recirculation relativement intense au-dessus des facettes de chaque chicane qui se déplace vers l'avale. La perturbation la plus élevée est obtenue en amont de la deuxième chicane. Ces zones tourbillonnaires sont responsables des variations locales du nombre de Nusselt le long des surfaces de chicanes et de la paroi en particulier au niveau de celles situées dans le côté inférieur.

Le comportement dynamique et thermique des écoulements turbulents et transitoires dans les conduites en présence d'obstacles et nervures a été également étudié expérimentalement et numériquement par **Acharya et al.** [27].

Tandiroglu [28] a étudié l'effet des paramètres géométriques sur la convection forcée transitoire à convection forcée turbulente dans un tube circulaire muni des chicanes. Il a utilisé neuf chicanes en total pour tester l'effet de leurs orientations et leurs espacements sur l'amélioration du transfert thermique.

Des travaux considérables ont été effectués ces dernières années sur les écoulements et les transferts thermiques dans les échangeurs [29-31]. De tels travaux présentent un intérêt particulier dans l'amélioration et la prédiction des écoulements autour d'ailettes. Ces études sont de natures aussi bien expérimentales, analytiques que numériques. Néanmoins, les hypothèses et les simplifications adoptées dans le problème limitent généralement l'étude à des cas très particuliers dans la plupart des travaux analytiques et numériques.

Dans le présent travail, des chicanes ondulées sont placées dans un échangeur de chaleur pour améliorer le transfert thermique. L'effet de quelques paramètres géométriques sur la convection et la chute de pression est mis en évidence. Il s'agit de l'angle d'ondulation, nombre d'ondulation, hauteur des chicanes et espace inter-chicané. Aussi, l'influence du nombre de Reynolds sur les champs d'écoulement et la distribution thermique est explorée.

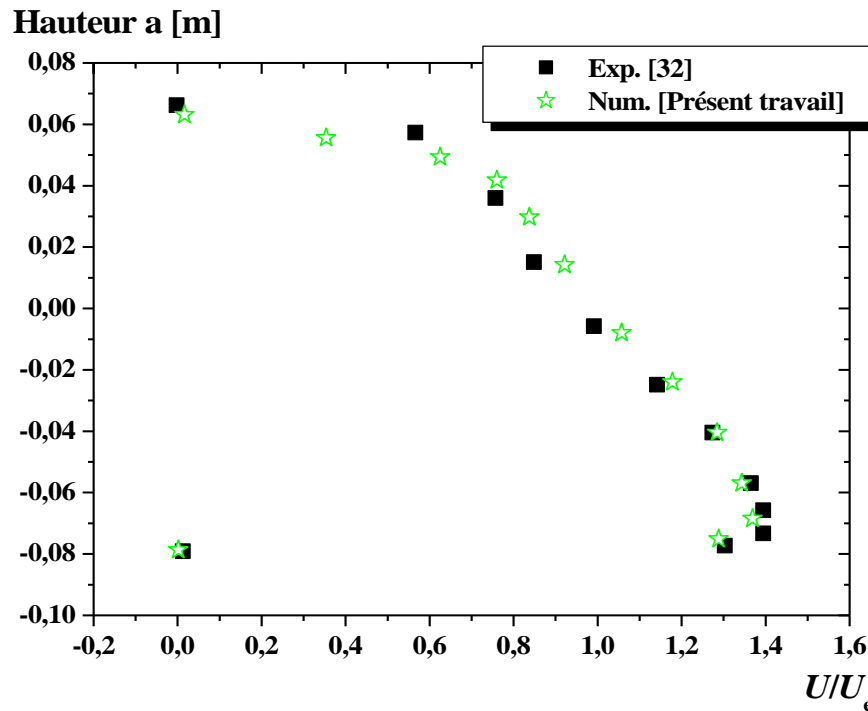


Figure IV.1 : Variation de la vitesse axiale en fonction de la hauteur du canal, chicane plane, $Re = 200$

Avant de commencer notre investigation, on a vu nécessaire de vérifier la fiabilité du code calcul et de la méthode numérique entreprise. A cette fin, on s'est référé au travail expérimental réalisé par **Demartini et al. [32]**. Avec les mêmes conditions géométriques et opératoires, la variation de la vitesse axiale le long de la hauteur du canal est présentée sur la Figure (IV.1). La confrontation de nos résultats avec ceux de Demartini et ces co-auteurs montrent un accord satisfaisant.

IV.2. Influence de l'angle d'ondulation

Dans la première partie de notre investigation numérique, on cherche l'influence du design du générateur du vortex (GV) sur les performances thermo-hydrauliques. L'échangeur étudié est un canal horizontal et rectangulaire muni de chicanes verticales. Les chicanes sont supposées adiabatiques, alors que la paroi possède une température fixe et basse. L'objectif de ces chicanes c'est bien de générer une turbulence même à faible nombre de Reynolds et d'augmenter le temps du séjour du fluide chaud. Ceci peut servir comme un promoteur d'échange thermique, qui va permettre une réduction de la longueur traversée par le fluide chaud avant qu'il soit refroidi.

Dans cette section, une investigation sur les effets de la courbure de chicane est établie. Trois angles de courbure sont considérés et qui sont : $\alpha = 0^\circ$ (qui correspond à une chicane plane), $\alpha = 22.5^\circ$ et $\alpha = 45^\circ$.

Les résultats des champs de vitesse sont présentés sur les Figures IV.2 et IV.3 pour les trois valeurs de α . La première observation à souligner c'est bien la périodicité de l'écoulement quel que soit la courbure de la chicane. Aussi, la vitesse est maximale au bout de la chicane, et elle diminue progressivement derrière cet obstacle et l'écoulement est ainsi recirculé dans cette zone.

La comparaison entre les 3 cas étudiés montre que la taille de vortex développée derrière la chicane est plus grande pour $\alpha = 0^\circ$, puis elle commence à diminuer avec l'augmentation de α . Dans le cas de $\alpha = 45^\circ$, un vortex secondaire se forme juste après le bout de la chicane.

