

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 :

AMELIORATION DES PERFORMANCES THERMO- HYDRAULIQUE D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR PAR DES DEFLECTEURS

Présenté par :

- *Messaoud Redouane*
- *Badaoui Nasreddine*

Soutenu le : ... 31/08/2020..... devant le Jury :

<i>M. Khatir naima</i>	<i>MCA</i>	<i>Centre Universitaire Naâma</i>	<i>Président</i>
<i>Mr. Ameer Houari</i>	<i>Pr.</i>	<i>Centre Universitaire Naâma</i>	<i>Encadreur</i>
<i>M.Kaid noureddine</i>	<i>MCB</i>	<i>Centre Universitaire Naâma</i>	<i>Examineur</i>



Dédicaces

Nous dédions ce travail à Toutes nos familles.

Tous nos amis que nous considérons comme des frères.



Remerciements

Nous tenons à remercier toutes les personnes qui nous avaient aidées à réaliser cette étude en apportant des renseignements ou en acceptant de répondre à mes questions.

*En premier lieu nous tenons à remercier **Mr. Ameer Houari** qui n'a épargné aucun effort pour nous aider et nous diriger durant la réalisation de ce modeste travail. Nous sommes reconnaissants envers lui pour la patience dont il a fait preuve tout le long de ce projet qui a nécessité un travail de longue allure. Nos plus vifs remerciements également à **M. Khatir naima**, pour ses efforts remarquables qui nous ont permis d'acquérir de précieuses connaissances scientifiques.*

*Nous tenons à remercier également. **Khatir naima, kaid noureddine** d'avoir accepté d'être membres du Jury de soutenance.*

Nous exprimons également notre profonde gratitude à tous les enseignants du département de génie des procédés.

Résumé

Le présent travail est une simulation numérique du phénomène de transfert de chaleur dans un échangeur à contre-courant. Dans le but d'améliorer les performances du dispositif, des chicanes ont été installées. Différents paramètres qui peuvent influencer sur le résultat escompté (refroidissement) ont été analysés. Il s'agit de : position de chicanes, vitesse d'écoulement et température d'entrée.

Mots-clés : Echangeur de chaleur ; Echangeur chicané ; Refroidissement ; CFD.

Abstract

The present work is a numerical simulation of the phenomenon of heat transfer in a counter-current exchanger. In order to improve the performance of the device, baffles have been installed. Various parameters which can influence the expected result (cooling) were analyzed. These are: baffle position, flow velocity and inlet temperature.

Keywords: Heat exchanger; Baffled exchanger; Cooling; CFD.

Table des matières

Chapitre 1 : Généralité sur le transfert de chaleur.....	12
I.1. Introduction.....	13
I.2. Définitions.....	13
I.2.1. Notion de base.....	13
I.3. Importance du transfert de chaleur dans la vie des ingénieurs.....	16
I.4. Mode de transfert de chaleur.....	20
I.4.1. Transfert de chaleur par conduction.....	21
I.4.3. Transfert de chaleur par convection.....	26
I.4.4. Transfert de chaleur par rayonnement :.....	32
Chapitre 2 : Types des échangeurs thermiques.....	35
II.1. Introduction :	36
II.2. Différents types d'échangeurs de chaleur selon le Type de contact :.....	36
II.2.1. Echangeur à contact direct :	36
II.2.2. Echangeurs à contact indirect :	36
II.3. Différents types d'échangeurs selon l'état des fluides :	37
II.3.1. Échangeur sans changement de phase :	37
II.3.2. Échangeur avec changement de phase:.....	37
II.4. Différents types d'échangeurs suivant le procédé de transfert de chaleur :	37
II.5. Différents modes de circulation dans un échangeur :.....	38
II.5.1. Echangeur a courants parallèles :.....	38
II.5.2. Echangeur à contrecourant :	38
II.5.3. Echangeurs à courants croisés :	39
II.6. Classement fonctionnel.....	40
II.7. Classement suivant la compacité de l'échangeur	41
II.8. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange	41
II.9. Différents types d'échangeurs de chaleur selon la conception:.....	42
II.9.1 Les échangeurs tubulaires :	42
II.9.2. Echangeur à ailette	47
II.9.3. Echangeurs à plaques :.....	48
II.9.4. Autres types d'échangeurs :	51

Chapitre 3 : Présentation du Code de Simulation.....	57
III.1. Introduction.....	58
III.2. Méthode des volumes finis	58
III.3. Principe de la méthode des volumes finis.....	58
III.4. Discrétisation Numérique	59
III.5. Discrétisation des équations gouvernantes	60
III.6. Simulation avec ANSYS :.....	61
III.7. ANSYS CFX-12.0	62
III.8. ANSYS ICEM CFD.....	62
III.8.1 CFX-Pré.....	63
III.8.2. CFX-Solver	64
III.8.3. CFX-Post.....	64
III.9. Position du problème	65
III.10. Hypothèses et considérations du problème.....	66
Chapitre 4 : Résultats et Discussion	67
IV.1. Validation des résultats.....	68
IV.2. Résultats et discussion	68
IV.2.1. Effet de nombre de Reynolds (régime laminaire pour une conduite lisse).....	68
IV.2.2. Effets de présence de chicanes	69
IV.2.3. Effet de la vitesse d'écoulement (conduite chicanée).....	74

Liste des figures

Figure I.1: Exemple de transfert de chaleur intervenant dans des composants mécaniques [9].	16
Figure I.2 : La combustion du méthane dans le dioxygène [9].	17
Figure I.3 : Loi de comportement du matériau en fonction de sa température [9].	17
Figure I.4 : Exemple de champ de température sur la petite face et la grande face d'une brame en °C à 10 secondes et 25 secondes [9].	18
Figure I.5 : Exemple de transfert de chaleur intervenant dans des composants électroniques [9].	18
Figure I.6 : Impact de l'isolation sur la température de surface à la jonction mur/plancher béton [9].	19
Figure I.7 : Vietnam : des tonnes de poissons morts dans un lac d'Hanoi à cause de pollution [9].	19
Figure I.8 : Moteur à courant continu utilisé comme transformateur d'énergie [9].	20
Figure I.9 : Combinaison des trois modes de transfert de chaleur [11].	21
Figure I.10 : principe de la conduction thermique [12].	22
Figure I.11 : Conduction dans une couche élémentaire de mur plan [14].	23
Figure I.12 : Schématisation du mur monocouche [15].	24
Figure I.13 : Schématisation du mur multicouche [15].	25
Figure I.14 : Exemple de transfert thermique par conduction [17].	26
Figure I.15 : Transfert de chaleur par convection [15].	27
Figure I.16 : Gradient thermique dans la couche laminaire [15].	27
Figure I.17 : Schéma de la convection naturelle [18].	29
Figure I.18 : Principe de la convection naturelle [18].	29
Figure I.19 : Schéma de la convection forcée [18].	31
Figure I.20 : principe de rayonnement [12].	33
Figure I.21: Transfert de chaleur par rayonnement solaire sur un mur [7].	34
Figure II.1: Classification des échangeurs selon le type de contact.	36
Figure II.2 : Classification des échangeurs selon la configuration de l'écoulement.	37
Figure II.3 : Echangeur Co-courant.	38
Figure II.4 : Echangeur contre-courant.	38
Figure II.5: Echangeur à courants croisés.	39
Figure II.6 : Echangeur à courants croisés méthodiques.	40
Figure II.7 : Echangeur à courants croisés anti méthodiques.	40
Figure II.8 : Classification fonctionnelle des échangeurs.	41
Figure II.9 : Classement des échangeurs suivant la compacité.	41
Figure II.10 : Classement des échangeurs suivant la nature du matériau.	42
Figure II.11 : Classification technologique des échangeurs de chaleur.	42
Figure II.12 : Échangeur monotube en serpentín.	43
Figure II.13 : Échangeur coaxial.	43
Figure II.14 : Échangeur à tubes séparés.	44
Figure II.15 : Échangeur à tubes rapprochés.	44
Figure II.16 : Echangeur à tube-calandre.	45
Figure II.17 : Echangeur à boîte flottante.	46
Figure II.18 : Échangeur à boîte fixe.	46
Figure II.19 : Echangeurs à tubes en U.	47
Figure II.20 : Echangeur à ailette.	47
Figure II.21 : Différents formes d'ailette.	48

Figure II.22 : Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire.....	49
Figure II.23 : Échangeur à plaques et joint.	49
Figure II.24 : Échangeur à plaques tout soudé.....	50
Figure II.25 : Échangeur à plaques brasé.....	51
Figure II.26 : Exemple d'un échangeur de chaleur spirale.	52
Figure II.27 : Echangeur à Bloc.	53
Figure II.28 : Colonne de Bouhy.....	54
Figure II.30 : Échangeur à spirale.	56
Figure II.31 : Échangeur lamellaire.	56
Figure III.1 : Volume de contrôle dans un maillage tridimensionnel non orthogonal.....	59
Figure III.2 : Représentation d'un volume contrôle en 2D.....	60
Figure III.3 : les principaux blocs de l'ANSYS CFX.....	63
Figure III.4 : Géométrie simulée.....	65
Figure IV.1 : Comparaison des résultats de nombre de Nusselt.	68
Figure IV.2 : Contours de température pour une conduite lisse.....	69
Figure IV.3 : Conduite munie de chicanes $P^* = 0.125$	70
Figure IV.4 : Structures hydrodynamique dans une conduite chicanée.	70
Figure IV.5 : Evolution du nombre de Nusselt pour une conduite lisse et une autre chicanée $P^* = 0.125$, $Re = 12.1$, $Te = 27^\circ c$	71
Figure IV.6 : Contours de température pour $Re = 12$, $Te = 27^\circ c$	72
Figure IV.7 : Contours de températures pour $Re = 12.1$	73
Figure IV.8 : Evolution de température pour différentes valeurs du nombre de Reynolds (7 chicanes).	74
Figure IV.9 : Variation de Nusselt en fonction de Z	74

Tableau I.1 : les valeurs de la conductivité thermique de certains matériaux [7].	15
Tableau IV.1 : Géométries réalisées concernant l'espace inter-chicané.	69
Tableau IV.2 : Température moyenne à la sortie dans des conduites munies des chicanes.....	73

Nomenclature

T_f : Température sur la paroi froide [K]

T_c : Température sur la paroi chaude [K]

C_p : Capacité calorifique massique à pression constante [J.Kg⁻¹.K⁻¹]

$\theta=T$: Champ de température [K].

Φ : Le flux de chaleur [W]

C_p : Chaleur spécifique du fluide.

h : Le coefficient d'échange convectif [W/m².K]

ϕ : Quantité de chaleur échangée[w]

L : Longueur caractéristique de la géométrie en [m].

g : Accélération de la pesanteur en m[s].

ΔT : Écart de température en [°C]

Symboles grecs :

λ : Conductivité thermique du milieu (W m⁻¹K⁻¹).

μ : viscosité dynamique du fluide.

σ : Constant de Stefan-Boltzmann, $\sigma=4.92.10^{-8}$ [kcal/h.m².K].

ϑ : Viscosité cinématique du fluide en [m²/s].

β : Coefficient de dilatation volumique du fluide en [°C⁻¹].

ε : L'émissivité de la surface sans unité et T en [K][1].

Nombres sans dimensions :

NUT : Nombre d'unités de transfert.

Nu : Le nombre de Nusselt.

Pr: Le nombre de Prandtl.

Re: Le nombre de Reynolds.

Gr: Le nombre de Grashof.

Introduction

Les échanges thermiques interviennent dans de nombreux secteurs d'activités humaines. L'utilisation d'équipements spécifiques d'échange est alors nécessaire. Il s'agit des échangeurs de chaleur qui sont des systèmes thermodynamiques présents dans toutes les unités industrielles dans lesquelles interviennent les processus d'extraction de chaleur.

Les échangeurs de chaleurs sont des appareils permettant de transférer la chaleur entre deux fluides à des températures différentes. Dans la plupart des cas, les deux fluides ne sont pas en contact, et le transfert s'effectue à travers une surface d'échange. Au sein de la paroi séparatrice, le mécanisme de transmission de la chaleur est la conduction, et sur chacune des deux surfaces de contact avec les fluides, ce sont presque toujours les phénomènes de convection qui prédominent.

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.

Dans ce travail, nous présentons une étude numérique pour voir les effets de chicanes sur les performances d'un échangeur thermique. Le présent mémoire comporte quatre chapitres :

Après cette brève introduction, les différents modes de transfert thermique ainsi que les différents types d'échangeurs de chaleur sont discutés dans les chapitres 1 et 2, respectivement. Par la suite, une brève description de l'outil et de la méthode numérique utilisée est présentée en troisième chapitre.

Dans le quatrième chapitre, les résultats prédits numériquement sont présentés sous diverses formes, avec des commentaires et des discussions détaillées.

Finalement, ce mémoire se termine par une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus.

Chapitre 1 : Généralité sur le transfert de chaleur

I.1. Introduction

Le transfert de chaleur est la science qui cherche à étudier le transfert d'énergie qui peut avoir lieu entre les corps matériels en raison d'une différence de température, les trois modes de transfert de chaleur sont[2] :

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

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

I.2. Définitions

I.2.1. Notion de base

I.2.1.1. La température :

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

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

Les températures dans le S.I. sont exprimées en °C (degrés Celsius) mais dans la littérature, on rencontre les degrés Fahrenheit (°F) et les degrés Kelvin (K)[3].

Conversion entre les différentes unités de températures :

$$^{\circ}\text{K} = ^{\circ}\text{C} + 273$$

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

I.2.1.2. La chaleur :

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

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

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

Une kcal est la quantité de chaleur qu'il faut fournir à un kg d'eau pour augmenter sa température de 1°C. [3]

1 kcal = 4,185 kJ = -1 FG (frigorie)

1 BTU = 1,053 kJ (BTU: British thermal unit)

I.2.1.3. La puissance :

La puissance est le rapport de l'énergie fournie ou absorbée sur l'unité de temps.

L'unité légale est le Watt (W).

Conversion d'unités :

1 kW = 860 kcal/h

1 kcal/h = -1 Fg/h = 1,163 W

1 cv (cheval) = 736 W [3].

I.2.1.4. Flux de chaleur :

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

$$\phi = \frac{1}{S} \frac{dQ}{dt} \quad (I.1)$$

Où S est l'aire de la surface (m²).

I.2.1.5. L'équilibre thermique :

Lorsque l'on place deux objets, l'un chaud, l'autre froid, dans une enceinte qui n'échange pas de l'énergie avec le milieu extérieur (on a donc affaire à un système isolé), le corps chaud se refroidit tandis que le corps froid se réchauffe et ce jusqu'à un état d'équilibre pour lequel les températures des deux corps s'égalisent. Si l'un est un thermomètre, on a ainsi déterminé la température de l'autre corps. Les températures des deux corps n'étant pas égales, un flux de chaleur apparaît qui persiste jusqu'au moment où le système atteint l'équilibre thermique [5].

I.2.1.6. La conductivité thermique :

Ordre de grandeur :

La conductivité thermique peut se définir à partir de la loi de Fourier comme étant le flux de chaleur qui traverse une surface unitaire quand le gradient de température est égal à l'unité.

La conductivité thermique dépend de :

- La nature chimique du matériau.
- La nature de la phase considérée (solide, liquide, gazeuse)
- La température
- L'orientation des cristaux ou des fibres, dans les corps anisotropiques (cristaux, Bois, métaux et plastique laminés).

