



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE
Département de Technologie



Mémoire

En vue de l'obtention du

Diplôme de MASTER LMD

Centre Universitaire Salhi Ahmed Naâma

Spécialité : Génie Mécanique, Option : Energétique

Présente par :

Hadjadj Mohamed & Delbaz Abdelmadjid

Le jeudi 04 Juillet 2019

DETERMINATION DES CARACTERISTIQUES THERMO-HYDRAULIQUES DES ECHANGEURS TUBULAIRES

Membre du JURY

Dr. Kaid Noureddine

Président

CU.Naâma

Dr. Khatir Naima

Examineur

CU.Naâma

Dr. Ameer Houari

Encadreur

CU.Naâma

Année Universitaire 2018/2019

Remerciement



Remerciements

Nous tenons à exprimer

*toute notre reconnaissance à notre Directeur de
mémoire Dr. Ameer Houari*

le remercie de nous avoir encadré orienté, aidé et conseillé.

*Nous adressons nos sincères remerciements à tous les professeurs,
intervenants et toutes les personnes qui par leurs paroles, leurs écrits, leurs
conseils et leurs critiques ont guidé nos réflexions et ont
accepté à nous rencontrer et répondre à nos questions durant
la réalisation de notre projet de fin d'études.*

*Nous remercions nos très chers parents qui ont toujours été là pour nous. Nous
voudrions également remercier les membres du jury pour avoir accepté d'évaluer
ce travail et pour toutes leurs remarques et critiques.*

*Nous tenons aussi à remercier tout le personnel et les enseignants
du département pour leur soutien inestimable.*

Dédicace

Ce travail modeste est dédié :

À ma chère mère ;

À mon père ;

*C'est avec profonde gratitude et sincères mots,
que je dédiais ce modeste travail de
fin d'étude à mes chers Parents ; qui ont sacrifié
leurs vies pour ma réussite et*

*J'avais éclairé le chemin par leurs conseils
judicieux.*

*j'espère qu'un jour, je peux leurs rendre
un Peu de ce qu'ils ont fait pour nous, que "Dieu"
leurs prête bonheur et longue vie.*

*je dédiais aussi ce travail à et mes sœurs :Zineb,Fadila,Imen,Hideyet ma
Familles Hadjadj ,Delbaz, mes amis proches :Abelmadjid,walid,redouane,Miloud,Djamel,Les
Jumeaux Achouri,Omar,Amine , tous mes professeurs qui m'ont enseigné,
et à tous ceux qui me sont chers. Mercie encore pour ma
familles et pour tous ce qui ont contribuer de près ou
de loin avec moi pour que j'avais du courage
à arriver pour ce résultat.*

Hadjadj Mohamed

Dédicace

Ce travail modeste est dédié :

À ma chère mère ;

À mon père ;

*C'est avec profonde gratitude et sincères mots,
que je dédiais ce modeste travail de
fin d'étude à mes chers Parents ; qui ont sacrifié
leurs vies pour ma réussite et
J'avais éclairé le chemin par leurs conseils
judicieux.*

*j'espère qu'un jour, je peux leurs rendre
un Peu de ce qu'ils ont fait pour nous, que "Dieu"
leurs prête bonheur et longue vie.*

*je dédiais aussi ce travail à mes frères Hichem, Fouad, Amro, CHawki. et ma sœur : ma
Familles : Delbaz, Hadjadj, mes amis proches : Mohamed, Imad Walid, Housseem, Merouane, et ma
Future femme Nadjet, tous mes professeurs qui m'ont enseigné,
et à tous ceux qui me sont chers. Mercie encore pour ma
familles et pour tous ce qui ont contribuer de près ou
de loin avec moi pour que j'avais du courage
à arriver pour ce résultat.*

Delbaz Abelmadjid

Table des matières

Chapitre I. Généralités sur le transfert de chaleur :.....	1
I.1. Introduction.....	1
I.2. Thermodynamique et transfert de chaleur.....	2
I.3. Modes fondamentaux de transfert thermique.....	3
I.3.1. Conduction.....	3
<i>I.3.1.a. Loi de FOURRIER.....</i>	<i>3</i>
<i>I.3.1.b. La conductivité thermique du matériau.....</i>	<i>5</i>
<i>I.3.1.c. Résistance thermique.....</i>	<i>6</i>
I.3.2. La convection.....	7
<i>I.3.2.a. La convection naturelle.....</i>	<i>8</i>
<i>I.3.2.b. La convection forcée.....</i>	<i>8</i>
<i>I.3.2.c. Régimes d'écoulement.....</i>	<i>8</i>
<i>I.3.2.d. Analogie de Reynolds.....</i>	<i>9</i>
<i>I.3.2.e. Couches limites dynamiques et thermiques.....</i>	<i>10</i>
<i>I.3.2.f. Calcul du coefficient d'échange par convection.....</i>	<i>10</i>
I.3.3. Rayonnement.....	11
<i>I.3.3.a. Corps noir et corps réel.....</i>	<i>12</i>
<i>I.3.3.b. Puissance échangée entre deux corps et facteur de forme.....</i>	<i>13</i>
Chapitre II. Types des échangeurs de chaleur.....	15
Introduction.....	15
II.1. Définition.....	16

II.2. Principe de fonctionnement.....	16
II.3. Critères de classement des échangeurs.....	17
II.3.1.Type de contact.....	17
II.3.1.a. Échangeurs à contact direct.....	17
II.3.1.b. Échangeurs à contact indirect.....	17
II.3.2.Classement suivant les types d'échange.....	17
II.3.2.a. Échangeur sans changement de phase :.....	17
II.3.2.b. Échangeur avec changement de phase:.....	17
II.3.3.Classement suivant la disposition des écoulements	18
II.3.4.Classement fonctionnel.....	19
II.3.5.Classement technologique.....	20
II.3.5.a. Échangeurs tubulaires.....	20
II.3.5.b. Échangeurs à plaques.....	25
II.4. L'encrassement :.....	30
II.4. Définition.....	30
II.4.2 Les différents types d'encrassement.....	31
II.4.2.a. Encrassement particulaire.....	31
II.4.2.b. Entartrage.....	32
II.4.2.c. Encrassement par corrosion.....	33
II.4.2.d. Encrassement biologique :.....	33
II.4.2.e. Encrassement par réaction chimique :.....	34
II.4.2.f. Encrassement par solidification:.....	34

II.4.3.Apparition et développement de l'encrassement.....	34
II.4.3.a. Initiation.....	35
II.4.3.b. Transfert des particules à la paroi.....	35
II.4.3.c. Adhésion des particules.....	35
II.4.3.d. Réentraînement des particules déposées.....	35
II.4.3.e. Vieillissement du dépôt.....	36
II.4.4.Paramètres Influençant l'encrassement :	36
II.4.4.a. Vitesse d'encrassement.....	36
II.4.4.b. La concentration de la matière encrassant.....	36
II.4.4.c. Température de la surface d'échange de chaleur.....	36
II.4.4.d. Etat de surface rugosité.....	37
II.4.4.e. Corrosion.....	37
II.4.5. Méthodes de nettoyage des échangeurs pendant les phases d'arrêts :	37
II.4.5.a. Nettoyage mécanique.....	38
II.4.5.b. Nettoyage chimique.....	39
II.4.5.c. Autres méthodes :	39
Chapitre III. Traitement numérique du problème étudié.....	41
III.1. Description du code de calcul ANSYS CFX.....	41
III.2. Modules principaux du logiciel ANSYS-CFX.....	41
III.2.1 ICEM CFD.....	42
III.2.2 CFX pre.....	42
III.2.3 CFX Solver.....	42

III.2.4 CFX Solver Manager.....	43
III.2.5 CFX Post.....	43
III.3. Présentation de la méthode des volumes finis.....	43
III.4. Principe de la méthode des volumes finis.....	44
III.5. Géométrie du problème étudié.....	44
III.6. Considérations du problème.....	45
III.7. Les équations de Navier-Stokes.....	46
III.8. Conditions aux limites.....	47
III.9. Les différents paramètres étudiés.....	48
III.10.Génération du maillage	49
Chapitre IV. Résultats et discussion.....	50
IV.1. Validation.....	50
IV.2. Influence de la présence et forme des chicanes.....	52
IV.3. Influence de l'espacement entre les chicanes.....	56
IV.4. Influence de l'orientation des chicanes.....	59
IV.5 Influence du nombre de Reynolds.....	63
Conclusion.....	66
Bibliographie.....	67
Résumé.....	69
Abstract.....	70

Liste des figures

Fig. I.1: Conduction dans une couche élémentaire de mur plan.....	04
Fig. I.2 : la conductivité thermique d'un mur simple.....	06
Fig. I.3 : la conductivité thermique de géométrie cylindrique.....	07
Fig. I.4 : la conductivité thermique de géométrie sphérique.....	07
Fig. I.5 : Le régime d'écoulement laminaire.....	08
Fig. I.6 : Le régime d'écoulement turbulent.....	09
Fig. I.7 : Profil des vitesses dans un écoulement turbulent.....	09
Fig. II.1 : Différent modes de circulation.....	19
Fig. II.2 : Échangeur à tube concentrique.....	21
Fig. II.3 : Échangeur monotube.....	21
Fig. II.4 : Échangeur à tubes séparés.....	21
Fig. II.5 : Échangeur à tubes rapprochés.....	22
Fig. II.6 : Échangeur à tubes ailettes.....	22
Fig. II.7 : Schéma typique d'un échangeur tubes calandre.....	23
Fig. II.8 : Echangeur à plaque tubulaires fixes.....	24
Fig. II.9 : Échangeur de chaleur à tête flottante.....	25
Fig. II.10 : Echangeur à tubes en U.....	25
Fig. II.11 : Échangeur à plaques.....	26
Fig. II.12 : Échangeurs à plaques et joints.....	27
Fig. II.13 : Échangeur platulaire.....	27
Fig. II.14 : Échangeur lamellaire.....	28

Liste des figures

Fig. II.15 : Échangeur à spirale.....	29
Fig. II.16 : Échangeur à plaques brasées.....	30
Fig. II.17 : Exemple d'un faisceau de tubes d'un échangeur encrassé.....	31
Fig. II.18 : Dépote de forte épaisseur dans un tube de surchauffeur de chaudière MP.....	32
Fig. II.19 : entartrage d'une chaudière a tubes de fumée.....	32
Fig. II.20 : Importante corrosion.....	33
Fig. II.21 : Dépote de slime bactérien, hydrocarbures et oxydes métallique dans un échangeur de chaleur eau hydrocarbures (raffinerie de pétrole).....	35
Fig. II.22 : Représentation schématique des phases de dépôt et de réentraînement de l'encrassement dans le cas d'un liquide.....	35
Fig. II.23 : Nettoyage a l'aide d'un pistolet hydraulique.....	37
Fig. II.24 : Outil de nettoyage mécanique.....	39
Fig.III.1 : Les modules principaux du CFX 13.0.....	42
Fig.III.2 : Géométrie du domaine de calcul.....	45
Fig.III.3 : Conditions aux limites.....	47
Fig.III.4 : Les différents types des géométries étudiées.....	48
Fig.III.5 : Type de maillage.....	49
Fig.IV.1 : Variation de la vitesse axiale en fonction de la hauteur du canal, chicane plane, $Re = 200$	51
Fig. IV.2 : Distribution de température pour $Re = 0.1$, $\alpha=180^\circ$, $e/D=1$	53
Fig. IV.3 : Lignes de courant pour $Re = 50$	54
Fig. IV.4 : Distribution de la température en fonction de la longueur pour $Re=0.1$	55

Liste des figures

Fig. IV.5 : la chute de pression en fonction de type de géométrie pour $Re=0.1$	55
Fig. IV.6 : Distribution de la température pour $Re = 0.1, \alpha=180$	56
Fig. IV.7 : Lignes de courant pour $Re = 50$	57
Fig. IV.8 : Distribution de la température en fonction de la longueur pour $Re=0.1$	58
Fig. IV.9 : la chute de pression en fonction l'espacement pour $Re=0.1$	58
Fig. IV.10 : Lignes de courant pour $Re = 50, e/D = 1$	60
Fig. IV.11 : Distribution de température pour $Re = 0.1, e/D = 1$	61
Fig. IV.12 : Distribution de température en fonction de la longueur pour $Re=0.1$	62
Fig. IV.13 : la chute de pression en fonction l'orientation.....	62
Fig. IV.14 : Distribution de température pour $\alpha=180^\circ, e/D=1$	64
Fig. IV.15 : Ligne de courant pour $\alpha=180^\circ$	64
Fig. IV.16 : Distribution de température en fonction de la longueur pour $\alpha=180^\circ$	65
Fig. IV.17 : la chute de pression en fonction de nombre de Reynolds pour $\alpha=180^\circ$	65

Liste des figures

Liste des équations

Equation. I.1 : Le flux surfacique	04
Equation I.2 : la densité du flux	05
Equation I.3 : la conductivité thermique	05
Equation I.4 : la résistance thermique d'un mur.....	06
Equation I.5 : la résistance thermique de géométrie cylindrique.....	06
Equation I.6 : la résistance thermique de géométrie sphérique.....	07
Equation I.7 : la loi de Menton.....	07
Equation I.8 : le nombre de Nusselt.....	10
Equation I.9 : le nombre de Prandtl.....	11
Equation I.10 : le nombre de Reynolds.....	11
Equation I.11 : le nombre de Grashof.....	11
Equation I.12 : Coefficient d'absorption.....	12
Equation I.13 : Coefficient d'émission.....	12
Equation I.14 : Coefficient de réflexion.....	12
Equation I.15 : La conservation de l'énergie implique.....	12
Équation. I.16 : le flux net échangé.....	13
Equation I.17 : Flux de rayonnement à grande longueur d'onde entre les surfaces i et j.....	14
Equation. I.18 : Le facteur de forme géométrique.....	14
Equation. III.1 : L'équation de continuité	46
Equation. III.2 : L'équation du mouvement (suivant r).....	46
Equation. III.3 : L'équation du mouvement (suivant θ).....	47

Liste des équations

Equation. III.4: L'équation du mouvement (suivant z).....47

Equation. III.5: L'équation de diffusion47

Liste des équations

NOMENCLATURE

$\overline{\Phi}$: Flux de chaleur conductif (W).

λ : Conductivité thermique du milieu ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$).

S : Aire de la section de passage du flux de chaleur (m^2).

$\theta = T$: Champ de température (K).

$F_{1,2}$: Facteur de forme entre les surfaces 1 et 2.

Φ : flux de rayonnement à grande longueur d'onde entre les surfaces 1 et 2.

n : le nombre de surfaces entourées par la surface i .

NUT : nombre d'unités de transfert (sans dimension).

Nu : Le nombre de Nusselt.

Pr : Le nombre de Prandtl.

Re : Le nombre de Reynolds.

Gr : le nombre de Grashof.

U_0 : vitesse moyenne du fluide.

C_p : chaleur spécifique du fluide.

μ : viscosité dynamique du fluide.

L : dimension caractéristique de la surface d'échange.

h : le coefficient superficiel d'échange thermique.

k : coefficient global d'échange à travers une paroi ($\text{W} / \text{m}^2\text{K}$).

E : efficacité thermique (sans dimension).

Rt : La résistance aux flux de chaleur ($\text{m}^2.\text{K}/\text{W}$).

NOMENCLATURE

d : Diamètre de tube (m).

e : Epaisseur de tube (m).

σ : Constante de STEFANBOLTZMANN [$\text{w}/(\text{m}^2.\text{K}^4)$].

Σ : La surface totale d'échange (m^2).

ϕ : Quantité de chaleur échangée [w]

Introduction générale

Introduction générale :

Les échanges thermiques interviennent dans de nombreux secteurs d'activités humaines. Dans la plupart de ces activités, le transfert de chaleur doit s'effectuer sans altération des milieux intervenant dans le transfert thermique. L'utilisation d'équipements spécifiques d'échange est alors nécessaire. Ces équipements sont connus sous la dénomination d'échangeurs de chaleur. Ce sont des systèmes thermodynamiques présents dans toutes les unités industrielles dans lesquelles interviennent les processus d'extraction de chaleur.

Situation de l'étude :

L'échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid sans contact direct entre les deux. 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, bouilleurs, etc.

Le souci technologique majeur des échangeurs de chaleur est l'amélioration de l'échange thermique entre les deux fluides tout en générant le moins de pertes de charges ou de leur réduire à leur plus bas niveau possible.

Ces derniers temps, l'optimisation des performances porte plus particulièrement sur la circulation du fluide caloporteur pour extraire et transporter le maximum de calories vers le point d'utilisation.

Objectifs spécifiques de la présente étude

Dans ce travail, nous présentons une étude numérique pour étudier les caractéristiques hydrauliques et thermiques d'un écoulement de fluide stationnaire en convection passant dans un échangeur de chaleur tubulaire.

Organisation de travail

Le présent mémoire comporte quatre chapitres :

Après cette introduction, nous abordons dans le premier chapitre des généralités sur le transfert de chaleur.

Le deuxième chapitre englobe quelques détails sur les échangeurs de chaleur.

Introduction générale

La méthode numérique utilisée pour traiter le problème en question est discutée dans le troisième chapitre.

Dans le dernier chapitre, nous évaluerons et discuterons les résultats de simulation.

Finalement, ce mémoire sera terminé par une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus.

Chapitre I. Généralités sur le transfert de chaleur :

Dans ce chapitre, en va voir des généralités sur le transfert de chaleur, ses modes fondamentaux et la relation entre le transfert de chaleur et la thermodynamique.

I.1. Introduction

En termes simples, la discipline du transfert de chaleur ne concerne que deux choses : la température et le flux de chaleur. La température représente la quantité d'énergie thermique disponible, tandis que le flux de chaleur représente le mouvement de l'énergie thermique d'un endroit à l'autre.

À l'échelle microscopique, l'énergie thermique est liée à l'énergie cinétique des molécules. Plus la température d'un matériau est élevée, plus l'agitation thermique de ses molécules constitutives est importante (se manifestant à la fois par le mouvement linéaire et par les modes de vibration). Il est naturel que les régions contenant une plus grande énergie cinétique moléculaire transmettent cette énergie à des régions ayant moins d'énergie cinétique.

Plusieurs propriétés des matériaux permettent de moduler la chaleur transmise entre deux régions à des températures différentes. Les exemples incluent les conductivités thermiques, les chaleurs spécifiques, les densités de matériau, les vitesses de fluide, les viscosités de fluide, les émissivités de surface, etc. Prises ensemble, ces propriétés permettent de résoudre de nombreux problèmes de transfert de chaleur

I.2. Thermodynamique et transfert de chaleur

La thermodynamique représente une partie importante de la physique technique qui étudie les lois de la production de la chaleur ayant à la base d'autres formes d'énergie, sa transformation, sa propagation et son utilisation pratique.

La notion de chaleur est définie par la thermodynamique comme étant une grandeur de parcours représentant une forme transitoire d'énergie qui se propage à la suite d'une différence de température soit.

