

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEURE ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
CENTRE UNIVERSITAIRE SALHI AHMED – NAAMA



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES
DÉPARTEMENT DE TECHNOLOGIE

MÉMOIRE

En vue de l'obtention du diplôme de **Master** en :

Génie Mécanique

Option : Énergétique

Intitulé :

AMÉLIORATION DES PERFORMANCES GLOBALES D'UN ÉCHANGEUR DE CHALEUR PAR DES DÉFLECTEURS

Présenté par :

- BOUKHEMOUCHA FAYROUZ
- NOURI SIHEM

Soutenu le : ...xxxx/2021..... devant le Jury :

<i>Mr. Gourari Djamel</i>	<i>MCB</i>	<i>Centre Universitaire Naâma</i>	<i>Président</i>
<i>Mr. Ameer Houari</i>	<i>Pr.</i>	<i>Centre Universitaire Naâma</i>	<i>Encadrant</i>
<i>Mr. Benameur Benamar</i>	<i>MAA</i>	<i>Centre Universitaire Naâma</i>	<i>Examineur</i>

2020-2021

Dédicace

Au meilleur des pères

A ma très chère maman

Qu'ils trouvent en moi la source de leur fierté

A qui je dois tout

A mon Frère et mes sœurs

A tout ma famille

Pour leur soutien tout au long de mon parcours universitaire

A monsieur **Pr. Aneur Houari**

Qui n'a pas cessé de m'encourager et me conseiller. Cette dédicace ne saurait exprimer mon grand respect et ma profonde estime.

A tous les membres de ma promotion.

A tous mes enseignants depuis mes premières années d'études.

A tous ceux qui me sens chers et que j'ai omis de citer.

Boukhemoucha Fayrouz

Nouri Sihem

Remerciements

Je remercie en premier lieu « Allah » pour m'avoir donné la chance et la force à arriver à ce niveau d'études.

Je souhaite tout d'abord remercier sincèrement mon encadreur **Pr. Ameer Houari**, enseignant à l'Institut des Sciences et Technologie, Centre Universitaire Ahmed Salhi pour ces conseils et encouragements. Il m'a guidé et conseillé aux moments importants pour mener à bien ce travail.

Mes remerciements s'adressent, également, aux membres du jury, qui m'ont fait le très grand honneur de porter un jugement sur notre travail.

Je saisis cette occasion pour remercier les enseignants du département de Génie mécanique de Centre Universitaire Ahmed Salhi à Naama.

Je remercie tous les membres de ma famille, particulièrement ma mère, mon père, mon frère et mes sœurs, qui n'ont jamais cessé de croire en mes capacités.

Enfin, je remercie toute personne ayant pu, de près ou de loin, apporter une aide ou une contribution pour mener à terme ce travail.

Résumé

Le présent mémoire est une investigation numérique des champs thermo-hydrauliques d'un échangeur muni de chicanes. L'étude est faite numériquement à l'aide du code de calcul CFX. L'influence de la présence de chicane et sa forme (plane, ondulée, perforée, et orientée) sur la structure d'écoulement, distribution de température, et chute de pression est mise en évidence. L'influence du nombre de Reynolds a été aussi considéré.

Mots clés : *Echangeur de chaleur ; Forme de chicane ; Ecoulement laminaire.*

Abstract

This work is a numerical investigation of the thermo-hydraulic fields of an exchanger fitted with baffles. The study is done numerically using the CFX calculation software. The influence of the presence of baffle and its shape (plane, wavy, perforated, and oriented) on the flow structure, temperature distribution, and pressure drop is highlighted. The influence of the Reynolds number has also been considered.

Keywords: *Heat exchanger; Baffle shape; Laminar flow.*

Table des matières

Dédicace.	
Remerciements.	
Résumé.	
Abstract.	
Liste des figures.	
Nomenclature.	
Table de matière.	
Introduction générale.....	1
Chapitre 1 : Généralités sur les phénomènes du transfert de la chaleur.....	2
1-1- Introduction.....	2
1-2- Modes du transfert de la chaleur.....	3
a) La conduction.....	3
b) La convection.....	3
c) Le rayonnement.....	4
1-3- Lois fondamentales du transfert de la chaleur	5
1-3-1) Loi fondamentale de la conduction (loi de J. Fourier)	5
1-3-2) Loi fondamentale de la convection (loi d'I. Newton)	8
1-3-3) Loi fondamentale du rayonnement (loi de Stefan-Boltzmann)	8
Chapitre 2: les types d'échangeurs de chaleurs	11
1-Introduction.....	11
2-Définition	11
3- Classification des échangeurs de chaleur.....	12
3.1- Norme TEMA	13
3.2 Classification selon leur destination.....	13
a. Les échangeurs et réfrigérants	13
b. Les condenseurs	13

c. Les rebouilleurs	14
3.3 Classification selon l'écoulement.....	14
a. Ecoulement des deux fluides parallèles et de même sens (Co-courant).....	14
b. Ecoulement des deux fluides parallèles mais de sens contraire (Contre-Courant)	15
c. Ecoulement des deux fluides croisés avec ou sans brassage	16
3.4 Classification selon le principe d'action	16
a. Les échangeurs de surface	16
b. Les échangeurs à mélange.....	16
3.5 Classification selon la construction	17
a. Les échangeurs tubulaires.....	17
1) Les échangeurs à tubes séparés.....	18
2) Les échangeurs à tubes rapprochés	18
3) Les échangeurs à tubes ailettes	19
4) Les échangeurs à tube et calandre.....	19
5) Échangeur double tube.....	20
b. Les échangeurs à plaque.....	21
4-Différents types des échangeurs à plaques.....	21
4.1 Les échangeurs à plaques et joints	21
4.2 Les échangeurs à plaques serties	22
4.3 Les échangeurs à plaques soudée	22
5 -Autres types d'échangeurs	22
6 -Conception des échangeurs de chaleurs.....	23
6.1 Échangeur de chaleur à plaques tubulaires fixe.....	23
6.2 Échangeur de chaleur à compensateur de dilatation thermique	24
6.3 Echangeur de chaleur à tête flottante	24
6.4 Echangeur de chaleur à tubes en U	25
7- Pièces faisant partie des échangeurs de chaleur à faisceau et calandre	25

7.1-La calandre	25
7.2 Le faisceau de tubes	26
7.3 Disposition des tubes.....	26
7.4- Plaques tubulaires	27
7.5-Les Chicanes	27
7.6- Les tirants et entretoises.....	28
7.7- Les déflecteurs	28
7.8- Boites d'échangeurs	29
Chapitre 3 : Matériels et Méthodes	29
3.1 Simulation numérique	29
3.2 La présentation du code calcul CFX5	30
3.2.1-ICEM CFD.....	31
3.2.2-CFX Pre	31
3.2.3-CFX Solver	32
3.2.4 -CFX Solver Manager	32
3.2.5 -CFX Post.....	32
Chapitre 4 : Résultats et Discussion.....	33
4.1. Introduction	33
4.2. Présentation du problème	34
4.3. Considérations du problème.....	35
4.4. Matériels et méthode	35
4.5. Validation.....	36
4.6. Résultats et discussion.....	38
4.6.1. Chicanes planes	38
4.6.2. Influence de la courbure de chicane.....	41

4.6.3. Influence de perforation	43
4.6.4. Influence d'orientation des chicanes	45
Conclusion.....	48

Liste des figures

Figure 1.1 : illustration des trois modes du transfert de la chaleur.....	4
Figure 1.2 : Plaque plane	5
Figure 1.3 : Interprétation mathématique de la densité de flux thermique.....	7
Figure 2.1: évolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire Co-courant.....	15
Figure 2.2: évolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire ou à plaque à contre courants	15
Figure 2.3: courant croises avec faisceaux tubulaires	16
Figure 2.4: échangeur de chaleur tubulaire (TEMA)	17
Figure 2.5: tubes séparés	18
Figure 2.6: tubes rapprochés	18
Figure 2.7: disposition des ailettes	19
Figure 2.8: échangeur à tube et calandre	20
Figure 2.9: échangeur de chaleur double tube.....	20
Figure 2.10: schéma de principe de l'échangeur à plaque	22
Figure 2.11: échangeur de chaleur à plaques tubulaires fixe.....	24
Figure 2.12: échangeur de à chaleur Tête flottante	24
Figure 2.13: échangeur de chaleur à tubes en U.....	25
Figure 2.14: calandre simple à une seule phase	25
Figure 2.15: disposition des tubes	26
Figure 2.16: disposition des chicanes	28
Figure 2.17: disposition des tirants et entretoises.....	28
Figure 2.18: différente types de déflecteurs	29

Figure 2.19: différents types de boîtes de distribution	29
Figure 3.1 : Les modules de base du CFX 17.0	31
Figure 4.1 : Présentation de problème	34
Figure 4.2 : Type de maillage (tetrahedral)	35
Figure 4.3 : Déroulement de calcul	36
Figure 4.4 : Variation de la vitesse axiale en fonction de la hauteur du canal, chicane plane, $Re = 200$	37
Figure 4.5 : Distribution de vitesse.....	38
Figure 4.6 : Lignes de courant.....	39
Figure 4.7 : Variations de vitesse u pour différents nombres de Reynolds	40
Figure 4.8 : Distribution de température	40
Figure 4.9 : Lignes de courant pour différentes géométries (Conduite simple, conduite chicanée (chicane plane et ondulée)), à $Re = 50$	42
Figure 4.10 : Contours de température pour différentes géométries (Conduite simple, conduite chicanée (chicane plane et ondulée)), à $Re = 50$	43
Figure 4.11 : Influence de la présence des perforations sur la distribution de vitesse en [m/s] ($Re = 50$).....	44
Figure 4.12 : Influence de la présence des perforations sur la distribution de température en [K] ($Re = 60$)	44
Figure 4.13 : Lignes de courant pour différentes inclinaisons de chicanes, $Re = 200$	45
Figure 4.14 : Chute de pression pour $Re = 150$	46

Liste des tableaux

Tableau 1 .1 : Différents modes de transfert de chaleurs	10
--	----

NOMENCLATURE

Paramètre	Symbole	Unité
Diamètre du tube	d	[m]
Épaisseur du tube	e	[m]
Coefficient d'échange par convection	h	[W / m ² K]
Coefficient global d'échange à travers une paroi	k	[W / m ² K]
débit-volume	q	[m ³ / s]
le facteur de déséquilibre	R	
température	T	[°C ou K]
surface d'échange	S	[m ²]
la moyenne logarithmique de différent de température	DTLM	
nombre d'unités de Transfer	NUT	

Symboles grecques

Paramètre	Symbole	Unité
Conductivité thermique	λ	[W / m .K]
Constante de STEFANBOLTZMANN	σ	[w/ (m ² . K ⁴)]

Masse volumique	ρ	[kg / m ³]
flux de chaleur transporté	Φ	[W]
efficacité de l'échangeur	ε	

Introduction

Introduction

L'énergie correspond à un transfert ou échange par interaction d'un système avec son environnement. Ce système subit alors une transformation. La thermodynamique nous apprend que l'énergie peut être transférée à partir d'interactions entre le système et son environnement, sous forme de chaleur et de travail.

Et le transfert de chaleur on l'appelle : le déplacement de la chaleur d'une région à une autre suite à une différence de température, ce déplacement peut se produire entre deux corps en contact (solide-solide, solide-fluide, fluide-fluide) ou entre deux parties d'un même corps.

Elle a subi une étude intensive pour satisfaire les exigences des différentes technologies nucléaires, solaires...

L'échangeur de chaleur permet de transférer un flux de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid à travers une paroi sans contact direct entre les deux fluides. Ce phénomène est très important dans les domaines des sciences technologiques, des conceptions techniques et de l'industrie, il existe dans chaque aspect de la vie et a un grand champ d'application. C'est un processus complexe, qui est réalisé sur la base des différents modes fondamentaux à savoir : la conduction, la convection et le rayonnement.

Avec le développement prodigieux des techniques modernes, il est devenu indispensable à tout ingénieur, quel que soit le domaine où il sera appelé, à posséder de bonnes connaissances des lois fondamentales de transfert thermique.

Ce mémoire est divisé en quatre chapitres. Le premier expose une étude théorique des différents modes de transferts thermiques. Dans le deuxième chapitre, on présente les types des échangeurs de chaleur. Le troisième est un éclaircissement de la méthode et du code de calcul utilisé.

Dans le quatrième chapitre, nous présentons les résultats de simulation sur les échangeurs étudiés. L'exploitation de ces résultats et leurs discussions nous mènent à proposer quelques perspectives et finaliser ce travail par une conclusion.

Chapitre 1 :
Généralités sur les phénomènes
du transfert de la chaleur

Chapitre 1 :

Généralités sur les phénomènes du transfert de la chaleur

1.1. Introduction

Les procédés utilisés dans l'industrie sont très souvent le siège d'échanges de chaleur (fours, Échangeurs de chaleur, induction, refroidissement, chauffage). Les phénomènes de transfert thermique et en particulier de la chaleur, ont une importance décisive pour l'étude et le Fonctionnement des appareils tels que ; les générateurs de vapeur, les fours, les échangeurs de chaleur, les condenseurs,etc. En raison de développement rapide de l'industrie et l'accroissement De la demande et du prix de l'énergie, l'utilisation efficace d'une installation (d'échange de chaleur) Pour une dépense d'énergie minimale est le but recherché dans tous les cas.

Le transfert thermique est la science qui tente à prédire le transfert d'énergie entre les Molécules ou les particules de la matière à différentes températures. Le but est d'expliquer la manière et de prédire le taux d'échange de la chaleur sous certaines conditions spécifiques. Il complète les deux premiers principes de la thermodynamique par des lois expérimentales additionnels afin d'établir les proportions de transfert d'énergie.

Le transfert de chaleur est une science qui contient plusieurs concepts pratiques de base utilisés dans de nombreuses applications industriels. Le transfert de chaleur peut s'effectuer au moyen de trois mécanismes différents, la conduction, la convection et le rayonnement. Les connaissances de base dans ce domaine, sont donc indispensables pour comprendre et maîtriser l'utilisation pratique de ces phénomènes.

Le transfert de chaleur peut être défini comme étant la transmission de l'énergie d'une région à une autre une fois la différence de température entre elles établie. Il est régi par une combinaison de lois physiques et de relations empiriques déduites de l'expérimentation. Dans la littérature relative à cette discipline, on reconnaît généralement trois modes distincts de transmission de la chaleur : la conduction, la convection et le rayonnement (Saccadura, 1993).