La conductivité thermique est une propriété importante des matériaux. Elle détermine souvent l'aptitude d'un matériau en vue d'une application thermique déterminée, tout au moins en régime stationnaire. Par contre, en régime instationnaire, c'est plutôt la diffusivité thermique qui en principe joue un rôle important [6].

Tableau 1: les valeurs de la conductivité thermique de certains matériaux [7].

Type de matériau	Conductivité thermique ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)
Gaz à la pression atmosphérique	0.006-0.18
Matériaux isolants	0.025-0.25
Liquides non métalliques	0.1-1.0
Solides non métalliques	0.025-3
Liquides métalliques	8.5-85
Alliages métalliques	10-150
Métaux purs	20-400

Variation de la conductivité avec la température :

En général, mais avec de nombreuses exceptions, la conductivité thermique des métaux purs (cuivre, fer, zinc, etc.), de même la conductivité électrique, décroît quand la température

augmente, mais certains métaux comme le platine, voient au contraire leur conductivité croître avec la température. Beaucoup de métaux tels plomb et l'or, voient leur conductivité passer par minimum : c'est à dire que leur conductivité décroît d'abord avec la température, puis croît avec elle. Pour de nombreux solides (métalliques ou non) et liquides, il sera souvent acceptable de supposer, soit une conductivité constante avec la température, soit une conductivité qui varie suivant une loi linéaire.

$$k = k_0[1 + b(t - t_0)] \quad (I.2)$$

Tel que k est la conductivité à la température t, b est une constante à déterminer expérimentalement.

Pour les gaz en général la conductivité augmente avec la température [6].

1.3. Importance du transfert de chaleur dans la vie des ingénieurs

Le sujet du transfert de chaleur est d'une importance fondamentale dans de nombreuses branches de l'ingénieur :

- Un ingénieur en mécanique est intéressé à connaître les mécanismes de transfert de chaleur impliqués dans le fonctionnement de l'équipement, par exemple des chaudières, condenseurs, réchauffeurs d'air (Figure I.1).
- Les ingénieurs chimistes sont intéressés par les processus de transfert de chaleur dans diverses réactions chimiques (Figure I.2)[8].

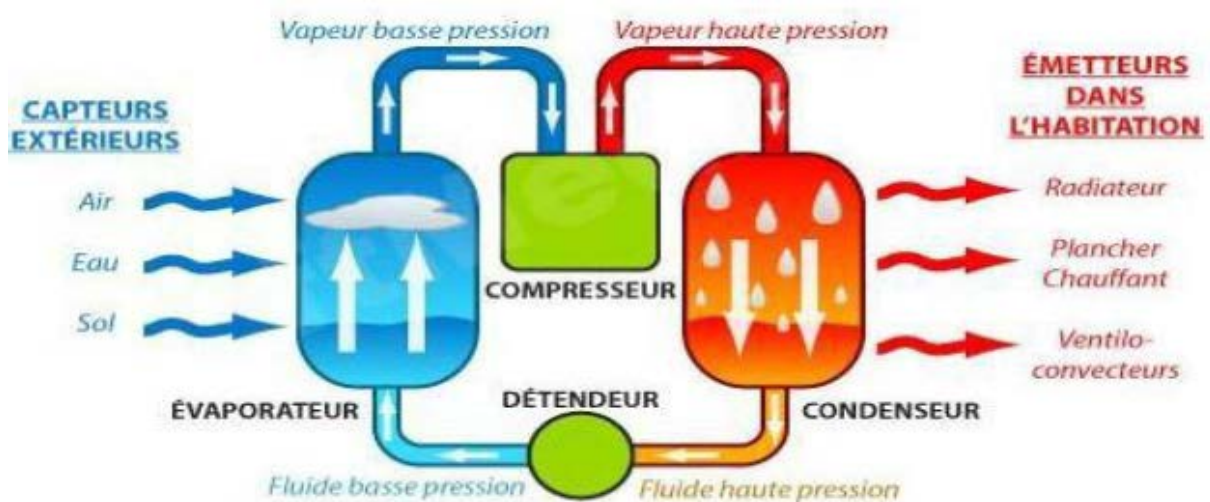


Figure I.1: Exemple de transfert de chaleur intervenant dans des composants mécaniques

[9].

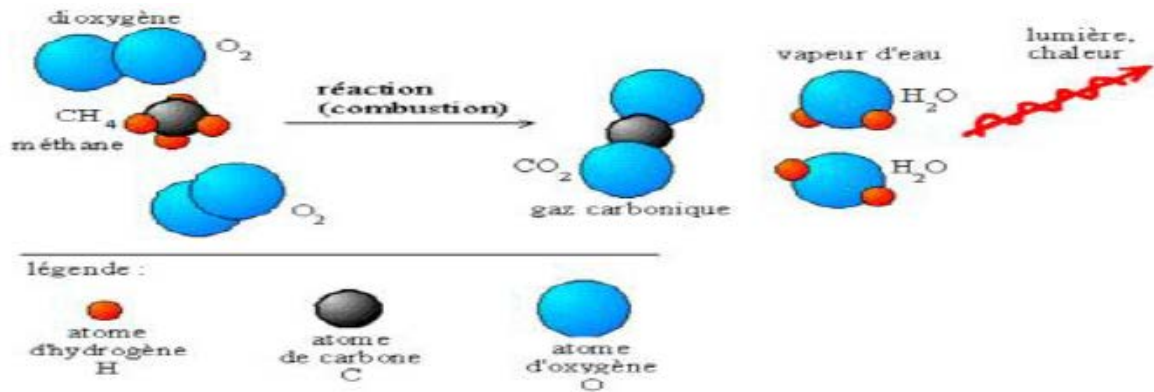


Figure I.2 : La combustion du méthane dans le dioxygène [9].

- Un ingénieur métallurgiste serait intéressé à connaître le taux de transfert de chaleur nécessaire à un processus de traitement thermique particulier par exemple, la vitesse de refroidissement dans un procédé de coulée a une profonde influence sur la qualité du produit fini et à la distribution de chaleur en tout point de produit métallique comme les brames et les billettes (Figure 1.3, 1.4)[8].

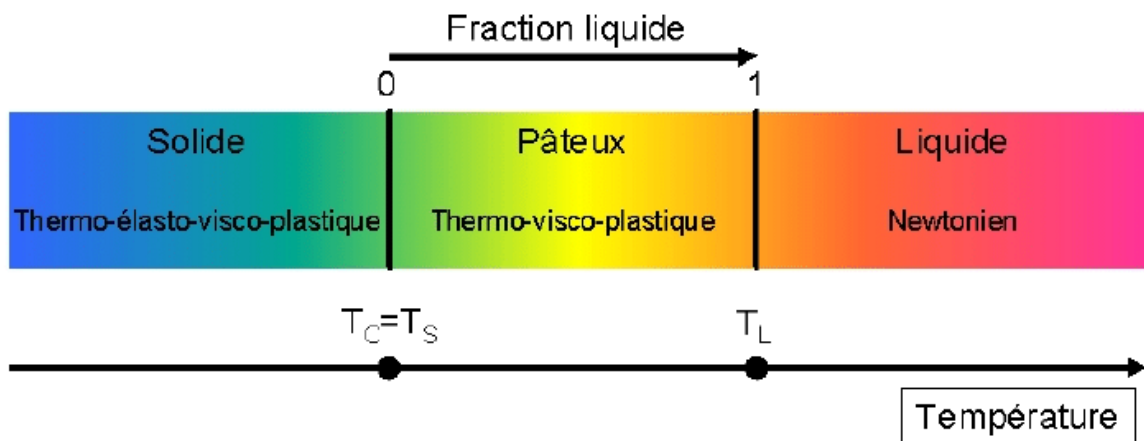


Figure I.3 : Loi de comportement du matériau en fonction de sa température [9].

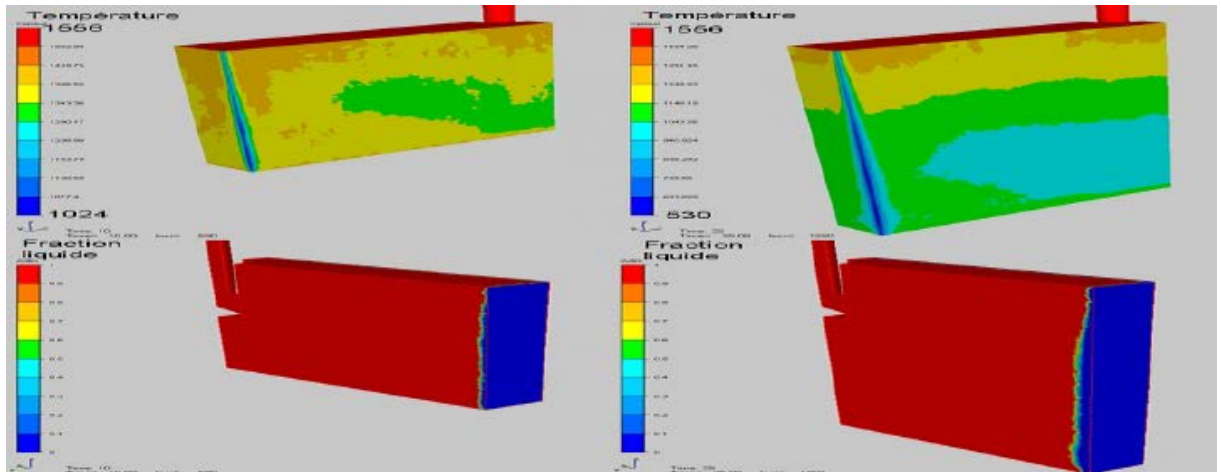


Figure I.4 : Exemple de champ de température sur la petite face et la grande face d'une brame en °C à 10 secondes et 25 secondes [9].

- Un ingénieur en électronique est intéressé à connaître les différentes méthodes efficaces de dissipation de chaleur des puces et dispositifs semi-conducteurs afin qu'ils puissent fonctionner dans des températures de fonctionnement sûres [8].
- Un ingénieur en informatique est intéressé à connaître les exigences de refroidissement des cartes de circuits imprimés, puisque la miniaturisation des dispositifs informatiques progresse à un rythme rapide (Figure 1.5)[10].

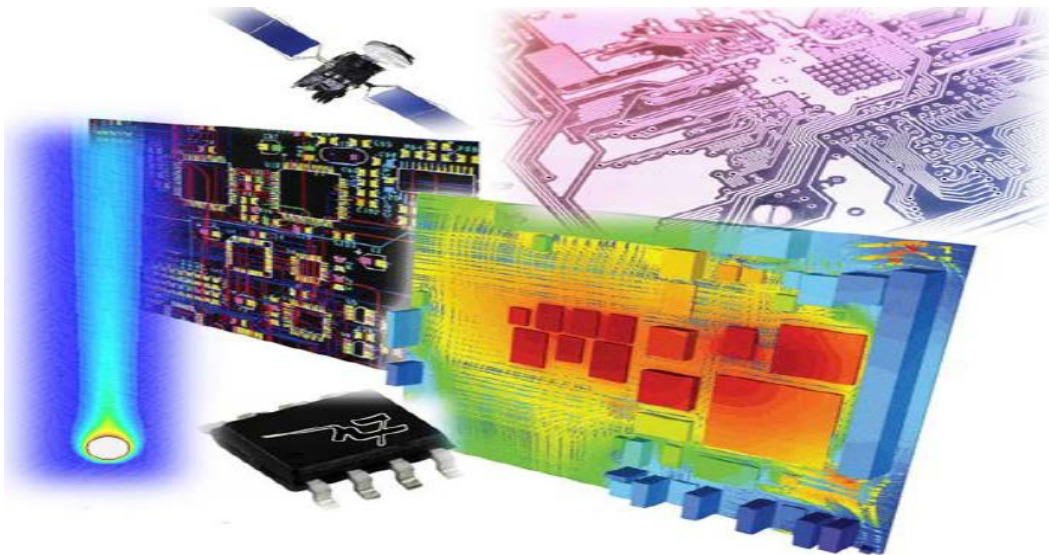


Figure I.5 : Exemple de transfert de chaleur intervenant dans des composants électroniques [9].

- Un ingénieur en génie civil aurait besoin d'être au courant des contraintes thermiques développées dans le béton à prise rapide, l'effet de la chaleur et le transfert de masse sur les matériaux de construction (voir Figure 1.6)[10].

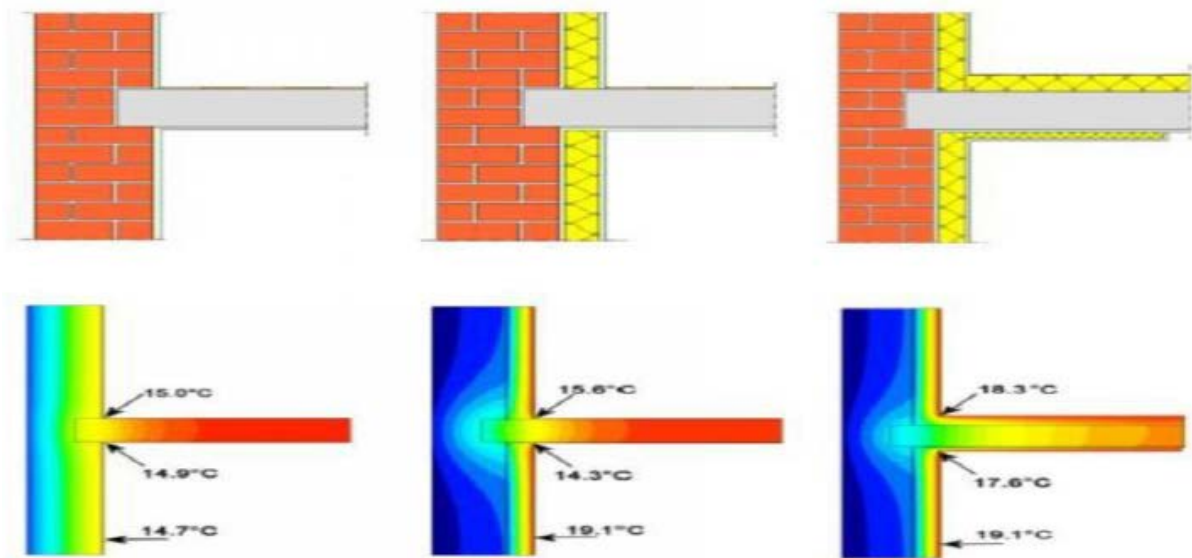


Figure I.6 : Impact de l'isolation sur la température de surface à la jonction mur/plancher béton [9].

- Un ingénieur en environnement est préoccupé par l'effet de chaleur sur la dispersion des polluants dans l'air, la diffusion des polluants dans les sols, la pollution thermique dans les lacs et les mers et leur impact sur la vie. Les changements thermiques globaux (voir Figure 1.7)[10].



Figure I.7 : Vietnam : des tonnes de poissons morts dans un lac d'Hanoi à cause de pollution [9].

- Les ingénieurs électriciens sont soucieux d'éviter des dégâts matériels dus à des points chauds, créés par une conception de transfert de chaleur inadéquat dans les moteurs électriques, générateurs et transformateurs (voir Figure 1 .8)[10].