- entre deux parties d'un système quelconque;
- entre le système et son environnement;
- entre deux systèmes séparés par un milieu matériel ou pas (vide).

La thermodynamique classique permet l'évaluation de la quantité de chaleur échangée pendant un processus subi par un système passant d'un état d'équilibre vers un autre état d'équilibre. Elle ne fournit pas, d'une manière explicite, des informations sur le mode par lequel est effectué le transfert en non-équilibre et sur la valeur concernant le flux thermique pour les conditions précisées.

L'étude de phénomènes thermiques qui accompagnent la propagation de la chaleur et le calcul des valeurs du flux thermique représente l'objectif fondamental du transfert thermique (ou de chaleur) ou thermocinétique. Cette partie importante de la physique traite aussi la description des mécanismes des modes de la propagation de la chaleur, conduisant à des relations établies soit théoriquement, soit sur la voie expérimentale entre le flux thermique transféré, les paramètres caractéristiques du système (propriétés physiques, géométrie) et les conditions thermiques de son milieu environnant.

Les transferts de chaleur sont omniprésents tant dans la vie même de notre planète, (la fusion des glaciers, le réchauffement des eaux des océans, les cycles climatiques), que dans l'existence humaine sur terre, exprimés par des gestes quotidiens de l'individu (réglage de la température du corps humain, préparation de la nourriture, réalisation d'un microclimat dans un habitat) ou par des techniques très diversifiées conduisant au progrès de la civilisation (utilisation de l'énergie thermique de diverses origines, moteurs thermiques, échangeurs de chaleur, isolation thermique) [1].

I.3. Modes fondamentaux de transfert thermique

Le transfert thermique est un processus complexe qui est réalisé par la superposition des trois modes fondamentaux: conduction, convection et rayonnement. Dans le cas où l'un de ces trois modes est déterminant, les effets des autres sont peu importants; aussi ils peuvent être négligés, simplifiant considérablement l'analyse du cas concerné. En tenant compte de ces conditions, on va présenter ensuite le mécanisme d'apparition de chacun de ces modes.

I.3.1 Conduction

La conduction thermique, aussi appelée diffusion thermique, est un transfert d'énergie dans un milieu matériel sans mouvement macroscopique, mettant en jeu des chocs des molécules (dans les fluides) ou des transferts de vibrations (dans les solides). Elle est due à des inhomogénéités du champ de température $T(M, t)$ entre les différents points du milieu matériel. L'énergie est alors transférée des régions chaudes vers les régions froides.

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier : En tout point d'un milieu isotrope, la densité du flux thermique est proportionnelle au gradient de la température.

I.3.1.a. Loi de FOURRIER

Au début du XIXe siècle, plus précisément vers 1804, Jean Baptiste Biot propose un modèle mathématique décrivant le phénomène de conduction thermique. Quelques années plus tard, en 1822, Jean Baptiste Fourier reprend l'analyse du phénomène et établit de manière expérimentale la loi fondamentale de la conduction qui depuis porte son nom. Fourier apparaît ainsi la conduction de la chaleur à l'écoulement d'un fluide des régions les plus chaudes vers les régions les plus froides et considère les milieux comme continus, en négligeant toute dilatation volumique [1]

Considérons un transfert élémentaire de chaleur élémentaire δQ entre deux plans indéfinis portés aux températures θ et $\theta + d\theta$. Ces deux plans délimitent une portion du solide et sont supposés perpendiculaires à un axe Ox . La loi de Fourier exprime naturellement que la chaleur échangée est proportionnelle : à la surface d'échange, à la différence des températures entre les deux parois, au temps écoulé et qu'elle est inversement proportionnelle à la distance entre les deux plans. On donne un schéma de principe sur la conduction à une dimension, le long de l'axe Ox (**Fig. I.1**).

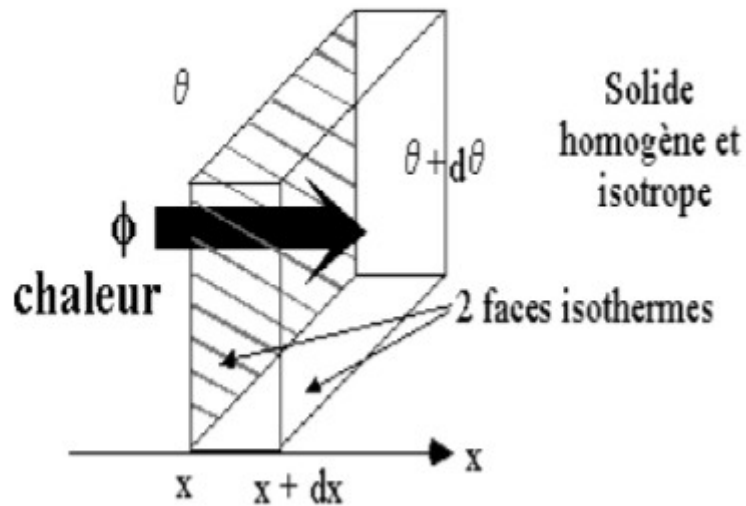


Fig. I.1 : Conduction dans une couche élémentaire de mur plan

Le flux surfacique est proportionnel au gradient de température :

$$\vec{\Phi} = - \lambda \cdot s \cdot \overrightarrow{\text{grad}} \theta \quad (\text{I.1})$$

$\vec{\Phi}$: Flux de chaleur conductif (W).

λ : Conductivité thermique du milieu ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$).

S : Aire de la section de passage du flux de chaleur (m^2).

$\theta = T$: Champ de température (K)

Et plus généralement la densité du flux

$$\vec{\varphi} = - \lambda \overrightarrow{\text{grad}} \theta \quad (\text{I.2})$$

Le signe (-) : la propagation de la chaleur s'effectue dans le sens opposé du gradient de température

Le coefficient de proportionnalité λ est la conductivité thermique du matériau. Elle dépend du matériau et de sa température.

1.3.1.b. La conductivité thermique du matériau

La conductivité thermique est la grandeur qui caractérise la diffusion de la chaleur dans les milieux sans mouvement macroscopique de matière. La diffusion de la chaleur s'effectue des parties chaudes vers les parties froides [2].

Plus la conductivité thermique est élevée, plus les matériaux conduisent facilement la chaleur. Au contraire, les matériaux de faible conductivité thermique conduisent difficilement la chaleur et sont donc utilisés comme isolants.

- Pour les solides, on peut admettre, en première approximation, que les variations sont linéaires, soit : $A = A_0 \cdot (1 + a \cdot \theta)$ **(1.3)**

Où A_0 est la conductivité thermique à 0°C et A la conductivité thermique.

a : est une constante appelée coefficient de température du solide considéré.

$a > 0$ pour de nombreux matériaux isolants.

$a < 0$ pour la plupart des métaux et alliages (à l'exception de l'aluminium et du laiton).

- Pour les liquides, la conductivité thermique diminue quand la température augmente (à l'exception de l'eau et du glycérol).

-Pour les gaz, la conductivité thermique croît avec la température.

Remarques :

- La conductivité thermique d'un mélange ne varie pas linéairement avec la composition du mélange. Il est donc impossible de prévoir la conductivité thermique d'un alliage en connaissant sa composition et la conductivité des différents éléments constituant cet alliage. Il faut donc mesurer expérimentalement cette conductivité.

- La conductivité thermique des matériaux poreux augmente avec leur densité et avec la température.
- Un matériau humide est plus conducteur de la chaleur qu'un matériau sec. En particulier, lorsque les maçonneries d'un four sont terminées et avant de le mettre en exploitation, il convient de procéder à son séchage par une montée progressive en température qui permettra l'évaporation de l'eau.

I.3.1.c. Résistance thermique

Pour rendre compte de l'isolation thermique d'un matériau, on a besoin de connaître la résistance aux flux de chaleur (exprimée en $m^2.K/W$) présentée par un matériau d'épaisseur donnée.

- Plus la résistance thermique R est grande, plus le matériau est isolant [3].

- Pour un mur simple (Fig. I.2) $R_{th} = L / \lambda S$ (I.4)

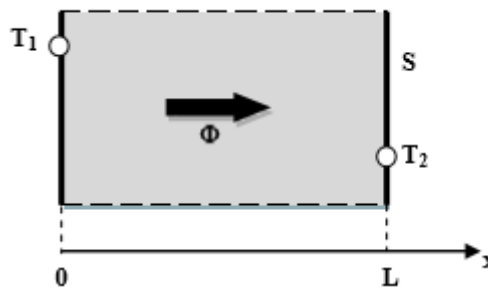


Fig. I.2 :Mur simple

- Pour un mur cylindrique (Fig. I.3) $R_{th} = \frac{1}{2\pi\lambda L} \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)$ (I.5)

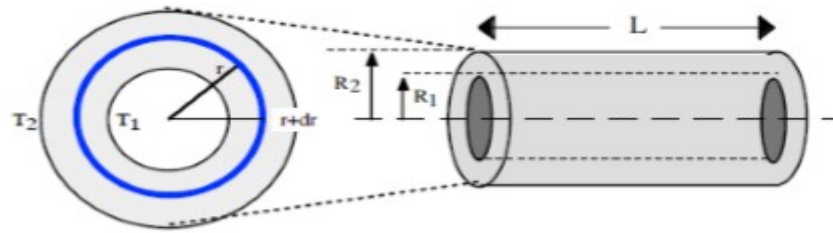


Fig. I.3 : Géométrie cylindrique

➤ Géométrie sphérique (Fig. I.4) $R_{th} = \frac{1}{4\pi\lambda} \ln\left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2}\right)$ (I.6)

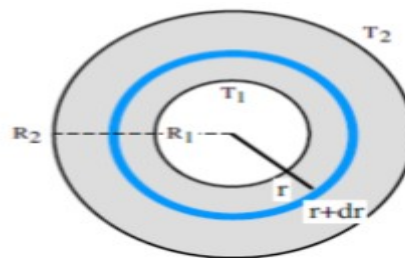


Fig. I.4 : Géométrie sphérique

I.3.2 La convection

Le transfert de chaleur par convection est lié au mouvement des particules du milieu à travers lequel se propage la chaleur. Ce type de transfert ne peut donc se réaliser que dans un fluide. On distingue deux types de convection :

- La convection naturelle ou le mouvement des particules est due à la différence des températures qui peut être imposée au fluide.
- La convection forcée ou le mouvement des particules résulte d'une différence de pression appliquée au fluide (par l'intermédiaire d'une pompe par exemple).

Dans tous les cas, le mouvement du fluide favorise l'intensité du transfert. La loi fondamentale de la convection est la loi de Menton :

$$d\Phi = h ds (T_{chaud} - T_{froid}) \quad (I.7)$$

h : le coefficient superficiel d'échange thermique.

I.3.2.a. La convection naturelle

La convection naturelle en milieu confiné a beaucoup d'applications dans de nombreux domaines : le double vitrage, l'isolation thermique dans l'habitat, la ventilation des chambres, le refroidissement des composants électriques, etc. Dans l'ingénierie, ce phénomène joue particulièrement un rôle capital dans les performances des collecteurs solaires et des systèmes de refroidissement des réacteurs nucléaires. Les premiers travaux dans ce domaine datent de 1942 [4].

I.3.2.b. La convection forcée

La convection est dite forcée quand il existe une cause du mouvement autre que les variations des températures du fluide, cette cause étant la seule à prendre en compte en raison de son importance relative.

La convection forcée trouve son importance dans de nombreuses applications surtout industrielles, précisément dans le dimensionnement des installations thermiques, et notamment dans les réacteurs nucléaires, les échangeurs de chaleur, les chaudières, les fours industriels, les capteurs solaires, le refroidissement des turbomachines et des composants électroniques et même dans les énergies renouvelables etc. [5].

I.3.2.c. Régimes d'écoulement

Compte tenu du lien entre le transfert de masse et le transfert de chaleur, il est nécessaire de considérer le régime d'écoulement. Considérons à titre d'exemple l'écoulement d'un fluide dans une conduite :

- En régime laminaire, l'écoulement s'effectue par couches pratiquement indépendantes (**Fig. I.5**)

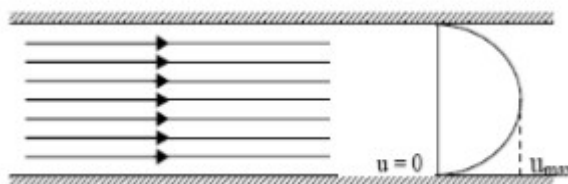


Fig. I.5 : Le régime d'écoulement laminaire

Entre deux filets fluides adjacents les échanges de chaleur s'effectuent donc :

- Par conduction uniquement si l'on considère une direction normale aux filets fluides.
- Par convection et conduction (négligeable) si l'on considère une direction non normale aux filets fluides.

- En régime turbulent, l'écoulement n'est pas unidirectionnel (**Fig. I.6**)

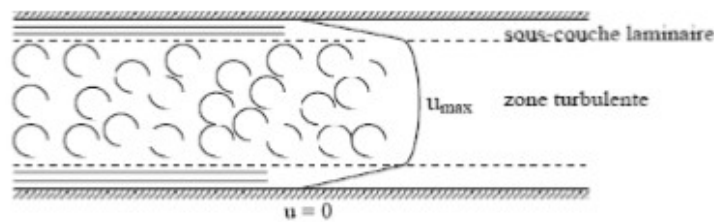


Fig. I.6 : Le régime d'écoulement turbulent

L'échange de chaleur dans la zone turbulente s'effectue par convection et conduction dans toutes les directions. On vérifie que la conduction est généralement négligeable par rapport à la convection.

I.3.2.d. Analogie de Reynolds

De même qu'au niveau moléculaire, on explique la viscosité des gaz par la transmission des quantités de mouvement des molécules lors des chocs intermoléculaires, on explique la transmission de la chaleur par la transmission d'énergie cinétique lors de ces mêmes chocs. Cette liaison intime des phénomènes de viscosité et du transfert de chaleur conduit à l'analogie de Reynolds : dans un écoulement fluide avec transfert de chaleur dans un tube, le profil des vitesses et le profil des températures sont liés par une relation de similitude :

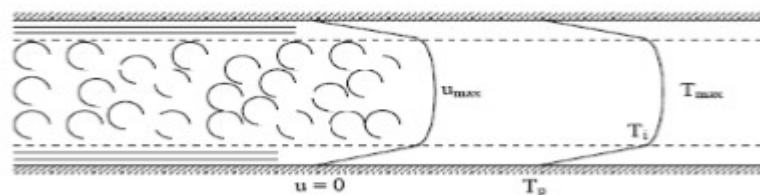


Fig. I.7 : Profil des vitesses dans un écoulement turbulent

I.3.2.e. Couches limites dynamiques et thermiques

Quelque soit le régime d'écoulement, il demeure une sous-couche laminaire (couche limite dynamique) dont l'épaisseur est d'autant plus réduite que le nombre de Reynolds est grand. L'épaisseur de cette couche limite varie en fonction de nombreux paramètres : nature du fluide, rugosité de la paroi... L'analogie de Reynolds montre que le gradient thermique est particulièrement important au voisinage de la paroi, c'est à dire dans la sous-couche laminaire. Quelque soit le régime d'écoulement du fluide, on considère que la résistance thermique est entièrement située dans le film laminaire qui joue le rôle d'isolant thermique (couche limite thermique).

I.3.2.f. Calcul du coefficient d'échange par convection

En convection forcée, le coefficient d'échange h est indépendant de la différence de la température de la paroi et du fluide mais il dépend des grandeurs suivantes:

U_0 : vitesse moyenne du fluide, ρ : masse volumique du fluide, C_p : chaleur spécifique du fluide, μ : viscosité dynamique du fluide, K_f : conductivité thermique du fluide et L : dimension caractéristique de la surface d'échange.

❖ Numbers adimensionnels:**➤ Le nombre de Nusselt**

C'est un coefficient adimensionnel d'échange de chaleur, il représente le rapport du transfert de chaleur par convection à celui par conduction dans une couche de fluide d'épaisseur L . La forme adimensionnelle appropriée de ce paramètre (h) est le nombre de Nusselt (Nu) défini par :

$$Nu = \frac{h_c L}{K_f} \quad (I.8)$$

➤ Le nombre de Prandtl

Il représente le rapport de la diffusivité moléculaire due à la quantité de mouvement

par la diffusivité thermique, il est donné par:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{\rho} \quad (I.9)$$

➤ **Le nombre de Reynolds**

Il représente le rapport des forces d'inertie aux forces visqueuses, il est donné par:

$$Re = \frac{\rho \cdot U_0 \cdot L}{\mu} \quad (I.10)$$

➤ **Le nombre de Grashof**

Il représente le rapport des forces de flottabilité aux forces de viscosité, il est donné par :

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_0) \cdot L^3}{\nu^2} \quad (I.11)$$

Les travaux expérimentaux étudiant le transfert de chaleur par convection dans une situation donnée fournissent leurs résultats sous forme de corrélations mathématiques pour les deux modes de convection (naturelle ou forcée) : $Nu = f(Re, Pr)$.

I.3.3 Rayonnement

Le phénomène du rayonnement thermique constitue une forme particulière du transfert thermique dans laquelle le porteur d'énergie n'est plus représenté par des particules de substance, mais par des ondes électromagnétiques ayant à l'origine l'agitation atomique à la surface d'un corps. Le mécanisme du rayonnement est créé par l'émission et l'absorption des ondes électromagnétiques porteuses d'énergie rayonnante et par la transformation de celle-ci en chaleur avec le changement d'état énergétique — énergie interne — des corps qui la retiennent. Ayant la même nature que le rayonnement lumineux, le rayonnement thermique sera gouverné par les mêmes lois que celui-ci, avec tout de même des lois propres. Le rayonnement thermique n'exigeant pas un support matériel, il peut se produire même en vide.

Il a une grande importance pour le transfert thermique subi par des corps solides, des gaz et dans l'espace (cosmique), son effet étant plus marquant à des températures élevées. Les exemples typiques pour le rayonnement sont : le rayonnement solaire, la préparation de la nourriture sur un radiateur électrique, le chauffage des pièces métalliques dans des fours pour les soumettre à des traitements thermiques, etc. [1].

On définit :

- Coefficient d'absorption $\alpha = \frac{\text{flux absorbé}}{\text{flux incident}}$ (I.12)

- Coefficient d'émission ε (I.13)

- Coefficient de réflexion $\rho = \frac{\text{flux réfléchi}}{\text{flux incident}}$ (I.14)

La conservation de l'énergie implique : $1 = \rho + \varepsilon + \alpha$ (I.15)

1.3.3.a. Corps noir et corps réel

L'émetteur ou l'absorbeur idéal est un cas limite appelé corps noir. Il a la propriété d'absorber tout le rayonnement qui lui parvient quelque soit sa longueur d'onde ; son coefficient d'absorption α est égal à 1 et son coefficient de réflexion $\rho = 0$, maintenu à la température T , il émet le maximum de rayonnement thermique possible.