1.2. Modes du transfert de la chaleur

a) La conduction

La conduction est définie comme étant le mode de transmission de la chaleur au sein d'un milieu opaque (solide, liquide ou gazeux), sans déplacement de la matière, en présence d'un gradient de température. Elle s'effectue selon deux mécanismes différents : une transmission par vibration des molécules ou atomes et une transmission par les électrons libres. Ce mode se produit au sein d'une même phase au repos ou mobile, en présence d'un gradient de température. Dans ce cas, le transfert de chaleur résulte d'un transfert d'énergie cinétique d'une molécule à une autre molécule adjacente. Ce mode de transfert est le seul à exister dans un solide opaque (qui absorbe tous les rayons). Pour les solides transparents, une partie de l'énergie peut être transmise par rayonnement. Avec les fluides (gaz ou liquides), la convection et le rayonnement peuvent se superposer à la conduction.

b) La convection

La convection consiste essentiellement en la transmission de l'énergie par le mouvement ou le déplacement macroscopique d'une parcelle (grand nombre de molécules), généralement d'un fluide d'une région à autre. Ce mécanisme est accompagné toujours par le transfert d'énergie dû au mouvement moléculaire et qui représente le côté conductif de ce mode. On distingue deux types de convection ; la convection naturelle (convection libre) où le mouvement des particules est dû aux différences de température qui sont imposées au fluide. La différence de température implique une différence de masses volumiques (déplacement des particules, dilatation), exemple (chauffage de l'air pour une montgolfière, chauffage de l'eau dans un récipient). La convection forcée où le mouvement des particules résulte de la pression appliquée au fluide par l'intermédiaire des moyens mécaniques, (d'une pompe par exemple). Le transfert de la chaleur par convection, se produit entre deux phases dont l'une est généralement au repos et l'autre en mouvement, en présence d'un gradient de température.

Le mouvement du fluide peut résulter de la différence de masses volumiques (ρ) due aux différences de températures.

c) Le rayonnement

Le rayonnement est le transfert d'énergie électromagnétique d'un milieu à haute température vers un autre milieu à basse température sans aucun support matériel (il peut s'effectuer dans le vide). En général, tout corps opaque ou partiellement opaque porté à une température supérieure à zéro Kelvin rayonne de l'énergie dans toutes les directions. Cette énergie est transportée sous forme d'une onde électromagnétique dont la propagation n'exige pas du support matériel. Ce type de transport de chaleur est analogue à la propagation de la lumière et il ne nécessite aucun support matériel, contrairement aux écoulements. Les gaz, les liquides et les solides sont capables d'émettre et d'absorber les rayonnements thermiques.

Remarque

- Dans de nombreux problèmes de transformation d'énergie thermique, les trois modes de transfert de chaleur coexistent mais, généralement, au moins une des trois formes pourra être négligée, ce qui simplifiera le traitement mathématique du processus de transfert ;
- Considérons le cas de forgeage d'un outil par le feu, ou peut être visualisé les trois modes de transfert de chaleur en même temps. La Figure 1.1 représente l'illustration des trois modes du transfert de la chaleur.

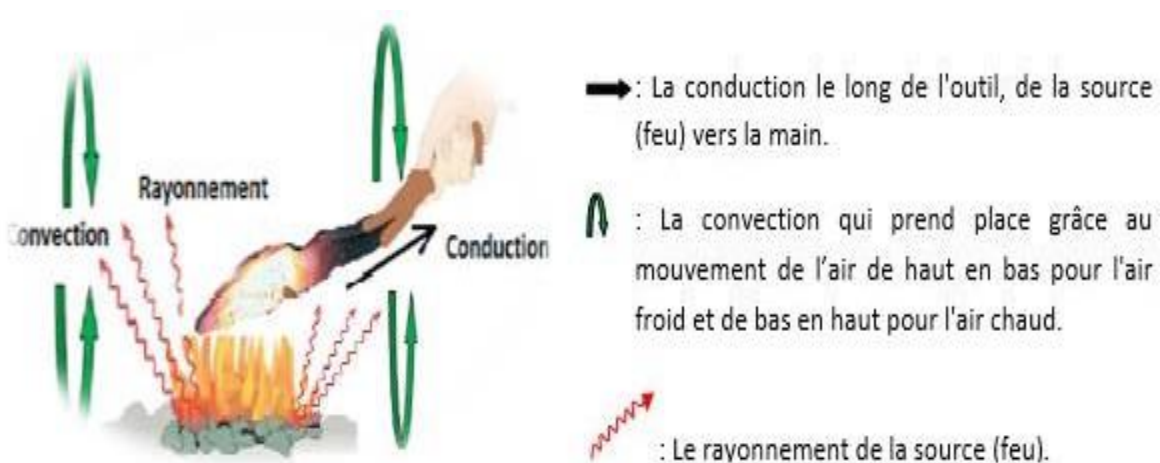


Figure 1.1 : Illustration des trois modes du transfert de la chaleur.

1.3. Lois fondamentales du transfert de la chaleur

1.3.1. Loi fondamentale de la conduction (loi de J. Fourier)

La loi fondamentale de la transmission de la chaleur par conduction, a été proposée par le mathématicien et physicien Français, **Jean Baptiste Joseph Fourier** en 1822.

– Considérons une plaque plane (D), de surface (S) et d'épaisseur (e) (Figure 1.2).

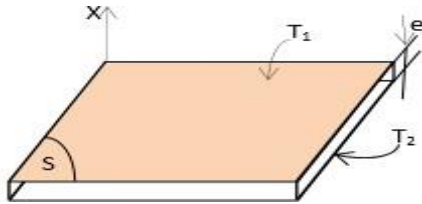


Figure I.2 : Plaque plane

– Soit dQ , la quantité de chaleur échangée entre la plaque et l'air ambiant pendant le temps dt

– On définit le flux de chaleur (flux thermique, ϕ) comme la puissance échangée entre la surface S de la plaque et le milieu extérieur.

$$\phi = \frac{dQ[J]}{dt[s]} \quad [W] \quad (1.1)$$

– On définit la densité de flux thermique comme la puissance échangée par unité de surface de la plaque:

$$\phi = \frac{dQ[J]}{Sdt[m^2 \cdot s]} \quad \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (1.2)$$

– Les principes fondamentaux de la thermodynamique nous font savoir que :

- ✓ L'énergie est conservée en l'absence d'une source de chaleur ;
- ✓ La chaleur transmise passe toujours du corps chaud vers le corps froid (dans notre cas : $T_1 > T_2$).

– On peut vérifier expérimentalement que :

$$Q = K \cdot \frac{S}{e} \cdot (T_1 - T_2) \quad (1.3)$$

tels que :

Q : la quantité de chaleur échangée à travers la surface (S);

K : le facteur de proportionnalité appelé conductivité thermique qui est une caractéristique du matériau, son unité de mesure est [W/m .K] ou [kcal/h .m .C];

Pour un élément infinitésimal, ds , la relation (1-3) s'écrit :

$$dQ = d\phi = -K \cdot ds \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \quad (1.4)$$

Le signe (-) : pour tenir compte du sens de flux thermique, le gradient qui va de la plus grande Grandeur à la plus petite est négative. L'équation (1-4) est attribuée au mathématicien et physicien Français J. B. Fourier qui en 1822 énonça

Sa loi et qui peut se traduire comme suit : « En tout point d'un milieu isotrope, la densité de Flux thermique instantané, est proportionnelle à la conductivité thermique du Milieu et au gradient de température ».

La forme vectorielle de cette loi qui exprime la densité de flux thermique est définie comme étant la quantité de chaleur transmise par unité de surface, soit :

$$\vec{\phi} = -K \cdot \text{grad}\vec{T} \quad (1.5)$$

Remarque

Par convention, ϕ est compté positivement dans le sens d'écoulement de la chaleur, c'est-à-dire vers les températures décroissantes. $\text{grad}\vec{T}$ Est un vecteur porté par le même axe mais de sens contraire à ϕ (de petites valeurs vers les grandes valeurs) d'où le signe négatif de la loi de Fourier.

Interprétation mathématique

La densité de flux thermique est donnée par :

$$\phi = \frac{\Phi}{S} = \frac{K}{e} (T_1 - T_2)$$

Pour un élément infinitésimal (ds), cette dernière relation s'écrit :

$$\phi = K \cdot \frac{\partial T}{\partial x}$$

Pour écrire l'équation de la conduction de la chaleur sous une forme mathématique nous devons adopter un signe conventionnel selon le sens du flux thermique (par exemple : $T_1 > T_2$, $T_1 \rightarrow T_2$). La Figure 1.3 représente l'interprétation mathématique de la densité de flux thermique.

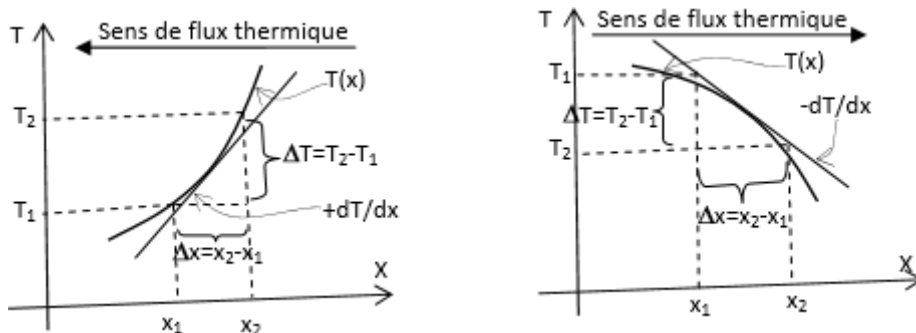


Figure 1.3 : Interprétation mathématique de la densité de flux thermique

– Comme le deuxième principe de la thermodynamique implique nécessairement, que la chaleur s'écoule des points les plus chauds vers les points les plus froids, le flux thermique serait donc, positif lorsque le gradient de température ($\partial T/\partial x$) est négatif.

– On remarque de la figure (Fig.1-3) que : $\frac{\Delta T}{\Delta x} = \frac{T_2 - T_1}{x_2 - x_1} = - \frac{dT}{dx} ; T_1 > T_2$ pour que le flux soit

positif, l'équation (1-4) s'écrit avec un signe négatif: $q = -K.S. \frac{dT}{dx}$

– $\frac{dT}{dx}$: le gradient de la température dans la section, c'est-à-dire, le rapport de la variation de

température à la distance parcouru par le flux thermique.

– De l'équation (1-5) :

$$\phi = -K \cdot \frac{dT}{dx} \Leftrightarrow -\int_{T_1}^{T_2} K \cdot dT = \int_{x_1}^{x_2} \phi dx \Leftrightarrow \phi \cdot (x_2 - x_1) = -K \cdot (T_2 - T_1) = K \cdot (T_1 - T_2)$$

1.3.2. Loi fondamentale de la convection (loi d'I. Newton)

La loi fondamentale de la convection est la loi d'Isaac Newton (1643-1727), traduite par la relation expérimentale de flux de chaleur échangé par convection entre un fluide et une paroi solide.

$$\phi = h \cdot s \cdot (T_{chaud} - T_{froid}) \quad (1.6)$$

$$h = K_{fluide} / \delta$$

Tels que ;

δ : représente l'épaisseur d'un film mince du fluide adhérent à la paroi solide ;

K_{fluide} : La conductivité thermique du fluide

h : représente le coefficient du transfert de chaleur par convection ; [W/ m² .K] ou [kcal/h. m² .C]

1.3.3. Loi fondamentale du rayonnement (loi de Stefan-Boltzmann)

Le flux de chaleur rayonné par un milieu de surface (S) et de température (T) s'exprime grâce à la loi de Joseph Stefan (1835-1893) et Ludwig Eduard Boltzmann (1844-1906).

$$\phi_{emis} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot S \cdot T^4 \quad (1.7)$$

Avec :

σ : Constante de Stefan-Boltzmann, $\sigma = 4.92 \cdot 10^{-8}$ kcal/h. m² .K

ε : L'émissivité de la surface sans unité et T en [K]

Remarques générales

– L'équation (1-3) peut s'écrire sous la forme suivante :

$$\phi = \frac{(T_1 - T_2)}{\frac{e}{K.S}},$$

Tel que ;

$R_{th} = \frac{e}{K.S}$, représente la résistance thermique que le matériau oppose à l'écoulement de

La chaleur par conduction.

– L'inverse de la résistance thermique représente la conductance thermique et désignée par :

$$K_{th} = \frac{K.S}{e},$$

– $\frac{K}{e}$: représente la conductance thermique par unité de surface et est appelé l'unité de

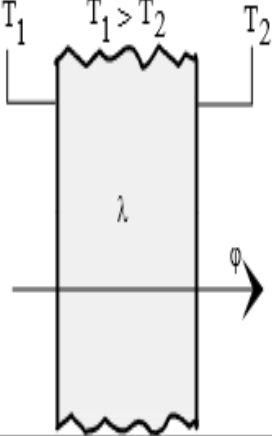
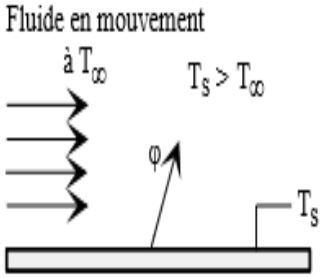
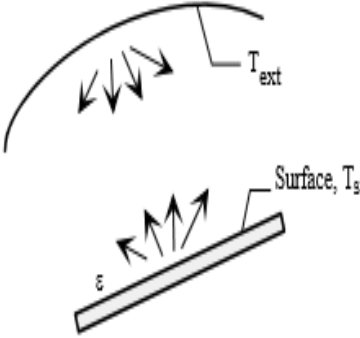
conductance thermique pour l'écoulement de la chaleur par conduction.

– En convection, la résistance thermique de transfert de chaleur, et qui représente l'inverse de

la conductance thermique par convection est donnée par : $R_{th} = \frac{1}{h.S}$

– h : représente aussi, l'unité de conductance thermique moyenne de convection, le coefficient superficiel de transmission de la chaleur par convection ou le coefficient d'échange de chaleur par convection

Tableau 1.1 : Différents modes de transfert de chaleurs

MODE	MECANISME	SCHEMA	DENSITE DE FLUX (W.m ⁻²)	COEFFICIENT
CONDUCTION	Diffusion d'énergie due au mouvement aléatoire des particules		$\varphi = -\lambda \cdot dT/dx$	λ (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)
CONVECTION	Diffusion d'énergie due au mouvement aléatoire des particules et transfert d'énergie due au mouvement d'ensemble		$\varphi = h_c \cdot (T_s - T_\infty)$	h_c (W.m ⁻² .K ⁻¹)
RAYONNEMENT	Transfert d'énergie par ondes électromagnétiques		$\varphi = \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_{ext}^4)$ ou $\varphi = h_r \cdot (T_s - T_{ext})$	h_r (W.m ⁻² .K ⁻¹)

Chapitre 2 :
Types des échangeurs de chaleur

Chapitre 2

Types d'échangeurs de chaleur

2.1. Introduction

Les procédés utilisés dans l'industrie demandent souvent que les fluides traités soient réchauffés ou refroidis avec ou sans changement de phases au cours des opérations auxquelles ils sont soumis. La chaleur mise en œuvre représente une importante dépense d'énergie dont il est nécessaire de récupérer la plus grande quantité possible. Une grande partie (90 %) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur. De ce fait les échangeurs de chaleur constituent des appareillages importants.

2.2. Définition

Les échangeurs de chaleur sont dispositifs qui facilitent l'échange thermique entre deux fluides ayants des températures tout en les empêchant de se mélanger. Les échangeurs de chaleur sont couramment utilisés dans une large gamme d'applications (par exemple : les systèmes de chauffage et climatisation, le traitement chimiques et la production d'électricité dans les grande usines). Les échangeurs de chaleur diffèrent de la chambre de mélange par le fait qu'ils ne permettent pas les deux fluides concernés de se mélanger. Dans un radiateur de voiture, par exemple, la chaleur est transférée de l'eau chaude qui s'écoule à travers les tubes du radiateur vers l'air circulant à travers la plaque mince étroitement espacées fixées aux tubes à l'extérieur.