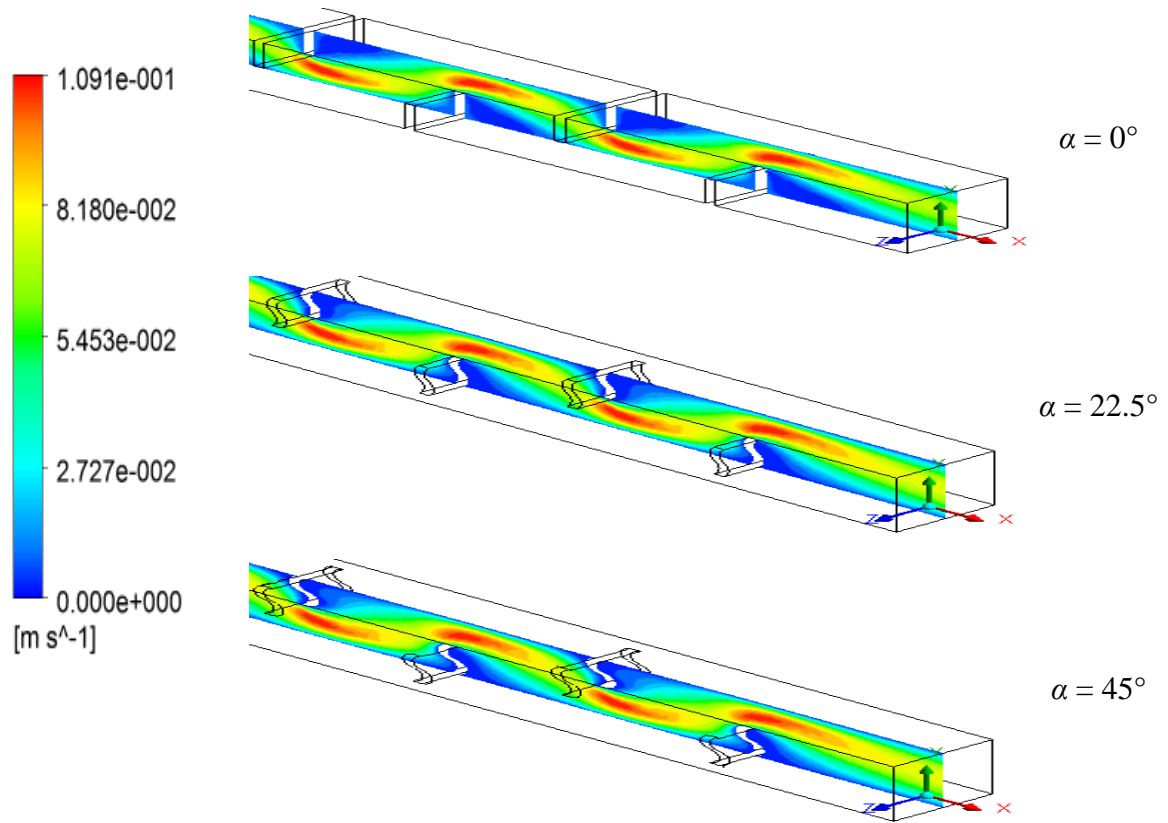


Figure IV.2 : Contours de vitesse pour $Re = 30$, $h/a = 0.5$, $e/a = 1.5$

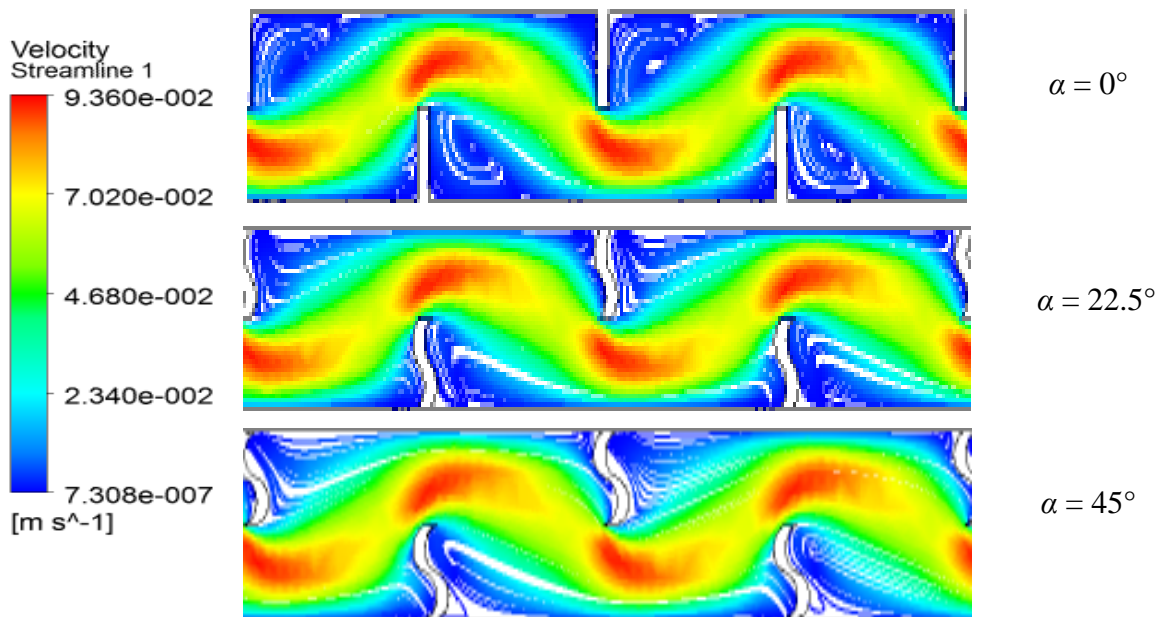


Figure IV.3 : lignes de courant pour $Re = 30$, $h/a = 0.5$, $e/a = 1.5$

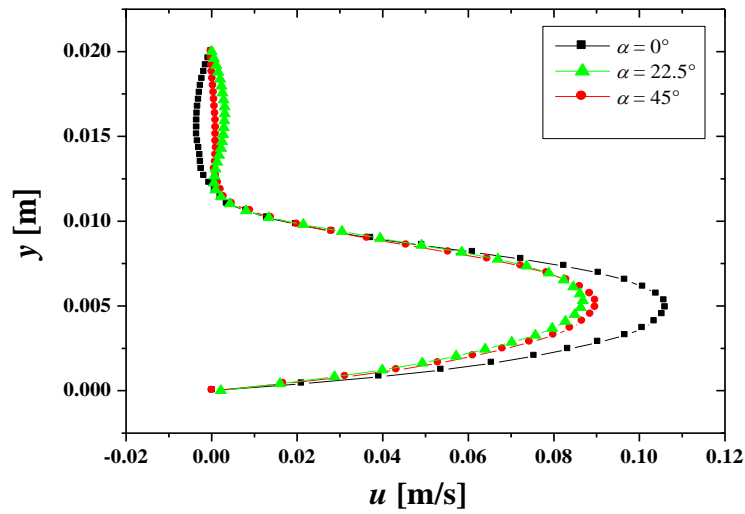


Figure IV.4 : Vitesse axiale pour une position juste après la chicane, pour $Re = 30$, $h/a = 0.5$, $e/a = 1.5$