La luminance spectrale (puissance émise par unité de surface apparente, par unité de longueur d'onde et par unité d'angle) et l'émittance totale (puissance émise par unité de surface dans le demi-espace supérieur sur l'ensemble de toutes les longueurs d'onde possibles) sont régies par les lois de Planck et de Stefan-Boltzmann [6].

Les propriétés d'émission des corps réels sont définies par rapport à celles du corps noir. On définit l'émissivité ε d'un corps comme le rapport de sa luminance (ou de son émittance) à celle du corps noir. L'émissivité est un nombre strictement inférieur à 1. En toute rigueur, l'émissivité dépend de la direction et de la longueur d'onde.

Un corps réel est donc défini par :

- son émissivité ε en ce qui concerne le rayonnement qu'il émet.

-son coefficient d'absorption α en ce qui concerne le rayonnement reçu de son environnement.

La loi de Kirchhoff indique que $\alpha = \varepsilon$ pour la même longueur d'onde et la même direction.

On fait la plupart du temps l'hypothèse que les corps réels se comportent comme des corps gris à émission diffuse. Cette hypothèse entraîne que l'émissivité, et par conséquent le coefficient d'absorption, ne dépendent ni de la direction ni de la longueur d'onde. Un corps réel est alors caractérisé par une seule quantité son émissivité ε .

1.3.3.b. Puissance échangée entre deux corps et facteur de forme

Entre deux corps noirs, l'un chaud (température T_1), l'autre froid (température T_2), en vis-à-vis total c'est à dire que tout le flux émis par l'un des corps est reçu par l'autre), le flux net échangé s'écrit:

$$\phi = \text{flux émis} - \text{flux absorbé} = S \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (\text{I.16})$$

σ : Constante de Stéfan-Boltzmann = $5.67 \cdot 10^{-8} (W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4})$

Si les deux corps ne sont pas en vis-à-vis total, le flux net échangé entre deux corps gris s'écrit:

$$\phi = S_1 \cdot F_{1,2} \cdot \sigma (T_1^4 - T_2^4)$$

T : température de la surface (K).

$F_{1,2}$: Facteur de forme entre les surfaces 1 et 2.

S : aire de la surface (m^2)

Φ : flux de rayonnement à grande longueur d'onde entre les surfaces 1 et 2.

Où $F_{1,2}$ est un nombre appelé facteur de forme qui fait intervenir la géométrie considérée et les émissivités des deux corps.

Le facteur de forme ou facteur d'angle, représente la fraction de rayonnement issue de (S_i) et interceptée par (S_j). F_{ij} (Facteur de forme) est une quantité purement géométrique, qui ne dépend ni de la nature ni de la température des deux surfaces. On peut aussi interpréter F_{ij} comme étant la probabilité pour qu'un rayon issu de (S_i) soit intercepté par (S_j). Pour plusieurs surfaces on définit le facteur de forme général entre deux surfaces S_i et S_j :

$$\phi_{ij} = S_i \cdot F_{i,j} \sigma (T_i^4 - T_j^4) = S_j \cdot F_{j,i} \sigma (T_j^4 - T_i^4) \tag{I.17}$$

Φ_{ij} : Flux de rayonnement à grande longueur d'onde entre les surfaces i et j. Si le coefficient d'émission ϵ du corps est différent du facteur $F_{i,j}$, on peut admettre que:

$$F_{ij} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_i} - 1 + \frac{1}{F_{ij}} + \frac{S_i}{S_j} \left[\frac{1}{\epsilon_i} \right] - 1}$$

Les échanges par rayonnement entre deux surfaces quelconques d'un habitat mettent en jeu deux facteurs différents.

- L'angle sous lequel chaque surface est vue par l'autre.
- Leurs caractéristiques d'émission et d'absorption.

Le facteur de forme géométrique ne dépend que de la géométrie et de la disposition relative des surfaces S_i .

$$S_i F_{ij} = S_j F_{ji} \tag{I.18}$$

$$\sum_{j=1}^{j=n} F_{ij} = 1$$

n: le nombre de surfaces entourées par la surface i.

Ces deux relations sont utiles pour la détermination des facteurs de formes de plusieurs surfaces.

Chapitre II. Types des échangeurs de chaleur

Introduction

Généralement, l'échangeur de chaleur fait une partie intégrante d'une installation thermique, qui peut être exposée à un nombre indéterminé de transitions non planifiées, tels que des démarrages et des arrêts dans un certain temps ou à des coupures électriques provoquant des changements des températures et des débits d'admission. Ces transitions induisent des effets indésirables et réduisent les performances de l'échangeur de chaleur [7]. Pour cela, l'objectif de ce chapitre est de donner quelques généralités sur les types sur ces équipements.

II.1. Définition

Un échangeur de chaleur est un dispositif de transfert de chaleur utilisé pour transférer de l'énergie thermique interne entre deux fluides ou plus disponibles à des températures différentes. Dans la plupart des échangeurs de chaleur, les fluides sont séparés par une surface de transfert de chaleur et, idéalement, ils ne se mélangent pas. Les échangeurs de chaleur sont utilisés dans les processus, l'énergie, le pétrole, le transport, la climatisation, la réfrigération, la cryogénisation, la récupération de chaleur, les carburants de remplacement et d'autres industries. Les radiateurs, les condenseurs, les évaporateurs, les préchauffeurs d'air et les refroidisseurs d'huile sont des exemples courants d'échangeurs de chaleur qui nous sont familiers au quotidien. Les échangeurs de chaleur peuvent être classés de différentes manières.

II.2. Principe de fonctionnement

Dans un échangeur, la chaleur est transmise d'un fluide à un autre. Le même fluide

peut être conservé son état physique ou se présenter successivement sous les deux phases.

II.3. Critères de classement des échangeurs

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. Énumérons les principaux.

II.3.1 Type de contact

II.3.1.a. Échangeurs à contact direct

Dans ce type, les transferts de chaleur en continu du fluide chaud vers le fluide froid à travers une paroi séparative. Bien qu'un écoulement simultané de deux (ou plus) des fluides soit nécessaire dans l'échangeur, il n'y a pas de mélange direct des deux (ou plus) fluides, car le fluide s'écoule dans chacun des passages de fluide séparés. En général, il n'y a pas de pièces mobiles dans la plupart de ces échangeurs de chaleur. Ce type d'échangeur est désigné comme un échangeur récupérateur de chaleur ou tout simplement comme un récupérateur. {Quelques exemples d'échangeurs de chaleur de type de transfert direct sont, de type plaque, tubulaire et échangeurs de à ailette [8].

II.3.1.b. Échangeurs à contact indirect

Dans un échangeur de chaleur à contact indirect, les courants de fluide restent séparés, et les transferts de chaleur continuent à travers une paroi séparatrice imperméable. Ainsi, thermiquement, il y a un contact entre les fluides. Ce type d'échangeur de chaleur, appelé aussi un échangeur de chaleur de surface [8].

II.3.2 Classement suivant les types d'échange

II.3.2.a. Échangeur sans changement de phase :

Les échangeurs de chaleur sans changement de phase correspondent aux échangeurs dans lesquels l'un des fluides se refroidit pour réchauffer le deuxième fluide sans qu'il y ait changement de phase .les températures des fluides sont donc variables, tout le long de l'échangeur.

II.3.2.b. Échangeur avec changement de phase:

Les échanges avec changement de phase sont caractérisés par trois cas différents:

- L'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise: ces échangeurs sont rencontrés dans les machines frigorifiques.
- Le fluide secondaire se vaporise en recevant de la chaleur du fluide primaire, lequel ne subit pas de changement d'état. Ils sont appelés des évaporateurs.
- Le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état.

II.3.3 Classement suivant la disposition des écoulements Fig. II.1

Dans les échangeurs à fluides séparés, les modes de circulation des fluides peuvent se ranger en deux catégories :

- Même sens « Co-courants » (**Fig. II.1a**).
- Sens contraire « contre-courant » (**Fig. II.1b**).
- Ou bien les vecteurs vitesses sont perpendiculaire l'un à l'autre; «courant croisés »

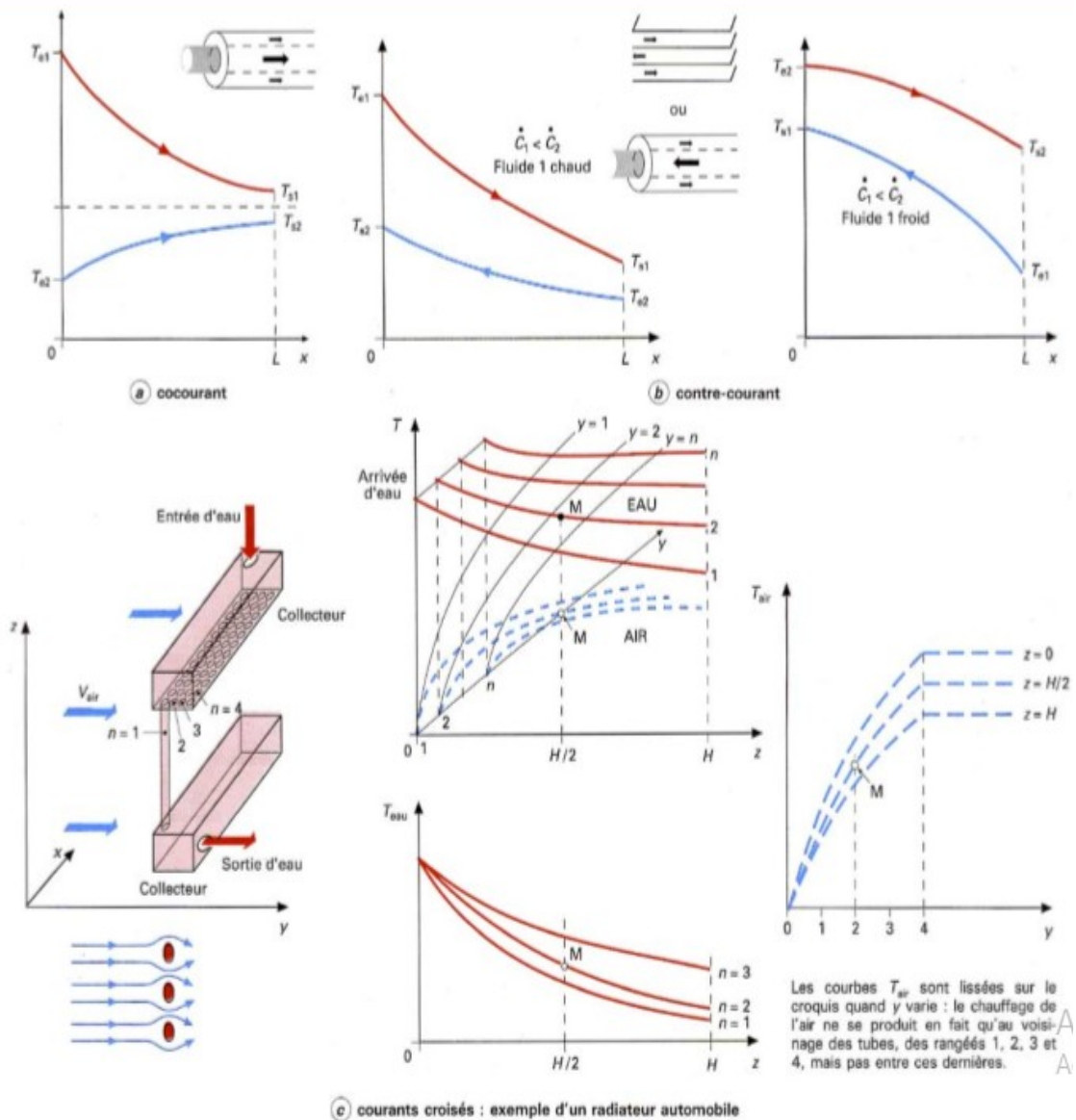


Fig. II.1 : Différent modes de circulation [9]

II.3.4 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 a un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs ;

II.3.5 Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

- à tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires
- à plaques : à surface primaire ou à surface secondaire
- autres types: contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé

II.3.5.a. *Échangeurs tubulaires*

Les échangeurs de chaleur tubulaire sont généralement constitués de tubes circulaires, rectangulaires ou elliptiques. Ce type d'échangeur est utilisé principalement pour le transfert de chaleur entre un gaz et un liquide ou bien entre deux gaz lorsque les températures ou les pressions de fonctionnement sont très élevés [10]. Ce type d'échangeur se divise en plusieurs catégories :

- **Échangeur à tube concentrique** constitué de deux tubes coaxiaux dans lesquels deux fluides sont soit à contre-courant, soit co-courant. Ce type d'échangeur se transforme en un échangeur à triples tubes lors de l'ajout d'une conduite intermédiaire. L'échangeur triples tubes offre une meilleure efficacité de transfert de chaleur qu'un échangeur à tube concentrique, puisque le troisième tuyau améliore le transfert de chaleur à travers un passage d'écoulement supplémentaire le tout grâce à l'augmentation de la surface d'échange par unité de longueur [11] (**Fig. II.2**).

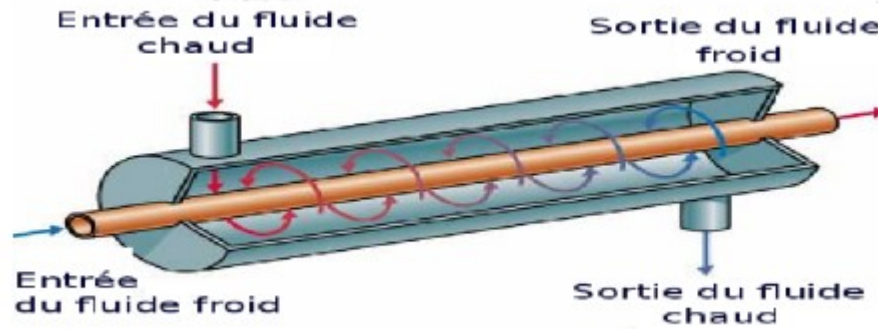


Fig. II.2 : Échangeur à tube concentrique

- **Échangeur monotube** dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpent (Fig. II.3).

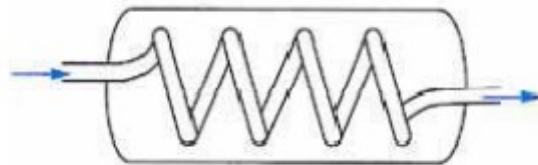


Fig. II.3 : Échangeur monotube [9]

- **Échangeur multitubulaire** existant sous quatre formes :
- **Échangeur à tubes séparés:** à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé (Fig. II.4).

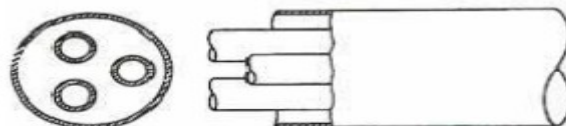


Fig. II.4 : Échangeur à tubes séparés [9]

- **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, (Fig. II.5).

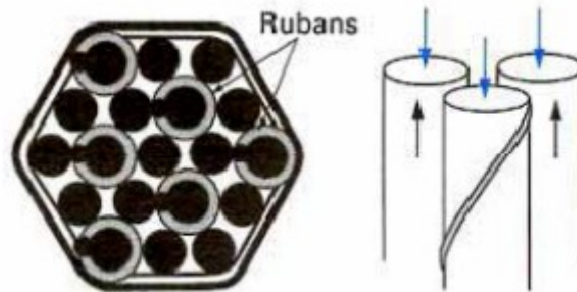


Fig. II.5 : Échangeur à tubes rapprochés [9]

- **Échangeur à tubes ailettes:** ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique (Fig. II.6).

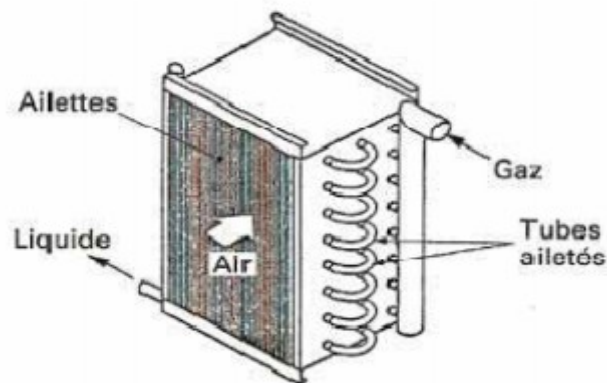


Fig. II.6 : Échangeur à tubes ailettes [9]

- **Échangeur faisceau et calandre [12]:** Ce type d'échangeurs est de loin le plus répandu dans les unités de transformations des industries chimiques et pétrochimiques. Un faisceau de tubes est situé à l'intérieur d'une calandre dans laquelle circule le deuxième fluide. Cette conception se retrouve également dans les condenseurs, les rebouilleurs et les fours multitubulaires.

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

imposé par les chicanes.

Tous les éléments entrant dans la construction de ces échangeurs ont fait l'objet d'une normalisation, tant par la T.E.M.A. (Tubular Exchangers Manufacturer's Association) que l'A.S.M.E. (American Society of Mechanical Engineers) ou l'A.P.I. (American petroleum institute).

La calandre est généralement réalisée en acier au carbone et les brides portant les boîtes de distribution et le couvercle sont soudées. Les tubes du faisceau répondent à des spécifications très sévères.

Les tubes sont fixés dans les plaques par mandrinage et la perforation des trous dans les plaques est réalisée selon une disposition normalisée, soit au pas triangle, soit au pas carré. Le pas triangle permet de placer environ 10 % de plus de tubes que le pas carré sur une plaque tubulaire de diamètre donné, mais, en contre partie, la disposition des tubes rend difficile le nettoyage des tubes par insertion de grattoirs..

Les boîtes de distribution et de retour sont cloisonnées. Ce cloisonnement permet au fluide de traverser successivement plusieurs sections du faisceau, ce qui a pour objet d'accroître la vitesse du fluide et d'augmenter le coefficient de transfert à l'intérieur des tubes. Cette disposition correspond toujours à un nombre pair de passages (ou passes) dans le faisceau (Fig. II.7).

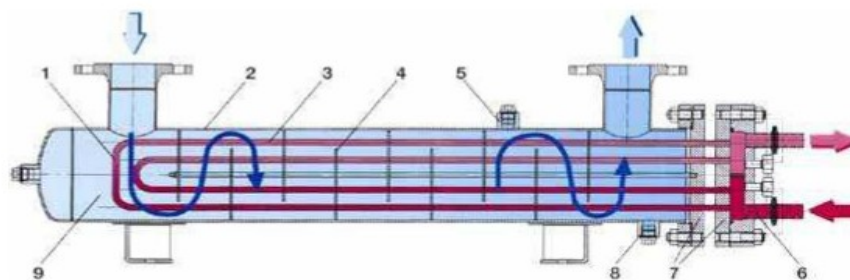


Fig. II.7 : Schéma typique d'un échangeur tubes calandre

- | | | |
|-----------------------|-------------------------|--------------------------|
| 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 |

On distingue trois classes d'appareils :

➤ **Les échangeurs à plaque tubulaires fixes**

Celles-ci peuvent être directement soudées sur la calandre. De construction peu onéreuse, ces appareils permettent de loger le maximum de tubes à l'intérieur de l'enveloppe, mais ils ne peuvent être utilisés que si la différence de température entre les fluides chaud et froid est suffisamment faible pour que la dilatation ou la contraction du faisceau soit acceptable. En outre, le nettoyage de l'extérieur des tubes ne peut s'effectuer que par voie chimique. Leur emploi en raffinerie reste donc très limité (**Fig. II.8**).