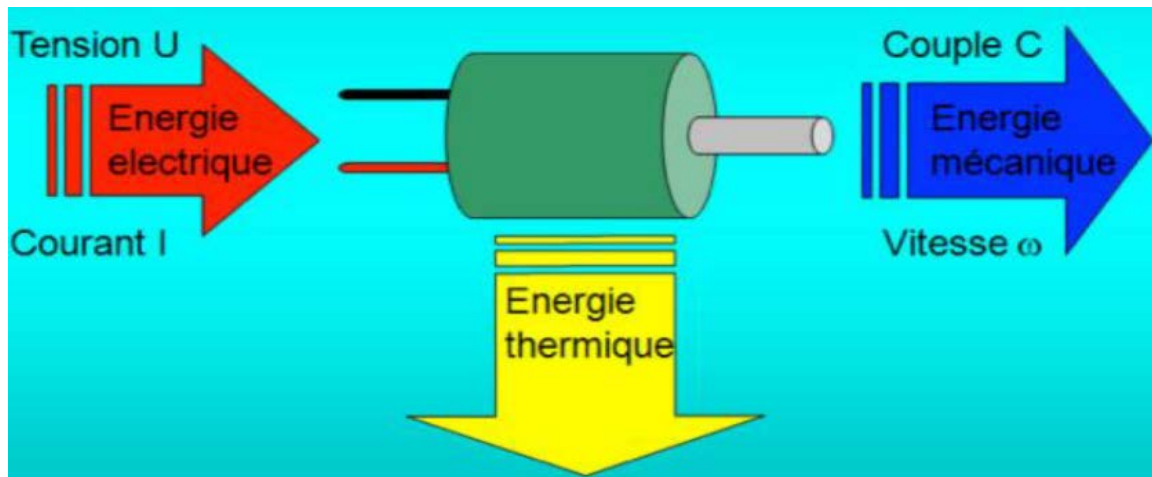


Figure I.8 : Moteur à courant continu utilisé comme transformateur d'énergie [9].

I.4. Mode de transfert de chaleur

Dans l'étude du transfert thermique on distingue trois modes de transmission de la chaleur : la conduction, la convection et le rayonnement. Le premier phénomène, la conduction, a lieu dans les solides. La convection se rencontre spécialement dans les fluides, elle traduit le transfert de chaleur d'un point à un autre à l'intérieur d'un fluide (gaz ou liquide) par déplacements des particules de ce fluide.

L'apport de chaleur par rayonnement peut avoir lieu dans tous les milieux transparents aux ondes électromagnétiques. En réalité la distribution de la température, dans un milieu, est la conséquence des effets de ces trois modes de transfert thermique ; il est impossible d'isoler un mode de transfert thermique d'un autre mode. Pourtant, 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.

Une grandeur souvent utilisée dans l'étude du transfert thermique est la densité du flux thermique qui représente la chaleur traversant l'unité de surface et par unité de temps. La figure I.9 englobe les trois modes de transfert de chaleur [11].

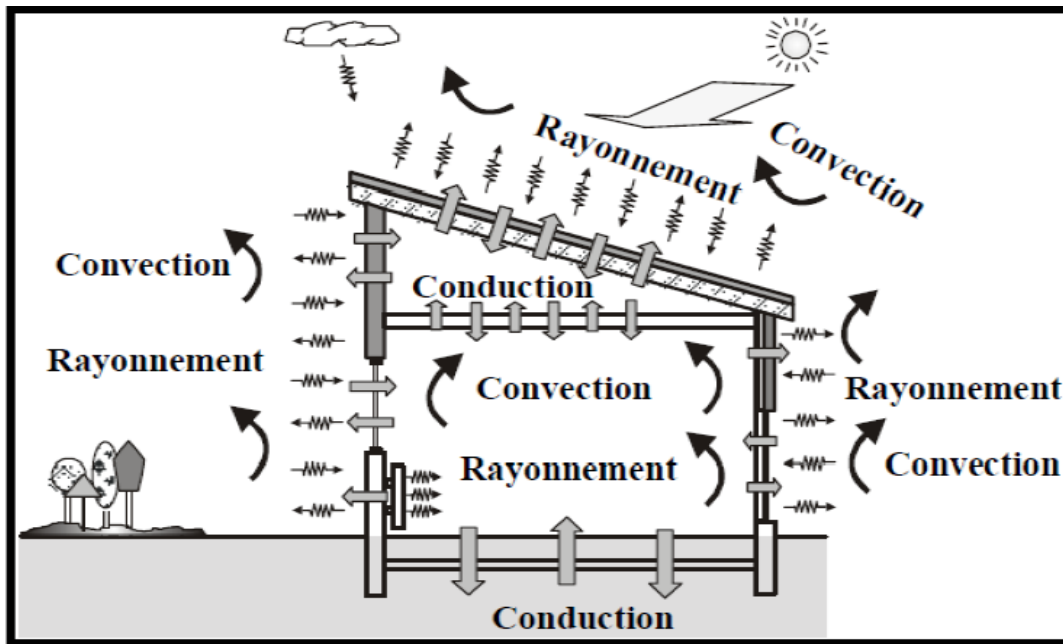


Figure I.9 : Combinaison des trois modes de transfert de chaleur [11].

I.4.1. Transfert de chaleur par conduction

Définition :

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 [1].

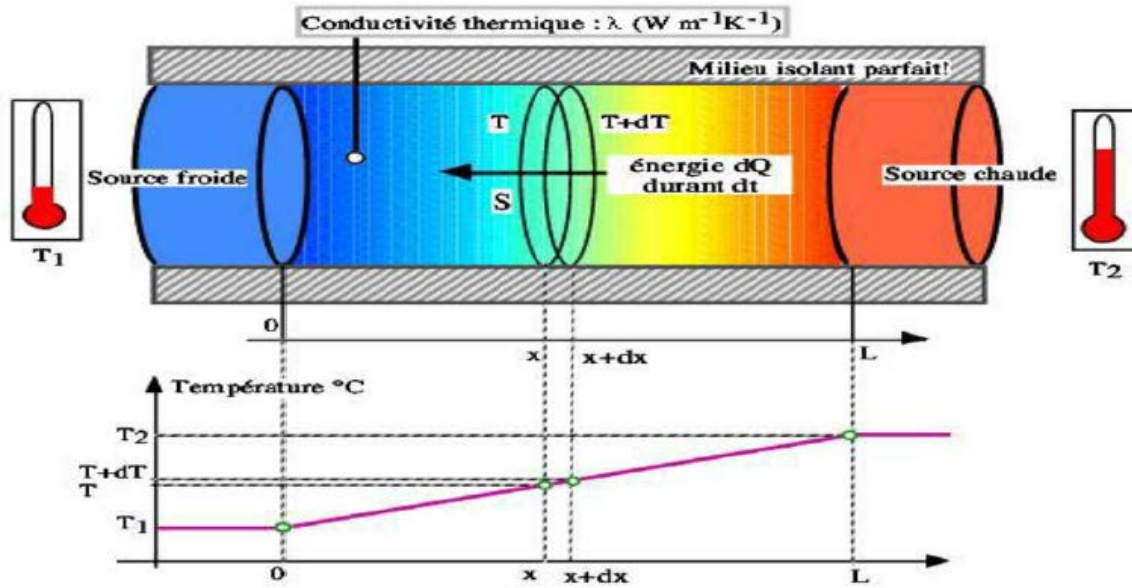


Figure I.10 : principe de la conduction thermique [12].

Loi de Fourier :

Pour un milieu isotrope, à travers une surface isotherme montre que le flux thermique, par conduction, dans une direction donnée est proportionnel à l'aire A normale à la direction du flux thermique et au gradient de température à cette direction. Le flux thermique, dans la direction x , par exemple, conformément à la loi de Fourier. Equation (I.3), établie mathématiquement par Jean-Baptiste Biot en 1804 puis expérimentalement par Fourier en 1822.[12]

$$Q_x = -\lambda \frac{dT}{dx} A \quad [\text{W}] \quad (\text{I.3})$$

Ou si l'on exprime la densité du flux thermique :

$$q_x = \frac{Q_x}{A} = -\lambda \frac{dT}{dx} \quad [\text{W/m}^2] \quad (\text{I.4})$$

Le coefficient de proportionnalité λ , appelé coefficient de conductivité thermique, dépend de la substance (nature, structure, température, pression, densité, etc.) ; il se mesure en $\text{Wm}^{-1} \text{K}^{-1}$ et il est toujours positif car la chaleur se transmet des zones chaudes vers les zones froides. Si la température décroît dans la direction positive x , alors dT/dx est négatif. Le flux thermique Q_x et la densité du flux thermique q_x étant des quantités positives dans la direction positive x , alors il est nécessaire d'introduire le signe moins dans le membre à droite des expressions (I.3) et (I.4). Si le membre à droite des expressions (I.3) et (I.4) est négatif

alors le flux thermique (et également la densité du flux thermique) est orienté dans la direction négative x .

Dans le cas général, dans l'espace à plusieurs dimensions, la loi de Fourier est donnée par la relation :

$$Q = -\lambda \nabla T \vec{A} \quad (\text{I.5})$$

Où \vec{A} est le vecteur normal à l'aire A . La densité du flux thermique est :

$$\vec{q} = -\lambda \nabla T \quad (\text{I.6})$$

En général la conductivité thermique λ varie en fonction de la température. À des basses températures, cette variation peut être négligée [13].

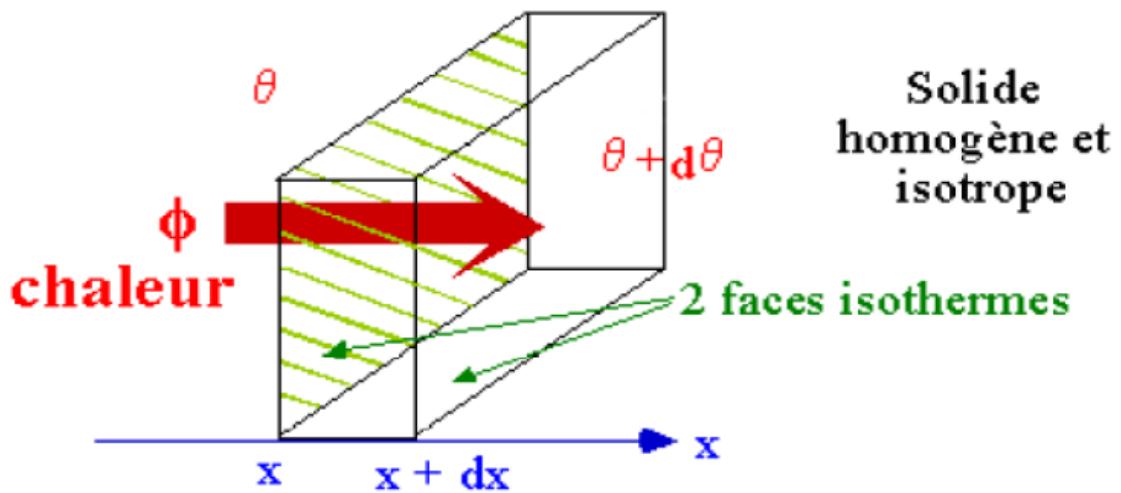


Figure I.11 : Conduction dans une couche élémentaire de mur plan [14].

Résistance thermique :

Considérons le problème simple de conduction dans un mur (Figure 1.11) de conductivité k constante et d'épaisseur L . A travers le mur, la température varie de θ_0 (température de la paroi gauche) à θ_L (température de la paroi droite).

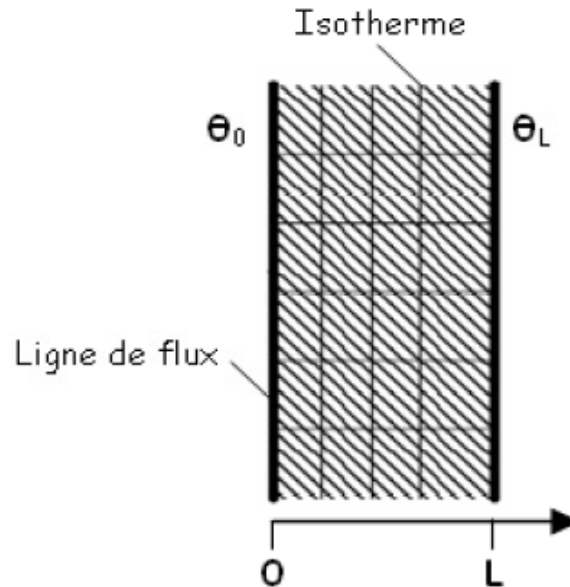


Figure I.12 : Schématisation du mur monocouche [15].

L'équation qui gouverne le problème en stationnaire et sans génération interne de chaleur est :

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} \text{ avec pour conditions limites } \begin{cases} x = 0 \rightarrow \theta = \theta_0 \\ x = L \rightarrow \theta = \theta_L \end{cases} \quad (\text{I.7})$$

La solution de cette équation est:

$$\theta = \theta_0 + (\theta_L - \theta_0) \frac{x}{L} \quad (\text{I.8})$$

Le flux qui traverse le mur est:

$$\phi = \frac{k}{L}(\theta_0 - \theta_L) = -k \frac{d\theta}{dx} \quad (\text{I.9})$$

Si la section du mur est A, la quantité de chaleur qui traverse le mur est :

$$\varphi = \frac{kA}{L}(\theta_0 - \theta_L) \quad (\text{I.10})$$

On définit par $\frac{kA}{L}$, la conductance et par $\frac{L}{kA}$ la résistance thermique du mur.

Pour un mur multicouche[15]

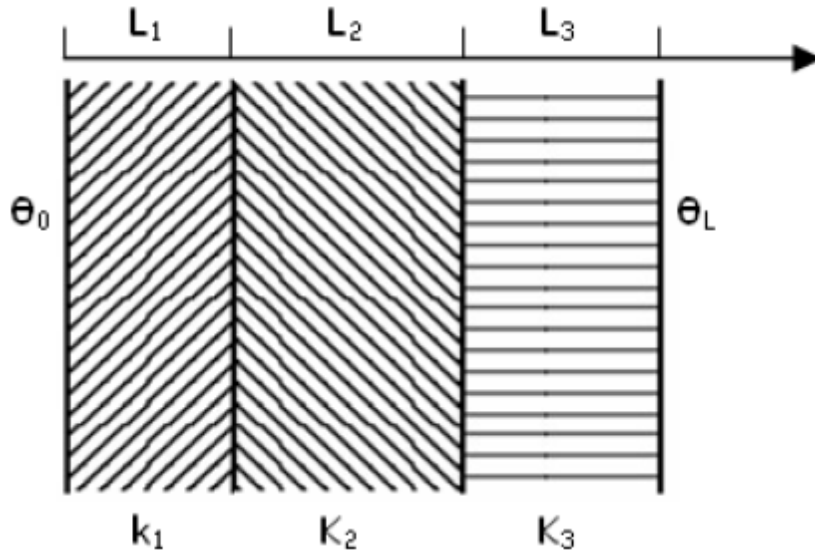


Figure I.13 : Schématisation du mur multicouche [15].

Les résistances thermiques s'expriment par :

$$R_i = \frac{L_i}{A_i k_i} \quad (\text{I.11})$$

Et la quantité de chaleur traversant le mur (Figure I.4) par :

$$\varphi = \frac{\theta_0 - \theta_L}{\sum R_i} \quad (\text{I.12})[15]$$

Application :

Le transfert de chaleur par conduction caractérise tous les transferts de chaleur qui s'effectuent dans les parois séparant deux corps à des températures différentes.