Le transfert thermique dans un échangeur de chaleur implique généralement, une convection dans chaque fluide et une conduction à travers la paroi séparant les deux fluides. Dans l'analyse des échangeurs de chaleur, il est recommandé de travailler avec un coefficient de transfert thermique global U qui engendre la contribution de tous ces effets sur le transfert de chaleur. Le taux de transfert thermique entre les deux fluides à un endroit donné dans un échangeur de chaleur, dépend de la différence de température à cet endroit, qui varie à son tour selon le type de l'échangeur de chaleur. Dans l'analyse des échangeurs de chaleur, il est préférable de travailler avec la différence de température logarithmique moyenne (DTLM), qui est une différence de température moyenne équivalente entre les deux fluides pour l'ensemble de l'échangeur de chaleur (Saccadura, 1993).

2.3. Classification des échangeurs de chaleur

Il existe plusieurs critères de classement, parmi eux on a :

- La nature des matériaux qui le contient (métallique, verre, plastique, graphite).
- La nature des fluides de transfert (liquide, gaz, mélange de plusieurs phases, solides pulvérisant).
- La conception de l'échangeur.
- 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.
- Classement suivant le mode de transfert de chaleur

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection et rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc.) ; il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient (Moussa, Perricornet, 2002).

2.3.1. Norme TEMA

Les échangeurs tubulaires existant dans l'industrie sont très variés dans leur technologie bien que le principe reste toujours le même. Ainsi, tous les éléments entrants dans la constitution des échangeurs ont fait l'objet d'une normalisation publiée par TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association).

Cette normalisation TEMA est complétée par d'autres codes tels que :

API: American Petroleum Institute.

ASME: American Standard for Mechanical Engineering.

2.3.2 Classification selon leur destination

On distingue trois classes d'appareils :

a. Les échangeurs et réfrigérants

Dans lesquels la chaleur est cédée par un fluide de procédé à un autre fluide de procédé sans aucun d'entre eux ne subisse de changement dans son état physique.

Dans cet appareil par conséquent, l'échange de chaleur pourra s'effectuer d'un liquide à un autre, d'un gaz à un autre ou bien entre un liquide et un gaz.

Les réfrigérants fonctionnent comme les précédents mais qui ont pour but de refroidir le fluide chaud du procédé au moyen d'un fluide réfrigérant, qui peut être indifféremment l'eau ou l'air. Dans ces appareils on ne se produit aucun changement de phase.

b. Les condenseurs

Lorsque le fluide passe, totalement ou partiellement, de la phase vapeur à la phase liquide, le fluide froid peut être soit l'eau de refroidissement, soit l'air. Ils permettent la condensation et le refroidissement des produits de tête de colonne.

c. Les rebouilleurs

Lorsqu'un fluide de procédé se vaporise partiellement, le fluide chaud peut être de la vapeur d'eau ou bien un fluide chaud quelconque.

Ils assurent une vaporisation partielle des produits de fond de colonne grâce à un produit chaud (gasoil de recyclage, vapeur d'eau).

Il existe aussi d'autres appareils tels que les vaporisateurs (transformation complète du fluide de procédé en vapeur) ; et les préchauffeurs (Lorsqu'ils chauffent, au préalable, avec de la vapeur ou un autre fluide de procédé, l'alimentation d'une unité de traitement) (Moussa, Perrircornet, 2002).

2.3.3. Classification selon l'écoulement

On peut distinguer 3 modes d'écoulements.

a. Ecoulement des deux fluides parallèles et de même sens (Co-courant)

Il s'agit d'échangeurs dits à Co-courants ou la température de fluide froid ne peut pas être supérieure à la température de sortie de fluide chaud ; les températures des fluides évoluent pendant leur traversée longitudinale de l'échangeur, à moins que l'un des fluides ne subisse un changement de phase.

La figure 2.1 donne l'évolution qualitative de ces températures le long d'un échangeur tubulaire à Co-Courants très simple, la longueur de l'échangeur a été portée en abscisse, les températures sont repérées à l'aide d'indices signifiant entrée et sortie, 1 désignant le fluide chaud et 2 le fluide froid (Padet, 1994).

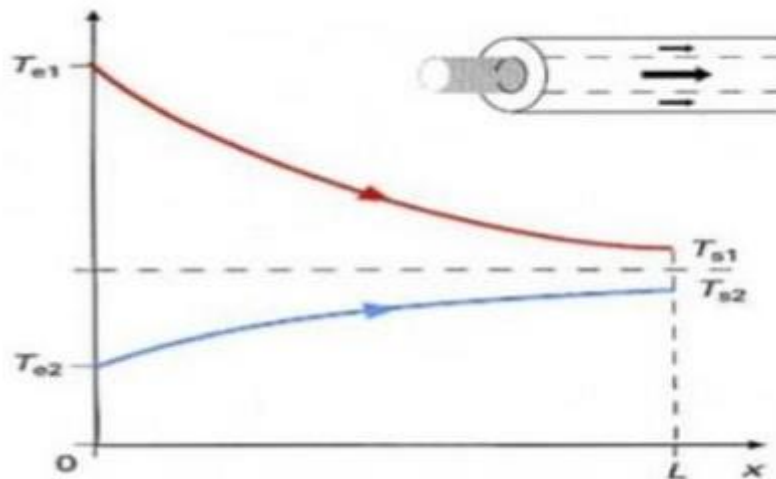


Figure 2.1: Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire co-courant.

b. Ecoulement des deux fluides parallèles mais de sens contraire (Contre-Courant)

Il s'agit d'échangeurs à contre courants ou la température de la sortie du fluide froid peut dépasser la température de sortie de fluide chaud. Cette disposition est l'une de plus favorables pour l'échange thermique. De la même façon que précédemment, la longueur de l'échangeur considéré a été portée en abscisse (Figure 2.2). Les températures sont reparties à l'aide d'indices e signifiant entrée et s sortie. [J.PADET]

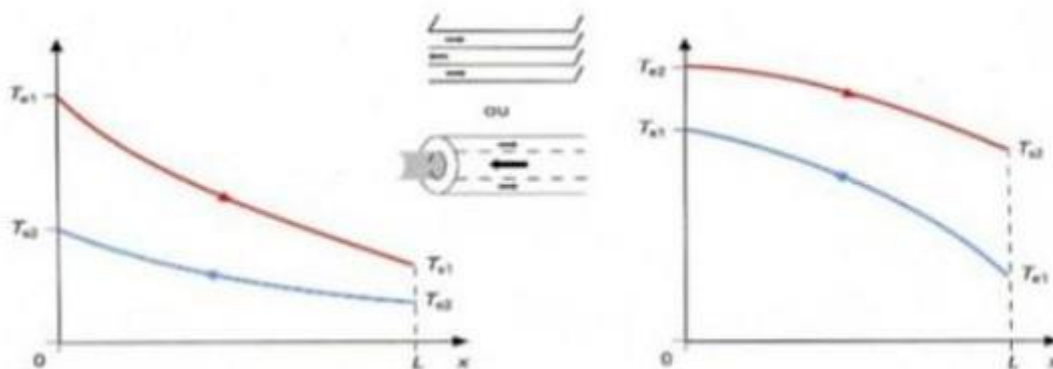


Figure 2.2: Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire ou à plaque à contre courants.

c. Écoulement des deux fluides croisés avec ou sans brassage

Les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre (Figure 2.3) Le fluide non brassé est canalisé : c'est celui dont la veine est divisée entre plusieurs canaux parallèles distincts et de faible section. L'autre fluide circule librement entre les veines et peut être considéré comme partiellement brassé du fait des tourbillons générés par les tubes.

Le brassage a pour effet d'homogénéiser les températures dans les sections droites de la veine fluide. Sans cela, les températures varient non seulement avec la direction de l'écoulement, mais aussi dans la section de veine (Padet, 1994).

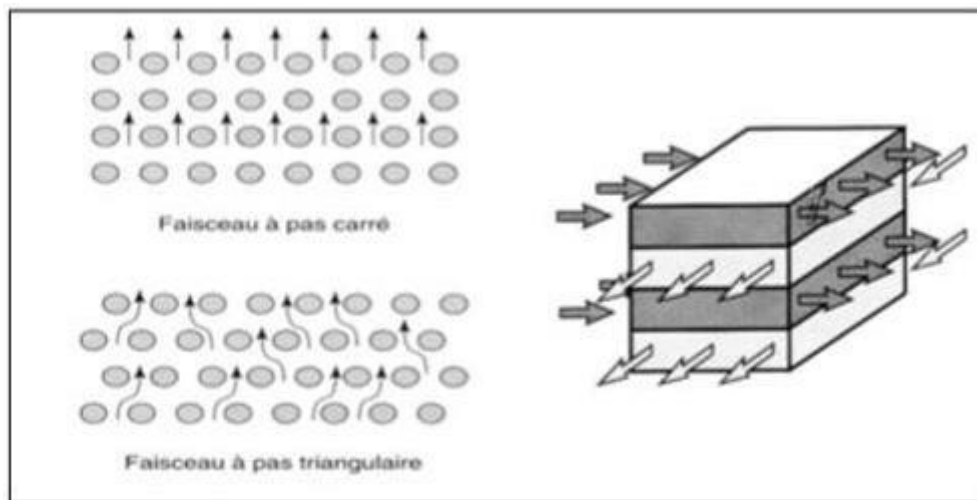


Figure 2.3: Courant croisés avec faisceaux tubulaires.

2.3.4. Classification selon le principe d'action

On distingue deux types :

a. Les échangeurs de surface

Ce type d'échangeurs est très répandu, l'échange de chaleur entre les produits se fait à travers les parois (surface d'échange).

b. Les échangeurs à mélange

Aucune paroi ne sépare les deux fluides qui sont alors mélangés, les applications dans le domaine du raffinage s'en trouvent en conséquence limitées.

Toutefois, lorsque les deux fluides peuvent être séparés facilement et que la contamination n'est pas un problème majeur, les échangeurs à mélange peuvent être utilisés ; c'est en particulier le cas de l'échange entre une phase liquide et une phase gazeuse, le transfert de chaleur étant lié au phénomène de transfert de masse entre phases.

2.3.5 Classification selon la construction

Les principaux types d'échangeur de chaleur rencontrés sont les suivants :

- Les échangeurs tubulaires.
- Les échangeurs à plaques.

a. Les échangeurs tubulaires

Ils présentent un certain nombre d'avantages : en cas particulier ils sont faciles à fabriquer, relativement bon marché, de maintenance aisée et surtout ils peuvent être utilisés à pression élevées et à des fortes températures. Leur robustesse et leur fiabilité contrebalancent leur encombrement (Moussa, Perricornet, 2002).

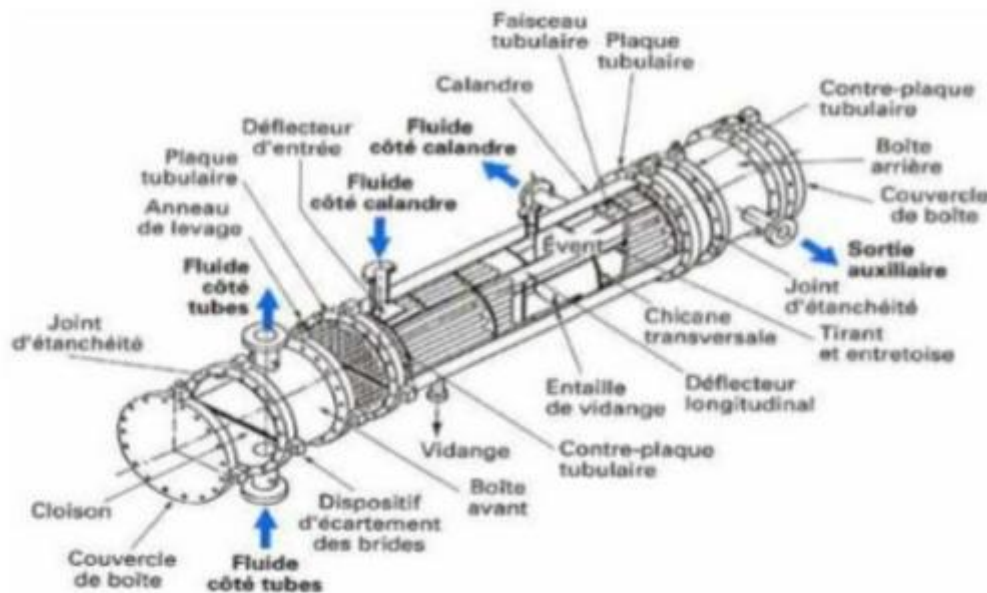


Figure 2.4: Echangeur de chaleur tubulaire (TEMA).

On distingue, le plus souvent, les catégories suivantes :

a) Les échangeurs monotubes pour lequel le tube placé dans un réservoir.

b) Les échangeurs coaxiaux pour lesquels les tubes sont le plus souvent cintrés.

c) Les échangeurs multitubulaires qui existent sous 4 formes :

1) **Les échangeurs 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.

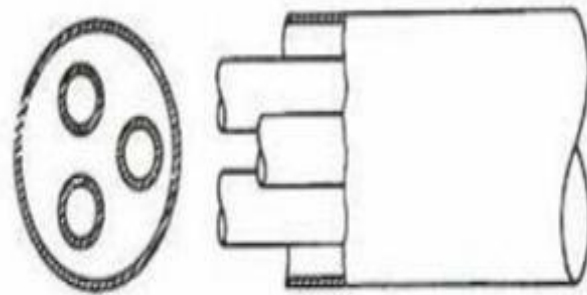


Figure 2.5: Tubes séparés

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

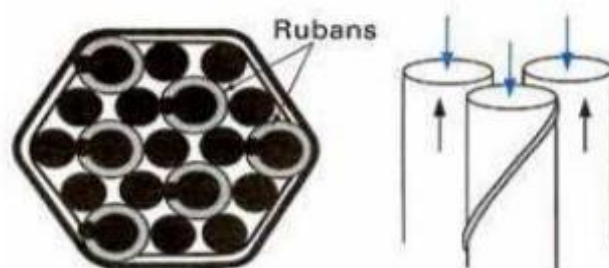


Figure 2.6: Tubes rapprochés

3) **Les échangeurs à tubes ailettes** : ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique ; lorsque l'un des fluides transitant dans l'échangeur d'avère moins bon caloporteur que l'autre, l'utilisation d'ailettes autour des tubes ou dans les tube s'impose pour

que la résistance thermique globale ne soit pas entièrement due au fluide ayant le plus petit coefficient d'échange thermique (Moussa, Perricornet, 2002).

Les ailettes peuvent être disposées de différentes façons :

Les ailettes transversales divisées en deux groupes : les ailettes continues qui sont traversées par plusieurs tubes et qui sont généralement de forme rectangulaires plane ou ondulées, et les ailettes indépendantes qui sont traversées par un seul tube et qui peuvent être

Annulaire ou hélicoïdales, pleines ou segmentées. Elles peuvent être aussi à fil performé, poinçonné ou en brosse.

Les ailettes longitudinales qui sont disposées selon l'axe des tubes et qui peuvent être localement torsadées (Moussa, Perricornet, 2002).