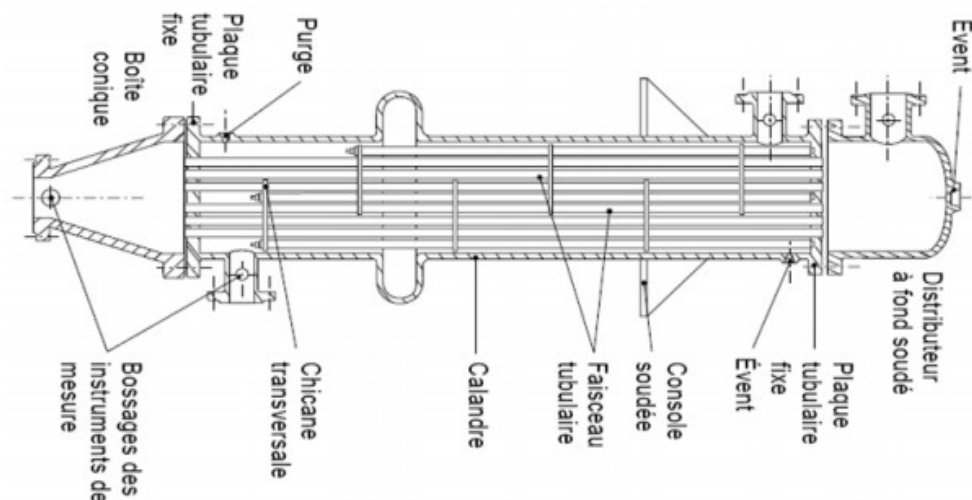


Fig. II.8 : Echangeur à plaque tubulaires fixes

➤ **Les échangeurs à tête flottante**

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. Ces appareils, permettant l'expansion thermique du faisceau ainsi que son nettoyage mécanique, constituent la presque totalité des échangeurs utilisés en raffinerie (**Fig. II.9**).

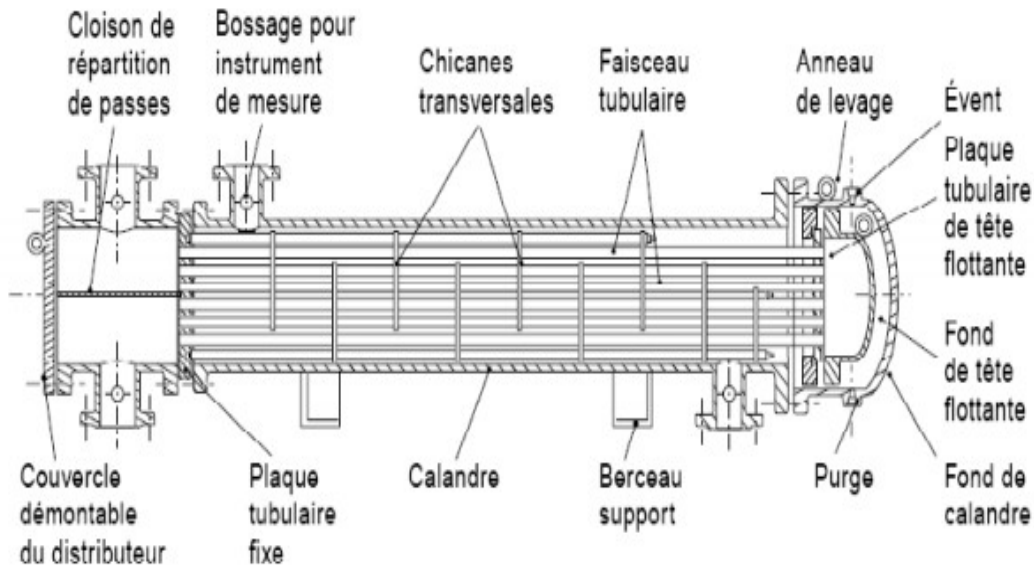


Fig. II.9 : Échangeur de chaleur à tête flottante

➤ **Echangeur à tubes en U**

L'utilisation de tubes coudés supprime une plaque tubulaire, tout en conservant les propriétés d'expansion de la tête flottante. L'économie réalisée par le coût d'une plaque tubulaire est compensée par l'impossibilité de nettoyage mécanique de l'intérieur des tubes, ces faisceaux seront surtout utilisés dans les rebouilleurs à vapeurs (Fig. II.10).

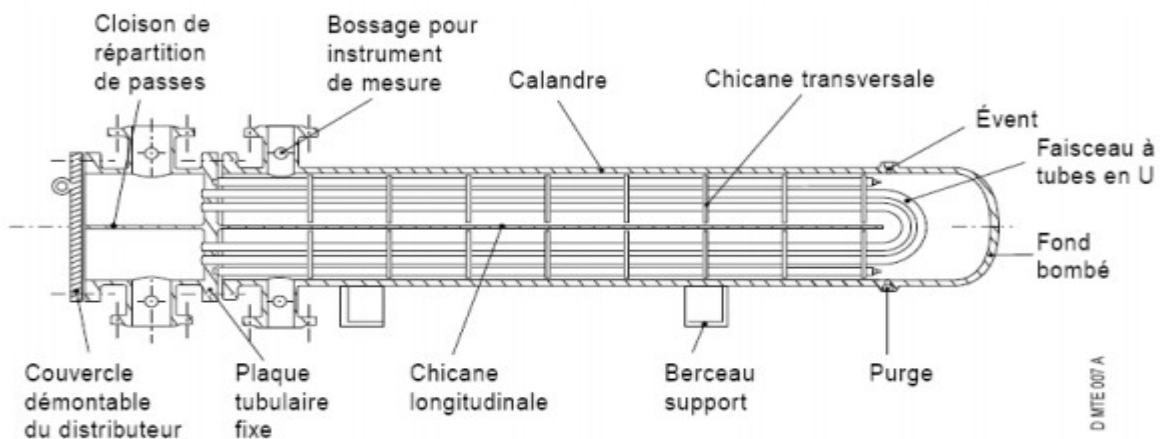


Fig. II.10 : Echangeur à tubes en U

II.3.5.b. Échangeurs à plaques

Ces échangeurs ont été étudiés à l'origine pour répondre aux besoins de l'industrie laitière. On distingue suivant la géométrie de canal utilisée les échangeurs à surface primaire

et les échangeurs à surface secondaire (Fig. II.11).

- **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.

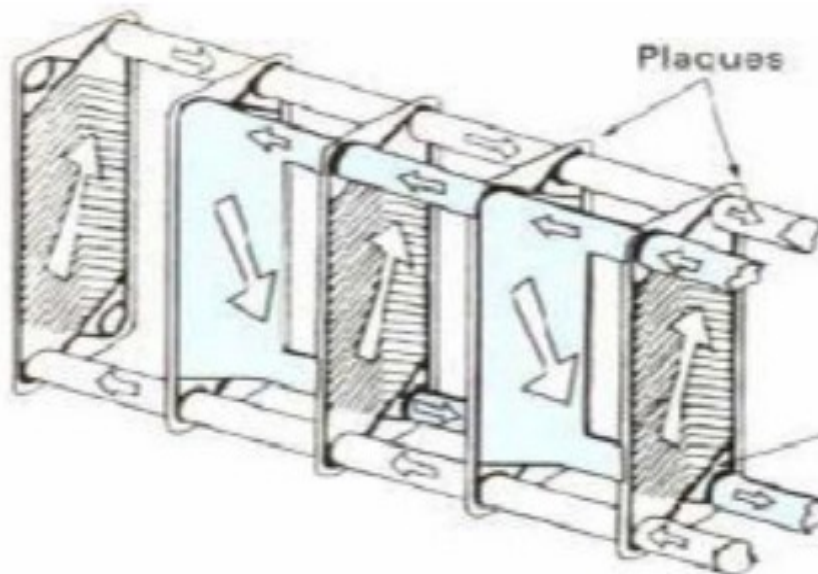


Fig. II.11: Échangeur à plaques [13]

- **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 (Fig. II.12).



Fig. II.12: Échangeurs à plaques et joints [9]

- **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 leur différent type [10]:
 - **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 constitués de picots emboutis et soudés [13] (Fig. II.13).

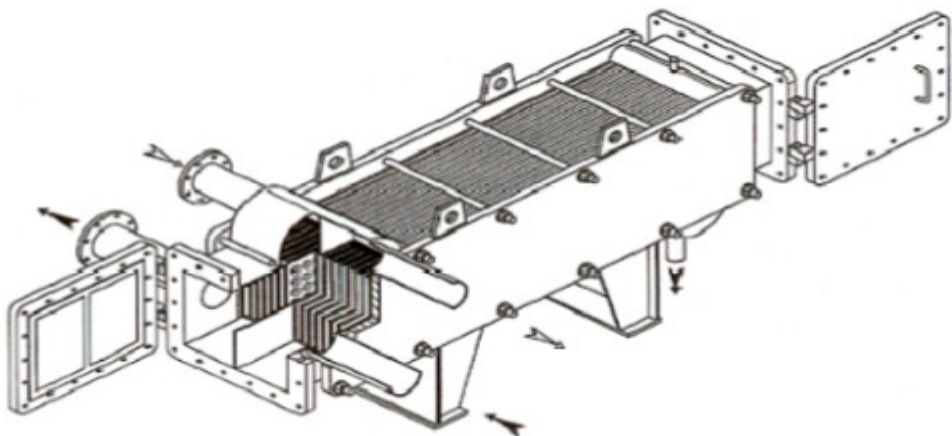


Fig. II.13 : Échangeur platulaire

- **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 [9].

- **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 [9].
- **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 [9] (**Fig. II.14**).



Fig. II.14: Échangeur lamellaire [13]

- **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 [14] (**Fig. II.15**).

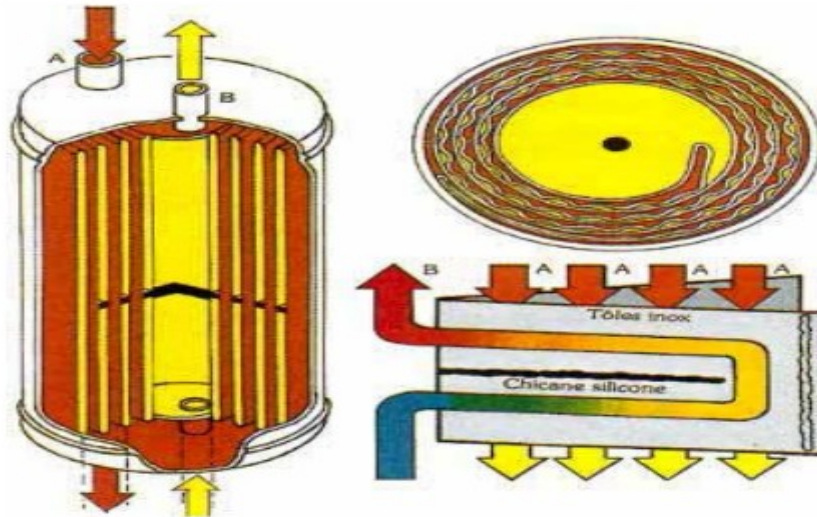


Fig. II.15: Échangeur à spirale [9]

- **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.
- **Échangeurs à plaques brasées** : Ces échangeurs sont en aluminium brasé. Les fluides circulent dans des passages définis par deux tôles planes consécutives et fermés latéralement par des barres. Les tôles ondulées (ondes) sont réalisées par emboutissage du feuillard sur des presses spéciales ; elles peuvent avoir des hauteurs, des épaisseurs et des espacements différents. Chaque type d'onde possède ses propres caractéristiques hydrauliques et thermiques : Les ondes droites (perforées ou non) donnent des performances identiques à celles que donneraient des tubes de diamètre hydraulique équivalent ; les ondes décalées créent plus de turbulence et améliorent donc le coefficient d'échange thermique, tout en provoquant plus de pertes de pression. Les ondes, grâce à leur configuration particulière, peuvent procurer une surface secondaire allant jusqu'à 90 % de la surface totale, ce qui permet de loger dans un volume réduit une très grande surface d'échange : plus de $1\,500\text{ m}^2/\text{m}^3$. En outre, ces échangeurs souvent réalisés en aluminium allient une légèreté exceptionnelle (masse volumique de 900 kg/m^3 à $1\,200\text{ kg/m}^3$) à une excellente tenue mécanique ; ils sont particulièrement utilisés dans le domaine de la cryogénie où leur efficacité est élevée avec des niveaux de température compris entre -269 °C et $+65\text{ °C}$ et des niveaux de pression pouvant atteindre 75 bar. Pour certaines applications spécifiques touchant au domaine de l'aéronautique, des échangeurs en acier inoxydable sont également utilisés (Fig. II.16).

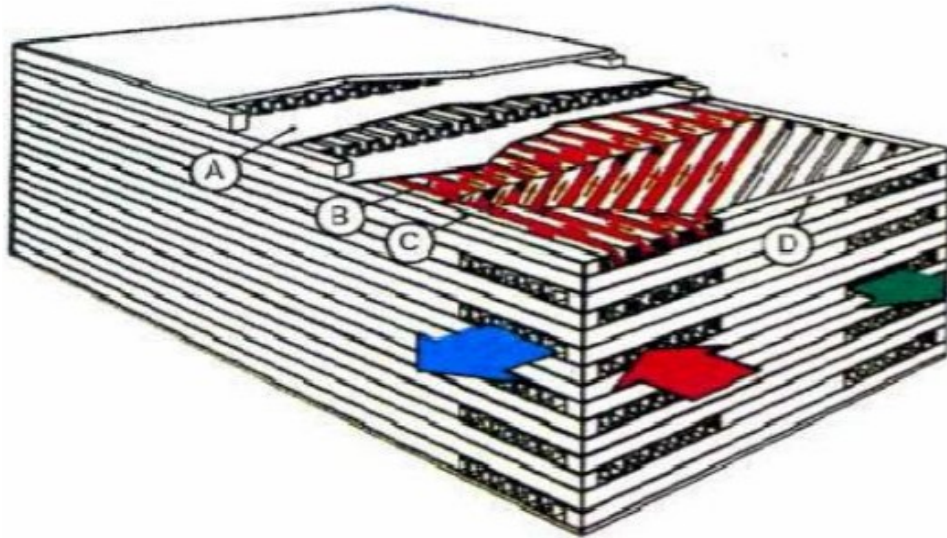


Fig. II.16: Échangeur à plaques brasées [13],

A : tôle de séparation,
D : barre d'extrémité

B : surface d'échange,

C : barre latérale,

II.4. L'encrassement :

L'encrassement dans les échangeurs thermiques a de fortes répercussions sur les performances énergétiques des installations thermiques et induit inévitablement des surcoûts notables à la fois sur l'investissement lors de la conception des dispositifs mais surtout lors de l'exploitation de ceux-ci : ces surcoûts sont principalement dus à l'accroissement des consommations énergétiques, aux pertes de production et aux frais de maintenance [14]

II.4.1 Définition

L'encrassement des équipements de transfert thermique est défini comme étant la déposition et l'accumulation de matériaux ou de substances indésirables sur les surfaces d'échange de chaleur [15]. Ces dépôts peuvent être de la rouille, du tartre, de la vase, du coke, des cristaux, des résidus biologiques, des réactions chimiques ou la combinaison de plusieurs de ces éléments [16]. Le dépôt qui se forme sur l'un ou les deux côtés de la surface d'échange possède une conductivité thermique plus faible que celle du métal constituant cette surface, ce qui engendre l'augmentation considérable de la résistance au transfert et donc, une diminution des performances du réfrigérant. D'autre part, le dépôt réduit la section de passage du fluide entraînant, ainsi une augmentation des pertes de charge dans l'appareil. Cela nécessite un

surdimensionnement de l'équipement, une dépense d'énergie supplémentaire, une puissance de pompage importante et une réduction du taux de marche de l'unité sans oublier l'énorme perte économique due au démontage et nettoyage et/ou rebutage (**Fig. II.17**).



Fig. II.17: Exemple d'un faisceau de tubes d'un échangeur encrassé

II.4.2 Les différents types d'encrassement [17]

Il est possible de classer l'encrassement selon le mécanisme qui contrôle la vitesse de dépôt, selon les conditions d'utilisation de l'échangeur ou selon le mécanisme dominant, même s'il ne contrôle pas la vitesse de dépôt. Nous adopterons, comme la plupart des auteurs [Epstein 1978], cette dernière méthode de classification. Six types différents peuvent alors être définis :

II.4.2.a. Encrassement particulaire [15] (Fig. II.18)

C'est ce qui se passe quand des particules fines, contenues dans un fluide, se déposent sur une surface d'échange de chaleur

- L'eau des chaudières contenant des produits de corrosion
- D'extraction de chaleur
- Les écoulements gazeux pouvant être fortement chargés de particules de poussières

Dans certains cas, lorsque le dépôt est important, le processus sera considéré comme encrassement par sédimentation

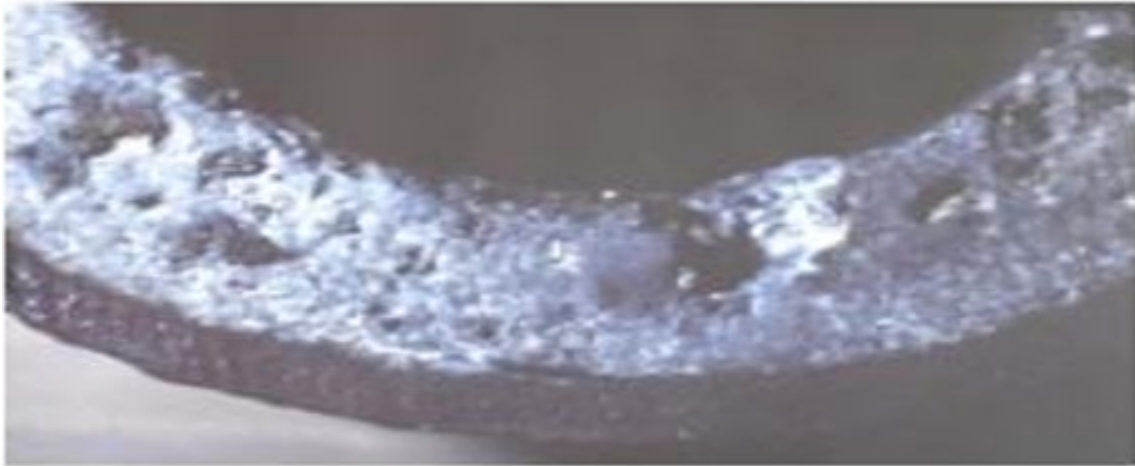


Fig. II.18: Dépote de forte épaisseur dans un tube de surchauffeur de chaudière MP.
[19]

II.4.2.b. Entartrage [15] (Fig. II.19)

L'entartrage d'une surface d'échange est généralement associé à la production d'un solide cristallin à partir d'une solution liquide. Il dépend donc fortement de la composition des eaux industrielles. L'entartrage se matérialise par une formation d'incrustations adhérentes et dures sur les surfaces d'échanges généralement métalliques. Pour qu'il y ait entartrage, deux conditions doivent être remplies :

- la limite de solubilité du sel contenu dans l'eau doit être dépassée.
- la vitesse de dépôt doit être suffisamment rapide.