C'est le cas des surfaces d'échange des échangeurs de chaleur, mais c'est aussi celui des murs et vitrages d'un bâtiment, des cuves contenant des liquides chauds ou froids, des parois des fours, etc.

Il est courant que les parois soient constituées de plusieurs matériaux ayant chacun un rôle spécifique (réfractaire, revêtement anticorrosion, isolant thermique, etc.) et qui sont des parois composites à travers lesquelles s'effectue le transfert de chaleur [16].

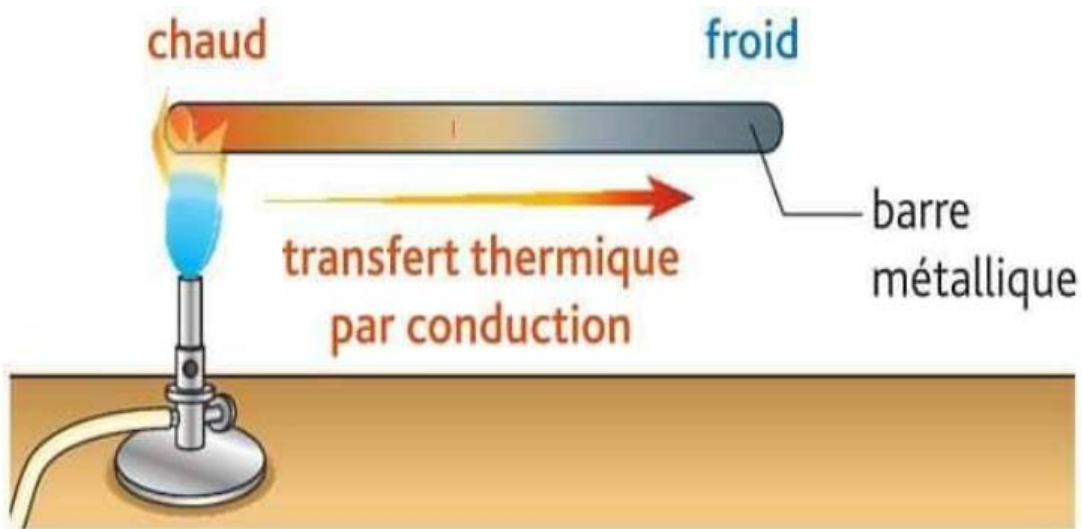


Figure I.14 : Exemple de transfert thermique par conduction [17].

I.4.3. Transfert de chaleur par convection

I.4.3.1. Définition :

L'échange thermique par convection a pour origine le mouvement d'un fluide. En effet hormis le rayonnement à travers les corps transparents, la conduction est le seul mode de transmission de la chaleur à travers le solide.

Pour les fluides, c'est différent :

- Le transfert thermique s'effectue par conduction lorsqu'il n'y a pas de mélange de matière, ou lorsque l'écoulement est laminaire.
- Dans un écoulement turbulent en contact avec une paroi solide, il existe le long de la paroi une mince couche de fluide en écoulement visqueux que l'on considère comme laminaire. L'épaisseur de ce film laminaire dépend des propriétés physiques du fluide et de la nature de l'écoulement.
- Dans une direction perpendiculaire à la paroi (donc à la ligne de courant), on admettra qu'il n'y a aucun mélange de matière et que la chaleur peut se transmettre que par conduction.
- En dehors de la couche laminaire, la chaleur se transmet par mélange des particules de fluides, provoquant une égalisation rapide de la température [15].

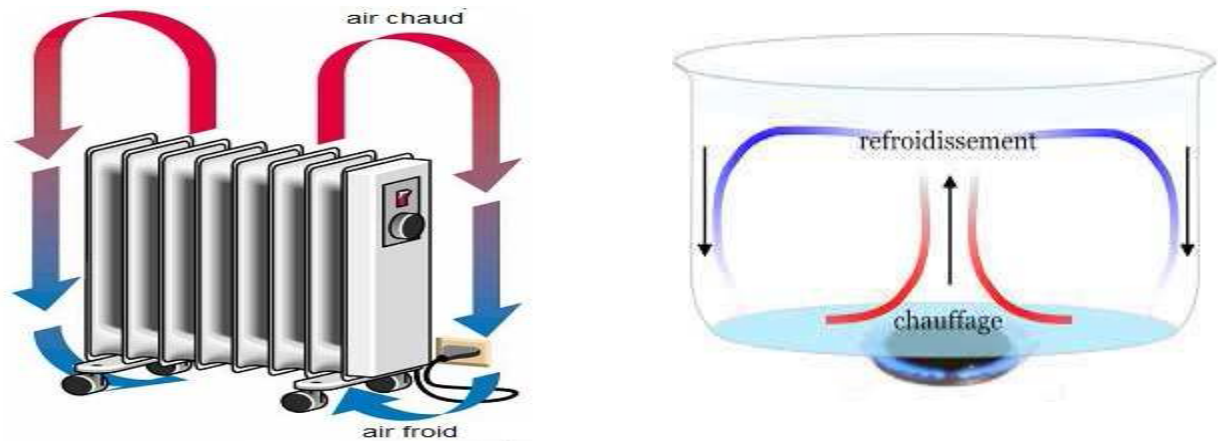


Figure I.15 : Transfert de chaleur par convection [15].

I.4.3.2. Calcul du coefficient d'échange par convection :

Le flux thermique de conduction à travers la couche laminaire (Figure I.15) peut s'exprimer par la loi de Fourier par :

$$\phi = \frac{\lambda}{e} s(\theta_m - \theta) \quad (\text{I.13})$$

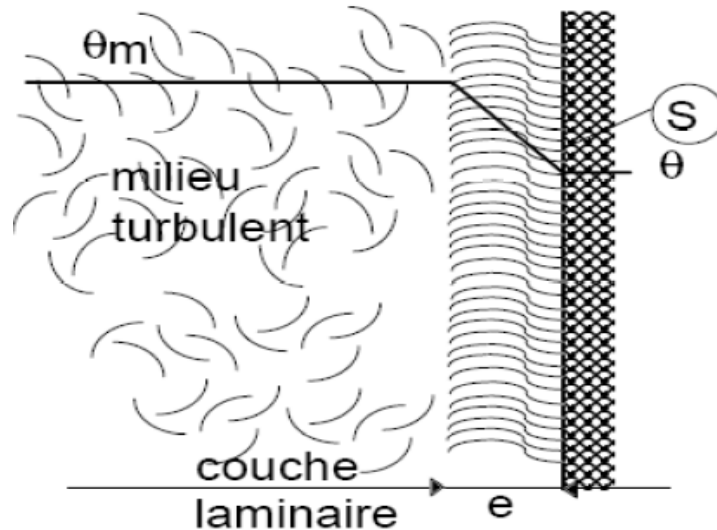


Figure I.16 : Gradient thermique dans la couche laminaire [15].

Mais en général, on ne connaît pas e , de plus l'épaisseur du film laminaire dépend de la vigueur de la zone turbulente voisine. On exprime alors le flux thermique par :

$$\dot{Q} = hS(\theta_m - \theta) \quad (\text{I.14})$$

h ($\text{W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$) est appelé coefficient d'échange par convection.

Le transfert de chaleur par convection est complexe, car il résulte de la superposition de deux phénomènes :

- Conduction entre les particules de fluides qui se rencontrent.
- Mélange de ces particules par suite du mouvement d'ensemble du fluide.

Si ce mouvement n'est provoqué que par les différences de températures (donc de densité), la convection est naturelle. Si ce mouvement résulte d'une action mécanique (pompe, ventilateur, mise en pression, etc.), la convection est forcée [15].

I.4.3.3. Les différents types de convection :

Comme nous avons mentionné précédemment, selon le mécanisme qui génère le mouvement du fluide, il existe deux types de convection :

- Convection naturelle (libre).
- Convection forcée.

La convection naturelle :

La convection libre ou convection naturelle est le régime d'écoulement obtenu lorsque l'on chauffe un fluide sans qu'il n'y ait d'écoulement extérieur imposé. Cet écoulement est inexplicable dans le cadre précédent car aucun mouvement ne serait possible de par le découplage entre les équations de la dynamique et de la thermique. Pour lever ce paradoxe, on tient compte d'un phénomène que l'on avait négligé la légère dilatabilité du fluide. C'est donc la force d'Archimède provoquée par les variations de densité induites par le chauffage qui fait se déplacer le fluide. La "thermique" et la "dynamique" sont alors très fortement couplés [18].

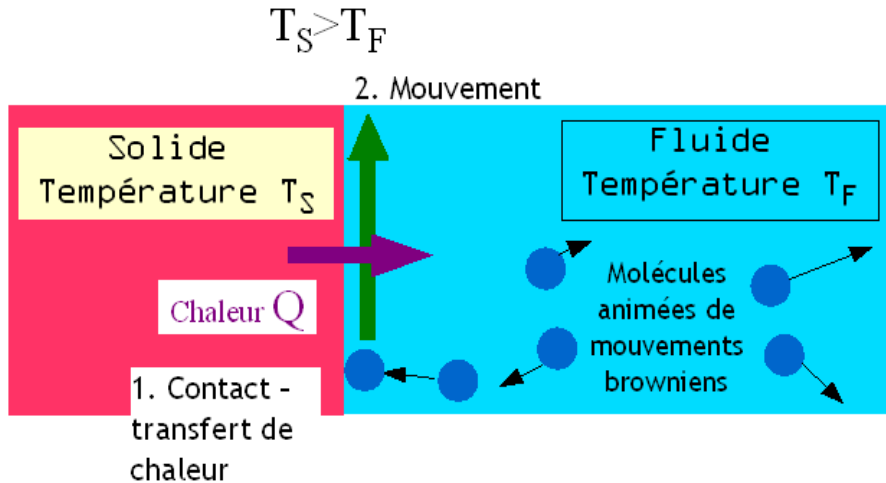


Figure I.17 : Schéma de la convection naturelle [18].

Dans ce type de convection le mouvement résulte de la variation de la masse volumique du fluide avec la température ; cette variation crée un champ de forces gravitationnelles qui conditionne les déplacements des particules du fluide.

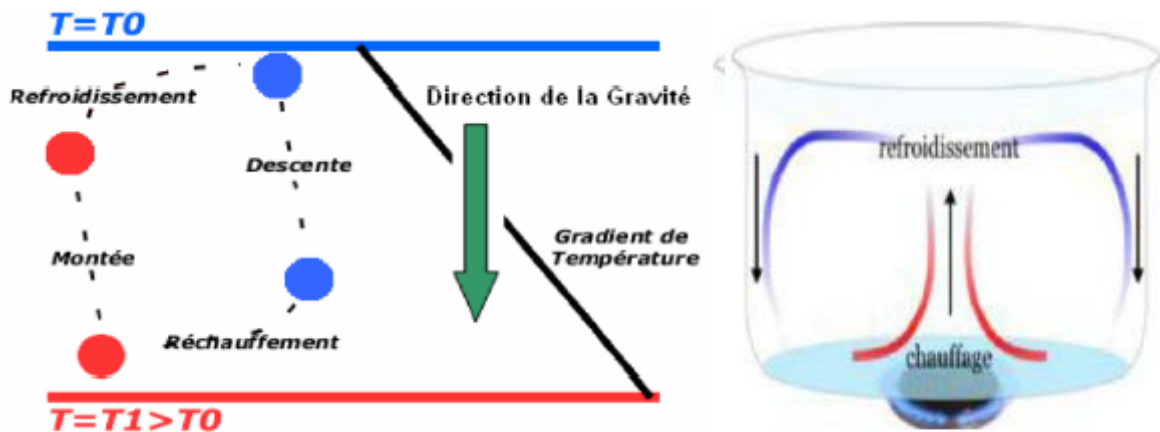


Figure I.18 : Principe de la convection naturelle [18].

Applications de la convection naturelle :

Les applications de la convection naturelle sont nombreuses :

- Chauffage d'une maison (cas d'un radiateur)
- Formation de courants océaniques,
- Formation des vents dans l'atmosphère...[15].

Grandeurs qui caractérisent la convection naturelle :

Nombre de Grashof :

Le nombre de Grashof est à la convection naturelle ce que le nombre de Reynolds à la convection forcée. C'est le rapport des forces d'inertie aux forces des viscosités :

$$\begin{aligned} \bullet \quad Gr &= \frac{\text{Forcedepesanteur}}{\text{Forcedeviscosité}} \\ \bullet \quad Gr &= \frac{\beta \cdot g \cdot \Delta T \cdot \rho^2 L^3}{\mu^2} = \frac{\beta \cdot g \cdot \Delta T \cdot L^3}{\vartheta^2} \end{aligned} \quad (\text{I.15})$$

Avec :

β : Coefficient de dilatation volumique du fluide en ($^{\circ}\text{C}^{-1}$).

L : Longueur caractéristique de la géométrie en (m).

g : Accélération de la pesanteur en (m^2/s).

ϑ : Viscosité cinématique du fluide en (m^2/s).

ΔT : Écart de température en ($^{\circ}\text{C}$)

Nombre de Rayleigh :

Le nombre de Rayleigh est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides et caractérisant le transfert de chaleur au sein d'un fluide. On peut le définir comme le produit du nombre de Grashof, reliant les effets de la force de gravité à la viscosité du fluide, et du nombre de Prandtl.

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{\beta \cdot g \cdot \Delta T \cdot L^2}{a \cdot \vartheta} \quad (\text{I.16})$$

La convection forcée :

La convection forcée se produit quand le mouvement du fluide est imposé par une intervention extérieure. Par exemple une pompe ou un ventilateur (cas des radiateurs de voiture, des montages électroniques refroidis ou chauffés par ventilateur, etc.).

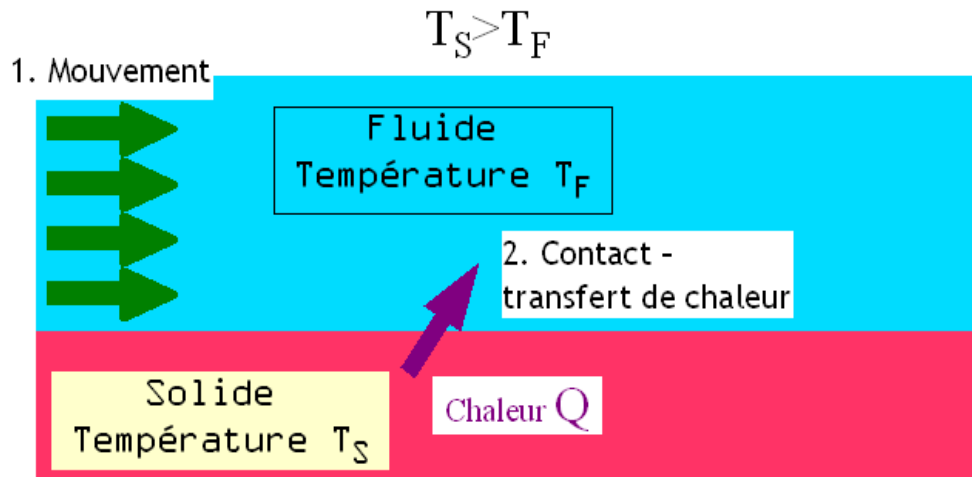


Figure I.19 : Schéma de la convection forcée [18].