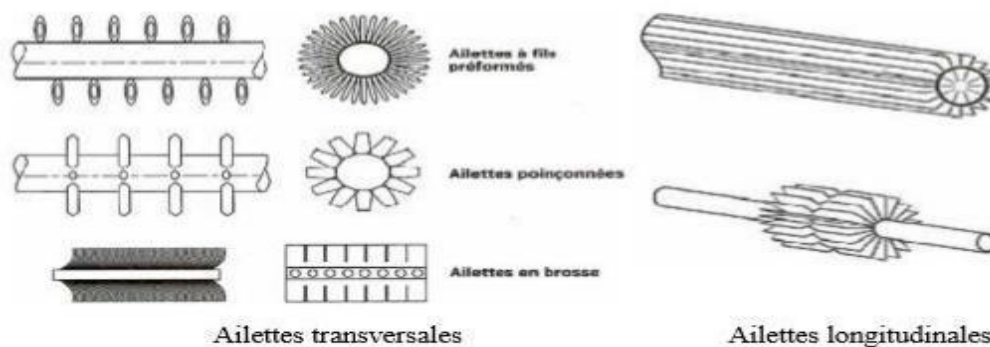


Figure 2.7: Disposition des ailettes

4) Les échangeurs à tube et calandre : ou la calandre est une enveloppe métallique cylindrique entourant un faisceau de tubes : ils possèdent une boîte de distribution c'est-à-dire un dispositif qui distribue ou recueille le fluide aux extrémités des tubes. Ils peuvent être à boîte fixe, à boîte flottante, ou à tube en U avec une boîte à chaque extrémité de l'échangeur. Les tubes peuvent être supportées par des chicanes afin d'augmenter la vitesse massique du fluide dans le but d'améliorer le coefficient d'échange. Pour cela, un compromis doit être trouvé pour avoir simultanément un coefficient d'échange global et des pertes de charge acceptables. (Moussa, Perricornet, 2002).

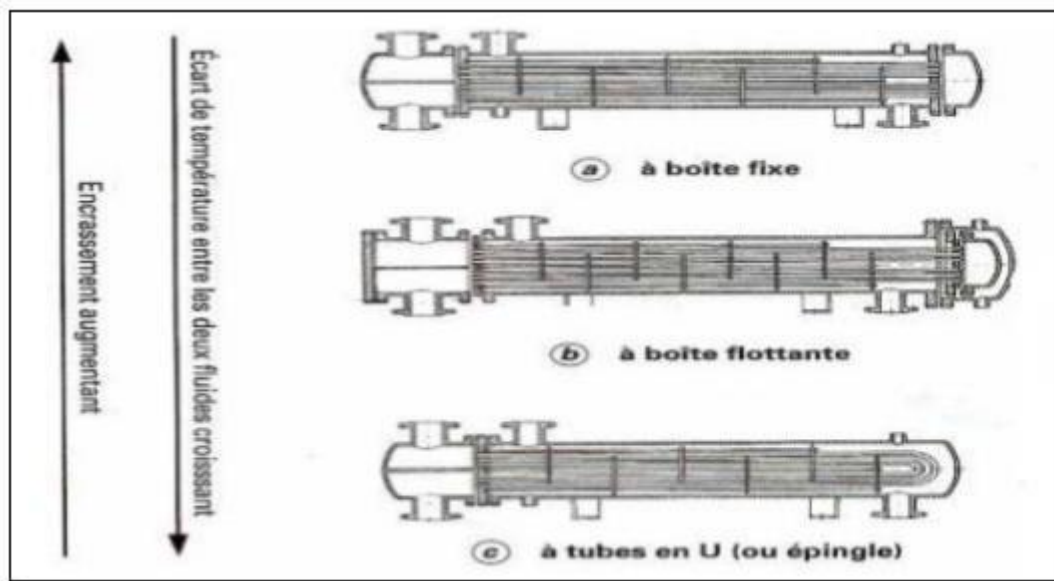


Figure 2.8: Echangeur à tube et calandre.

5) Échangeur double tube : Ces échangeurs sont constitués par des éléments rectilignes de deux tubes concentriques raccordés à leurs extrémités par des coudes. Les divers éléments sont tous assemblés par des raccords à démontage rapide, et le remplacement des tubes est possible. Les problèmes de dilatation thermique et d'étanchéité entre le tube intérieur et le tube extérieur sont résolus par l'utilisation de presse étoupe ou de joint torique.

Les tubes sont généralement en acier et les longueurs courantes sont de 3,6 - 4.5 m ou 6m.

On utilise également des tubes en verre et en graphite dans des applications particulières



Figure 2.9: Echangeur de chaleur double tube

Ces appareils sont intéressants pour les facilités qu'ils offrent pour le démontage et l'entretien. Ils peuvent fonctionner en contre-courant pur, ce qui permet d'obtenir de bons rendements. Par contre, ils présentent les inconvénients suivants :

- ✓ risque de fuites aux raccords.
- ✓ flexion du tube intérieur si la longueur est importante.
- ✓ surface d'échange faible pour le volume global de l'appareil par suite du rayon minimal des coudes reliant les longueurs droites des tubes. (Moussa, Perricornet, 2002).

b. Les échangeurs à plaque

Les échangeurs à plaques sont constitués de plaques formées dont les alvéoles constituent les chemins empruntés par les fluides. Les plaques sont assemblées de façon que le fluide puisse circuler entre elles. La distribution des fluides entre les plaques est assurée par un jeu de joints de telle sorte que chacun des deux fluides soit envoyés alternativement entre deux espaces inter plaques successifs.

Les fluides peuvent ainsi échanger de la chaleur à travers les plaques, l'avantage principal de ce type d'échangeur est la compacité. En effet, on voit bien que ce dispositif permet une grande surface d'échange dans un volume limité.

Les échangeurs à plaques sont très utilisés dans l'industrie agroalimentaire (pasteurisation du lait) ou l'industrie nucléaire. Les plaques sont généralement en acier inoxydable en particulier dans l'agroalimentaire pour des raisons évidentes d'hygiène et de santé publique. A noter que l'utilisation de joints en matières organiques réduit la gamme de températures de fonctionnement (Thonon et al., 1991).

4-Différents types des échangeurs à plaques

4.1 Les échangeurs à plaques et joints

Dont la surface d'échangeur est composée de série de plaques métalliques, équipés de joints, serrés les unes contre les autres à l'aide des tirons entre deux flasques, l'un fixe et l'autre mobile.

Les plaques définissent un ensemble de canaux dans lesquelles circulent respectivement chacune des fluides. Les échangeurs à plaques et joints sont surtout utilisés pour le transfert de

chaleur monophasique, mais de plus en plus l'application existe en double phases condensation ou évaporation (Thonon et al., 1991).

4.2 Les échangeurs à plaques serties

Les échangeurs sont constitués par des tôles planes parallèles entre lesquelles sont disposé des ailettes. Ces échangeurs sont en générale fabriqués on tôleries légère (acier galvanisé, inoxydable, aluminium,...) (Thonon et al., 1991).

4.3 Les échangeurs à plaques soudée

Ces échangeurs sont en général fabriqués à l'aide des matériaux plus noble tel que l'acier inoxydable, le titan, le nickel, ... on distingue :

✓ L'échangeur lamellaire

C'est variante de l'échangeur à tube et calandre dans lequel le faisceau est constitué de « tubes aplatis » ou lamelle. [IFP]



Figure 2.10 : Schéma de principe de l'échangeur à plaque.

5 -Autres types d'échangeurs

Parmi les échangeurs thermiques, il convient également de citer les échangeurs où l'un des deux fluides change de phase. Il s'agit du cas particulier des évaporateurs tubulaires ou à plaques (où le fluide froid passe de l'état liquide à l'état gazeux), et des condenseurs tubulaires ou à plaques (où le fluide chaud passe de l'état gazeux à l'état liquide). Ils sont généralement utilisés pour concentrer une solution, refroidir un fluide ou produire de la vapeur. La technologie

de ces types porte surtout sur le matériau de construction ainsi que sur les conditions d'amenée des fluides. Les matériaux les plus utilisés dans les échangeurs sont les aciers inoxydables et le titane, mais d'autres matériaux sont également employés, notamment pour limiter l'effet des phénomènes de corrosion, comme le graphite, la céramique, le verre et les plastiques. L'objectif est d'améliorer la résistance des échangeurs afin de les rendre plus faibles lorsqu'ils sont utilisés dans des cycles thermiques (John et al., 2005).

6 -Conception des échangeurs de chaleurs

L'échangeur à faisceau et calandre est le plus répandu au niveau des unités de traitement des hydrocarbures. Le principe du faisceau logé à l'intérieur d'une calandre a été également retenue dans la construction de condenseur et rebouilleur.

L'appareil est constitué par un faisceau de tubes monté sur deux plaques tubulaires et portant un certain nombre de chicanes (Hewitt, 1990).

D'après la construction on distingue quatre types d'échangeur à faisceau et calandre :

- à plaque tubulaire fixes (construction rigide).
- à compensateur de dilatation thermique.
- à tête flottante.
- à tube en U.

6.1 Échangeur de chaleur à plaques tubulaires fixe

Ces échangeurs de chaleur possèdent deux plaques tubulaires à la calandre, ceci favorise de l'apparition des contraintes thermiques dans les tubes et dans la calandre à cause de l'écart de température entre les deux fluides circulés. L'échangeur repose sur deux supports dont l'un est fixe (coté boîte de distribution) et l'autre mobile, ce dernier assure les dilatations thermiques libres de la calandre par rapport à la fondation de béton. L'écart de la température entre les tubes et la calandre égale à 50°C est la limite supérieure d'application de ces échangeurs. (Hewitt, 1990).

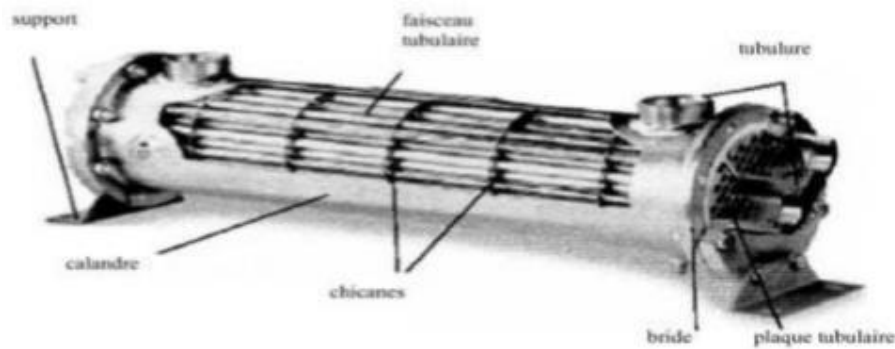


Figure 2.11: Echangeur de chaleur à plaques tubulaires fixe.

2.6.2 Échangeur de chaleur à compensateur de dilatation thermique

A part le compensateur, l'appareil est semblable à l'échangeur de type rigide et possède les mêmes avantages et inconvénients. Mais grâce au compensateur, il peut s'employer dans les conditions thermiques plus rudes, mais diminue leur grandeur. Dans ces appareils, la charge axiale due à la pression intérieure s'applique presque totalement aux tubes, comme la charge supportée par la calandre peut être négligée grâce à la faible rigidité des gaufres ne s'usent presque pas en service et résiste toujours à la charge axiale.

2.6.3 Echangeur de chaleur à tête flottante :

Etant très répandu, cet appareil possède une dite tête flottante, montée par l'intermédiaire de la plaque tubulaire mobile sur une extrémité du faisceau. Dans ces appareils, la première plaque tubulaire est bridée à la calandre, par contre la deuxième est mobile. Elle forme avec le couvercle, la tête flottante, le faisceau tubulaire du côté de la plaque mobile n'est pas très lié à la calandre et peut se mouvoir librement pendant les variations des températures des tubes, ceci diminue de l'intensité des contraintes thermiques dans la construction (Hewitt, 1990).



Figure 2.12 : Echangeur de chaleur à tête flottante

2.6.4 Echangeur de chaleur à tubes en U

Grâce à la dilation libre des tubes en U, la construction est aussi exemple de contrainte thermique. Remplacement de la tête flottante par des tubes en U rend l'appareil moins couteux, mais le nettoyage mécanique à l'intérieur à des tubes est impossible. Il est aussi impossible de changer tubes détériorés. L'avantage de ces échangeurs est le fait que les tubes peuvent se dilater librement ce qui diminue les contraintes thermiques dues à la différence de température entre les parois des tubes et de la calandre (Hewitt, 1990).

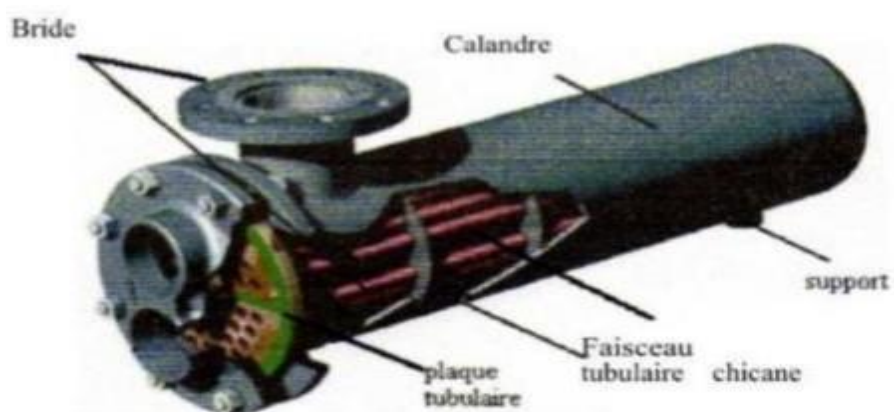


Figure 2.13 : Echangeur de chaleur à tubes en U.

2.7. Pièces faisant partie des échangeurs de chaleur à faisceau et calandre

2.7.1. La calandre

L'acier au carbone est le matériau le plus couramment utilisé pour la construction des calandres. A chaque extrémité sont soudées des brides avec plaques de renforcement selon la pression de service. Enfin la calandre pourra être équipée d'un anneau de levage et portera la plaque d'identification de l'appareil.



Figure 2.14 : Calandre simple à une seule phase.

7.2 Le faisceau de tubes

Les tubes constituant les faisceaux forment une classe spéciale répondant aux spécifications des normes TEMA (Tubulaire Ex changer Manufacture Association).

Le diamètre nominal correspondant au diamètre extérieur pour lequel les tolérances sont sévères. Les épaisseurs des tubes sont normalisées selon le calibre BWG (Birmingham Wire Gage).

7.3 Disposition des tubes

Les tubes sont fixés à leurs extrémités par mandrinage ou dudgeon nage dans deux plaques tubulaires.

La perforation des trous s'effectue selon une disposition soit aux pas carrés, soit au pas triangulaire (Figure 2.15)

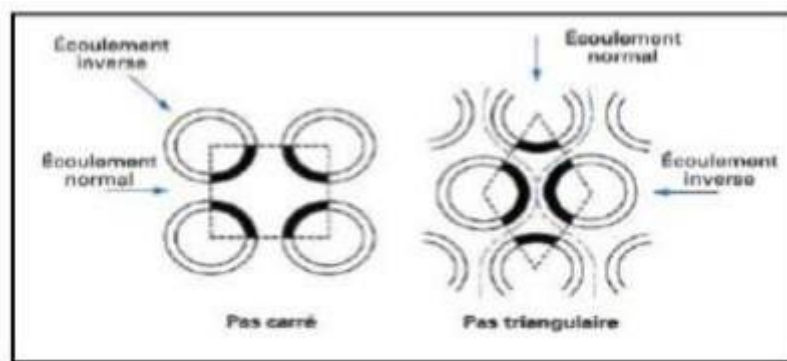


Figure 2.15 : Disposition des tubes

-Choix du pas

Le pas triangulaire permet de placer environ 10% des tubes de plus que le pas carré sur une plaque tubulaire de diamètre donné, mais en contrepartie, la disposition des tubes ne permet pas leurs nettoyages extérieurs par insertion de grattoirs ou de racloirs à travers le faisceau.