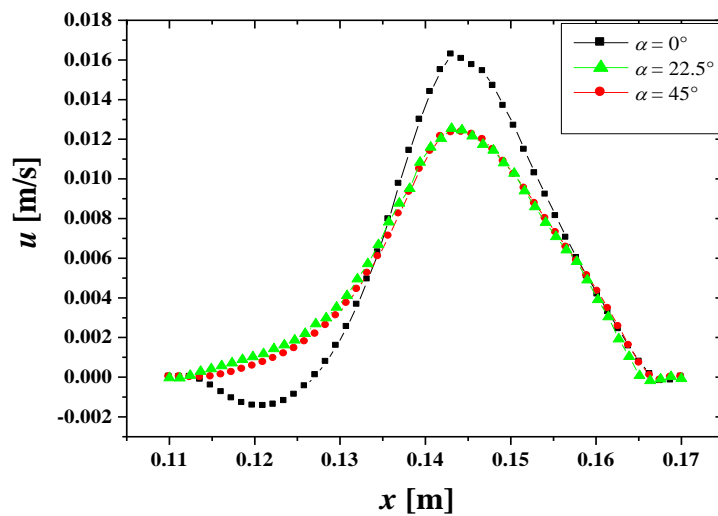


Figure IV.5 : Vitesse axiale pour une position très proche de la paroi, sur une distance entre deux chicanes, pour $Re = 30$, $h/a = 0.5$, $e/a = 1.5$

Plus d'explication sur la distribution des vitesses est présentée sur les Figures IV.4 et IV.5, là où la vitesse axiale est suivie verticalement pour une position juste après la chicane, puis horizontalement sur une distance entre deux chicanes qui correspond à une position très proche de la paroi, respectivement.

Il est clair que l'augmentation de α fait diminuer l'intensité de la composante axiale de la vitesse (Figure IV.4). Les valeurs négatives de la vitesse sur la Figure IV.5 indiquent l'existence d'une recirculation de l'écoulement. Alors, pour une position proche de la paroi, un vortex principal est apparu pour une chicane plane, puis il sera dissipé en augmentant la courbure de chicane.

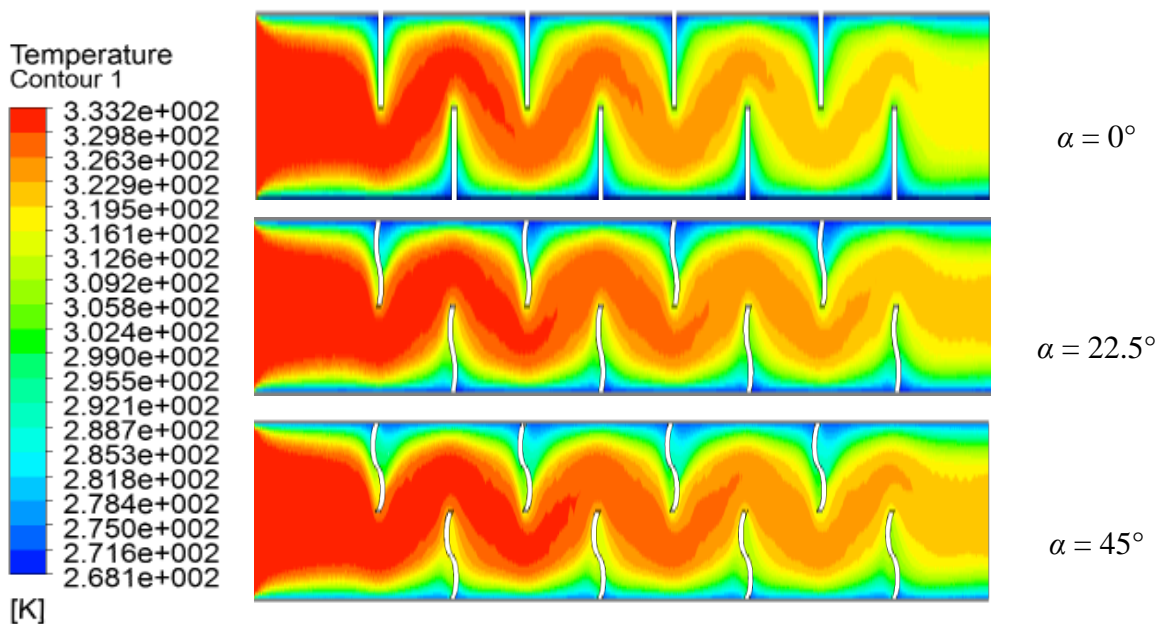


Figure IV.6 : Contours de température pour $Re = 5$, $h/a = 0.5$, $e/a = 1.5$

Les champs thermiques pour les trois cas de courbure de chicane sont exposés sur la Figure IV.6. La réduction de la zone de recirculation développée derrière la chicane avec l'augmentation de α fait affaiblir l'intensité d'interaction moléculaire, et par conséquent, le refroidissement du liquide sera moins efficace.

Mais d'un autre côté, ceci peut être utile en termes de réduction de chute de pression. Cette chute qui est due principalement ici à la singularité géométrique (Figure IV.7).

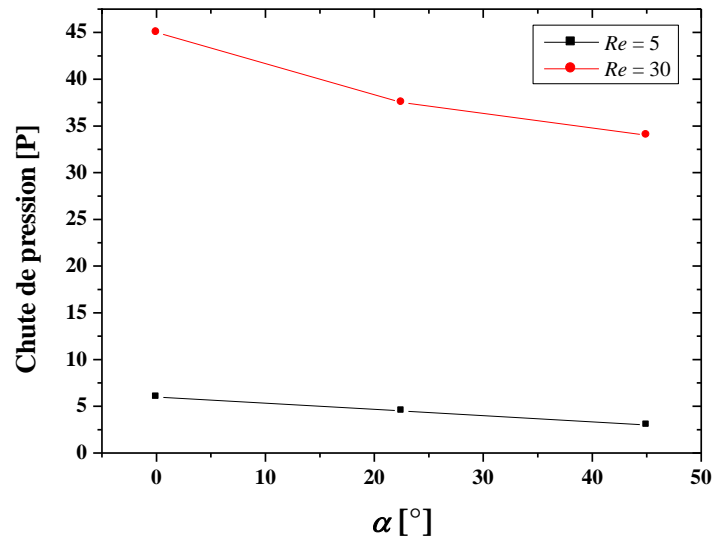


Figure IV.7 : Chute de pression pour $h/a = 0.5$, $e/a = 1.5$

IV.3. Influence du nombre de Reynolds

Dans cette section, l'influence du débit volumétrique est examinée. Le nombre de Reynolds a été varié de 0.1 à 50.

La distribution spatiale de vitesse est présentée dans la Figure IV.8 sur un plan horizontal xy . La première observation sur cette figure est la présence d'une zone de stagnation d'écoulement même avant la chicane, et ce, pour un nombre de Reynolds très faible ($Re = 0.1$). Cette zone disparaît graduellement avec l'intensification du débit d'entrée.