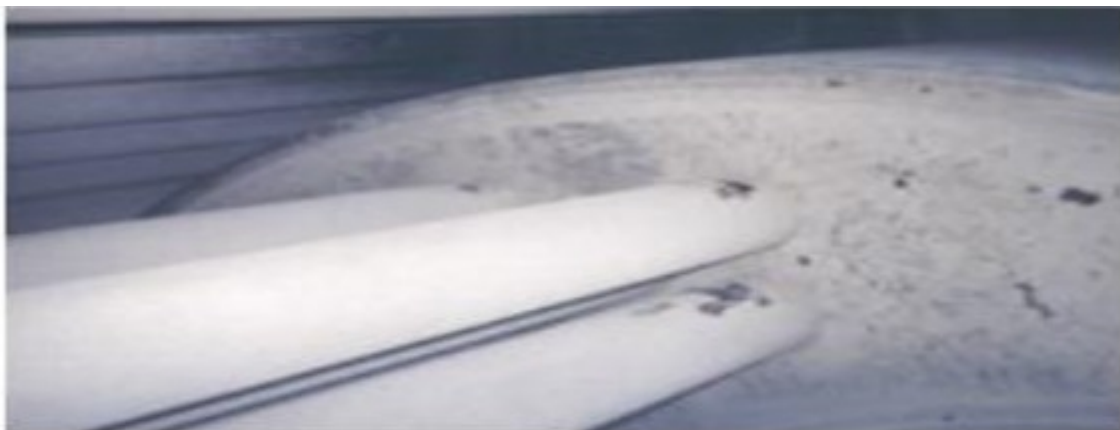


Fig. II.19: entartrage d'une chaudière a tubes de fumée [18]

II.4.2.c. Encrassement par corrosion

L'encrassement par corrosion est le résultat d'une réaction chimique ou électrochimique entre la surface de transfert de chaleur et le fluide en écoulement. Les produits de la réaction qui se forment et restent sur la surface d'échange créent l'encrassement [14].

L'encrassement par corrosion est un promoteur potentiel pour tous les autres types d'encrassement. Les produits de corrosion peuvent en effet servir de germes de nucléation pour des solutions sursaturées, piéger les particules en suspension, servir d'abris pour le développement de micro-organismes et même catalyser certaines réactions [13], (**Fig. II.20**).



Fig. II.20 : Importante corrosion [18]

II.4.2.d. Encrassement biologique :

L'encrassement biologique est dû au développement de micro-organismes qui créent un film encrassant au contact de la surface d'échange. Il peut être causé par trois grands types de micro-organismes :

- les bactéries dont le développement est dû à un apport nutritif de type hydrocarbures ;
- les algues dont le développement est dû à la présence d'énergie solaire avec photosynthèse ;
- les champignons dont le développement sont dus aux changements des conditions physicochimiques telles que l'humidité, la température et le pH (**Fig. II.21**).



Fig. II.21 : Dépote de slime bactérien, hydrocarbures et oxydes métallique dans un échangeur de chaleur eau hydrocarbures (raffinerie de pétrole) [18]

II.4.2.e. Encrassement par réaction chimique :

Les dépôts sont des produits solides de réactions chimiques ayant eu lieu au voisinage de la surface d'échange de chaleur dont le matériau ne participe pas à la réaction mais peut agir comme catalyseur. Ces réactions sont souvent des réactions de polymérisation [19].

Ce type d'encrassement peut être rencontré dans l'industrie nucléaire, alimentaire et dans les procédés de raffinage du pétrole. Il peut être affecté par les conditions opératoires (vitesse, température, concentration), ainsi que par la composition du fluide c'est-à-dire le constituant principal et les constituants secondaires même à l'état de trace tels que les oléfines, l'oxygène moléculaire et l'air, les composés oxygénés soufrés et azotés, les sels inorganiques, l'eau, les impuretés métalliques libres et les produits de corrosion [15].

II.4.2.f. Encrassement par solidification :

Il s'agit de la solidification d'un liquide pur au contact d'une surface d'échange sousrefroidie (formation d'une couche de glace à l'intérieur des conduites) ou du dépôt d'un constituant à haut point de fusion d'un liquide au contact d'une surface de transfert de chaleur froide (dépôt des hydrocarbures paraffiniques).

II.4.3 Apparition et développement de l'encrassement [14]

Les auteurs s'accordent en général pour considérer cinq phases dans l'apparition et le développement de l'encrassement. Ces cinq phases peuvent chronologiquement se décomposer

comme suit.

II.4.3.a. Initiation

Cette phase est associée au temps nécessaire avant de pouvoir observer la formation d'un dépôt encrassant sur une surface propre.

II.4.3.b. Transfert des particules à la paroi

Il peut être contrôlé par la diffusion turbulente, l'impaction inertielle ou un champ de forces extérieures (thermiques, électriques, etc.) ; ces mécanismes peuvent coexister.

II.4.3.c. Adhésion des particules

Les particules transférées à la paroi peuvent s'y maintenir grâce aux forces d'adhésion dues à l'attraction moléculaire (forces de Van der Waals), aux forces électriques ou capillaires.

II.4.3.d. Réentraînement des particules déposées

Il est classique de supposer que le mécanisme de réentraînement est lié aux forces de cisaillement s'exerçant sur le dépôt. Lorsque la force aérodynamique est supérieure aux forces d'adhésion d'une particule, le réentraînement se produit par érosion (**Fig. II.22**). Lorsqu'il concerne des agglomérats de particules, il correspond à un phénomène d'écaillage.

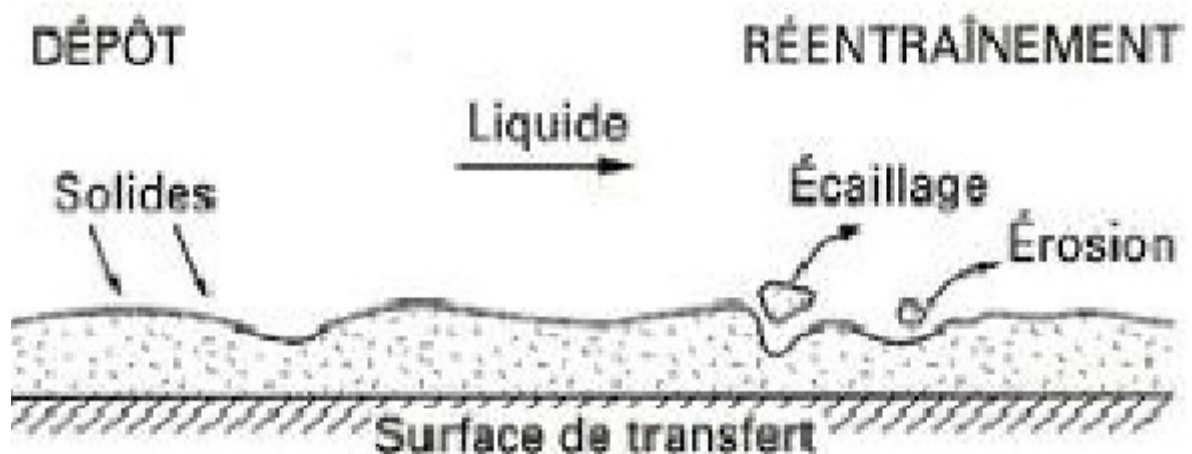


Fig. II.22 : Représentation schématique des phases de dépôt et de réentraînement de l'encrassement dans le cas d'un liquide [17]

II.4.3.e. Vieillessement du dépôt

Il s'agit d'un changement de structure chimique ou cristalline, du dépôt dû à des phénomènes tels que la polymérisation, la cristallisation ou la déshydratation. La consolidation du dépôt ou son écaillage peuvent, alors, être observés.

II.4.4 Paramètres Influençant l'encrassement :

L'encrassement, par ces différents types, est contrôlé par plusieurs paramètres opératoires liés au fluide d'alimentation ou à la surface d'échange. On peut citer :

- La vitesse d'écoulement du fluide d'alimentation
- La concentration de la matière encrassant
- La température de la surface d'échange de chaleur
- Etat de surface rugosité
- Corrosion

II.4.4.a. Vitesse d'encrassement

La vitesse d'écoulement du fluide a une influence très importante sur la formation du dépôt c'est-à-dire, l'augmentation de la vitesse du fluide, fait décroître la résistance d'encrassement.

II.4.4.b. La concentration de la matière encrassant

Les études sur l'encrassement particulaire ont montré que plus la concentration n'est élevée, plus la formation du dépôt n'est grande. D'autre part, il a été prouvé qu'à température élevée et à faible vitesse, les concentrations élevées du dépôt augmentent les vitesses d'encrassement.

II.4.4.c. Température de la surface d'échange de chaleur

La température de la surface d'échange de chaleur est un paramètre important quel que soit le type d'encrassement. Selon plusieurs recherches, la déposition des particules solides sur la surface d'échange est favorisée lorsque la température de cette dernière est élevée. Ainsi la formation de l'encrassement est plus rapide avec ces conditions.

II.4.4.d. Etat de surface rugosité

Les surfaces rugueuses ont tendance à favoriser les dépôts, particulièrement dans la phase d'induction de l'encrassement. Par la suite, le dépôt modifie la rugosité de la surface et n'a plus la rugosité initiale qui contrôle le phénomène, mais celle du dépôt [15].

II.4.4.e. Corrosion

Le choix d'un matériau approprié constitue la méthode la plus radicale pour éviter la corrosion. On pourra, par exemple, utiliser un métal noble ou, plus souvent, un alliage passivable (alliages d'aluminium, à base de nickel, les aciers inoxydables).

En présence de produits chimiques, les problèmes de corrosion sont plus complexes ; une variation de composition ou la présence d'impuretés dans la solution peut modifier le comportement du matériau [15].

II.4.5 Méthodes de nettoyage des échangeurs pendant les phases d'arrêts :

Dans de nombreux cas, que les techniques de traitement des fluides et de nettoyage en continu soient ou non utilisées, il est nécessaire de procéder à un nettoyage complet de l'appareil. Cette opération s'effectue pendant les phases d'arrêts de l'installation et deux méthodes peuvent être utilisées (soit ensemble, soit séparément) :

- Nettoyage mécanique
- Nettoyage chimique



Fig. II.23 : Nettoyage à l'aide d'un pistolet hydraulique

II.4.5.a. Nettoyage mécanique

Le nettoyage mécanique pendant les phases d'arrêts peut être effectué sur l'échangeur en place lorsque l'espace disponible le permet ou sur une aire de nettoyage (échangeur démonté), plusieurs techniques peuvent être mise en œuvre : Nettoyage à l'eau sous pression Elle est efficace pour enlever les dépôts à l'intérieur ou à l'extérieur des tubes d'échangeur ou pour d'autres types de géométrie, de façon occasionnelle, du sable peut être injecté avec l'eau pour arracher les dépôts durs mais dans ce cas, il y a risque d'érosion de la surface et surtout de destruction du film protecteur anticorrosion. Nettoyage à l'aide d'outils Cette technique est utilisée pour enlever les dépôts mêmes très durs à l'intérieur des tubes rectilignes de chaudières, de condenseurs, ou de tous autres échangeurs de chaleur. Ces outils peuvent être :

- A moteur d'entraînement électrique ou pneumatique entraînant une transmission flexible en rotation à l'extrémité de laquelle sont montés des outils tels que : des outils à molettes travaillant par frappe élastique, des outils à lames ou à éléments expansibles travaillant par grattage, des écouvillons(ou brosses),
- A moteur d'entraînement pneumatique pénétrant dans les tubes, montés à l'extrémité d'un tuyau d'alimentation en air, les outils utilisés :
 - Outils à molettes
 - Outils à lames
 - Tarières sur joint de cadran pour casser les dépôts durs



Fig. II.24 : Outil de nettoyage mécanique

II.4.5.b. Nettoyage chimique

Il présente de nombreux avantages :

- Opération rapide et efficace,
- Les surfaces d'échange ne subissent pas de dégâts mécaniques importants,
- Les solutions chimiques pénètrent jusqu'aux zones, inaccessibles de l'échangeur et le traitement de toute la surface d'échange est réalisé,
- Il nécessite moins de main d'œuvre et peut se réaliser sans démontage de l'appareil.

II.4.5.c. Autres méthodes :

D'autres techniques de nettoyage sont également utilisées, notamment dans les

échangeurs véhiculant des gaz encrassant, il s'agit des techniques :

- De dissolution du dépôt à l'aide d'un solvant,
- De création d'un choc thermique au niveau de la surface d'échange pour fragiliser le dépôt et permettre son soufflage hydraulique.

Chapitre III. Traitement numérique du problème étudié

Dans ce chapitre en va discutée sur La méthode numérique utilisée pour traiter ce problème

III.1. Description du code de calcul ANSYS CFX

Ce travail est une modélisation numérique de l'écoulement et transfert thermique dans un échangeur de chaleur à l'aide du code de calcul ANSYS-CFX qui fournit l'exactitude, la fiabilité, la vitesse et la flexibilité dans des domaines d'écoulements potentiellement complexes. Pour interpréter les résultats, le logiciel intègre trois modules principaux qui sont liés entre eux par le déroulement des informations du problème étudié pour une analyse CFD.

III.2. Modules principaux du logiciel ANSYS-CFX

La stratégie de résolution numérique d'un code de ANSYS CFX est de générer le maillage de manière assez conviviale bien qu'assez simple, l'introduction des conditions aux limites-initiales du notre problème, résoudre les équations différentiels décrites précédemment par la méthode des volumes finis afin de visualiser et présenter les différents résultats obtenus. **Fig. III.1**

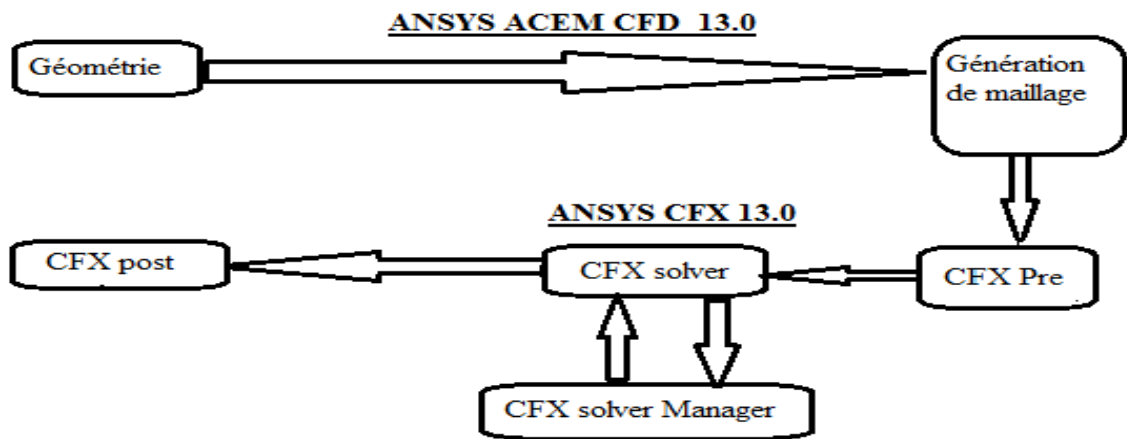


Fig. III.1: Les modules principaux du CFX 13.0

III.2.1 ICEM CFD

Permet de préparer la configuration géométrique du problème étudié et de générer le maillage. ICEM CFD utilise des structures mono ou multi-blocs en fonction de la géométrie, il permet de générer deux types de maillages, entre autre le maillage tetrahedral et le maillage hexahedral. Pour chaque configuration (géométrie – maillage) un fichier de données (*.msh) doit être exporté vers CFX.

III.2.2 CFX pre

C'est une interface puissante pour la définition du problème (modèle choisit, condition initiale, condition aux limite, 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 tels 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.2.3 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.2.4 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 moyenne de calcul déterminé, et un nombre d'itération maximum donné.

III.2.5 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.3. Présentation de la méthode des volumes finis

La plupart des phénomènes physiques sont gouvernés par des équations différentielles partielles telles que le transfert de masse et de la chaleur. Les méthodes numériques sont très utiles dans la résolution de ces équations aux dérivés partielles, car la non-linéarité de ces

équations et la complexité des problèmes rend leur résolution difficile par les méthodes analytiques. Aujourd'hui, le développement technologique et le progrès de l'outil informatique et notamment les codes de simulation numérique (ANSYS CFX, FLUENT, etc..), nous facilite la modélisation et le calcul numérique des problèmes complexes avec le moindre coût et dans un temps réduit. Au fil des temps de très nombreuses méthodes ont été envisagées pour résoudre les équations de la mécanique des fluides et du transfert de chaleur qui sont décrites par des équations différentielles et non-linéaires.

- Méthode des éléments finis
- Méthode des différences finies
- Méthode des volumes finis

III.4. Principe de la méthode des volumes finis

Le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de sous domaines élémentaires, enveloppant tout le domaine de calcul sans chevauchement, de telle manière que leur somme doit être égale exactement au volume de calcul. Chaque volume appelé volume de contrôle, englobe un nœud dit « nœud principal » et noté « P » positionné au centre et entouré par les nœuds des volumes voisins suivant les six faces (North, South, West, East, Top et Bottom). La méthode des volumes finis consiste à intégrer les équations aux dérivées partielles, sur chaque volume de contrôle puis le théorème d'Ostrogorski utilisé afin de transformer certaines intégrales de volume en intégrales de surface. Les lois de conservation dans cette méthode, sont exprimées localement sous une forme intégrale. Le but de cette méthode est de convertir l'équation différentielle générale en système d'équations algébriques en mettant en relation les valeurs des variables considérées Φ aux points nodaux adjacents d'un volume de contrôle typique.