Pour choisir la configuration géométrique, on utilise le rapport pas /diamètre extérieure de tubes ($P/d'Ext, tube$). Il doit être supérieur ou égale à 1.25.

Cette définition est conditionnée pour le facteur de perte de charge dans les conduites cylindrique.

Notons que :

- Les tubes sont fixés sur les plaques tubulaires soit par dudgeon nage (mandrinage) ou par soudage (grand température et pression).
- Les tubes utilisés dans ces appareils sont généralement en acier au carbone bien soudable ; pour la calandre et les autres accessoires en acier bien résistant que les tubes.

2.7.4. Plaques tubulaires

Ces sont des plaques percées supportant les tubes à leurs extrémités. Leur épaisseur (5 à 10 cm) est calculée en fonction de la différence de pression entre le fluide dans la calandre et le fluide dans les boîtes d'une part, et les contraintes dues aux différences de dilatation entre les tubes et le calandre d'autre part. Les plaques tubulaires sont dimensionnées spécifiquement dans le respect des impositions des codes ou des standards TEMA. En aucun cas l'épaisseur doit être inférieure à $\frac{3}{4}$ in, surépaisseur de corrosion ne dépasse pas 3 mm.

2.7.5. Les Chicanes

Elles ont pour rôle de diminuer la vitesse du fluide dans la calandre et la rigidité du faisceau, et augmenter la rigidité du faisceau, pour éviter des phénomènes de vibration et de flambage. Des chicanes transversales de différents types peuvent être mises en place pour régler le coefficient de convection côté calandre : la solution chicanes segmentées permet de réaliser une circulation transversale au faisceau. Sauf conception spéciale, le pas B entre deux chicanes consécutives n'est jamais inférieur à $D_c/5$ ou 2 in. L'ouverture de segmentation est définie par h/D_c . Les tubes du faisceau sont enfilés dans les trous aménagés dans les chicanes ; Celles-ci sont maintenues en place par un ensemble de tirants et entretoises, ces dernières étant le plus souvent des tronçons de tubes.



Figure 2.16 : Disposition des chicanes.

2.7.6. Les tirants et entretoises

Ils permettent d'avoir les chicanes en position désirée en évitant les déplacements provoqués par la force engendrée par le fluide qui les heurte (Figure 2.17), en générale le nombre des tirants varie de 2, 4, 6 jusqu'à 8 suivant le diamètre de l'échangeur.

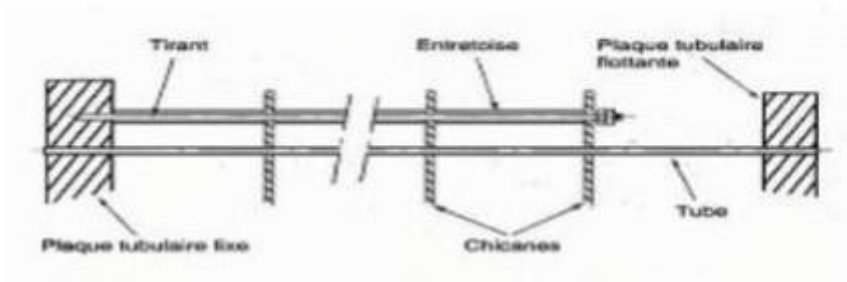


Figure 2.17 : Disposition des tirants et entretoises

2.7.7. Les déflecteurs

Pour éviter ou du moins minimiser l'érosion de tube du faisceau, des déflecteurs de protection peuvent être installés faces aux tubulures d'entrée du fluide, l'obligation de leur mise en place est définie dans les standards (TEMA) en fonction de la nature, de l'état du fluide et du produit (ρ : masse volumique, u) vitesse du fluide). Ces déflecteurs, d'une épaisseur de l'ordre de 12 mm, sont circulaires, soudés sur des tirants ou entretoise (Saccadura, 1993).

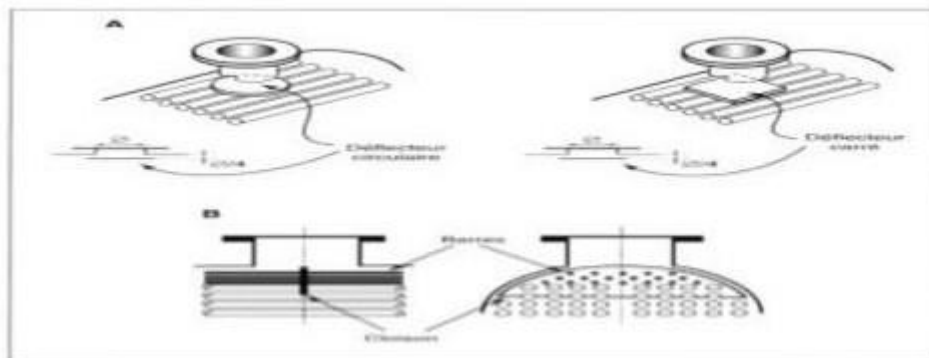


Figure 2.18 : Différents types de déflecteurs

Chapitre 3 :
Matériels et méthodes

Chapitre 3

Matériels et méthodes

3.1. Simulation numérique :

Ce domaine de recherche s'étant beaucoup développé ces dernières années, grâce aux développements des codes de calcul commerciaux de plus sophistiqués.

La simulation numérique des écoulements consiste à résoudre les équations de Navier-Stokes à partir de différents modèles de turbulence.

Les résultats de la simulation numérique sont obtenus à l'aide d'un code de calcul dont la réalisation résulte d'études et de recherches portant successivement sur les thèmes suivants :

- La modélisation du problème physique : elle consiste à traduire la physique en un problème mathématique bien pose, complète par des conditions initiales et des conditions aux limites.
- Une étape de discrétisation, c'est d'approcher ces opérateurs classiques de l'analyse fonctionnelle par des expressions ne faisant intervenir que des opérations arithmétiques. On notera que cette opération de discrétisation se porte non seulement sur les EDP mais également sur le domaine de calcul discrétisé en un maillage constitué d'un ensemble discret d'éléments géométriques (volumes de contrôle élémentaires). Le résultat de cette discrétisation conduit à un système d'équations algébriques de très grande dimension.
- La troisième étape consiste à résoudre le système à l'aide d'un algorithme approprié.

Ces trois étapes fondamentales sont suivies d'une étape de mise en œuvre des discrétisations et des algorithmes associés dans un code de calcul dont la validation permet, d'une part, de vérifier la pertinence des choix techniques effectués et, d'autre part, de préciser

le domaine d'application du logiciel et, par conséquent, des modélisations physiques et numériques sous-jacentes.

Le solveur CFX 17.0 est utilisé pour la résolution de notre problème. Il est pratiqué dans le domaine de la dynamique des fluides CFD (Computational Fluid Dynamics). Il utilise entre autre la méthode des volumes finis (MVF), c'est une méthode semi intégrale qui procède par intégration des équations locales sur un ensemble discret de volumes de contrôle englobant les points de calculs. Cela conduit à des équations discrètes exprimant la conservation exacte de toutes les quantités transportables.

3.2 La présentation du code calcul CFX5

Le but de cette section est de présenter une marche à suivre pour effectuer une simulation numérique sur le solveur CFX5 (version 17.0). Ce solveur est conçu pour les simulations dans le domaine de la dynamique des fluides. On propose ainsi une rapide description des problèmes liés à la définition de la géométrie, à la génération du maillage et à l'initialisation de la solution. Cette section a uniquement pour but de faciliter la mise en œuvre d'une simulation en mettant en évidence quelques aspects pratiques au niveau de l'utilisation des différents logiciels. Le processus pour effectuer une simulation de CFD (Computational Fluid Dynamics) est composé comme suivant :

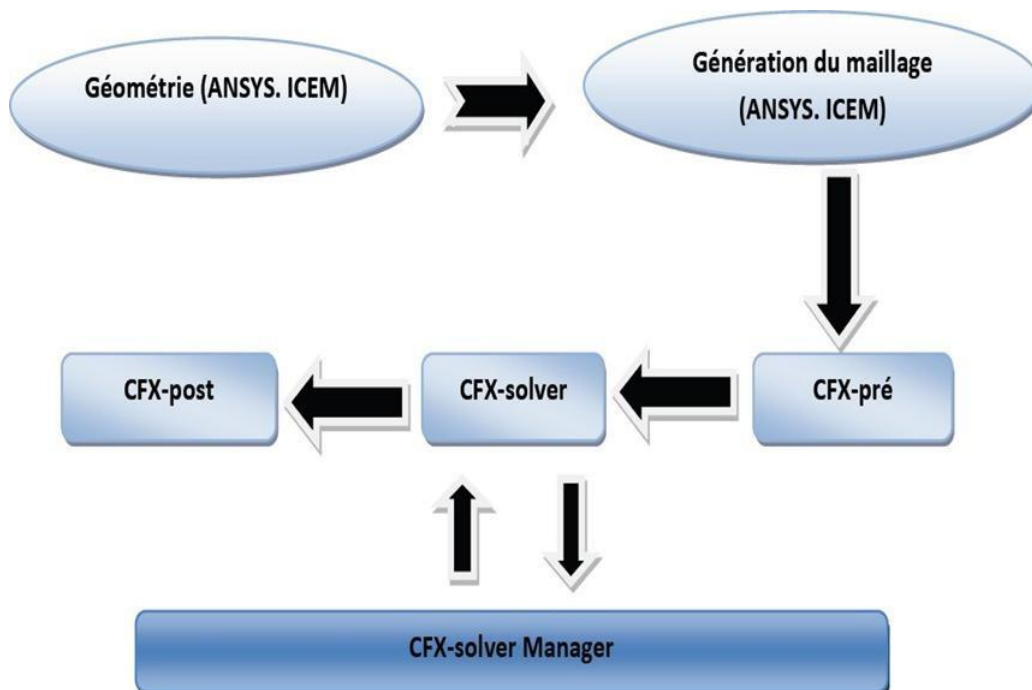


Figure 3.1 : Les modules de base du CFX 17.0

3.2.1. ICEM CFD

Permet de préparer la configuration géométrique du problème étudié et de générer le maillage de manière assez conviviale bien qu'assez simple. Quand il s'agit de géométries complexes, ICEM CFD peut être couplé avec d'autres logiciels meilleurs pour la réalisation de la géométrie ainsi que le maillage. L'un des avantages de ce logiciel est sa simplicité ainsi que sa robustesse envers la réalisation des géométries les plus complexes. Pour le maillage, ICEM CFD 17.0 utilise des structures mono ou multi blocs en fonction de la géométrie, il permet de générer deux types de maillages, le maillage en tétraèdre et en hexaèdre.

Pour la création de la géométrie, et le maillage du domaine de calcul nous avons utilisé un software de haute qualité « ICEM CFD 17.0 » et qui permet d'exporter le maillage généré au CFX-Pre .

3.2.2. CFX Pre

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

Il permet d'importer le maillage de la géométrie étudiée, construit par le module CFX-BUILD ou l'importer à partir d'un autre logiciel (DAO), générateur de maillage 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) .

3.2.3. 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 .

3.2.4 : 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 solver CFX 17.0;
- Lancer ou arrêter la simulation avec le solver CFX 17.0 ;
- Surveiller la progression de la solution avec le solver CFX 17.0 ;
- Lancer une autre simulation en parallèle.
- Le calcul doit être effectué avec un taux résiduel choisi, un temps moyen de calcul déterminé, et un nombre d'itération maximum donné.

3.2.5 : CFX Post

Permet de visualiser les différents résultats obtenus par le CFX-Solver à l'écran, dispose d'outils graphiques très puissants permettant la présentation et l'analyse des résultats en forme de : Lignes de courant, Champ de vitesse...

Visualiser différents paramètres définis par l'utilisateur.

Exporter les résultats en différents formats, pour tracer l'évolution des variables avec d'autres logiciels graphiques tels que (Origine ou Tec plot)

Chapitre 4 :
Résultats et discussion

Chapitre 4 :

Résultats et Discussion

4.1. Introduction

Dans le domaine des échangeurs de chaleur, l'utilisation des chicanes et des ailettes suscite un intérêt particulier. En conséquence, elles ont été le sujet de quelques études expérimentales et numériques. Différents auteurs ont constaté que l'introduction d'une chicane dans l'écoulement pourrait augmenter le nombre de Nusselt moyen de 190%. Ils ont également observé que les caractéristiques thermiques et dynamiques de l'écoulement sont en fonction de la position de la chicane. Les résultats numériques obtenus ont indiqué que les profils et la distribution de la vitesse axiale montrent une zone de recirculation relativement intense au-dessus des facettes de chaque chicane qui se déplace vers l'aval. La perturbation la plus élevée est obtenue en amont de la deuxième chicane. Ces zones tourbillonnaires sont responsables des variations locales du nombre de Nusselt le long des surfaces de chicanes et de la paroi en particulier au niveau de celles situées côté inférieur.

Il a été observé aussi que l'écoulement est caractérisé par de fortes déformations et de grandes régions de recirculation. En général, le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement augmentent avec le nombre de Reynolds. Leurs résultats montrent aussi que les performances thermiques augmentent avec l'augmentation de la taille de chicanes et avec la diminution de l'espacement entre chicanes.

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

4.1. Présentation du problème

La géométrie du problème étudié est présentée dans la figure ci-dessous (Figure 4.1). Il s'agit d'une conduite rectangulaire équipée de chicanes. La hauteur et la largeur de la conduite sont prises égales à 10 mm, alors que sa longueur $L = 300$ mm. La hauteur h de la chicane est prise égale à 5 mm. La première chicane est installée à une distance de 100 mm de l'entrée et les autres chicanes sont à des équidistances de 20 mm.

Un fluide industriel chaud (une huile) pénètre dans la conduite et il sera refroidi à travers les parois du canal. La température à l'entrée du canal est prise égale à 75°C alors que la température à la paroi du canal est -5°C . La présence des chicanes dans l'échangeur peut créer une turbulence même à faible nombre de Reynolds. Par conséquent, l'efficacité d'échangeur sera améliorée.