L'augmentation du Re fait élargir la zone de recirculation d'écoulement derrière la chicane, ceci est engendré par la forte interaction entre les molécules du fluide (Figure IV.9). A noter que, la hauteur de chicane et l'espace inter-chicané jouent un rôle important sur les forces d'interaction des écoulements séparés.

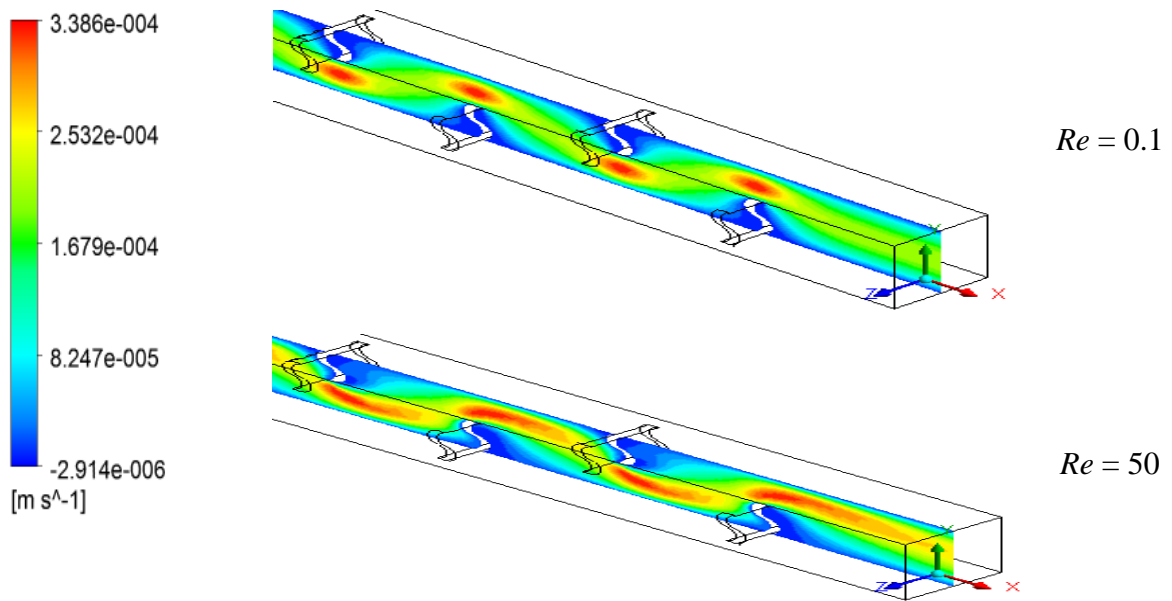


Figure IV.8 : Contours de vitesse pour l'influence de Re , $\alpha = 22.5^\circ$, $h/a = 0.5$, $e/a = 1.5$

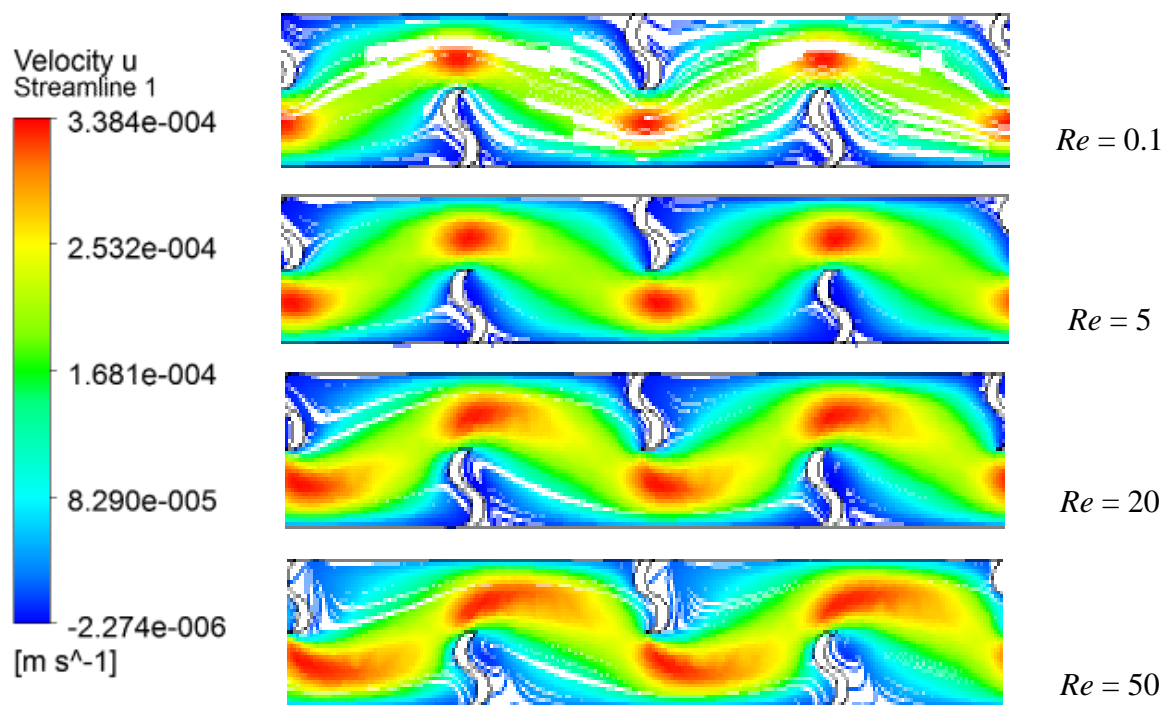


Figure IV.9 : Lignes de courant pour l'influence de Re , $\alpha = 22.5^\circ$, $h/a = 0.5$, $e/a = 1.5$

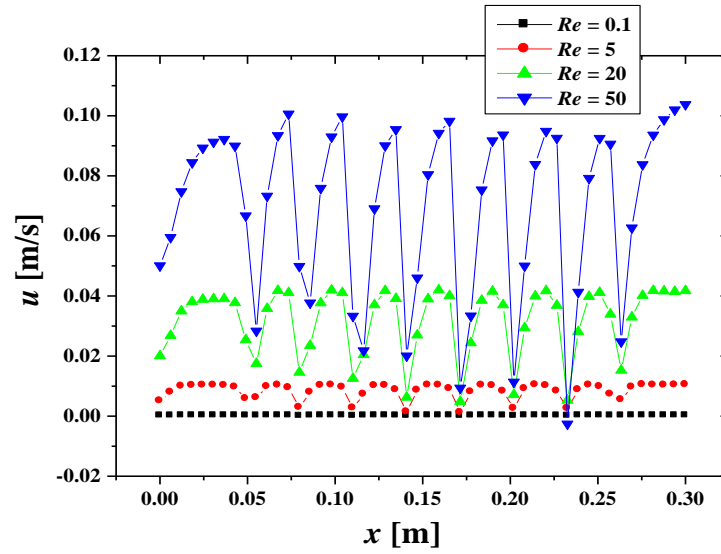


Figure IV.10 : Variation de vitesse en fonction de nombre de Reynolds pour $\alpha = 22.5^\circ$, $h/a = 0.5$, $e/a = 1.5$