III.5. Géométrie du problème étudié

Dans un premiers 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 **Fig. III.2**

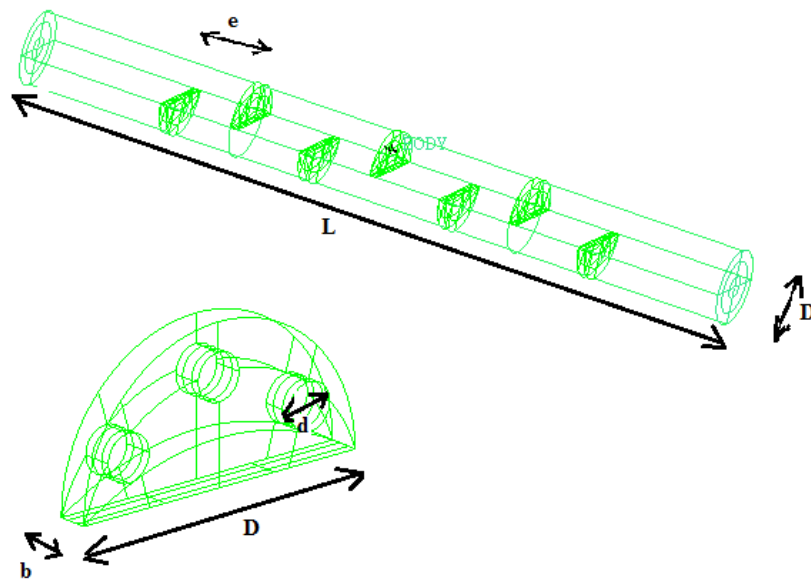


Fig. III.2 : Géométrie du domaine de calcul

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

Les paramètres géométriques de ce canal sont :

$$L = 100 \text{ mm}$$

$$D = 10 \text{ mm}$$

$$e = 10 \text{ mm}$$

$$b = 1 \text{ mm}$$

$$d = 1.5 \text{ mm}$$

III.6. Considérations du problème

- Le fluide circulant dans l'échangeur est une huile industrielle, visqueuse et Newtonienne. Ce fluide contient les propriétés suivantes :

- Expansivité thermique = 0.000257 [K⁻¹]

- La masse molaire = 18.02 [kg/kmol]

- La capacité thermique spécifique = 4181.7 [J/Kg K]

- La conductivité thermique = 0.6069 [W/m K]

- La Viscosité dynamique = 0.5 [kg/m s]

- Le régime d'écoulement est laminaire, le nombre de Reynolds varie entre 0.1 et 50
- Le processus est stationnaire.
- Le fluide est incompressible.
- L'effet du champ gravitationnel est négligeable.

III.7. Les équations de Navier-Stokes

Pour les considérations précédentes, les équations de Navier-Stokes sont écrites en coordonnées cylindriques comme suivant :

- L'équation de continuité :

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(ru_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(ru_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (\text{III.1})$$

- L'équation du mouvement (suivant r , θ et z , respectivement) :

$$\rho \left(u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} - \frac{u_\theta^2}{r} \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_r}{\partial r} \right) - \frac{u_r}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right] \quad (\text{III.2})$$

$$\rho \left(u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial u_\theta}{\partial z} + \frac{u_\theta u_r}{r} \right) = -\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} \right) - \frac{u_\theta}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2} \right] \quad (\text{III.3})$$

$$\rho \left(u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right] \quad (\text{III.4})$$

➤ L'équation de diffusion :

$$u_r \frac{\partial c}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial c}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial c}{\partial z} = D \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial c}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 c}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 c}{\partial z^2} \right) \quad (\text{III.5})$$

III.8. Conditions aux limites

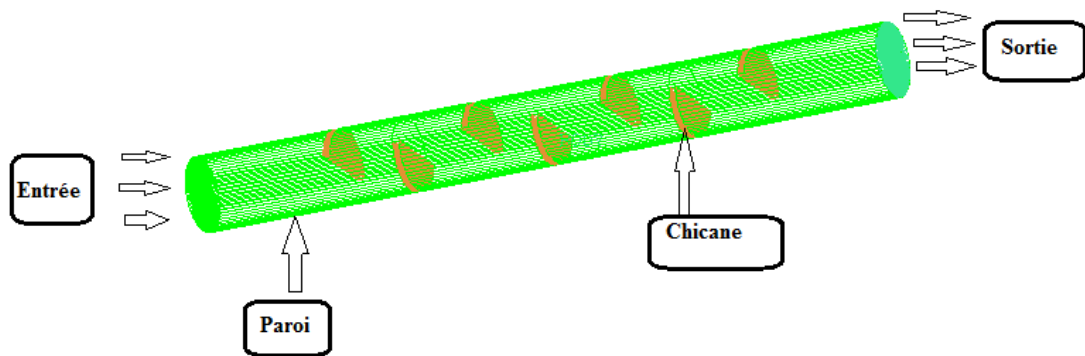


Fig. III.3 : Conditions aux limites

Les conditions aux limites du problème étudié sont présentées sur la **Fig.III.3** :

- ✓ A l'entrée : le fluide (huile industrielle) a une température de 70° C.
- ✓ La température sur la paroi du tube est prise égale à -5 °C.
- ✓ Les chicanes sont adiabatiques (on a deux types des chicanes : pleine et perforé).

III.9. Les différents paramètres étudiés

L'effet de quatre paramètres sur les performances thermo-hydrauliques de l'échangeur est exploré (**Fig. III.4**). Il s'agit de :

- [1] Influence de la présence des chicane (un tube lisse (Géo. 1), un tube équipé de chicanes pleines (Géo. 2), un tube équipé de chicanes perforées (Géo. 3)), pour $Re = 0.1$.
- [2] Influence de l'espacement entre les chicanes perforées : $e/D = 1, 1.5$ et 2 qui correspondent aux Géo. 3, 4 et 5, respectivement.
- [3] Influence de l'orientation des chicanes perforées : $\alpha = 180^\circ, 135^\circ$ et 90° qui correspondent aux Géo. 3, 6 et 7, respectivement.
- [4] Influence du nombre de Reynolds (4 valeurs du 0.1 à 50), (pour les chicanes perforées).

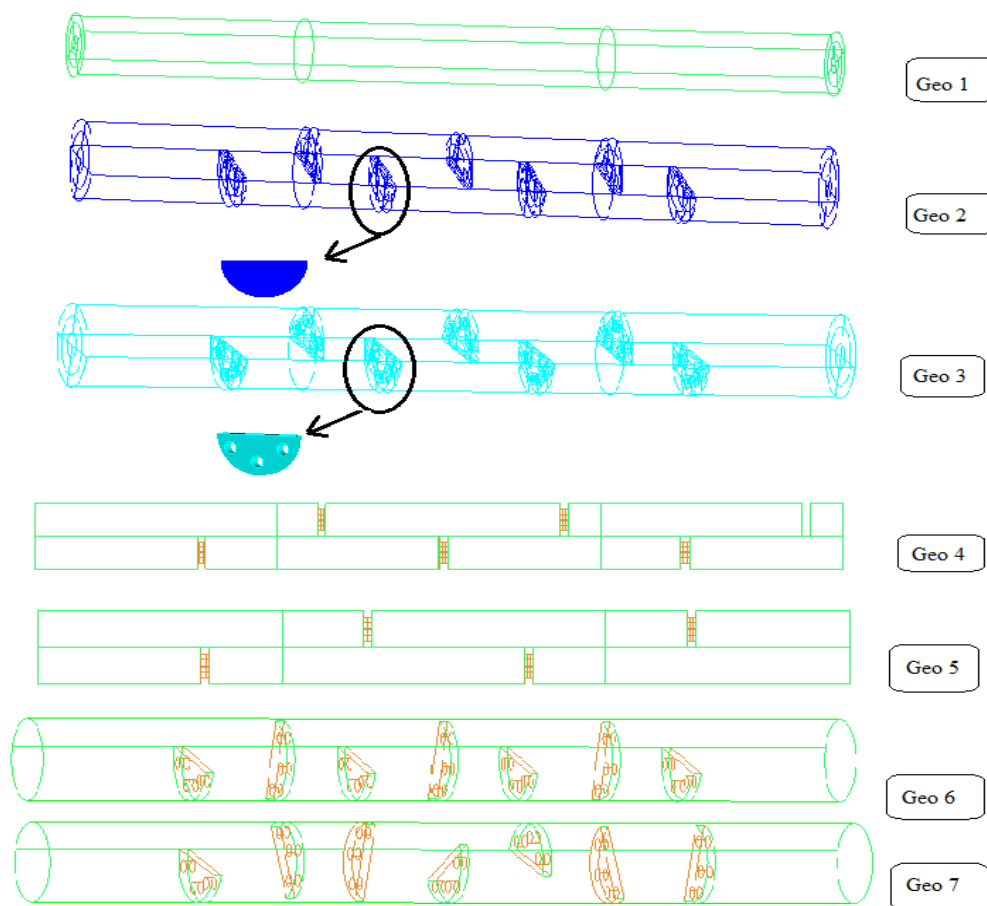


Fig. III.4 : Les différents types des géométries étudiées

III.10. Génération du maillage

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 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. Pour notre cas, on a choisit un maillage tetrahedral (**Fig III.5**) ; avec un nombre d'éléments de 324358 et un temps d'exécution entre 800 et 1200 secondes, avec une tolérance de 10^{-4} pour une machine Intel(R) Core (TM) i5 d'une vitesse de 2.50GHz et une RAM de 4.00 Go.

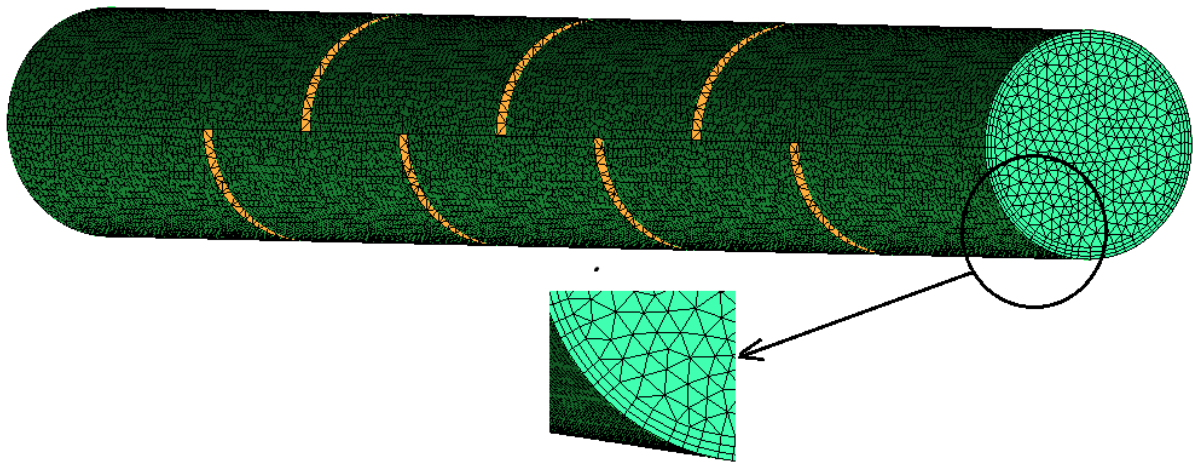


Fig. III.5 : Type de maillage

Chapitre IV. 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. Des travaux considérables ont été effectués ces dernières années sur les écoulements et les transferts thermiques dans les échangeurs [20-24]. De tels travaux présentent un intérêt particulier dans l'amélioration et la prédiction des écoulements autour des chicanes.

Dans le présent travail, des chicanes planes 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 la présence des chicanes, présence des perforations dans la chicane, angle d'orientation des chicanes perforées et espacement entre les chicanes perforées. Aussi, l'influence du nombre de Reynolds sur les champs d'écoulement et la distribution thermique est explorée.

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. [25]. Avec les mêmes conditions géométriques et opératoires, la variation de la vitesse axiale le long de la hauteur du canal est présentée sur la

Fig.IV.1 La confrontation de nos résultats avec ceux de Demartini et ces co-auteurs montrent un accord satisfaisant.

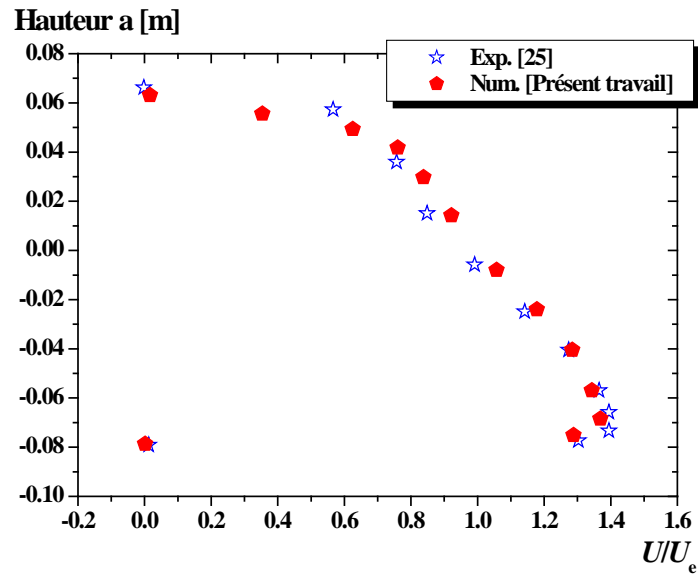


Fig.IV.1 : Variation de la vitesse axiale en fonction de la hauteur du canal, chicane plane, $Re = 200$

IV.2. Influence de la présence et forme des chicanes

L'objectif de cette section est de chercher l'influence de la présence de chicane dans l'échangeur de chaleur. A ce propos, une comparaison était faite entre un tube lisse et un autre équipé de chicanes pleines.

Dans une deuxième étape, l'influence de la présence des perforations dans la chicane est explorée. A ce stade, nous avons comparé entre un tube équipé de chicanes pleines et un autre avec des chicanes perforées. A noter que le nombre de perforation est égal à 3 pour toute notre investigation.

Les résultats des champs d'écoulement et champs thermiques pour les trois configurations (tube lisse, tube à chicanes pleines et tube à chicanes perforées) sont présentés sous différentes formes :

- Contours de température sur un plan horizontal le long du tube (Figure VI.2).
- Lignes de courant sur un plan horizontal le long du tube (Figure VI.3).
- Profil de température sur paroi du tube (Figure VI.4).
- Chute de pression (Figure VI.5)

En fait, 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.

Les résultats illustrés sur ces figures montrent clairement l'amélioration du refroidissement par la présence des chicanes (la comparaison entre le tube lisse et le tube chicané). Ceci est dû à la formation des tourbillons qui se développent derrière les chicanes. Ces tourbillons qui permettent un bon mélange et interaction entre les particules chaudes et froides.

Mais en contrepartie, ces chicanes ont causé une augmentation considérable de la chute de pression. Ce problème peut être résolu par la création des perforations dans la chicane (Figure VI.5).

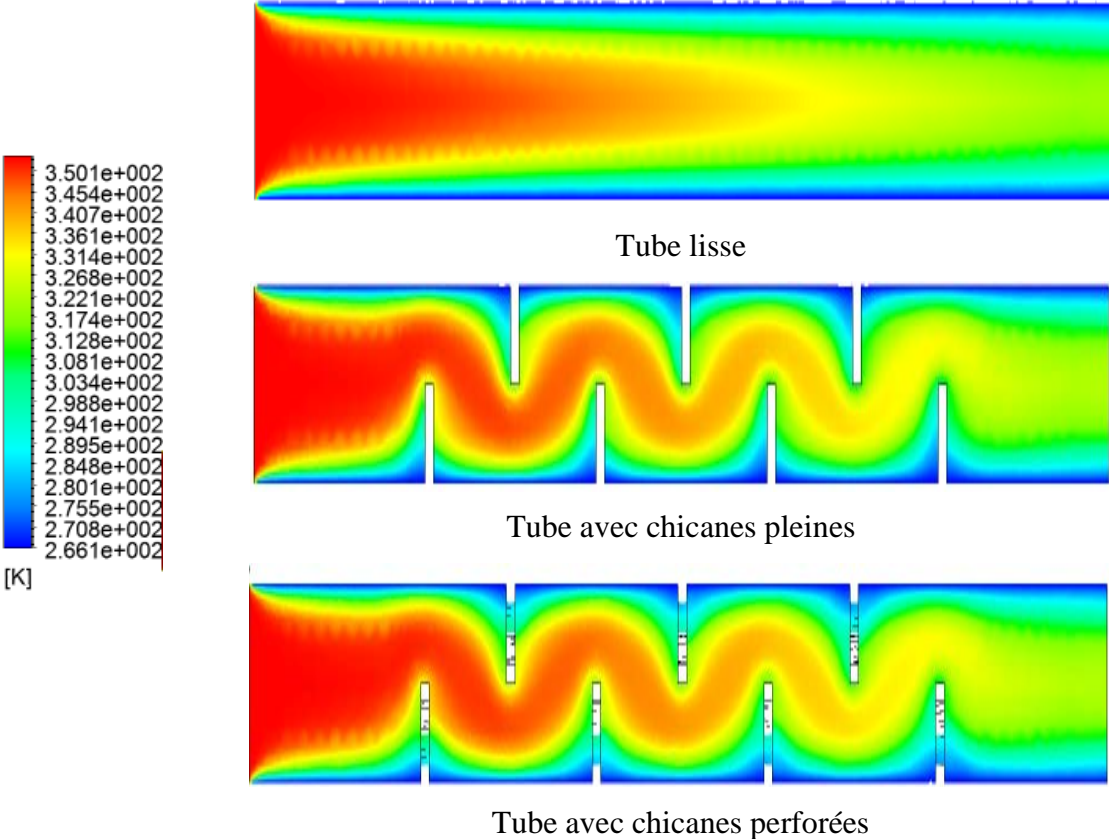


Fig. IV.2 : Distribution de température pour $Re = 0.1$, $\alpha = 180^\circ$, $e/D = 1$