Grandeurs qui caractérisent la convection forcée :

Nombre de Reynolds :

Le nombre de Reynolds est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides. Il a été mis en évidence en 1883 par Osborne Reynolds. Il caractérise un écoulement, en particulier la nature de son régime (laminaire, transitoire, turbulent).

Le nombre de Reynolds représente le rapport des forces d'inertie aux forces des viscosités :

$$Re = \frac{\rho U_0 D}{\mu} = \frac{U_0 D}{\nu} \quad (\text{I.17})$$

Ce nombre joue un rôle fondamental dans la caractérisation de l'écoulement :

- $Re < 2400$ on est en régime laminaire.
- $Re > 5000$ on est en régime turbulent.
- $2400 < Re < 5000$ on est en régime transitoire [19, 20].

Nombre de Nusselt :

C'est un rapport de la quantité de chaleur échangée par convection à une quantité de chaleur échangé par conduction n [21].

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (\text{I.18})$$

Pour un écoulement sur une plaque plane :

$$Nu_L = 0,664 Re_L^{1/2} Pr^{1/3} \text{ Pour } Pr \geq 0,6 \text{ et } Re \leq 5 \cdot 10^5$$

$$Nu_L = 0,037 Re_L^{4/5} Pr^{1/3} \text{ Pour } 0,6 \leq Pr \leq 60 \text{ et } 5 \cdot 10^5 \leq Re \leq 10^7$$

Pour un écoulement dans un tube :

$$Re = \frac{v_m D_h}{\nu}$$

Avec

$$D_h = \frac{4 \cdot \text{surface d'échange}}{\text{Périmètre mouillé}} \quad (\text{I.19})$$

Nombre de Prandtl :

C'est un rapport de la diffusivité matière à la diffusivité thermique. Il caractérise les propriétés thermiques du fluide[21] :

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \quad (\text{I.20})$$

I.4.4. Transfert de chaleur par rayonnement :

I.4.4.1. Définition :

Le rayonnement est l'action et l'effet rayonner (irradier/propager des rayons de lumière, de chaleur ou de toute autre énergie). Pour la physique, il s'agit de l'énergie ondulatoire ou des particules matérielles qui se propagent à travers l'espace.

Il y a plusieurs types de rayonnement. Le rayonnement électromagnétique est celui qui consiste en la propagation d'énergie au moyen de la combinaison de champs électriques et magnétiques oscillants. On entend par spectre électromagnétique la distribution énergétique des ondes électromagnétiques, allant des rayons gamma (dont la longueur d'onde se mesure en picomètres) aux ondes de radio (avec des longueurs d'onde pouvant être mesurées en kilomètres).

- Le rayonnement corpusculaire consiste en la propagation de particules sous-atomiques qui se déplacent à grande vitesse à caractère ondulatoire. Ces particules peuvent être chargées ou déchargées du point de vue électrique.
- Le rayonnement solaire est l'ensemble des rayonnements électromagnétiques émis par le Soleil et qui déterminent la température sur la Terre.
- Le rayonnement ionisant, à son tour, propage l'énergie suffisante pour ioniser la matière. Autrement dit, le rayonnement ionisant produit des ions et extrait les électrons de l'état lié à l'atome [22].

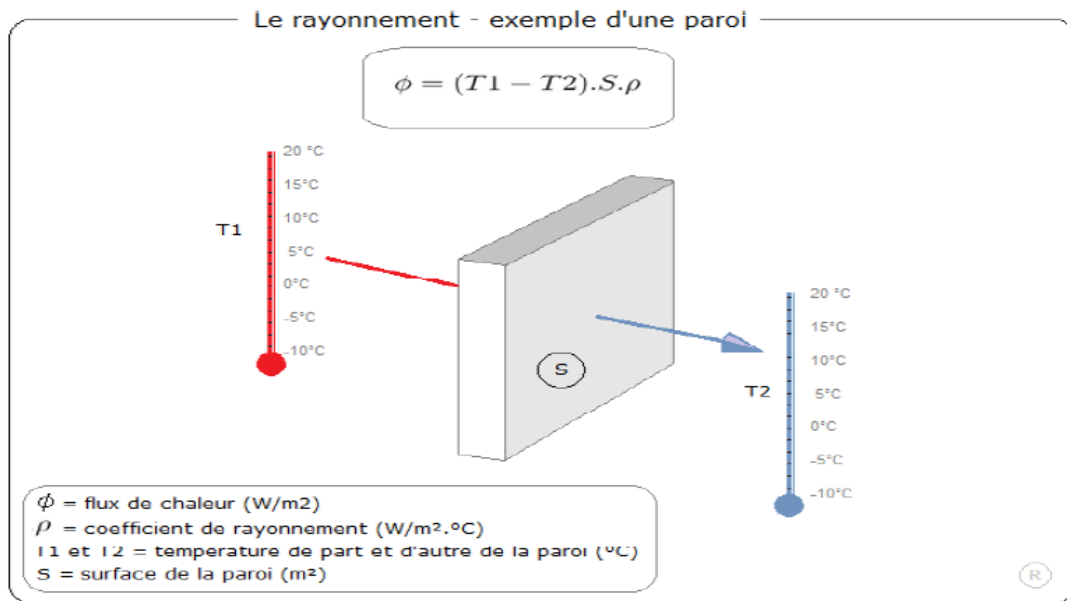


Figure I.20 : principe de rayonnement [12].

I.4.4.2. Classification :

Les grandeurs physiques sont distinguées selon :

- La composition spectrale du rayonnement
 - Si la grandeur est relative à l'ensemble du spectre, elle est dite totale.
 - Si elle concerne un intervalle spectral étroit $d\lambda$ autour d'une longueur d'onde λ , elle est dite monochromatique.
- La distribution spatiale du rayonnement
 - Si la grandeur est relative à l'ensemble des directions de l'espace, elle est dite Hémisphérique.
 - Si elle caractérise une direction donnée de propagation, elle est dite directionnelle [23].

I.4.4.3. 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).

$$\phi_{émis} = \epsilon \cdot \sigma \cdot S \cdot T^4 \quad (I.21)$$

Avec :

σ : Constant de Stefan-Boltzmann, $\sigma=4.92.10^{-8}$ kcal/h.m².K.

ε : L'émissivité de la surface sans unité et T en [K][1].

I.4.4.4. Application :

Le rayonnement infrarouge est appliqué dans de très nombreux procédés industriels. Son action sur la matière est essentiellement thermique et les applications principales concernent :

- Le séchage (papiers, cartons, textiles, etc.).
- La cuisson (teintures, apprêts, enductions...).
- Le chauffage (avant formage de matériaux divers, traitements thermiques, soudage, chauffage de postes de travail...).

Le rayonnement ultraviolet est constitué de photons dont l'énergie est de l'ordre de grandeur de l'énergie des liaisons atomiques. Ceux-ci agissent sur la matière par déplacement des électrons vers des niveaux énergétiques supérieurs.

Lorsque la matière soumise au rayonnement y est sensible, il s'y produit des réactions chimiques. La partie du rayonnement ultraviolet absorbée par la matière et qui n'est pas utilisée à la réaction chimique est transformée en chaleur.

Dans la pratique, cet échauffement reste faible et le rayonnement ultraviolet est Principalement utilisé dans le domaine des réticulations de films plastiques et des polymérisations de produits organiques comme les encres d'imprimerie, les vernis, opérations qui sont souvent appelées improprement séchages [2].

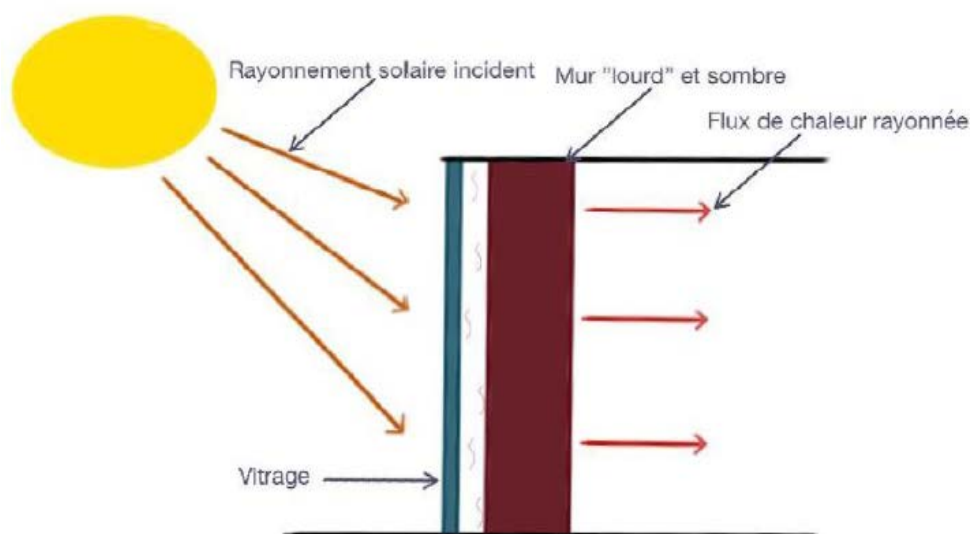


Figure I.21: Transfert de chaleur par rayonnement solaire sur un mur [7]

Chapitre 2 : Types des échangeurs thermiques

II.1. Introduction :

Un échangeur de chaleur est un système qui permet d'échanger la chaleur entre deux fluides ou plus. Dans un échangeur thermique, le fluide chaud et le fluide froid sont séparés par une paroi bien adaptée et par principe la transmission de la chaleur se fait du fluide chaud vers le fluide froid [24].

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

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

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

II.2. Différents types d'échangeurs de chaleur selon le Type de contact :

Le critère de ce classement consiste le type de contact entre les deux fluides.

II.2.1. Echangeur à contact direct :

Le type le plus simple comprend un récipient ou canalisation dans lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la même température finale.

II.2.2. Echangeurs à contact indirect :

Les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi [25].

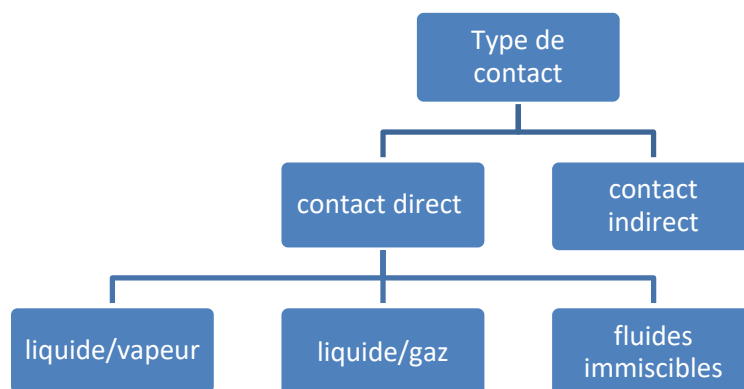


Figure II.1: Classification des échangeurs selon le type de contact.

II.3. Différents types d'échangeurs selon l'état des fluides :

Ce type de classement consiste le changement de phase des fluides qui est dut aux températures et les pressions élevées. On distingue deux types :

II.3.1. 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. 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 évaporateurs.
- le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état [26].

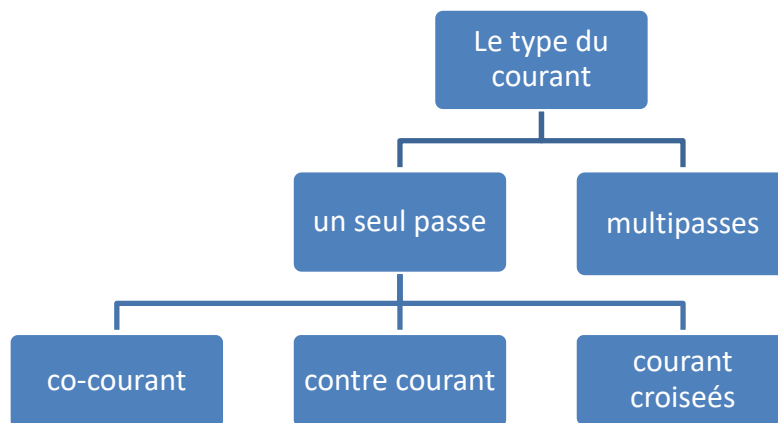


Figure II.2 : Classification des échangeurs selon la configuration de l'écoulement.

II.2.4. Différents types d'échangeurs suivant le procédé de transfert de chaleur :

- transfert sans stockage, donc en récupérateur.
- transfert avec stockage, donc en régénérateur [27].

II.5. Différents modes de circulation dans un échangeur :

Ce classement est réalisé à partir du sens d'écoulement des deux fluides.

II.5.1. Echangeur a courants parallèles :

Dans cette configuration les deux fluides s'écoulent dans la même direction.

Cette circulation est dite Co-courant ou anti méthodique.

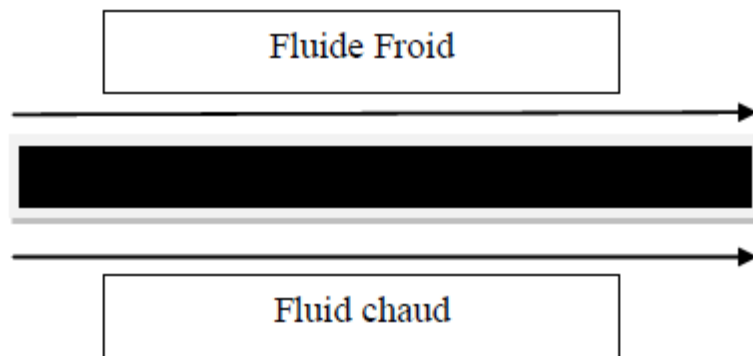


Figure II.3 : Echangeur Co-courant.

II.5.2. Echangeur à contrecourant :

Si la circulation a lieu dans le sens contraire, les écoulements sont dits à contre-courant ou méthodique.

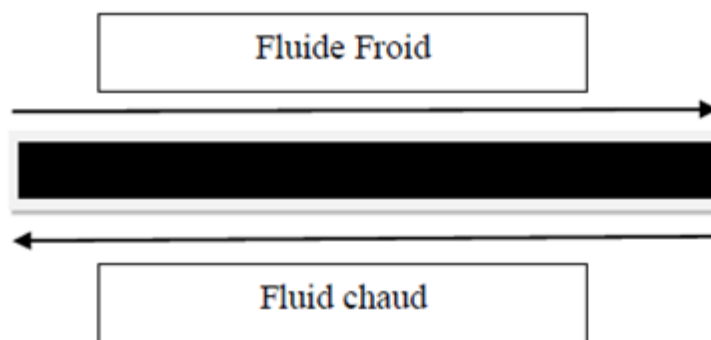


Figure II.4 : Echangeur contre-courant.

II.5.3. Echangeurs à courants croisés :

Dans ce type d'échangeurs les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre (Figure II.5) en remarque ainsi que le sens d'écoulement est sans importance.