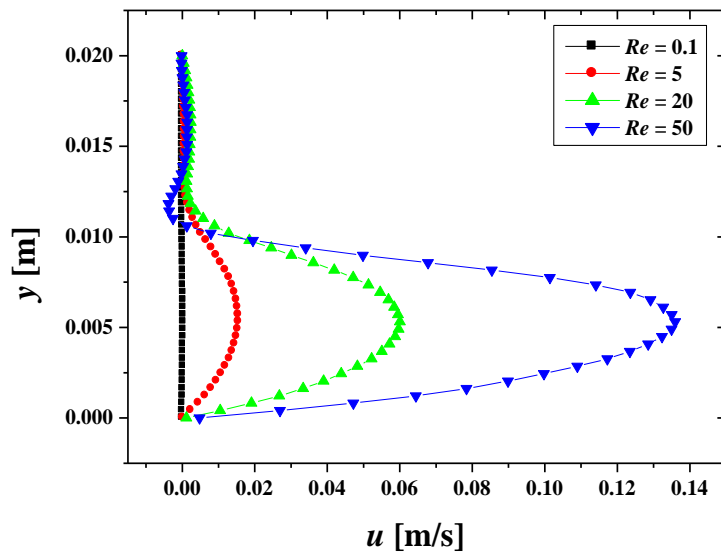


Figure IV.11 : Vitesse axiale pour une position juste après la chicane, avec $\alpha = 22.5^\circ$, $h/a = 0.5$, $e/a = 1.5$

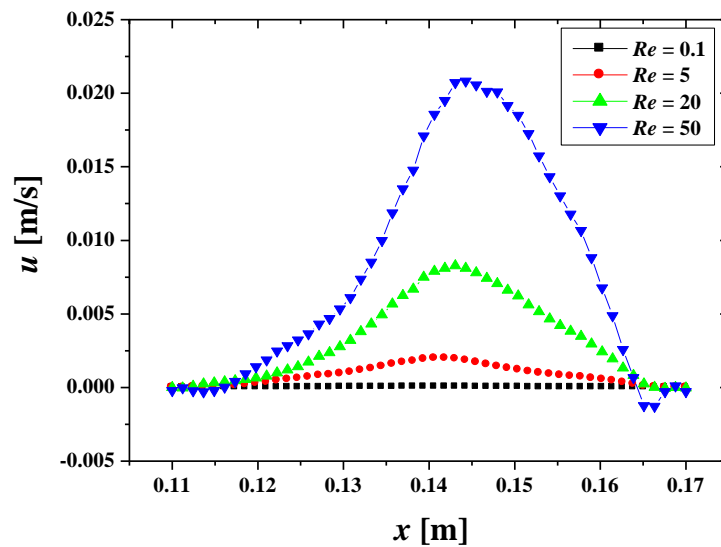


Figure IV.12 : Vitesse axiale pour une position proche de la paroi, sur une distance entre deux chicanes, avec $\alpha = 22.5^\circ$, $h/a = 0.5$, $e/a = 1.5$

Pour donner plus d'éclaircissement sur l'hydrodynamique, on a suivi la variation de la vitesse axiale le long de la ligne centrale (Figure IV.10), puis le long de la hauteur de l'échangeur pour une position juste derrière la chicane (Figure IV.11), et aussi le long de la ligne horizontale située entre deux chicanes consécutives (Figure IV.12).

La périodicité de l'écoulement est clairement illustrée sur la Figure IV.10. Les pics représentent la chute brusque de la vitesse après le passage par la chicane et qui représente aussi le début de formation tourbillonnaire. Il est clair aussi que la vitesse axiale devient plus intense avec l'augmentation du Re .

L'influence du débit du fluide sur la distribution de température est présentée sur les Figures IV.13 et IV.14. L'accélération du fluide semble défavorable si l'on souhaite réduire la distance nécessaire pour atteindre le refroidissement souhaité. Ainsi, les pertes des charges seront plus élevées avec l'augmentation du Re (Figure IV.15).

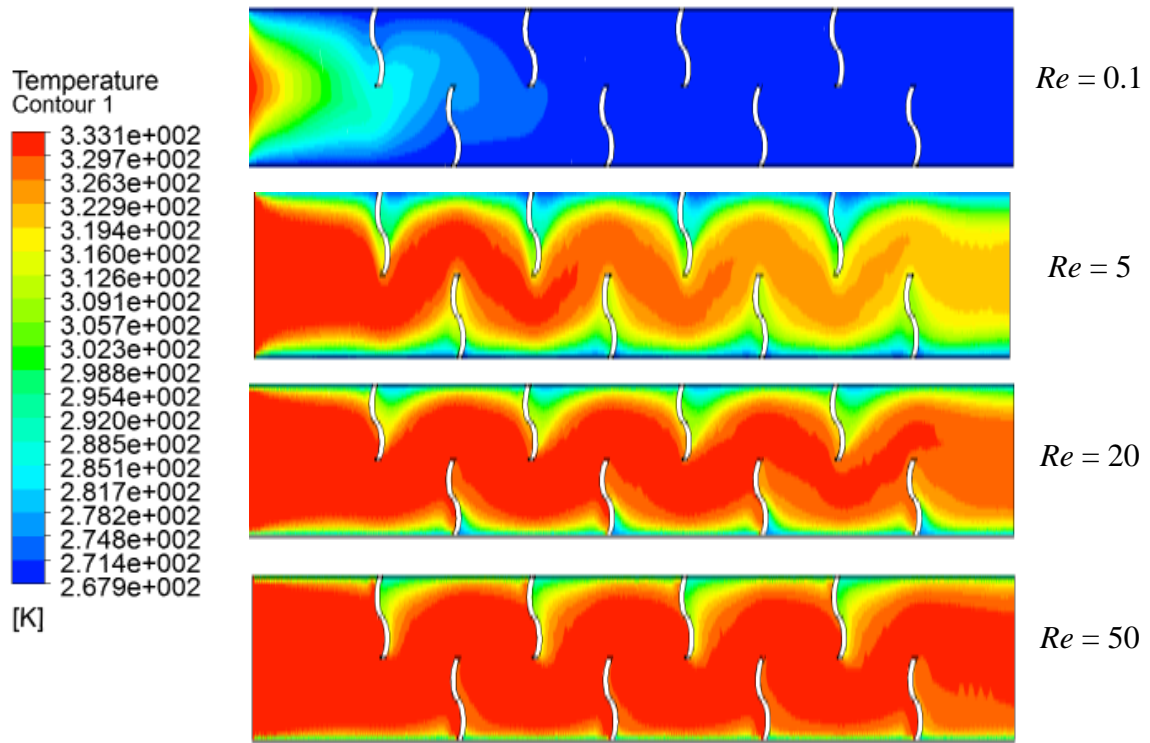


Figure IV.13 : Contours de température pour l'influence de Re , $\alpha = 22.5^\circ$, $h/a = 0.5$,
 $e/a = 1.5$