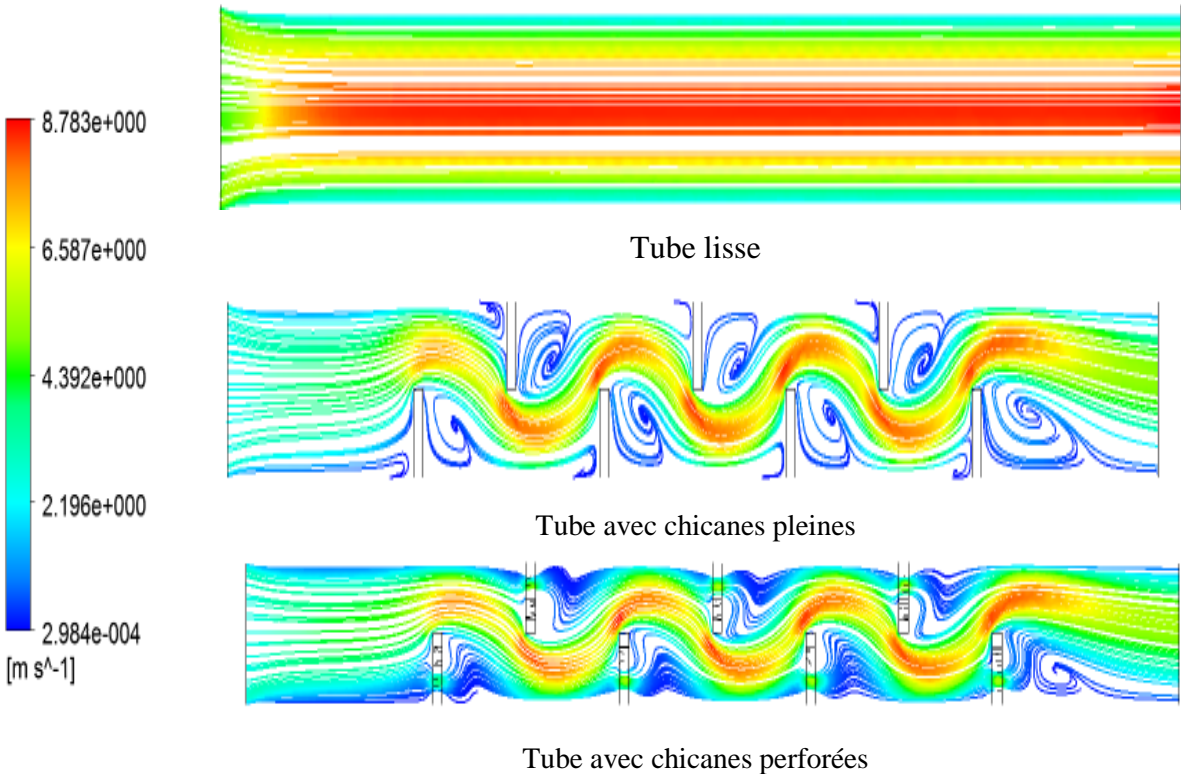


Fig. IV.3 : Lignes de courant pour $Re = 50$, $\alpha = 180^\circ$, $e/D = 1$

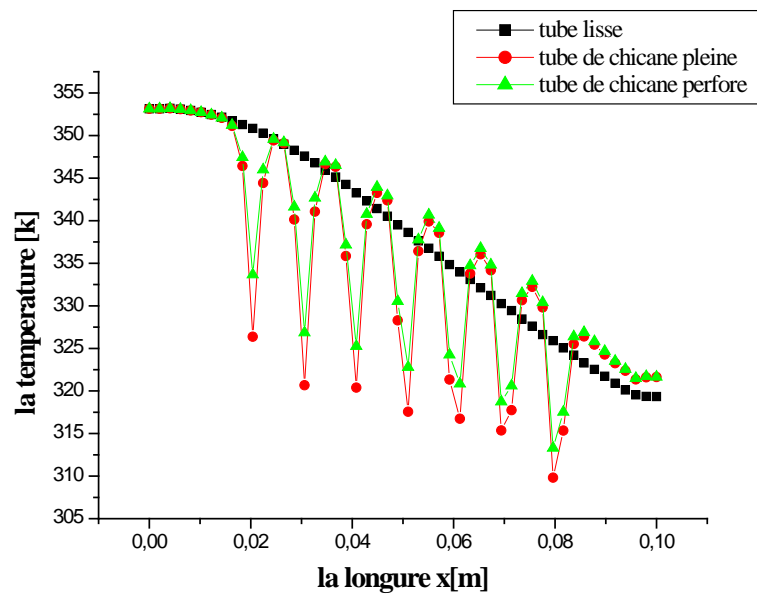


Fig. IV.4 : Distribution de température en fonction de la longueur du tube, pour $Re = 0.1$

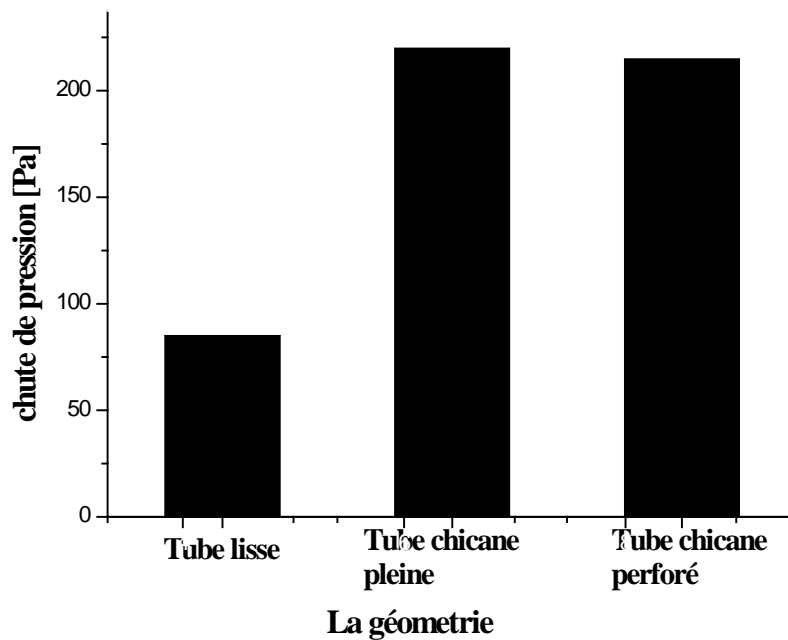


Fig. IV.5 : Chute de pression en fonction du type de géométrie, pour $Re = 0.1$

IV.3. Influence de l'espacement entre les chicanes

Un autre paramètre géométrique est étudié dans cette section, cela concerne l'espace inter-chicané (e/D). L'étude est faite pour trois cas : $e/D = 1$, 1.5 et 2. Pour un canal aux chicanes perforées, l'angle d'orientation de ces chicanes est pris égal à 180° .

Selon les résultats présentés sur les Figures VI.6 (champ thermique), VI.7 (champ d'écoulement), VI.8 (distribution de température sur la paroi du tube) et VI.9 (pertes de charges), l'augmentation de l'espace inter-chicané semble nécessaire si on souhaite avoir un échangeur compact. L'espace suffisant entre deux chicanes voisines permet le développement d'un vortex plus large dans cette zone, ce qui fait introduire plus de masse de fluide en interaction et génère plus d'efficacité thermique. A noter que, ces résultats restent valables uniquement pour les chicanes perforées.

D'un autre côté, l'augmentation de l'espacement inter-chicané semble aussi bénéficiaire en termes de réduction des pertes de charges diminuent avec.

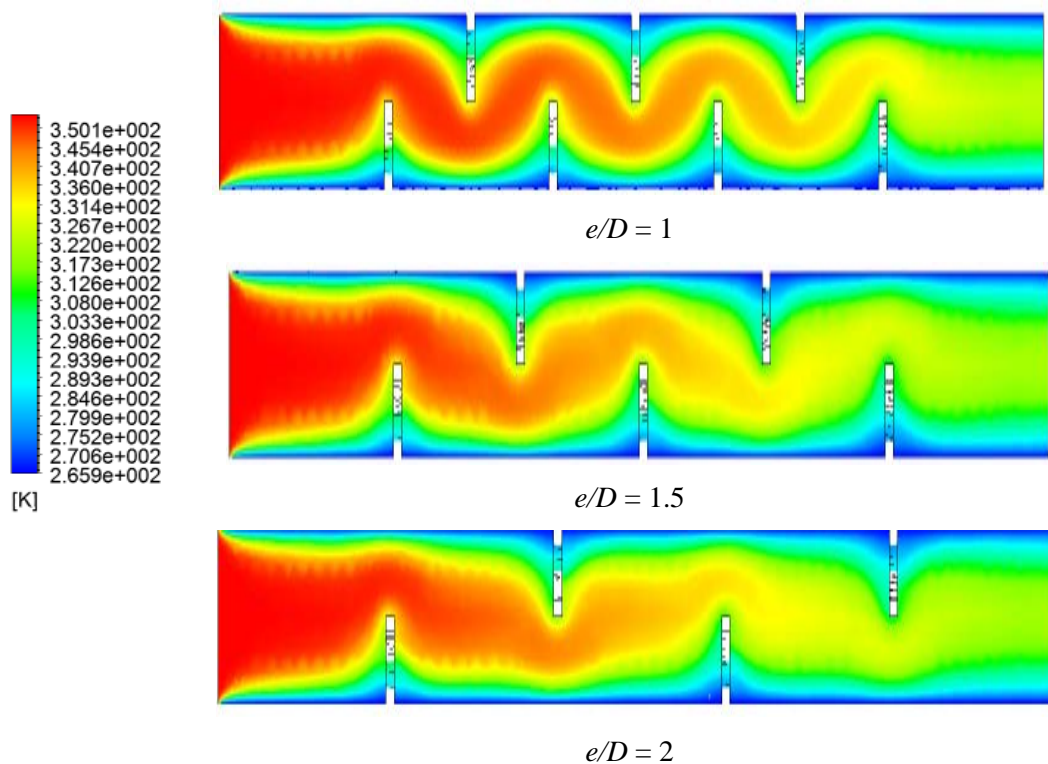


Fig. IV.6 : Distribution de température pour $Re = 0.1$, $\alpha = 180^\circ$

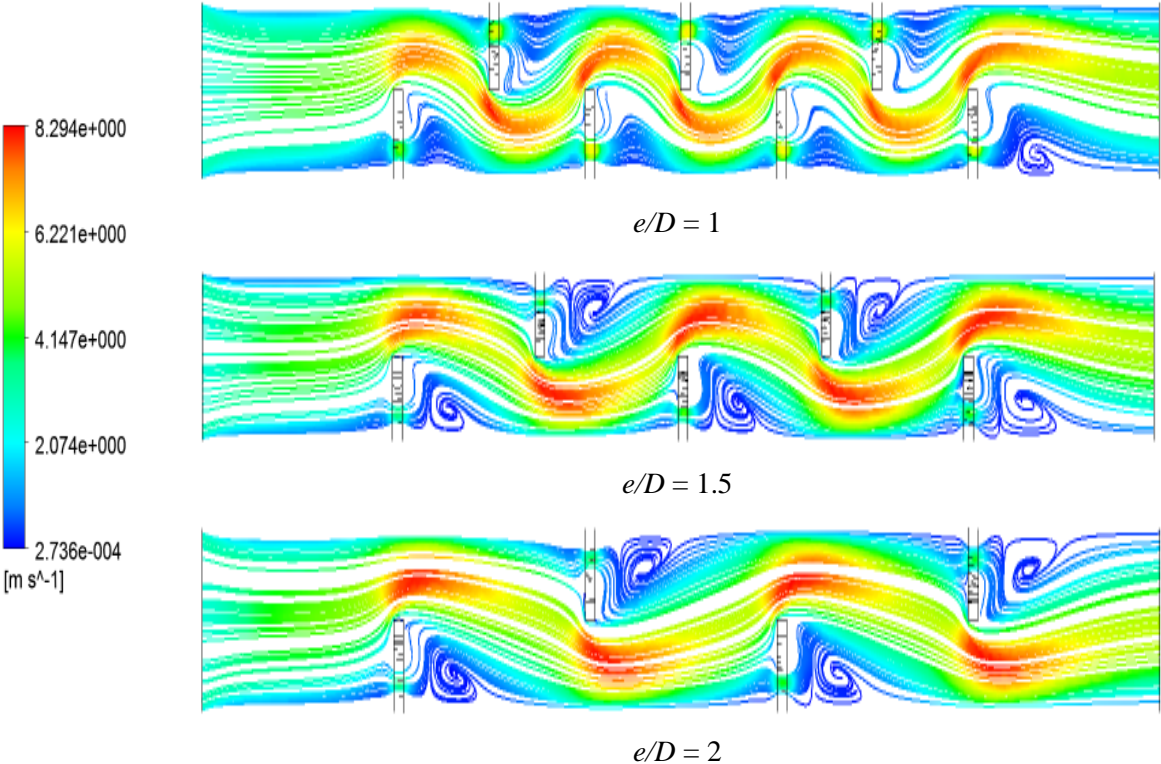


Fig. IV.7 : Lignes de courant pour $Re = 50$, $\alpha = 180^\circ$

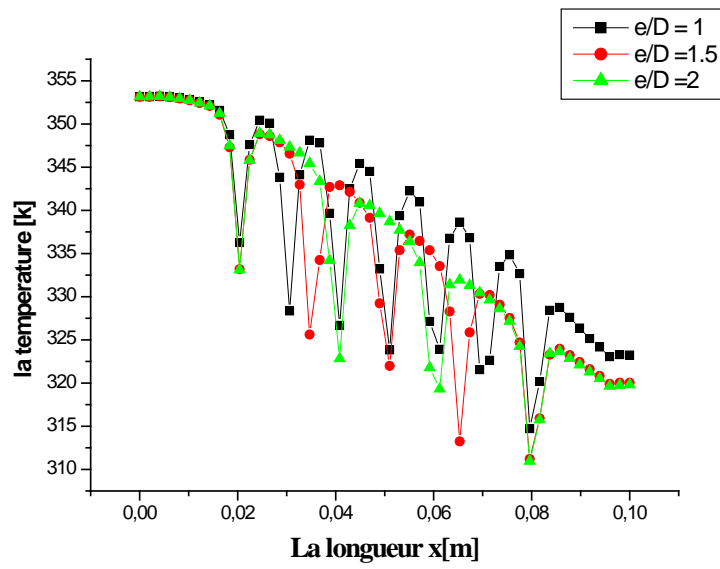


Fig. IV.8 : Distribution de température en fonction de la longueur du tube pour $Re = 0.1$

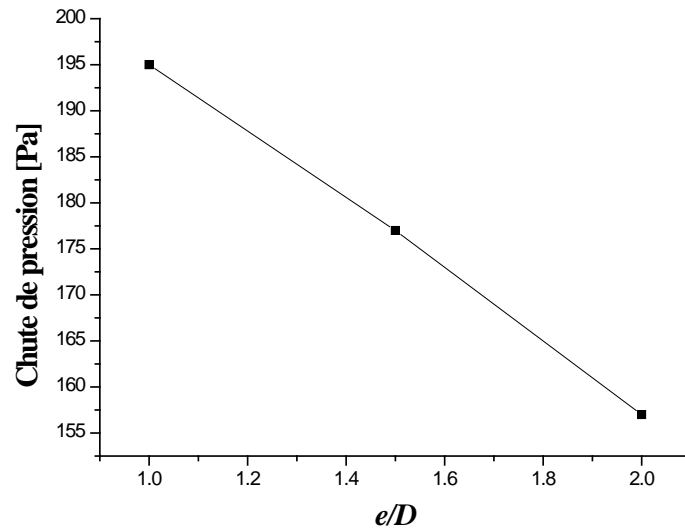


Fig. IV.9 : Chute de pression en fonction de l'espace des chicane pour $Re = 0.1$

IV.4. Influence de l'orientation des chicanes

Le dernier paramètre géométrique étudié dans ce mémoire concerne l'influence de l'orientation des chicanes perforées (α). Trois configurations géométriques ont été réalisées et qui sont : $\alpha = 90^\circ$, 135° et 180° .

Les résultats des champs vitesse sont présentés sur la Figure VI.10 pour les trois valeurs de α . La première observation à souligner c'est bien la périodicité de l'écoulement quel que soit l'orientation 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 étudié montre que la taille de vortex développé derrière la chicane est plus grande pour $\alpha = 90^\circ$, puis elle commence à diminuer avec l'augmentation de α . Il est clair que l'augmentation de α fait diminuer l'intensité de la composante axiale de la vitesse.

La distribution thermique pour le trois cas d'orientation des chicanes sont exposés sur les Figures VI.11 et VI.12. 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 conséquence, 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 dû principalement ici à la singularité géométrique (Figure VI.13).