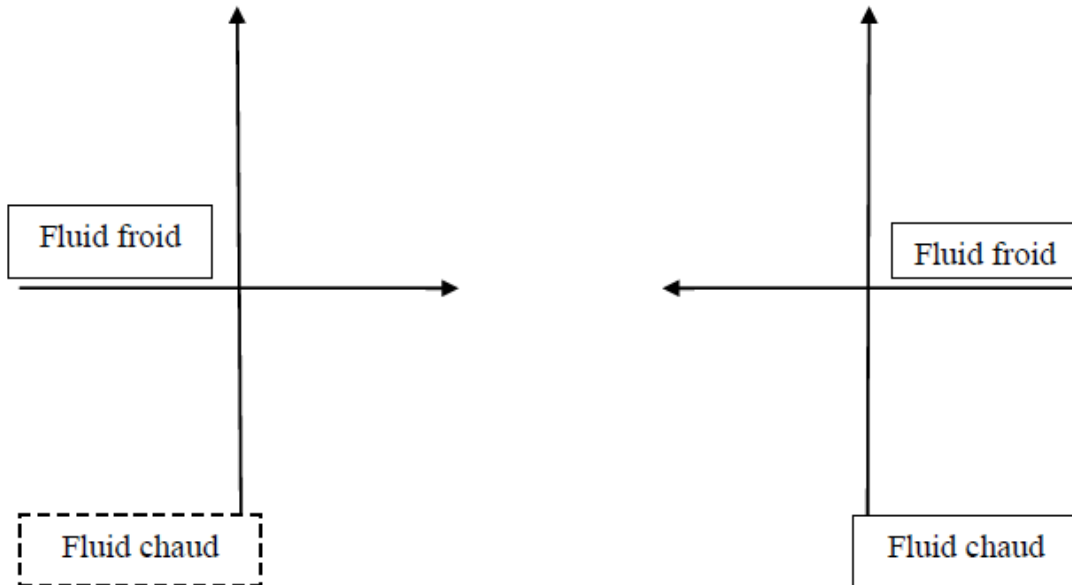


Figure II.5: Echangeur à courants croisés.

Dans la plupart des cas l'un des fluides traverse l'écoulement de l'autre fluide plusieurs fois, et l'échangeur est appelé à multiple passe. On distingue deux modes de circulation [26]:

II.5.3.1. Circulation à courants croisés méthodiques :

L'un des fluides entre par l'extrémité de l'appareil d'où sort le deuxième fluide (Figure II.6)[26].

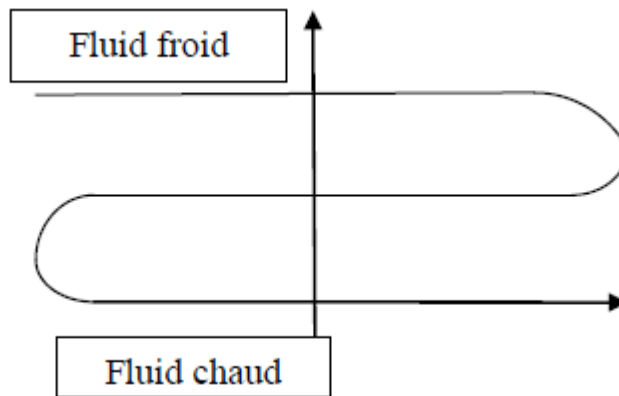


Figure II.6 : Echangeur à courants croisés méthodiques

II.5.3.2. Circulation à courants croisés anti méthodiques :

Les deux fluides entre par la même extrémité de dispositif (Figure II.7)[26].

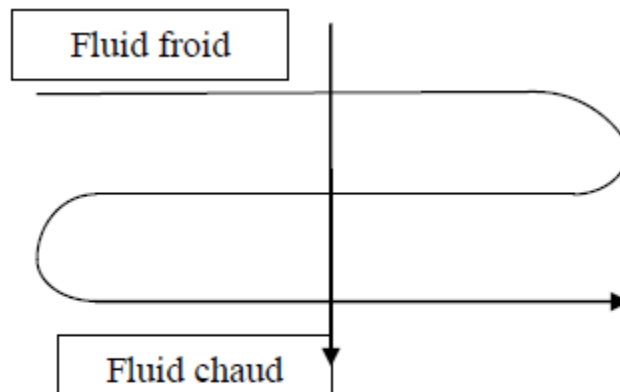


Figure II.7 : Echangeur à courants croisés anti méthodiques.

II.6. 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 [28].

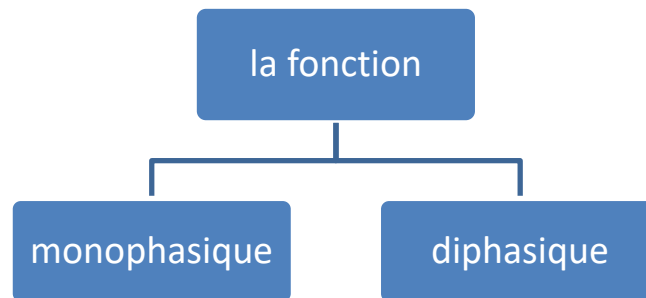


Figure II.8 : Classification fonctionnelle des échangeurs.

II.7. Classement suivant la compacité de l'échangeur

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur. Un échangeur soit considéré comme compact si sa compacité est supérieure à $700 \text{ m}^2 / \text{m}^3$; cette valeur est susceptible de varier de 500 à $800 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ [28].

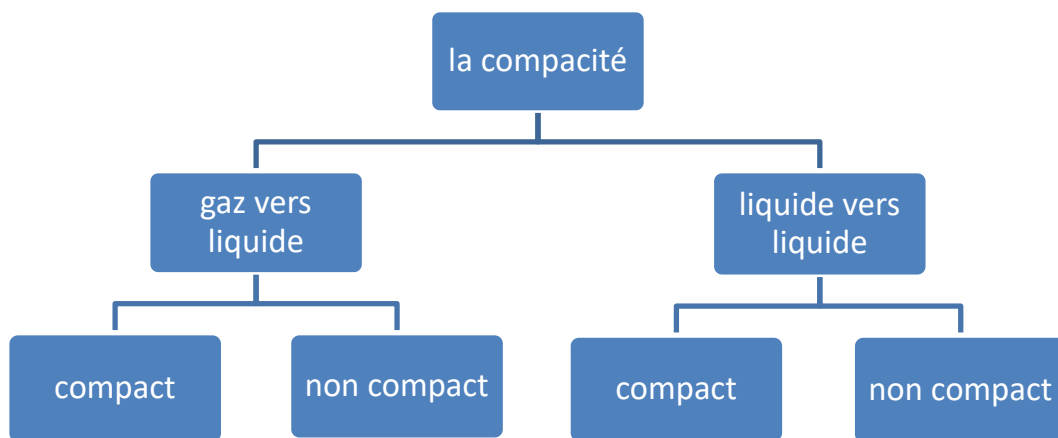


Figure II.9 : Classement des échangeurs suivant la compacité.

II.8. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

On retiendra deux types de paroi :

- Les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires.
- Les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc [28].

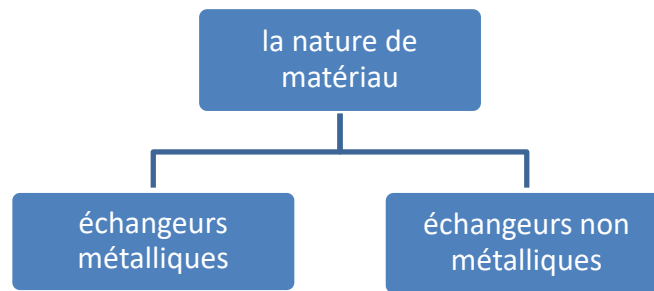


Figure II.10 : Classement des échangeurs suivant la nature du matériau.

II.9. Différents types d'échangeurs de chaleur selon la conception:

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

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

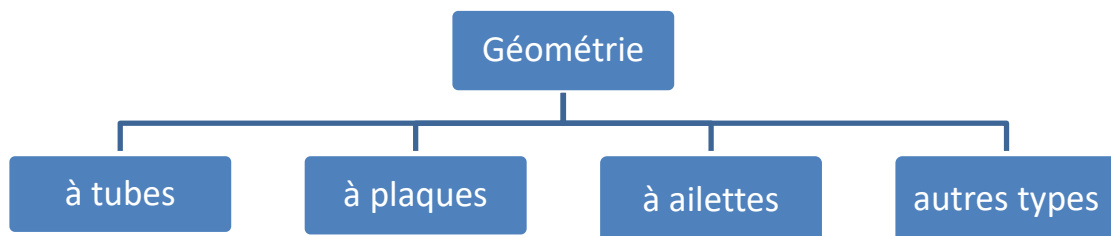


Figure II.11 : Classification technologique des échangeurs de chaleur.

II.9.1 Les échangeurs tubulaires :

Un échangeur tubulaire est le plus simple des échangeurs, il est constitué de 2 tubes concentriques. Un fluide circule dans le tube interne alors que le second passe dans l'espace entre les 2 tubes. Facile à nettoyer ou à réparer, il permet de travailler avec des fluides à hautes pressions.

Cependant, il ne permet qu'un échange de chaleur limité et ne possède qu'une petite surface d'échange (maximum 50 m²).

On distingue plusieurs catégories suivant le nombre de passe dans les tubes et de leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée [29].

II.9.1.1. Echangeur monotube :

Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentín comme montré à la figure au-dessous [29].

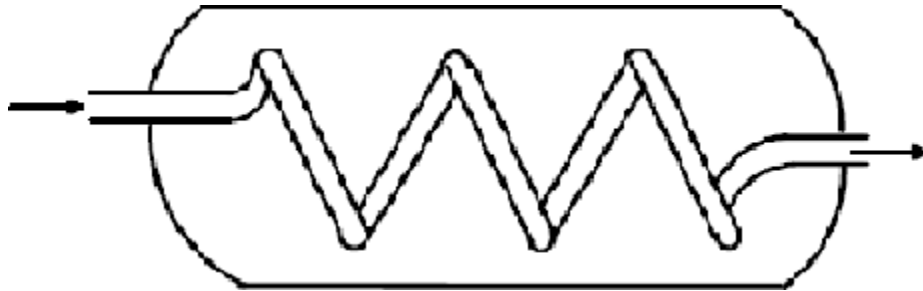


Figure II.12 : Échangeur monotube en serpentín.

II.9.1.2. Echangeur coaxial :

Dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur comme indiqué à la figure ci-dessous [29].

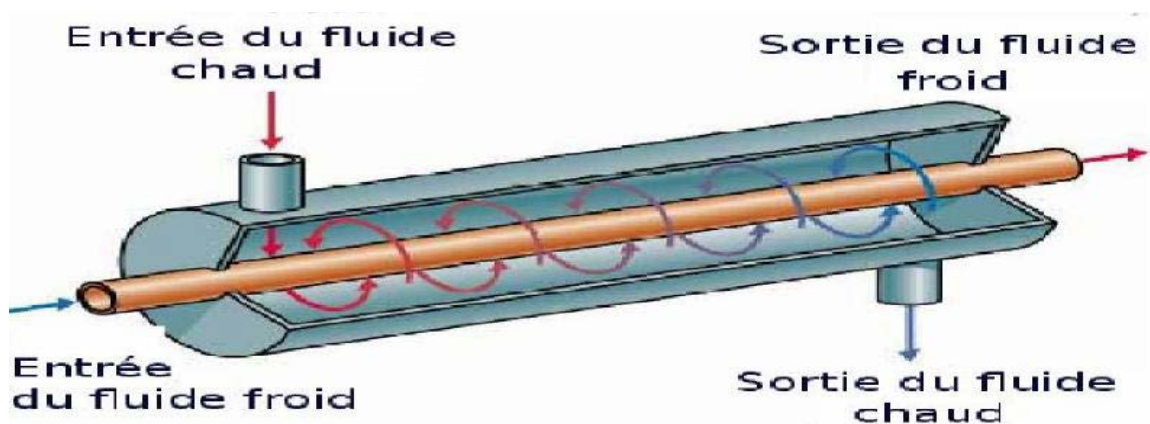


Figure II.13 : Échangeur coaxial.

II.9.1.3 Échangeur multitubulaire :

On distingue :

a) Échangeur à tubes séparés :

À l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) où sont placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm) maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé [29].

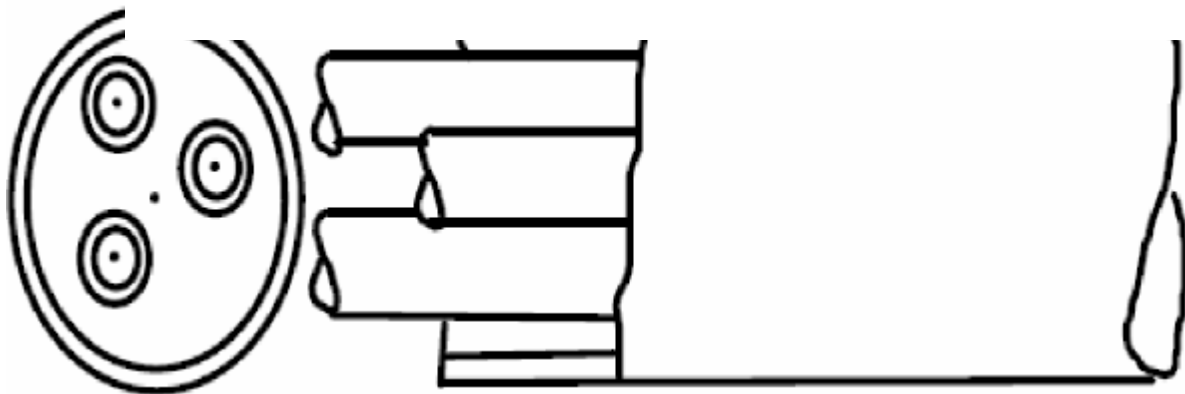


Figure II.14 : Échangeur à tubes séparés.

b) 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 [29].

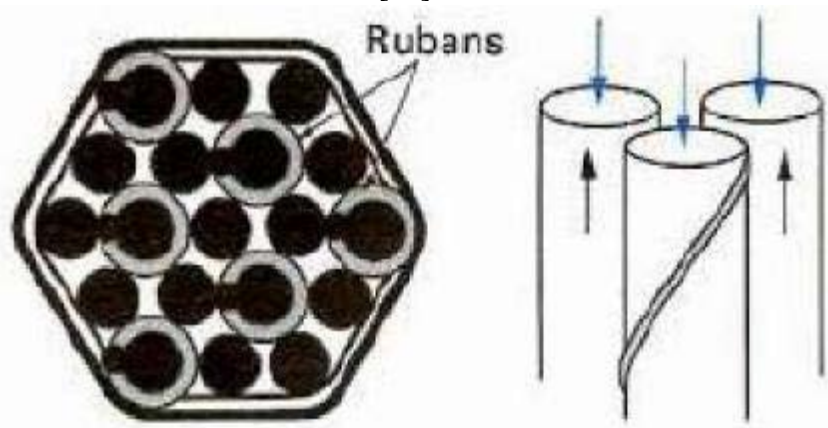
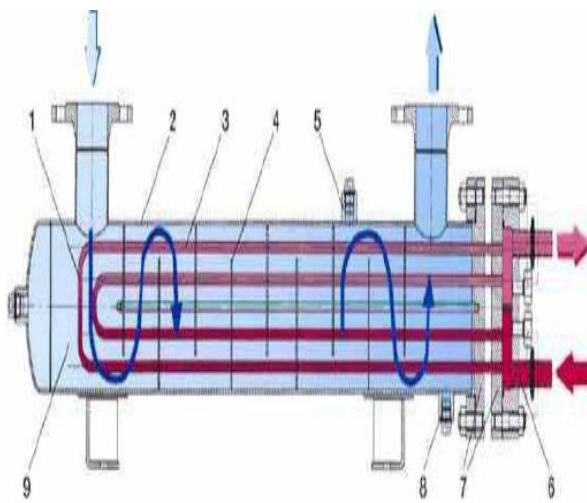


Figure II.15 : Échangeur à tubes rapprochés.