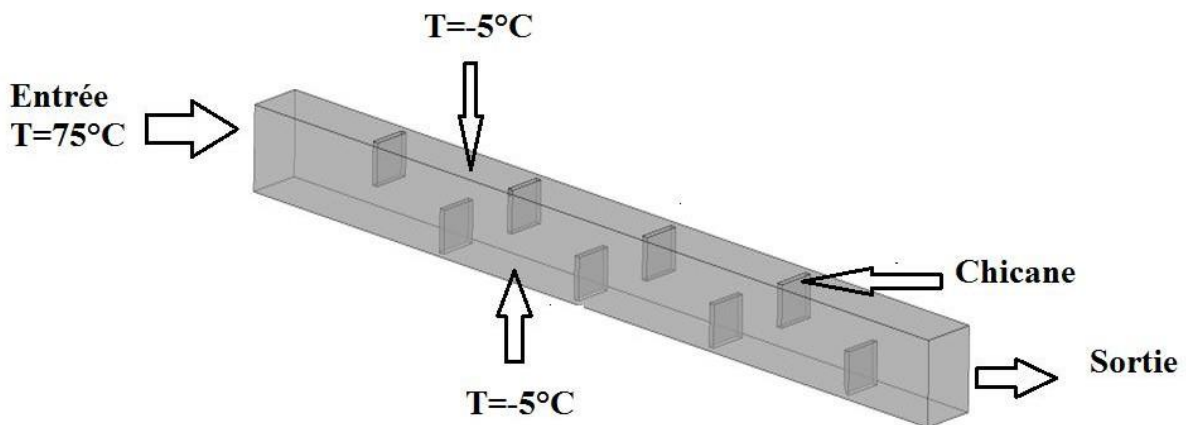


Figure 4.1 : Présentation de problème

4.2. Considérations du problème

- Le fluide circulant dans l'échangeur est une huile avec les propriétés suivantes :
 - 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 fluide est Newtonien est incompressible.
 - Le régime d'écoulement est laminaire.
 - Le processus est stationnaire.
 - L'effet du champ gravitationnel est négligeable.

4.3. Matériels et méthode

Le travail a été réalisé par voie de simulation numérique à l'aide du code de calcul CFX et le générateur du maillage Ansys ICEM CFD. Ce dernier offre la possibilité de choisir entre le maillage tetrahedral et hexahedral. Pour notre cas, le maillage du type tetrahedral a été opté pour discrétiser le domaine de calcul (Figure 4.2).

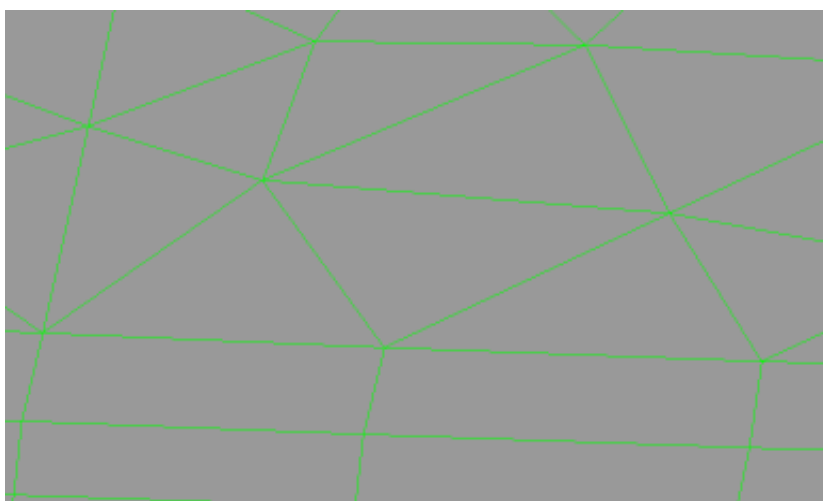


Figure 4.2 : Type de maillage (tetrahedral)

Après la définition du problème (conditions aux limites, propriétés physiques du fluide, etc.), un critère doit être vérifié pendant le déroulement du calcul. Il s'agit de la convergence des résultats numérique. La figure 4.3 montre clairement ce processus, où le déroulement du « solver manager » semble très satisfaisant.

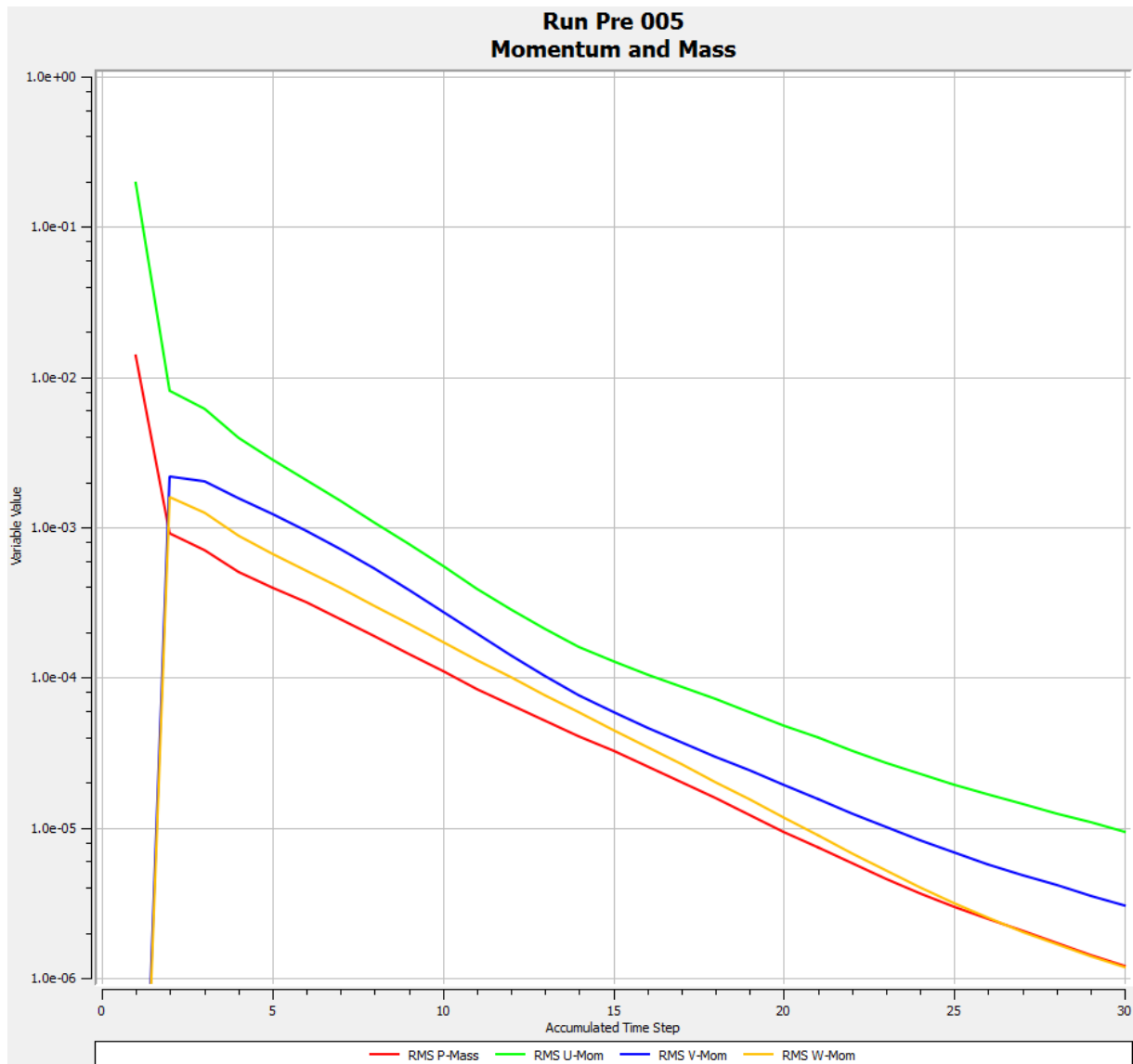


Figure 4.3 : Déroulement de calcul

4.4. Validation

Une autre étape très importante avant d'entamer l'investigation, c'est bien la validation de quelques prédictions numériques avec l'expérimental. Pour notre cas, la référence est faite avec l'expérimental de Demartini et al. (2004). En utilisant les mêmes conditions

géométriques et opératoires, la variation de la vitesse axiale le long de la hauteur du canal est présentée sur la Figure 4.4. La confrontation de nos résultats avec ceux de Demartini et ces co-auteurs montrent un accord satisfaisant.

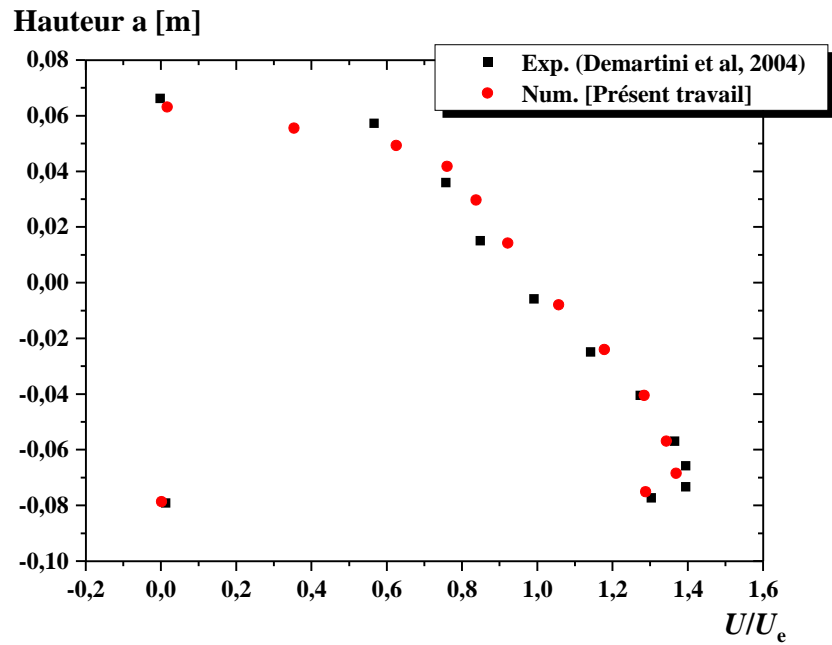


Figure 4.4 : Variation de la vitesse axiale en fonction de la hauteur du canal, chicane plane, $Re = 200$