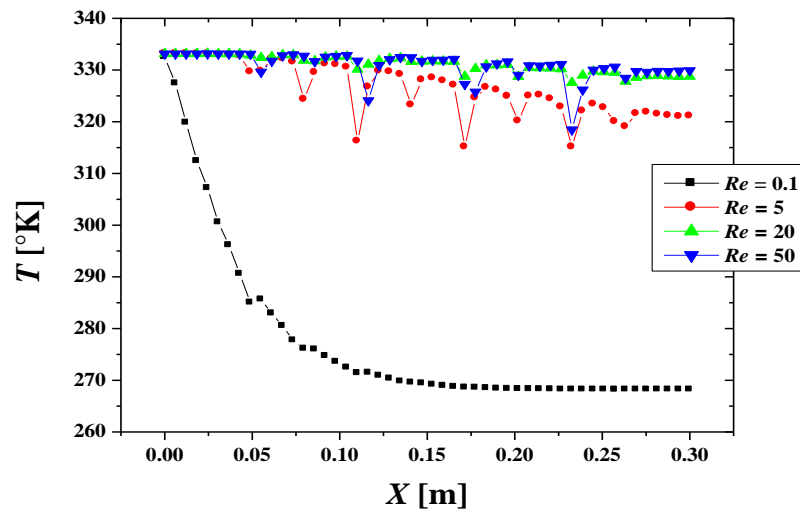


Figure IV.14 : Variation de température en fonction de nombre de Reynolds, pour $\alpha = 22.5^\circ$, $h/a = 0.5$, $e/a = 1.5$

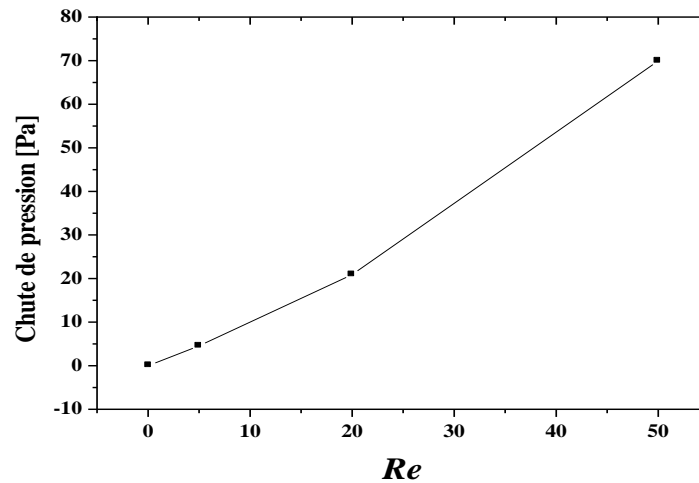


Figure IV.15 : Variation chute de pression en fonction de nombre de Reynolds pour $\alpha = 22.5^\circ$, $h/a = 0.5$, $e/a = 1.5$

IV.4. Influence de la hauteur des chicanes (h)

L'effet d'un autre paramètre géométrique est analysé dans cette section et qui concerne la hauteur de la chicane (h/a). Trois configurations géométriques ont été réalisées pour effectuer le test et qui sont : $h/a = 0.4$, 0.5 et 0.6 .

Les résultats de prédiction numérique concernant la température et chute de pression sont présentés sur les Figures IV.16 et IV.17, respectivement. La hauteur de chicane possède un effet majeur sur les performances de l'échangeur :

- l'augmentation du rapport h/a fait augmenter le temps du séjour du fluide, ce qui fait diminuer la distance traversée par le fluide chaud.
- Une deuxième conséquence c'est bien la croissance considérable des chutes de pression.

Alors, ce rapport h/a doit être optimisé. A notre conviction, ce rapport ne doit pas dépasser le quotient 0.5 .

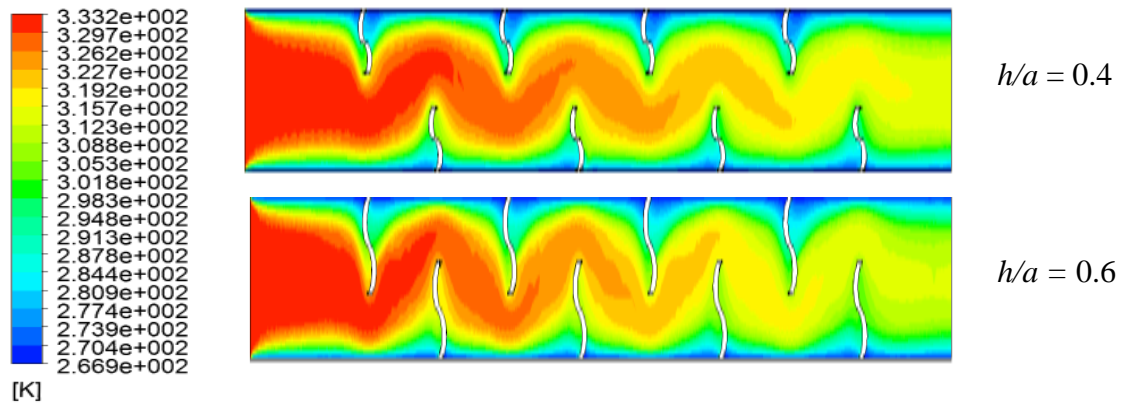


Figure IV.16 : Contours de température pour $Re = 3$, $\alpha = 22.5^\circ$, $e/a = 1.5$