I.9.1.4. Echangeur à tube-calandre :

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

A chaque extrémité du faisceau sont fixées des boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en une ou plusieurs passes. La calandre est aussi munie de tubulures d'entrée et de sortie pour le second fluide (qui circule à l'extérieur des tubes) suivant le chemin imposé par les chicanes [29].



- | | |
|--------------------------|---------------------------|
| 1. Faisceau tubulaire. | 6. Intérieur boîte à eau. |
| 2. Enveloppe (calandre). | 7. Plaque tubulaire. |
| 3. Intérieur tube | 8. Raccord vidange. |
| 4. Chicane. | 9. Intérieur enveloppe. |
| 5. Raccord évent. | |

Figure II.16 : Echangeur à tube-calandre.

a) Echangeur à tête flottante :

L'une des plaques tubulaires est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre [30].

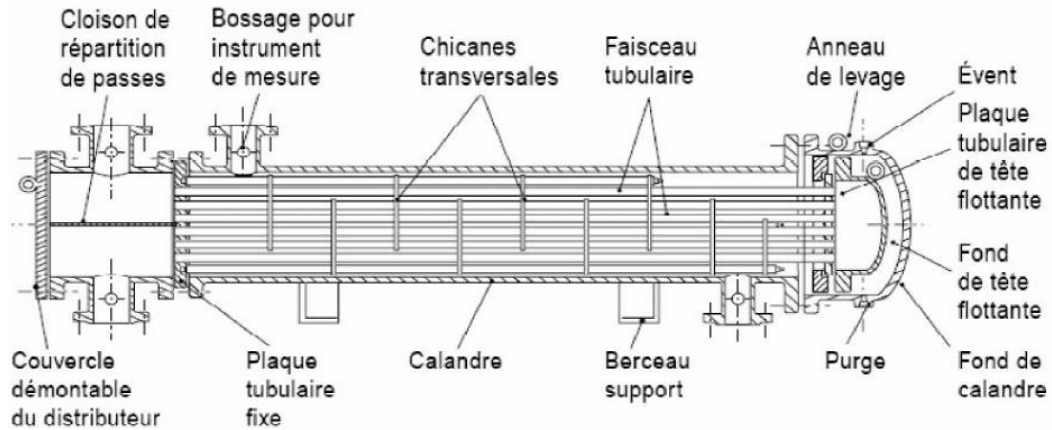


Figure II.17 : Echangeur à boîte flottante.

b) Echangeurs à tête fixe :

Dans ce cas, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre [30].

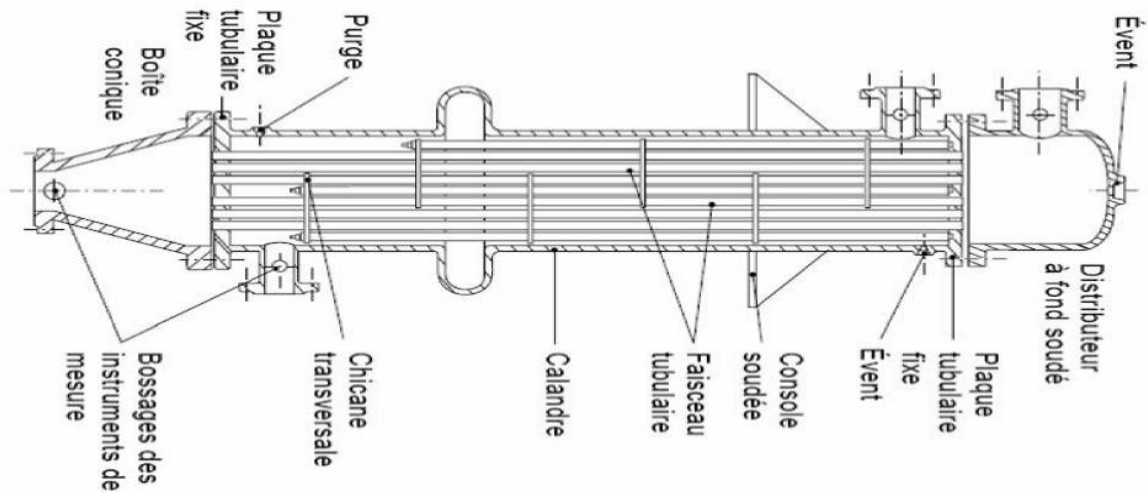


Figure II.18 : Échangeur à boîte fixe.

II.9.1.5. Echangeur a tube en U:

Le faisceau est constitué de tubes coudés en forme d'épingle, il n'est donc porté que par une seule plaque tubulaire. Ce système permet la libre dilatation du faisceau. En revanche, le nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique [30].

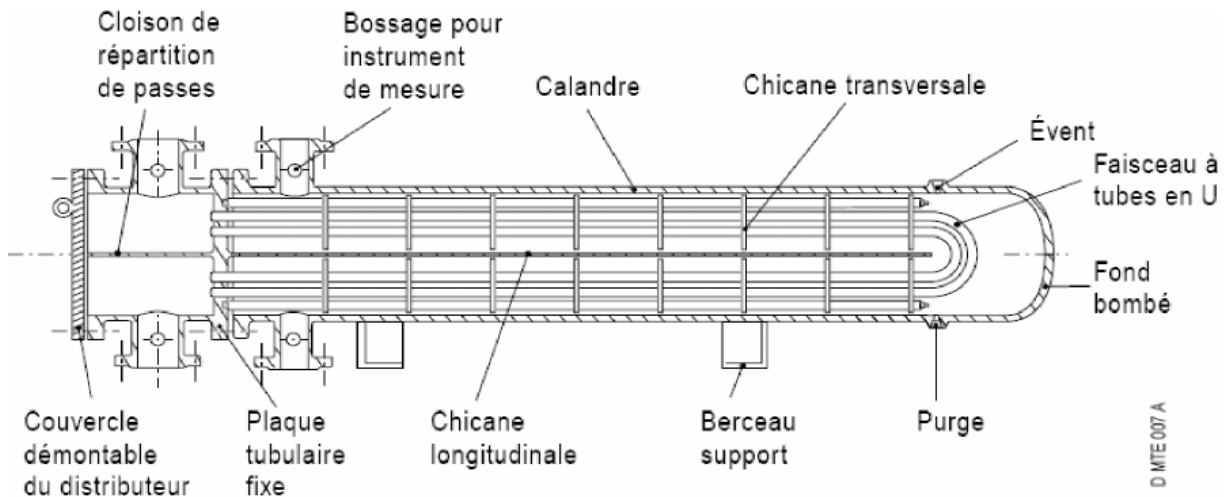


Figure II.19 : Echangeurs à tubes en U.

II.9.2. Echangeur à ailette

Les échangeurs à ailettes sont utilisés dans le cas d'un échangeur liquide-gaz, par exemple les radiateurs des voitures.

Ce type est caractérisé par :

- Faciles à nettoyer à l'aide d'un jet d'eau haute-pression sans déformer les ailettes.
- Transfert de chaleur uniforme et fiable.
- Aucune corrosion entre le tube et les ailettes.
- Les ailettes sont résistantes aux vibrations.
- Parfaitement adaptés aux applications industrielles.
- Plus complexes à dimensionner [31].

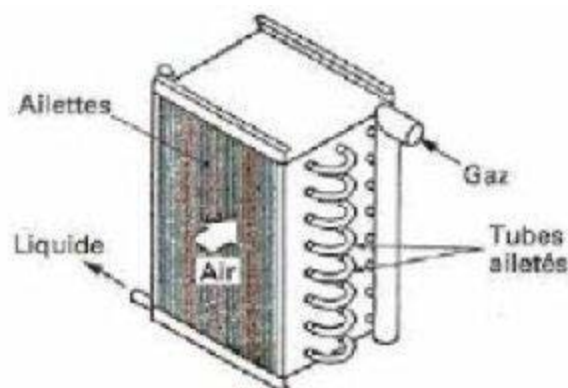


Figure II.20 : Echangeur à ailette.

Les ailettes sont des plaques minces ou des lames métalliques de différentes formes, construites d'un métal très bon conducteur « cuivre, aluminium... », Par exemple dans les batteries de tubes à ailettes, elles sont fixées sur des conduits circulaires ou rectangulaires. Elles permettent d'augmenter l'échange thermique entre un corps solide et le milieu environnant en faisant augmenter la surface d'échange. Dans la conception des échangeurs de chaleurs industriels à faisceaux de tubes à ailettes indépendantes, on distingue deux catégories essentielles d'ailettes : ailettes transversales et longitudinales. La forme des ailettes transversales, peut être carrée, rectangulaire, circulaire, elliptique, etc [31].

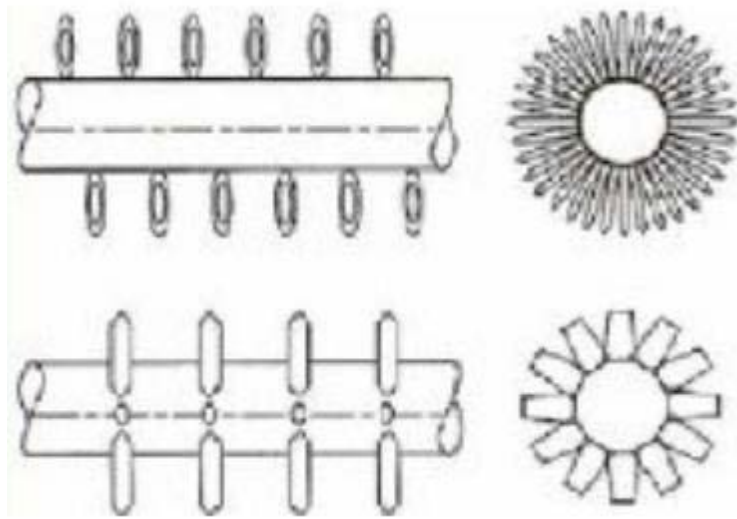


Figure II.21 : Différents formes d'ailette.

II.9.3. Échangeurs à plaques :

II.9.3.1 Échangeurs à surface primaire :

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques corrigées, nervurées ou picotées.

Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression par multiplication des points de contact.

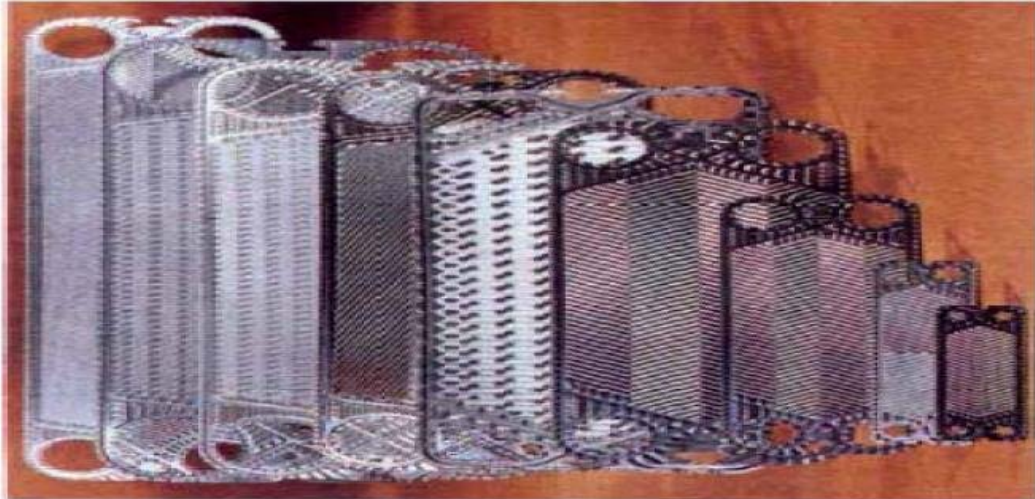


Figure II.22 : Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire.

II.9.3.2. Echangeurs à plaques et a joints :

La surface d'échange est alors composée de plaques métalliques, équipées de joints, serrées les unes contre les autres à l'aide de tirants entre deux flasques, l'un fixe, l'autre mobile [29].

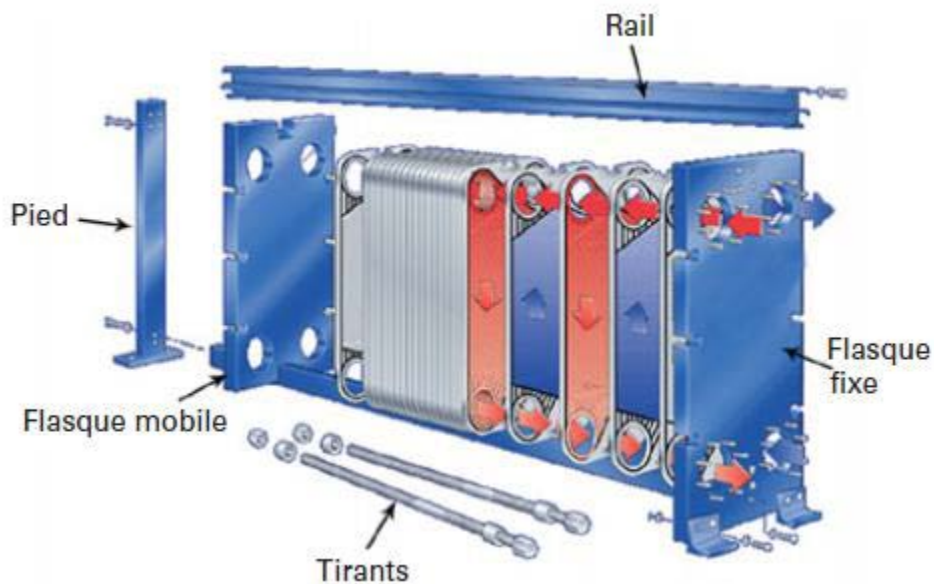


Figure II.23 : Échangeur à plaques et joint.

II.9.3.3. Échangeur à plaques tout soudé :

Ils ont un aspect extérieur similaire à celui des échangeurs à plaques et joints. Ils sont constitués d'un paquet de plaques enserrées entre deux flasques serrés par un jeu de tirants.

Les plaques ont quatre ouvertures pour la distribution des deux fluides et une zone d'échange corrigée. Les joints sont remplacés par des soudures.

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

Ces échangeurs, qui restent de taille moyenne par rapport aux échangeurs à plaques et joints, peuvent être utilisés jusqu'aux conditions suivantes : une pression de service de 4 MPa, une température de service de 350 °C. Leur surface d'échange maximale est de 250 m² [29].