4.5. Résultats et discussion

4.5.1. Chicane planes

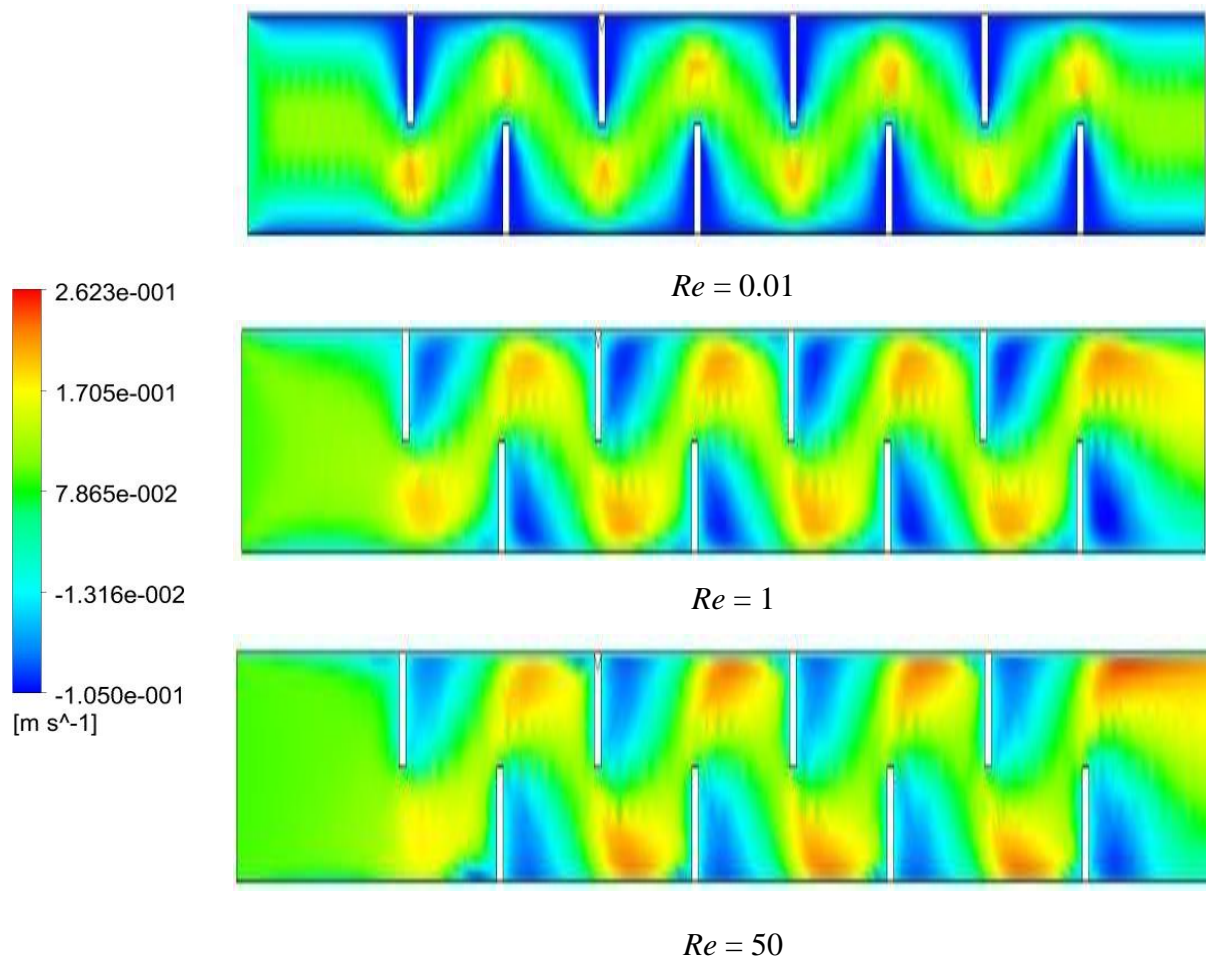


Figure 4.5 : Distribution de vitesse

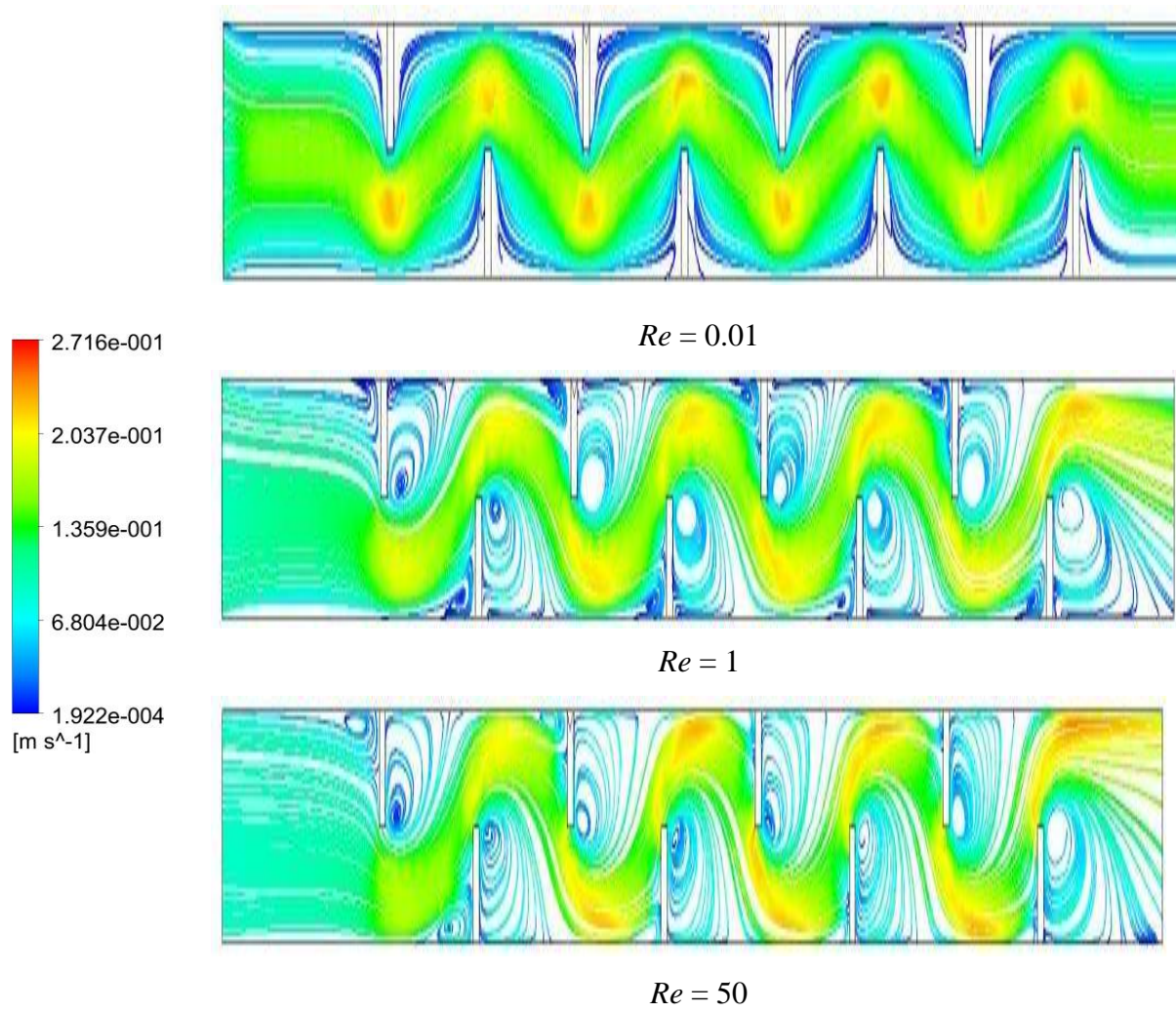


Figure 4.6 : Lignes de courant

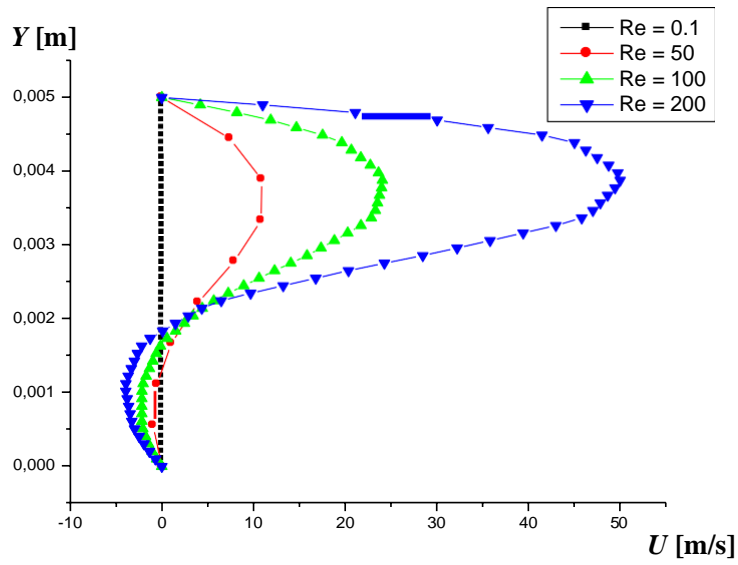


Figure 4.7 : Variations de vitesse u pour différents nombres de Reynolds.

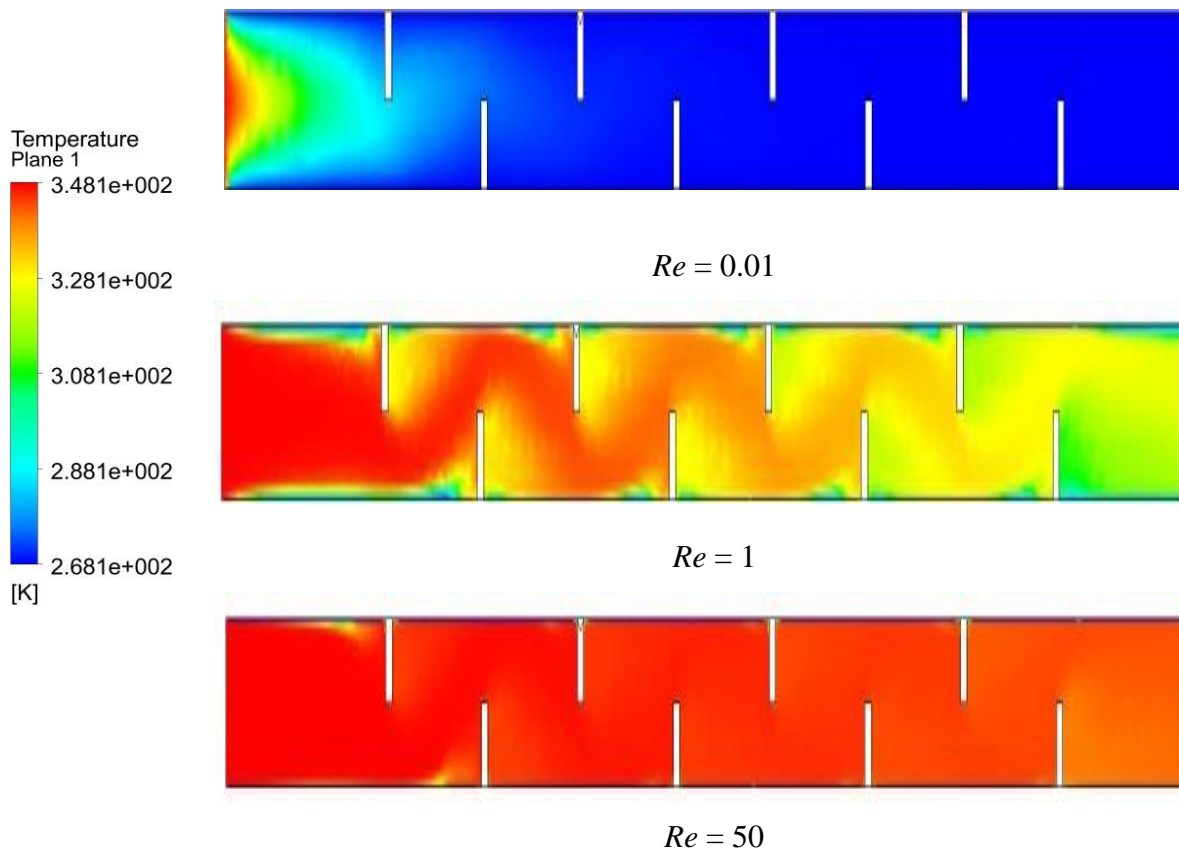


Figure 4.8 : Distribution de température.

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 (4.5-4.8) 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.

4.5.2. Influence de la courbure de chicane

Dans cette partie, une comparaison entre l'efficacité de trois échangeurs est présentée. Il s'agit d'un canal simple (Cas N° 1), un canal avec chicanes planes verticaux (Cas N° 2) et un canal munit de chicanes ondulées (Cas N° 3). Pour les Cas 2 et 3, les chicanes sont équidistantes et alternées, c.à.d la première est placée sur la paroi supérieure et la suivante est sur la paroi inférieure.

Pour un nombre de Reynolds $Re = 50$, la distribution de vitesse le long de la conduite est présentée sur un plan horizontal (xy) (Figure 4.9). Pour une conduite lisse (Cas N° 1), l'écoulement est uniforme sur toute la longueur et la vitesse maximale est atteinte sur l'axe central longitudinal. Dès qu'on s'éloigne de cet axe, la vitesse diminue graduellement jusqu'à devenir nulle au contact immédiat avec la paroi.

La présence de chicane (Cas 2 et 3) influe fortement sur cette uniformité d'écoulement : la vitesse maximale est atteinte au bout de la chicane, tandis que les valeurs les plus faibles sont atténuées aux coins d'insertion des chicanes sur la paroi.

Avec le même débit d'entrée, la forme ondulée provoque une légère intensification de la vitesse maximale au bout de la chicane.

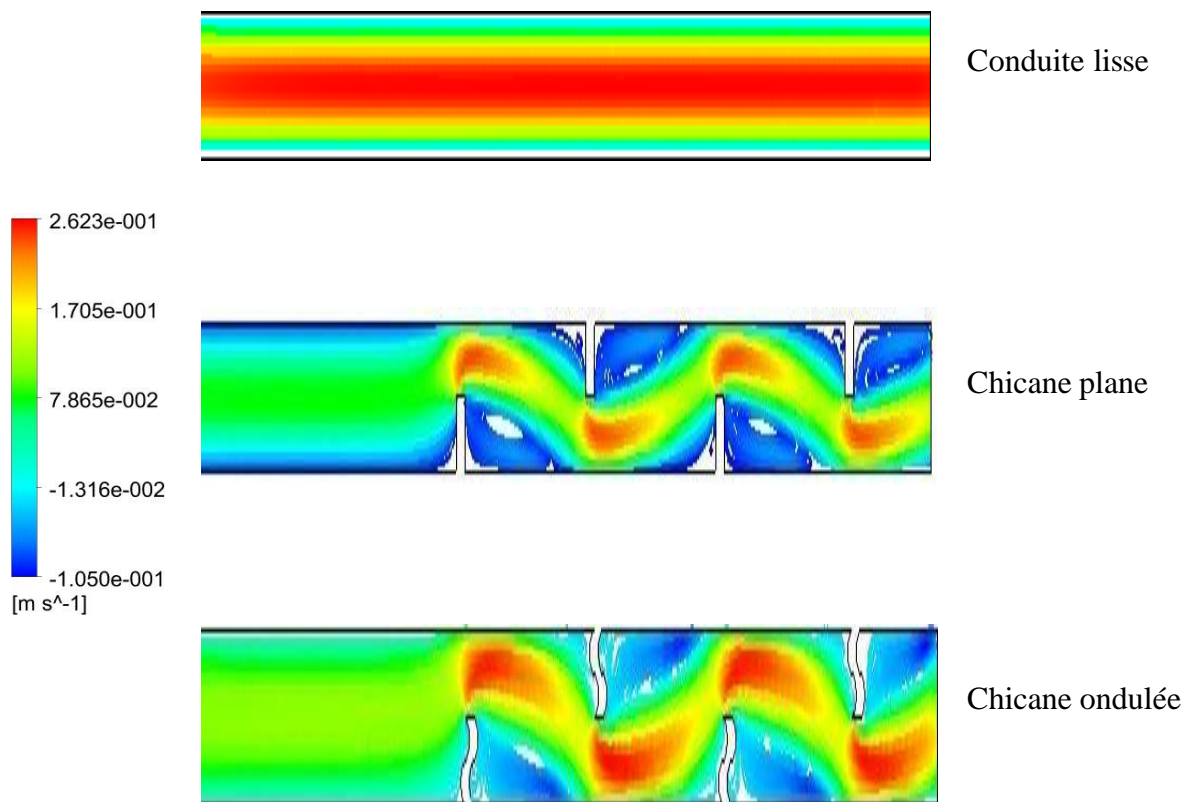


Figure 4.9 : Lignes de courant pour différentes géométries (Conduite simple, conduite chicanée (chicane plane et ondulée)), à $Re = 50$.

Les lignes de courant sont présentées sur la Figure 4.9 pour les trois configurations géométriques. Comme clairement illustré, la chicane est un obstacle générateur de vortex. L'écoulement intensifié au bout de la chicane sera recirculé dès qu'il frotte la chicane suivante. Une zone de recirculation de grande taille est marquée derrière chaque chicane. Ces vortex sont développés même à faible nombre de Reynolds, ici $Re = 50$. Une autre remarque importante, est que, la chicane ondulée crée un vortex secondaire de petite taille derrière la chicane. Cette structure tourbillonnaire peut jouer un rôle considérable sur l'amélioration du transfert thermique.

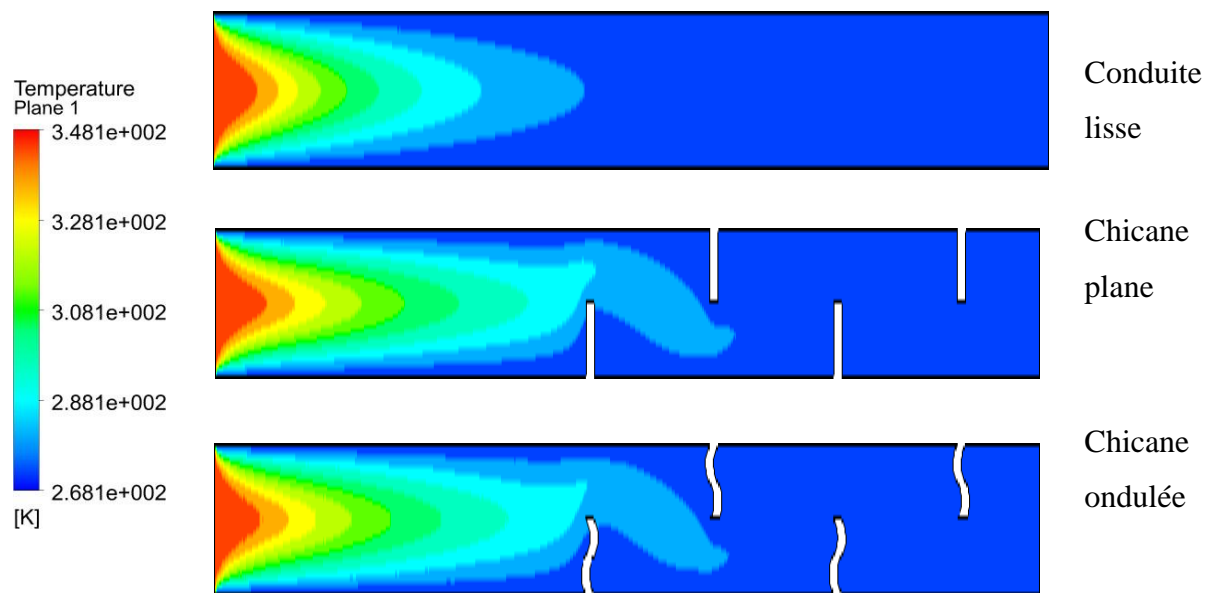


Figure 4.10 : Contours de température pour différentes géométries (Conduite simple, conduite chicanée (chicane plane et ondulée)), à $Re = 50$.

Pour le même débit volumique (exprimé en $Re = 50$), la distribution de température est présentée sur un plan horizontal xy pour les trois cas étudiés. Le fluide industriel chaud nécessite une certaine distance avant d'atteindre complètement refroidi. Cette distance peut être réduite par la présence des chicanes planes, et encore réduites par des chicanes ondulées. La chicane est un générateur de vortex qui favorise la diffusion thermique.

Sur la Figure 4.10, l'amélioration observée entre les Cas N° 2 et 3 est légère. Cela est probablement dû à la légère courbure de la chicane (Cas N° 3).