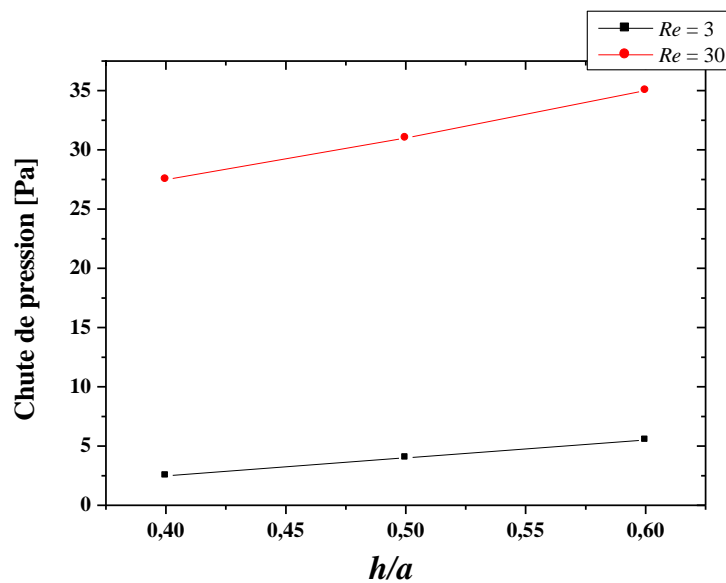


Figure IV.17 : Chute de pression pour $\alpha = 22.5^\circ$, $e/a = 1.5$

IV.5. Influence de l'espace inter-chicané (e)

Le dernier paramètre étudié dans ce travail concerne l'espace inter-chicané (e/a). L'étude est faite pour trois cas : $e/a = 0.5$, 1 et 1.5. Pour un canal aux chicanes ondulées ($\alpha = 22.5^\circ$), on a gardé le même nombre des chicanes et on a modifié juste l'espace e/a .

Selon les résultats présentés sur les Figures IV.18 (champ thermique), IV.19 (champ d'écoulement) et IV.20 (pertes de charges), la réduction de l'espace inter-chicané semble nécessaire si on souhaite avoir un échangeur compact. Mais la valeur optimale nécessite des études assez fines pour la déterminer, puisque la chute de pression s'intensifie avec la réduction du rapport e/a .

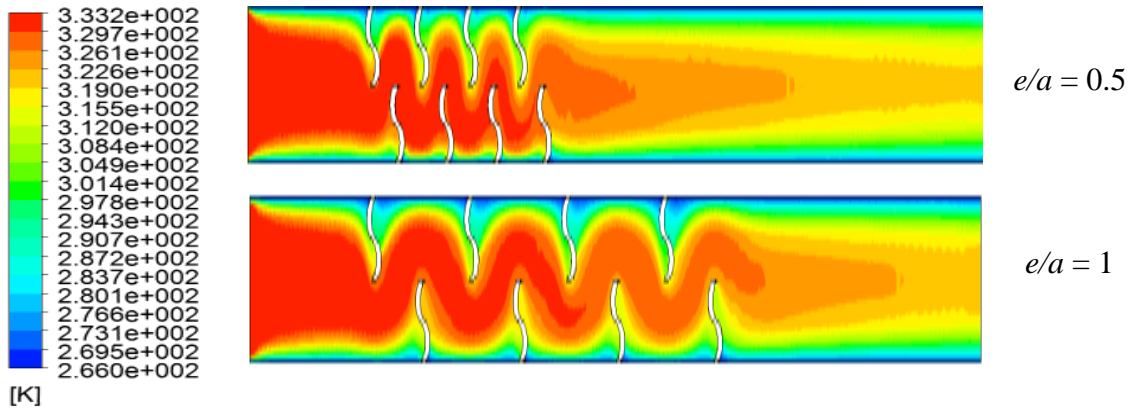


Figure IV.18 : Contours de température pour $Re = 5$, $\alpha = 22.5^\circ$, $h/a = 0.5$

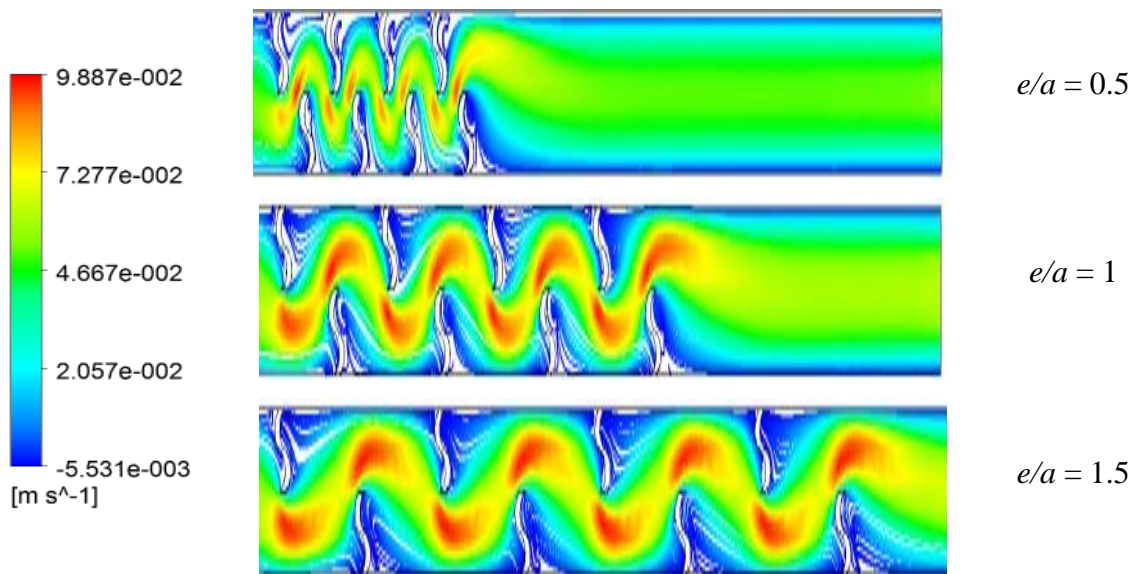


Figure IV.19 : Lignes de courant pour $Re = 30$, $\alpha = 22.5^\circ$, $h/a = 0.5$

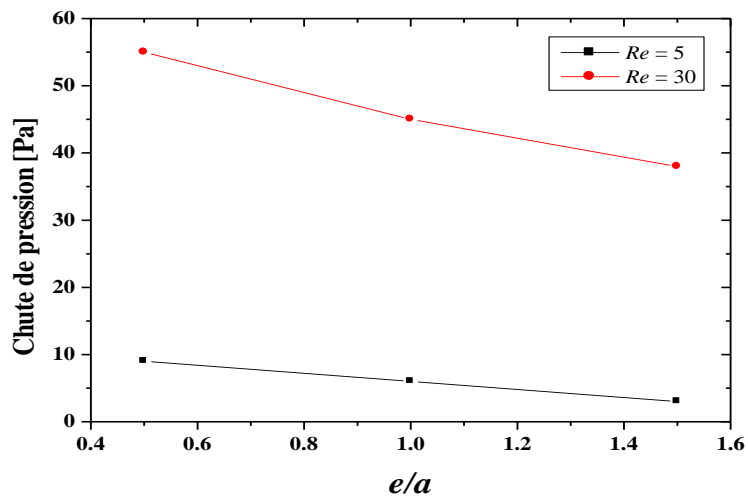


Figure IV.20 : Chute de pression pour $\alpha = 22.5^\circ$, $h/a = 0.5$



Conclusion

Conclusion

Les performances d'un échangeur de chaleur muni de chicanes ont été analysées par voie de simulation numérique. Le code de calcul utilisé a permis une visualisation tridimensionnelle des champs thermiques et hydrodynamiques dans tout le volume de l'échangeur.