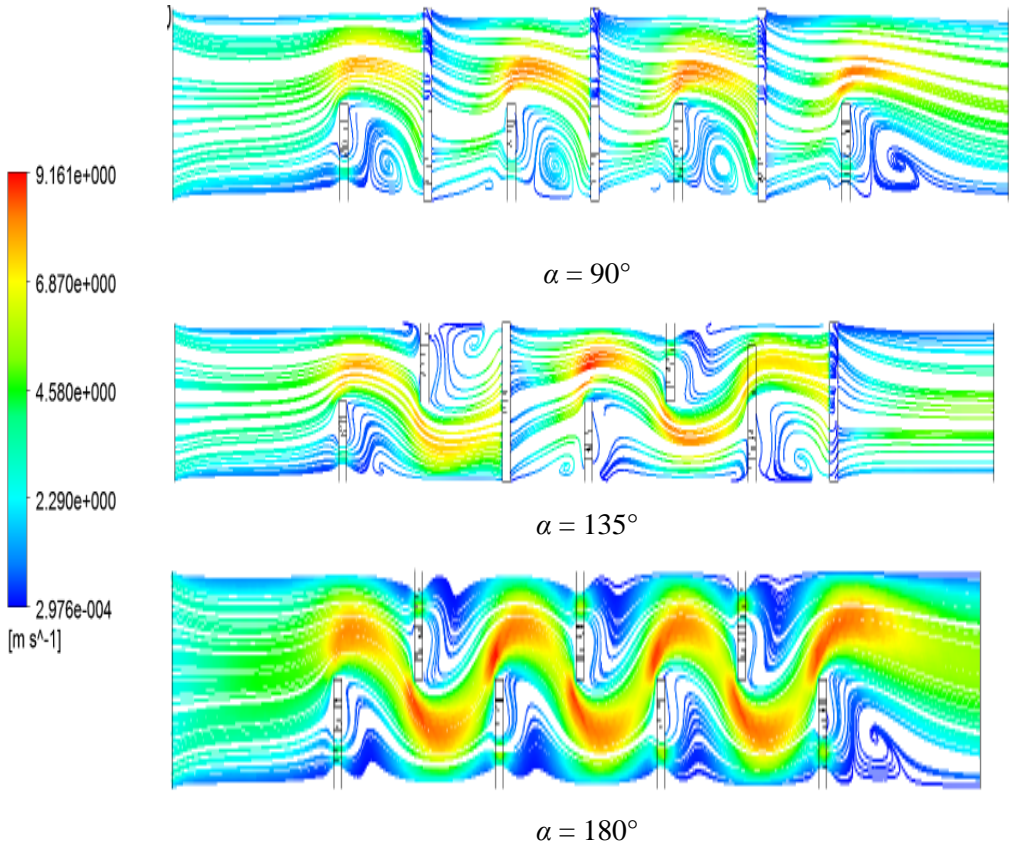


Fig. IV.10 : Lignes de courant pour $Re = 50, e/D = 1$

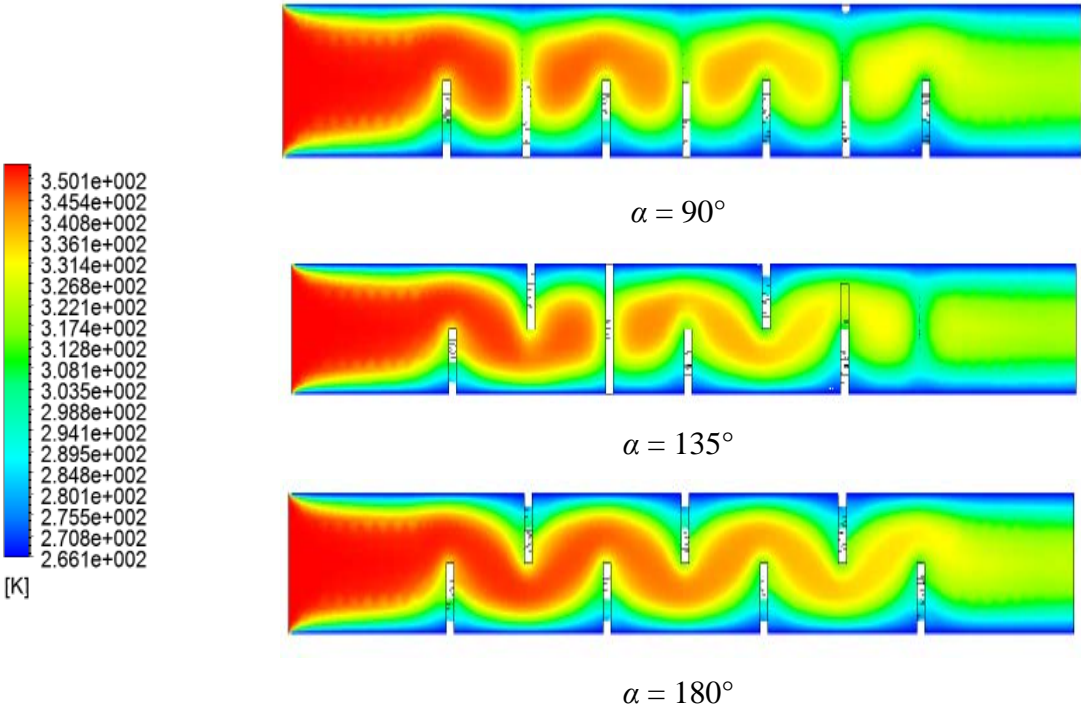


Fig. IV.11 : Distribution de température pour $Re = 0.1, e/D = 1$

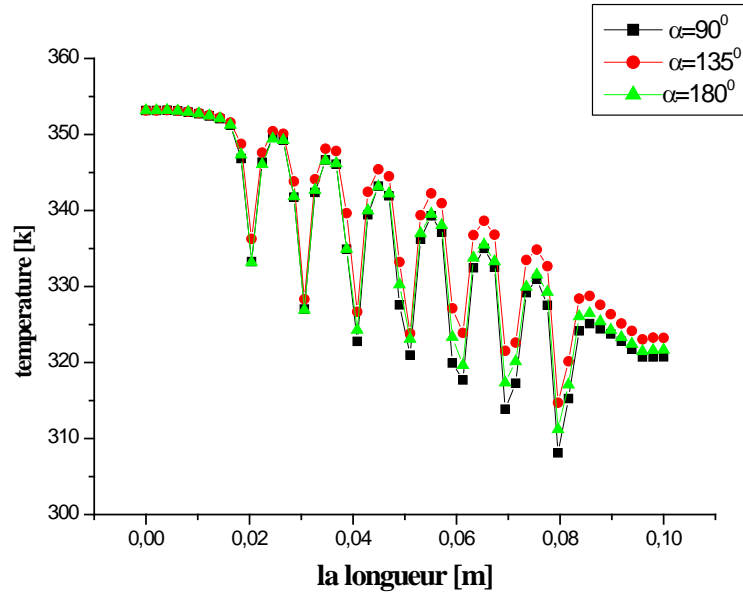


Fig. IV.12 : Distribution de température en fonction de la longueur pour $Re = 0.1$, $e/D = 1$

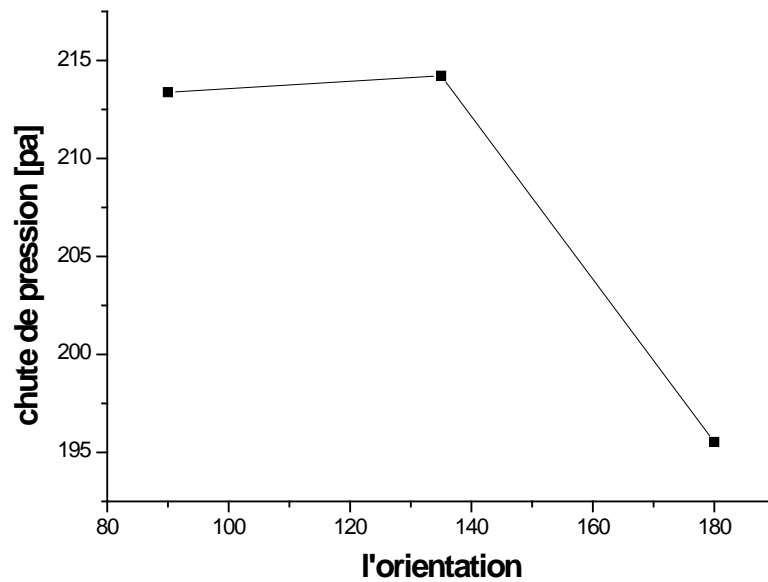


Fig. IV.13 : Chute de pression en fonction de l'orientation des chicane, $Re = 0.1$, $e/D = 1$

IV.5 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 température et vitesse est présentée sur les Figures VI.14 et 15, respectivement. L'augmentation du Re fait apparaître et élargir la zone de recirculation d'écoulement derrière la chicane, ceci est engendré par la forte interaction entre les molécules du fluide. A noter que, la hauteur de chicane et l'espace inter-chicané jouent un rôle important sur les forces d'interaction des écoulements séparés.

L'influence du débit du fluide sur la distribution de température est présentée sur les Figures VI.14 et VI.6. 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 VI.17).

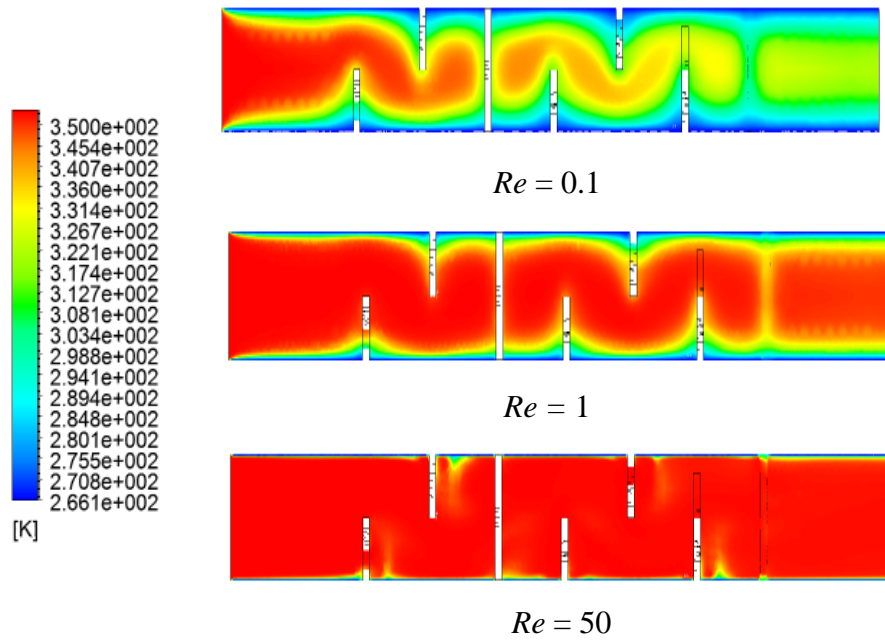


Fig. IV.14 : Distribution de température pour un tube aux chicanes perforées $\alpha = 180^\circ$, $e/D = 1$

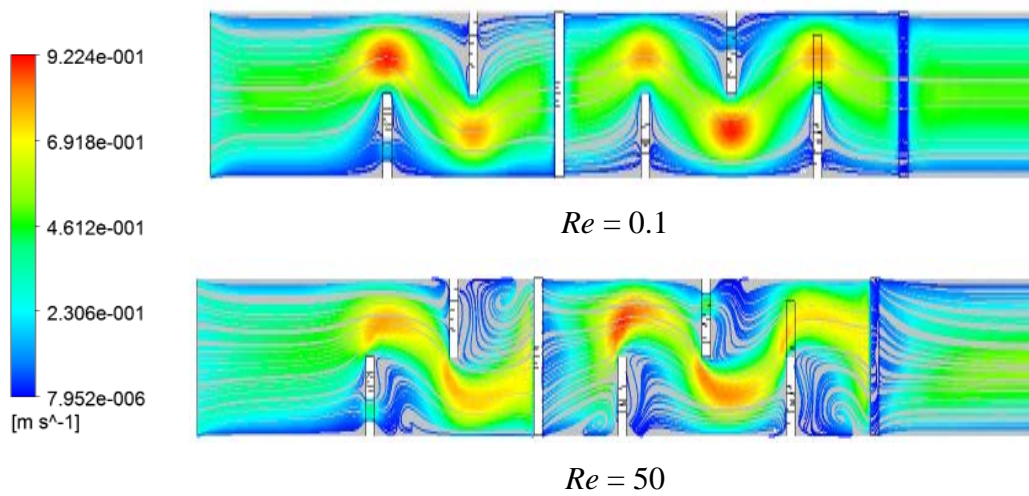


Fig. IV.15 : Lignes de courant pour un tube aux chicanes perforées $\alpha = 180^\circ$, $e/D = 1$

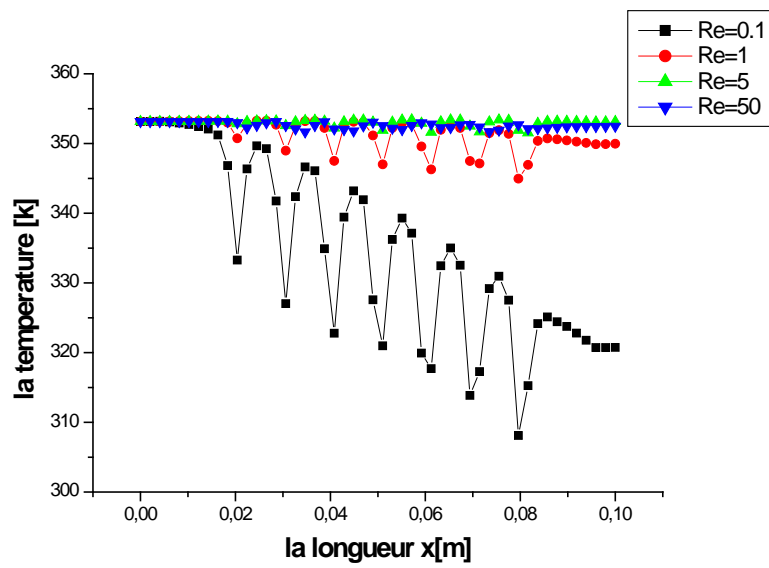


Fig. IV.16 : Distribution de température en fonction de la longueur pour un tube aux chicanes perforées, $\alpha = 180^\circ$, $e/D = 1$

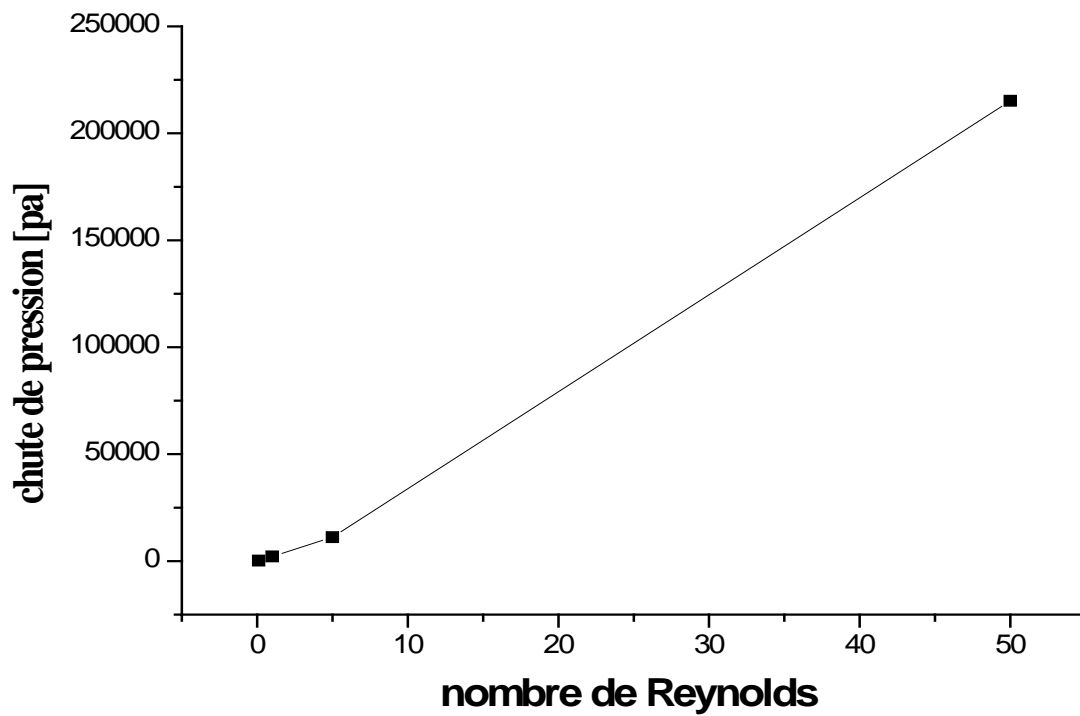


Fig. IV.17 : Chute de pression en fonction du nombre de Reynolds pour un tube aux chicanes perforées, $\alpha = 180^\circ$, $e/D = 1$

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 présence des chicanes, présence des perforations dans la chicane, angle d'orientation des chicanes perforées et espacement entre les chicanes perforées sur les performances thermo-hydrauliques de l'échangeur est exploré. Aussi, l'influence du nombre de Reynolds sur les champs d'écoulement et la distribution thermique est mise en évidence.

Les résultats obtenus ont confirmé la nécessité d'optimiser le design d'un tel échangeur. Tout d'abord, le tube chicané a été trouvé plus efficace en termes d'amélioration des transferts thermiques par rapport à celui non muni de chicanes. Aussi, la chicane perforée a permis d'avoir une réduction considérable du taux de chute de pression.

La diminution de l'orientation des chicanes a permis plus de refroidissement, puisque la zone tourbillonnaire créée derrière la chicane, et dans laquelle il y a des fortes interactions moléculaires, est plus large. Mais, en contrepartie, le cas $\alpha = 180^\circ$ a généré moins de pertes de charges.

Pour la chicane perforée, l'augmentation de l'espace inter chicané semble bénéficiaire en termes d'intensification du refroidissement et réduction des pertes de charges.

Enfin, 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.

Bibliographie

- [1] Ana-Maria Bianchi, Yves Fautrelle, Jacqueline Etay ; Transferts thermiques ;1^{er} éd ;Italy ;2004 ;385.
- [2] Michel LAURENT ; Pierre-Louis VUILLERMOZ ; Conductivité thermique des solides, technique de l'ingénieur;[K 420]
- [3] site web <https://www.toutsurlisolation.com/Isolation-thermique/Reussir-son-isolation-thermique/Forte-resistance-thermique> dernière visite le 07/05/2019
- [4]. 1. Benkhelifa A, Harhad MA. Etude Numérique de la Convection Naturelle dans une Cuve Cylindrique. 1999;1:37-41.
- [5] Yaya A. Transfert thermique par convection forcée de l'écoulement d'un fluide à loi de puissance dans un canal rectangulaire à parois épaisses soumises à une température sinusoïdale uniforme. (5):0-5.
- [6] Dimos Poulikakos ; Advances in Heat Transfer ; Academic Press, Inc. A Division of Harcourt Brace & Company.San Diego, California 1996
- [7]Boultif N, Bougriou C, Wakil N El. Comportements des échangeurs de chaleur à tubes coaxiaux face aux perturbations. 2009;12:607-615.
- [8] Fundamentals of Heat Exchanger Design Ramesh K. Shah and Dušan P. Sekulic
2003 John Wiley & Sons, Inc. 2003 ; p 3-4.
- [9] André BONTEMPS, Alain GARRIGUE, Charles GOUBIER, Jacques HUETZ, Christophe MARVILLET, Pierre MERCIER, Roland VIDIL, Description des échangeurs, technique de l'ingénieur [B 2 341]
- [10] Shah, Ramesh K, et Dusan P Sekulic. ; Fundamentals of heat exchanger design. John Wiley & Sons, 2003 ; 976 p.
- [11] Quadir, G. A., Irfan Anjum Badruddin et N. J. Salman Ahmed ; Numerical investigation of the performance of a triple concentric pipe heat exchanger ; International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, vol. 75, 165-172.
- [12] : P.Wuithier ; Le Raffinage et génie chimique, Tome I- 2eme Edition- Edition TECHIP- Paris –France- 1972.
- [13] ANDRE BONTEMPS ; ECHANGEUR DE CHALEUR ; Université Joseph Fourier, Institut universitaire de Technologie, Département Génie thermique et Énergie (Grenoble)
- [14] Weber C, Tremeac B, Marvillet C. Analyse de différents modèles de prédiction de l'encrassement dans un échangeur de chaleur à partir de données expérimentales.
- [15] Duffau, Grillot, J.M., Navarro, J.M. et Vidil, R ; l'encrassement dans les échangeurs.
Description, prévention, remèdes ; Edition GRET. 1991

- [16] Masri, M. A, Méthodologie d'approche d'étude de l'encrassement, 3èmes, journée, Scientifique et Technique de Sonatrach, n° 1949. 1998
- [17] J. HUETZ, A. GARRIGUE, C. MARVILLET, A. BONTEMPS, R. VIDIL, C. GOUBIER, P.MERCIER ;Echangeur de chaleur - Problème de fonctionnement ; Base documentaire, Génie énergétique ; B2344 ; 10 fév 1995.
- [18] H. CORTES, et J.BLOT ; Transfert thermique, Application à l'habitat ; ELLIPSES ; 1999.
- [19] J.P .WAUQUIER ; pétrole brut, produit pétrolières, schémas de fabrication ; Tome 1 ; Edition TECHNIP; 1994.
- [20] 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.
- [21] D. Sahel, H. Ameer, Y. Kamla. A numerical study of fluid flow and heat transfer over a fin and flat tube heat exchangers with complex vortex generators. The European Physical Journal Applied Physics, 78 (3), 34805, 2017.
- [22] M. Mellal, R. Benzeguir, D. Sahel, H. Ameer. Hydro-thermal shell-side performance evaluation of a shell and tube heat exchanger under different baffle arrangement and orientation. International Journal of Thermal Sciences, 121, 138-149, 2017
- [23] K. Boukhadia, H. Ameer, D. Sahel, M. 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.
- [24] 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).
- [25] 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.

Résumé

La présence des chicanes dans les échangeurs de chaleur est connue comme une technique efficace en termes d'amélioration des performances thermo-hydrauliques. Dans le présent travail, des chicanes semi-circulaires 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 la présence des chicanes, présence des perforations dans la chicane, angle d'orientation des chicanes perforées et espacement entre les chicanes perforées. Aussi, l'influence du nombre de Reynolds sur les champs d'écoulement et la distribution thermique est explorée.

Abstract

The presence of baffles in heat exchangers is known as an efficient technique to improve the hydrothermal performance. In the present work, semi-circular baffles are inserted in a tube heat exchanger to improve the heat transfer rates. The effect of some geometrical parameters on the convection and pressure drop is highlighted. It concerns the presence of baffles, the presence of perforations in the baffle, the orientation angle of the perforated baffles and the spacing between the perforated baffles. Also, the influence of Reynolds number on the flow fields and the thermal distribution is explored.