4.5.3. Influence de perforation

Avec le même débit d'entrée, la présence d'une perforation au centre de la chicane provoque l'élimination de la zone morte derrière la chicane (Figure 4.11).

Des valeurs négatives de la vitesse sont marquées pour une chicane non-perforée, et qui seront éliminées avec la présence d'une perforation. D'un autre côté, l'écoulement est très intense dans la zone libre (loin de la chicane), puis il devient très faible en passage derrière la chicane non-perforée. Alors qu'il est moins intense et beaucoup plus uniforme pour une chicane perforée.

Cette distribution des particules de fluide influe fortement sur le champ thermique (Figure 4.12), où la chicane perforée permet le passage du fluide chaud à travers le générateur de vortex, mais sans création d'une turbulence suffisante qui favorise l'échange de chaleur avec la paroi froide.

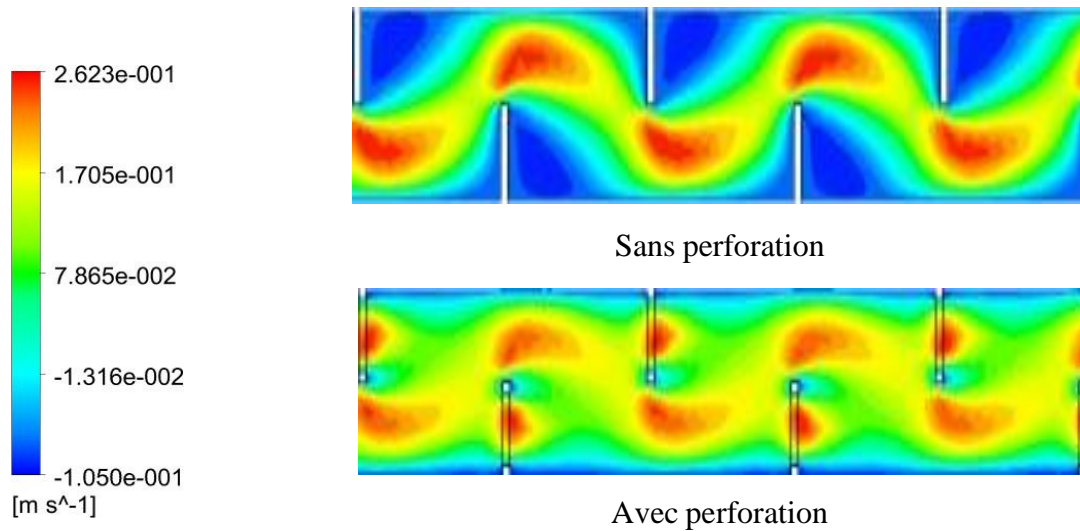


Figure 4.11 : Influence de la présence des perforations sur la distribution de vitesse en $[m/s]$ ($Re = 50$).

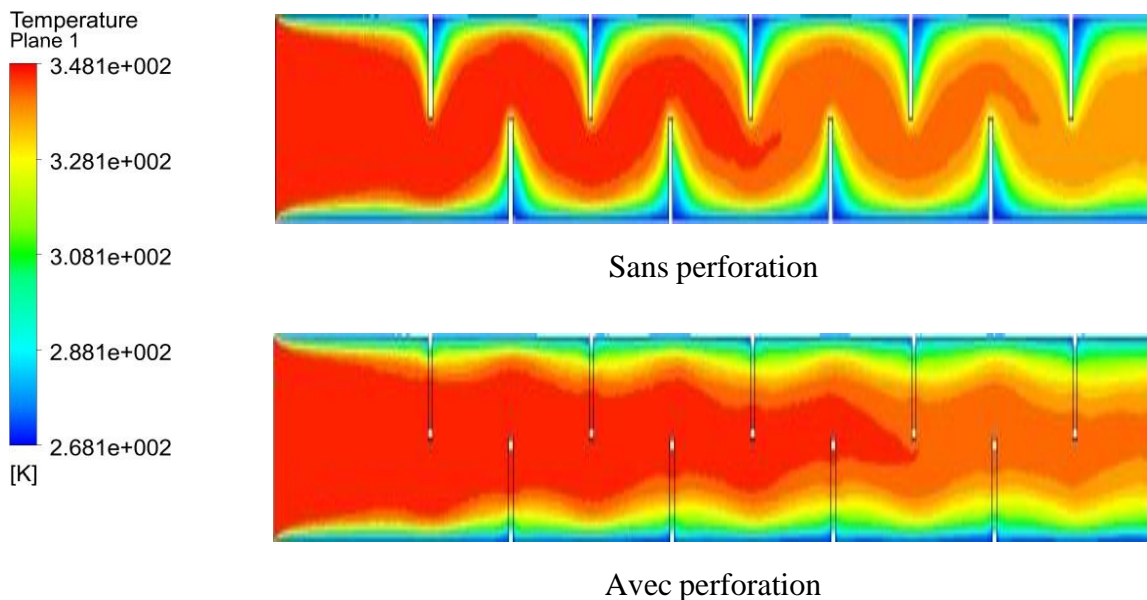


Figure 4.12 : Influence de la présence des perforations sur la distribution de température en $[K]$ ($Re = 60$).

4.5.4. Influence d'orientation des chicanes

Dans cette partie, on explore l'effet d'un autre paramètre. Il s'agit d'orientation d'une partie de la chicane. Trois cas sont considérés $\alpha = 40^\circ$, 55° , et 65° . Où α représente le degré d'inclinaison par rapport à la verticale.

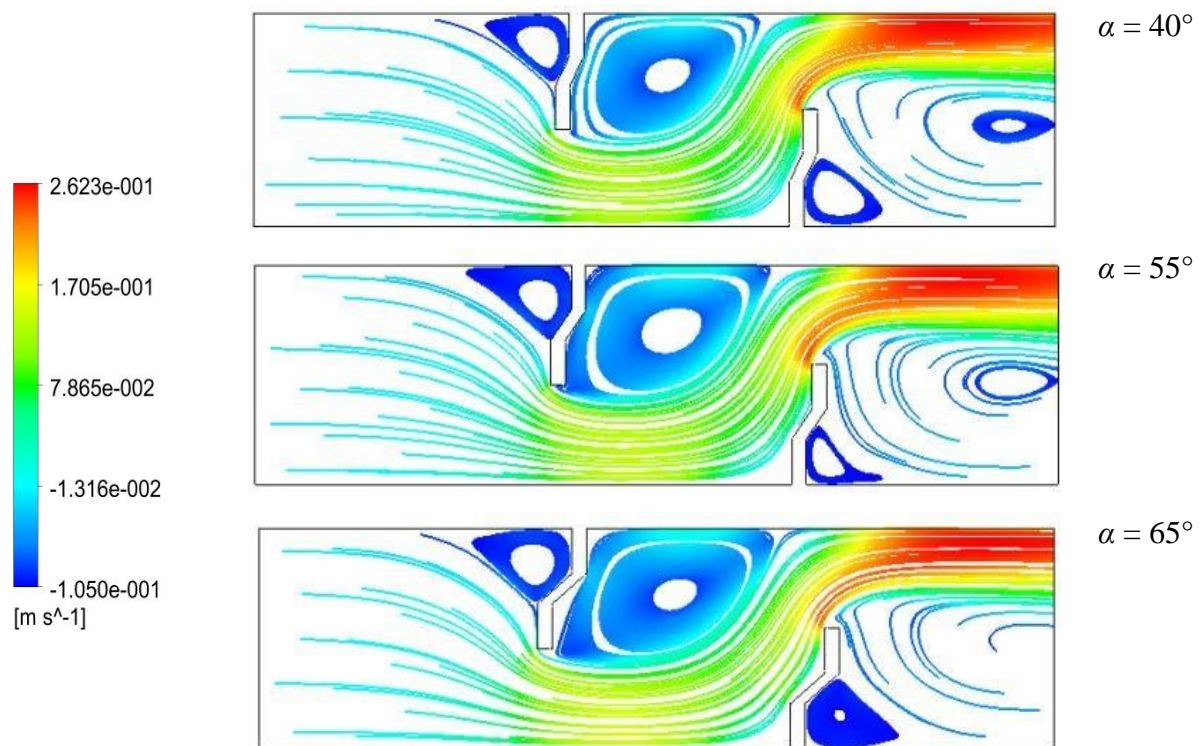


Figure 4.13 : Lignes de courant pour différentes inclinaisons de chicanes, $Re = 200$.

Les lignes de courant sont présentées pour trois angles d'inclinaison des chicanes ($\alpha = 40^\circ$, 55° , et 65°). Comme illustrée par la Figure 4.13, la présence des chicanes génère plusieurs zones d'écoulement de fluide à différentes vitesses. Les écoulements les moins intenses sont situés autour des chicanes, spécialement dans les coins derrière l'obstacle. On observe également que la perturbation de l'écoulement du fluide est obtenue est plus considérable en amont de la deuxième chicane qui induit un changement rapide du sens d'écoulement. Des vitesses négatives sont également observées derrière le premier déflecteur en se rapprochant du second.

Trois zones de circulation du fluide sont observées avant et après les chicanes. Dans la première zone, située juste en amont de la première chicane, le fluide est accéléré et arrive

avec une vitesse de direction axiale (profil parabolique), et à mesure qu'il se rapproche de cette dernière, les lignes de courant sont déviées.

Dans la deuxième zone, qui est située au-dessus des chicanes, l'écoulement est accéléré par l'effet de réduction des sections de passage. La troisième zone est située en aval des chicanes.

Les lignes de courant se manifestent par l'effet de la dilatation du flux sortant de la section formée par les chicanes et les parois. Le phénomène le plus important dans ce domaine est la formation de recirculation dont l'étendue d'écoulement est proportionnelle à l'angle d'inclinaison.

De plus, on observe que dans le cas de $\alpha = 65^\circ$ le nombre de tourbillons est plus important et devient important sans dépasser la hauteur de chicane. De plus, la zone de recirculation devient pleinement développée et plus grande que dans les deux cas précédents. Enfin, nous concluons que l'augmentation de l'angle d'inclinaison entraîne une accélération de l'écoulement et une augmentation de la vitesse du fluide et des zones de recirculation. En effet, ces zones de recirculation ont un effet important sur l'instabilité des échanges thermiques le long du canal. Notons que les zones de recirculation permettent une amélioration locale des transferts thermiques ; par conséquent, ils révèlent l'importance d'utiliser des chicanes inclinées.

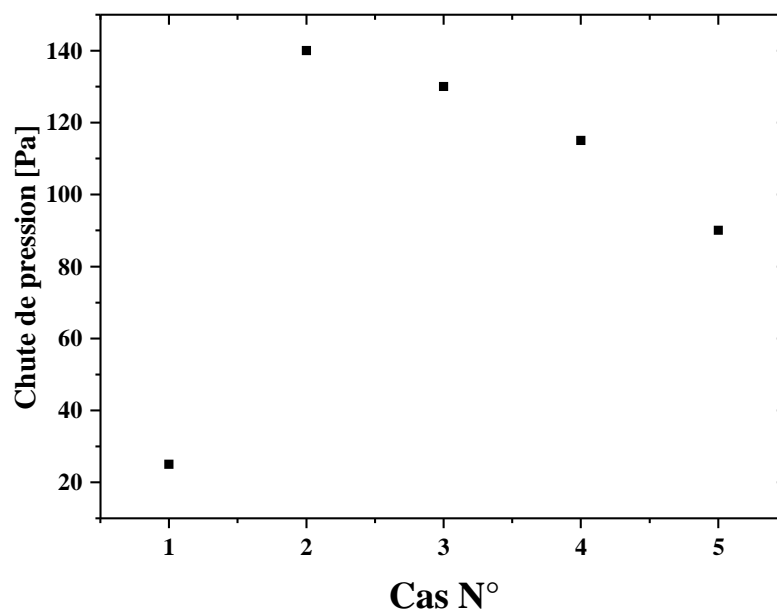


Figure 4.14 : Chute de pression pour $Re = 150$.

La chute de pression pour les différents cas étudiés est représentée sur la Figure 4.14, où les cas N° 1-5 sont : une conduite simple, une chicane plane, une chicane ondulée, une chicane orientée, une chicane perforée, respectivement. Comme le montre la figure, l'emplacement de chicane augmente fortement les pertes de charges. Mais la modification de la forme géométrique de la chicane peut atténuer le degré de chute de pression. La forme la plus efficace dans ce sens est bien la chicane perforée, suivie par la chicane orientée, puis la chicane ondulée, et la forme plane en dernière position.

Conclusion

Conclusion

Les champs hydrauliques et thermiques générés dans un échangeur de chaleur muni de chicanes ont été présentés pour différentes configurations géométriques.

L'effet de la présence des chicanes, leurs ondulations, perforations et angle d'orientation sur les champs thermo-hydrauliques et chute de pression a été exploré. Aussi, l'influence du nombre de Reynolds a été mise en évidence.

Les résultats obtenus ont confirmé la nécessité d'insertion des chicanes pour augmenter l'efficacité de l'échangeur. La conduite chicanée a été trouvée plus efficace en termes d'amélioration des transferts thermiques par rapport à celui non muni de chicanes. L'augmentation du nombre de Reynolds semble défavorable si on souhaite réduire la zone traversée par le fluide chaud, et par conséquent avoir un échangeur compact.

On outre, l'emplacement de chicane augmente fortement les pertes de charges. Mais la modification de la forme géométrique de la chicane peut atténuer le degré de chute de pression. La forme la plus efficace dans ce sens est bien la chicane perforée, suivie par la chicane orientée, puis la chicane ondulée, et la forme plane en dernière position.

Références

Références Bibliographiques

J.F. SACCADURA. Initiation aux transferts thermiques, Paris 4^{ème} tirage 1993.

M. MOUSSA, J. MARIE PERRIRCORNET. Echangeur de chaleur (Echangeur à surface raclée), JEAN CASTING LASVINOTTES 2002.

A. BONTENPS. Echangeur de chaleur, description des échangeurs, technique de l'ingénieur traitée Génie Énergétique B 2341, pp. 1-7.

J. PADET. Echangeur thermique, Masson, Paris Milan Barcelone 1994.

M. KONDAK, R. KIRAKOVSKI. Thermique générale édition Mir Moscou 1969.

H. JOHN LINHARD IV, H. JOHN LINHARD V. Heat transfert text book 3rd edition version 1.23 dated january 2005.

G.F. HEWITT. Heat exchanger design: rattins sizing an optimization simple, Hemisphere publishing New York. Edition 1990.

W. TECHNID. Raffinage et Génie chimique tome 1 et 2 1965.

A. BONTENPS, A.GARRIGUE, C.GOUBIER, J.HUETZ, C.MARVILLET, P.MERCIER et R.VIDIL. Echangeur de chaleur, problèmes de fonctionnement et aspects réglementaires, technique de l'ingénieur. Traitée Génie Énergétique B 2344.

B. THONON, P. MERCIER, M. FEIDT. Flow distribution in plate heat exchanger and consequence on thermal and hydraulic performances euro-therm seminar, Hamburg 1991. IFP. Training ingénieur en sécurité industrielle. Matériel thermique. Technique des échangeurs de chaleur enspm formation industrielle. Ifp training.

L. C. DEMARTINI, H.A. VIELMO, S.V. MÖLLER, S. V. (2004). Numeric and experimental analysis of the turbulent flow through a channel with baffle plates. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 26(2), 153–159.