L'effet de la forme de chicane a été exploré, on s'est intéressé à la forme « ondulée ». L'angle d'ondulation (α) a été varié de 0 à 45°. La valeur de 0° correspond à une chicane plane.

Aussi, l'effet du nombre de Reynolds, hauteur de la chicane ondulée et espace inter-chicané est mis en évidence.

Les résultats obtenus ont confirmé la nécessité d'optimiser le design d'un tel échangeur. La chicane plane a été trouvée meilleure que la chicane ondulée en termes d'intensification d'échange thermique, puisque la zone tourbillonnaire créée, dans laquelle il y a de fortes interactions moléculaires, est plus large. Mais, la valeur maximale des pertes de charges a été marquée pour ce design ($\alpha = 0^\circ$).

L'augmentation du nombre de Reynolds semble défavorable si on souhaite réduire la zone traversée par le fluide chaud, et comme un deuxième facteur, c'est bien l'augmentation des pertes de charges régulières.

La hauteur de chicane joue aussi un rôle consistant sur l'amélioration d'efficacité thermique, les résultats obtenus nous permettent de choisir le rapport $h/a = 0.5$ comme meilleure configuration.

Et à la fin de ce manuscrit, la réduction du nombre des chicanes a prouvé ses effets en termes de blocage du fluide chaud et amélioration du refroidissement, mais avec une pénalité en termes de pertes de charges.

Liste des Références

- [1] Technique du Froid, Technique Générale. CFmnLog YSH04054, p. 11-12.
- [2] Transferts Thermiques. Yves JANNOT, p5/ p 63, 2012.
- [3] J. L. Battaglia, A. Kusiak, J. R. Puiggali. Introduction aux transferts thermiques. P. 7 – 8 / p. 91 / p. 93.
- [4] J.Fourier. Transfert thermique "théorie analytique de la Chaleur», IUP Génie civil, 1822.
- [5] R.Leleu. Transfert de chaleur, technique de l'ingénieur, traité des procédés J.1080.
- [6] M.Adams. Transmission de la chaleur .Dunod 1961.
- [7] A .Bouvenot, Masson. Transferts de chaleur.
- [8] J .Gosse. Guide technique de thermique, Dunod, 1981.
- [9] Transfert de chaleur. C.E.S.I.R.E. - Université Joseph Fourier – Grenoble p.4 / p. 10.
- [10] M. Bahrami. Steady conduction heat transfer. ENSC 388 (F09), p. 2.
- [11] D. Marchio, P. Reboux. Introduction aux transferts thermiques. P. 7.
- [12] The Stefan Boltzmann law BU physics. P. 1, 2004.
- [13] A. Schlunder, O. Sacaduraafgan. Heat Exchangers: design and theory. Source Book, Editions Mac Graw-Hill., 1993.
- [14] M. Bennajah, N. Chaouni. Echangeurs de chaleur: Technologie, calcul et design. Sciences de l'ingénieur. Editions TECHNIP, 2014.
- [15] J. F. Sacadura. Initiation aux transferts thermiques. Technique et Documentation, Paris, 1980.
- [16] J. Padet. Echangeurs thermiques. Edition MASSON, 1994.
- [17] A. Bontemps, A. Garrigue, C. Goubier, J. Huetz, C. Marvillet, P. Mercier, R. Vidil. Description des échangeurs. Technique de l'ingénieur [B 2 341].
- [18] A. Ridha. Transfert de chaleur et de masse. Université de Caen, 2010.
- [19] A. Menidjel. Exploitation des échangeurs à faisceaux et calandre. I.AP/ SPA. Skikda, 2009.
- [20] J. Padet. Principes des transferts convectifs. Blytechnica Edition, 1998.
- [21] J. M. Kay. Introduction à la mécanique des fluides et la transmission de la chaleur. Editions Dunod, 1997.

- [22] G. Mebarki, M. Rebay, S. Rahal. Couplage conduction –convection en régime transitoire. Congrès Français de Mécanique, 2011.
- [23] A. Detrigne. Evolution de l'encrassement des échangeurs de chaleur par l'eau de refroidissement. Heat Transfert, 1990.
- [24] Z.X. Yuan, W.Q. Tao, Q.W. Wang. Experimental investigation of heat transfer enhancement in ducts with winglet fins. Proceeding of the First International Conference of Engineering Thermophysics, 21-23 August, Beijing, China, p 457-463, 1999.
- [25] Z. X. Yuan, Q.W. Wang, W.Q. TAO. Experimental study of enhanced heat transfer in ducts with periodic rectangular fins along the main flow direction. Proceeding of the 11th IHTC, 23-28 August, Kyongju, Korea, Vol. 5, p 327-332, 1998.
- [26] R. Saim, S. Abboudi, B. Benyoucef, A. Azzi. Analyse numérique de la convection forcée turbulente dans les tubes munis des chicanes transversales. 13èmes Journées Internationales de Thermique, Albi, p 1-5, France du 28 au 30 Août 2007.
- [27] S. Acharya, T. A. Myrum, X. Qiu, S. Sinha. Developing and periodically developed flow- Temperature and heat transfer in a ribbed duct. International Journal of Heat and Mass Transfer, 40, 461–479, 1997.
- [28] A. Tandiroglu. Effect of flow geometry parameters on transient heat transfer for turbulent flow in a circular tube with baffle inserts. International Journal of Heat and Mass Transfer, 49, 1559-1567, 2006.
- [29] Karima Boukhadia, Houari Ameer, Djamel Sahel, Mohamed Bozit. Effect of the perforation design on the fluid flow and heat transfer characteristics of a plate fin heat exchanger. International Journal of Thermal Sciences, 126, 172-180, 2018.
- [30] K. Alem, D. Sahel, A. Nemdili, H. Ameer. CFD investigations of thermal and dynamic behaviors in a tubular heat exchanger with butterfly baffles. Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT), 10, 27 (2018).
- [31] D. Sahel, H. Ameer, R. Benzeguir, Y. Kamla. Enhancement of heat transfer in a rectangular channel with perforated baffles. Applied Thermal Engineering, 101, 156-164, 2016.
- [32] L. C. Demartini, H. A. Vielmo, S. V. Möller. Numeric and experimental analysis of the turbulent flow through a channel with baffle plates. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Science and Engineering, XXVI, 153-160, 2004.