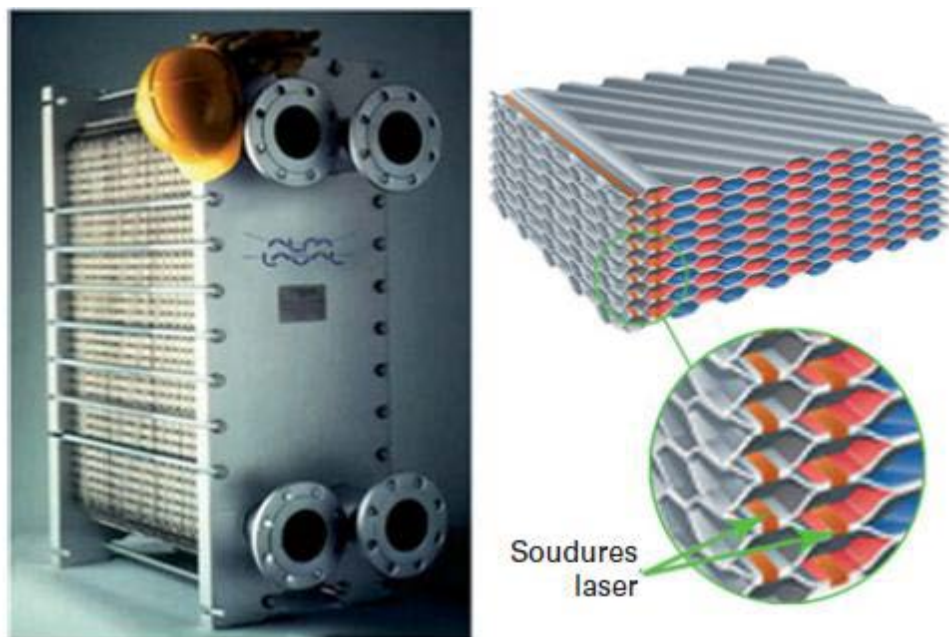


Figure II.24 : Échangeur à plaques tout soudé.

II.9.3.4. Échangeur brasé :

C'est une variante de l'échangeur à plaques et joints conventionnel, car sa surface d'échange est constituée d'une série de plaques métalliques à cannelures inclinées, mais il ne possède ni joints d'étanchéité, ni tirants de serrage. Les plaques sont en acier inoxydable et sont assemblées par brasure dans un four sous vide, ce qui limite la taille de ces échangeurs. La brasure est effective sur le pourtour des plaques et aux points de contact entre deux plaques successives, avec les tôles de quelques millimètres d'épaisseur servant de bâti, ainsi qu'avec les tubulures de raccordement.

L'ensemble ainsi constitué est monobloc. La profondeur des corrugations est comprise entre 2 et 3 mm, et comme les échangeurs brasés ne sont pas démontables, ils doivent être utilisés sur des fluides propres [29].



Figure II.25 : Échangeur à plaques brasé.

II.9.4. Autres types d'échangeurs :

II.9.4.1. Echangeur à spirales :

Un échangeur à spirales (Figure II.26) consiste en 2 plaques de métal enroulées de manière hélicoïdale pour former une paire de canaux en spirale. Le diamètre de l'échangeur est relativement grand, avec une surface d'échange maximale d'environ 450 m^2 pour un diamètre de 3 m^2 , ce qui le place dans la catégorie des échangeurs non-compacts. L'échange de chaleur n'est pas aussi bon que celui de l'échangeur à plaques, car la surface d'échange ne possède pas en règle générale de profil, mais pour une même capacité d'échange, un échangeur spiral nécessite 20 % de moins de surface d'échange qu'un échangeur à faisceau tubulaire. Il est utilisable pour les liquides visqueux ou pour les mélanges liquide-solide et possède une capacité autonettoyante garantissant un encrassement réduit par rapport à l'échangeur à faisceau tubulaire. Il ne peut travailler qu'avec des différences de températures et de pression limitées [32].

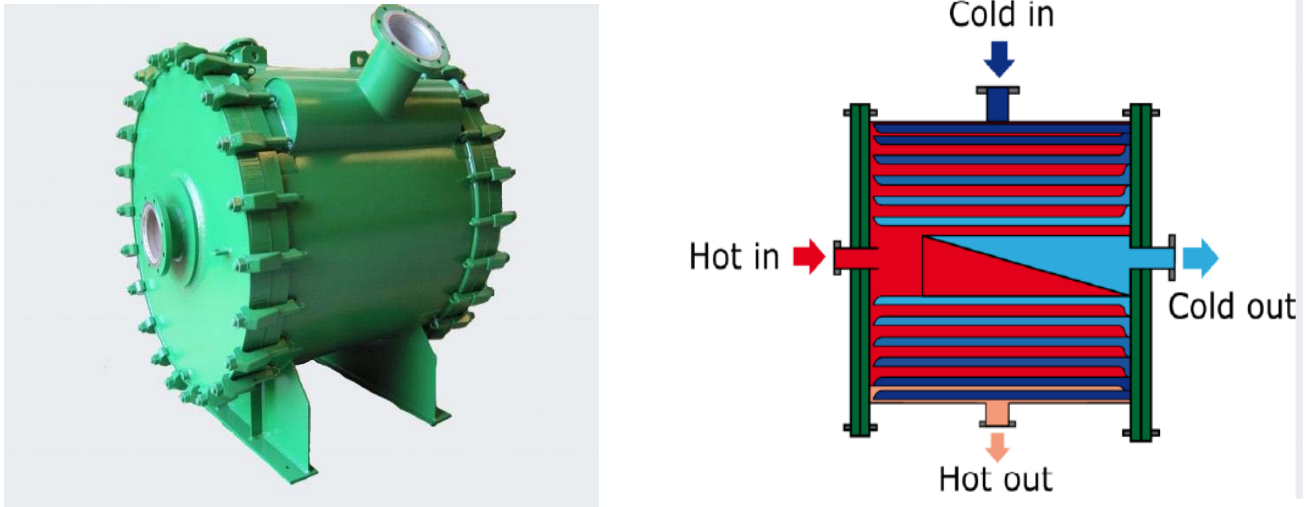


Figure II.26 : Exemple d'un échangeur de chaleur spirale.

II.9.4.2. Échangeur à bloc :

L'échangeur à bloc (Figure II.27) est un type d'échangeur de chaleur réservé à des applications particulières. Il consiste en un bloc d'une matière thermiquement conductrice percé de multiples canaux dans lesquels circulent les 2 fluides. Le bloc est le plus souvent composé de graphite additionné parfois de polymères pour améliorer les propriétés mécaniques de l'échangeur. Le bloc est placé dans une structure qui assure la distribution des liquides dans les canaux.

Le bloc peut avoir différentes formes : cylindrique ou cubique. Il peut encore être composé d'un seul bloc ou de plusieurs parties empilées de manière à permettre les fluides de passer d'une partie à l'autre. L'intérêt de ce type d'échangeur de chaleur est principalement sa résistance chimique aux liquides corrosifs ainsi que sa capacité modulaire : le bloc peut facilement être remplacé en cas de fuites. Le fait que le rapport volume libre pour passage des fluides/volume du bloc est très petit crée une grande inertie dans les cas de changements de température : le bloc agit comme un réservoir et peut lisser les différences de température.

Les blocs sont cependant fragiles tant aux chocs qu'aux grands écarts de température (problème de dilatation non-uniforme pouvant conduire à des fissurations du bloc). Le prix est relativement élevé par rapport aux autres types d'échangeurs et le transfert de chaleur est

en général moyen : l'épaisseur de la paroi d'échange est plus grande que pour une surface d'échange en métal pour cause de fragilité, ce qui augmente la résistance au transfert [32].



Figure II.27 : Echangeur à Bloc.

II.9.4.3. Colonne de Bouhy :

Excellente alternative aux échangeurs à plaques dans les sécheurs d'air comprimé, la colonne de Bouhy (Figure II.28) est en fait un échangeur à tête d'épingle auquel a été ajouté un séparateur air/eau centrifuge dans la partie inférieure. Le dispositif dispose de deux échangeurs coaxiaux, le premier servant à amener l'air en dessous de son point de rosée, le second servant à la fois à ramener l'air à une température convenant à son utilisation et surtout à augmenter l'efficacité du refroidissement. Ce type d'échangeur se caractérise par une très faible perte en charge [32].

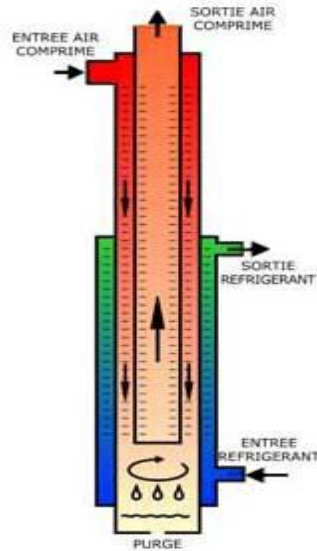


Figure II.28 : Colonne de Bouhy.

II.9.4.4. Échangeurs à caloducs longitudinale :

Principe

Un caloduc est une enceinte étanche contenant un liquide en équilibre avec sa vapeur. Les caloducs ont une très grande conductivité thermique équivalente, grâce à l'utilisation des phénomènes d'évaporation et de condensation du fluide interne. Le liquide s'évapore dans la zone chauffée (évaporateur) et la vapeur vient se condenser dans la zone refroidie (condenseur). Le condensat retourne vers l'évaporateur :

- soit sous l'effet des forces de capillarité développée dans un milieu poreux tapissant la paroi intérieure du caloduc. Ce capillaire peut être de différente forme : toile métallique, fines rainures dans la paroi intérieure, poudre métallique frittée, etc. ;
- soit sous l'effet des forces de gravité ; pour ce faire, l'évaporateur se trouve plus bas que le condenseur. Le réseau capillaire est réduit à un simple rainurage ; il peut même être complètement absent pour diminuer les coûts de fabrication, on parle alors de thermosiphon diphasique.

Dans l'échangeur à caloducs, les caloducs forment un faisceau placé perpendiculairement aux écoulements. Le fluide chaud et le fluide froid circulent généralement à contre-courant et sont séparés l'un de l'autre par une plaque qui sert aussi au maintien des caloducs.

Les échangeurs à caloducs sont le plus souvent utilisés pour des échanges gaz-gaz (récupération de chaleur sur les fumées industrielles, climatisation), mais aussi pour des échanges gaz-liquide, liquide-liquide ou pour des générateurs de vapeur [26].

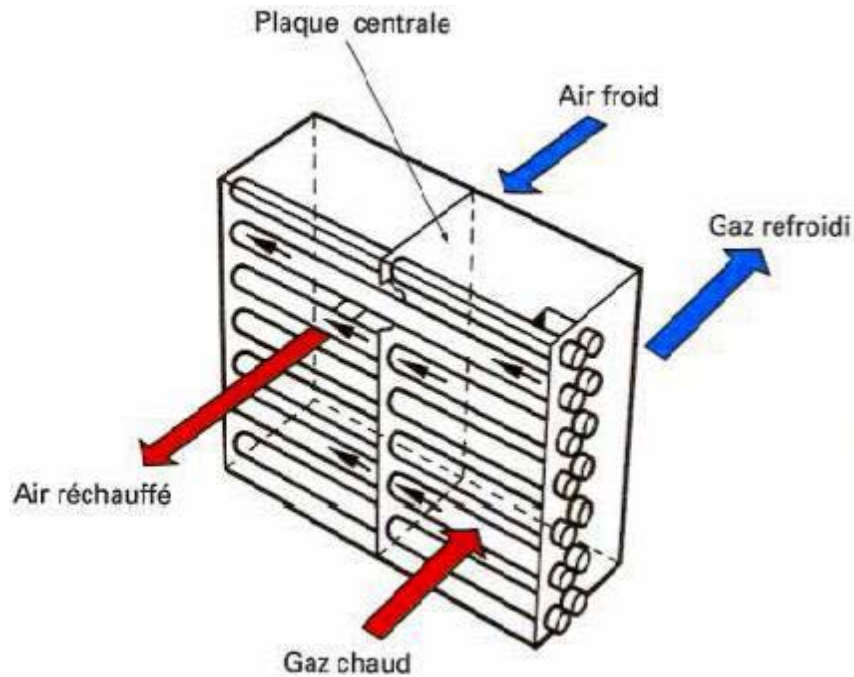


Figure II.29 : Échangeur à caloducs : schéma de principe.

II.9.4.5. Echangeur liquide-liquide :

Les échangeurs liquide-liquide sont utilisés pour transférer les calories entre deux ou plusieurs liquides nous pouvons citer les échangeurs spirale tels que représentés dans la figure au-dessous [26].

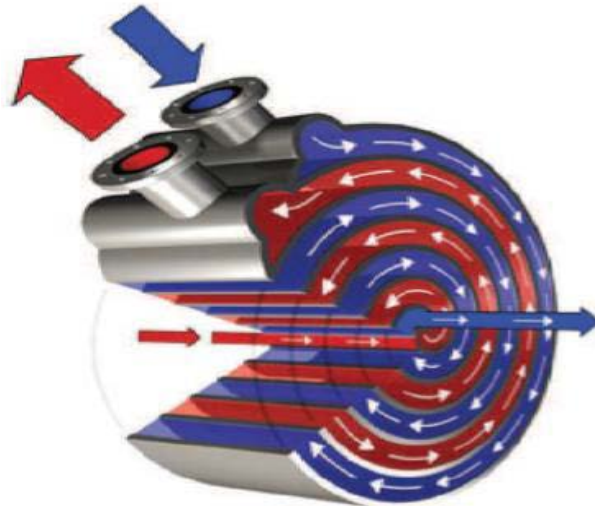


Figure II.30 : Échangeur à spirale.

II.9.4.6. 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 (tabulateur) qui permet d'obtenir une meilleure tenue à la pression et un meilleur échange thermique.

Les limites de fonctionnement de cet échangeur sont de 350 °C en température et 25 bars en pression maximale. Cette technologie d'échangeur est actuellement en pleine mutation [26].



Figure II.31 : Échangeur lamellaire.

Chapitre 3 :

Présentation du Code de Simulation

III.1. Introduction

Les équations de conservation régissant le phénomène des écoulements de la chaleur sont des équations différentielles aux dérivées partielles non linéaires et couplées. En raison de leur complexité, ces équations sont résolues à l'aide de techniques numériques. Plusieurs méthodes numériques sont disponibles dans la littérature. Les trois grandes méthodes numériques utilisées dans les codes tridimensionnels sont les volumes finis, les différences finies et les éléments finis.

Le code de calcul utilisé pour notre simulation est basé sur la méthode des volumes finis.

III.2. Méthode des volumes finis

Développée à l'origine par « Patankar et Spalding », cette méthode des volumes finis, appliquée à la résolution des équations de Navier-Stokes, a connu un essor important au cours des années 80 de par sa facilité de mise en œuvre, sa robustesse numérique et surtout par son rapprochement de la réalité physique. Pour toutes ces raisons, cette méthode est très utilisée dans les calculs numériques. C'est une méthode basée sur la formulation intégrale des équations sur chacune des faces des volumes jointifs, appelés volume de contrôle, entourant chaque nœud d'évaluation.

La méthode des volumes finis se résume-en :

- à discrétiser le domaine physique en un ensemble de volumes de contrôle.
- effectuer des bilans de masse et de quantité de mouvements sur ces volumes.

III.3. Principe de la méthode des volumes finis

Un point est positionné au centre de chaque volume et est appelé centre du volume de contrôle, il sera noté P , (figure IV.1). Les nœuds des volumes voisins seront notés suivant leurs positions N , S , W , E , T et B (se rapportant aux directions « *North* », « *South* », « *West* », « *East* », « *Top* » et « *Bottom* » respectivement). Dans la méthode des volumes finis les lois de conservation (de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie) sont exprimées localement sous une forme intégrale. La pierre angulaire de cette méthode réside dans le théorème de Gauss (appelé aussi le théorème de la divergence ou théorème d'Ostrogradski) et qui permet de transformer une intégrale de volume en une intégrale de surface.

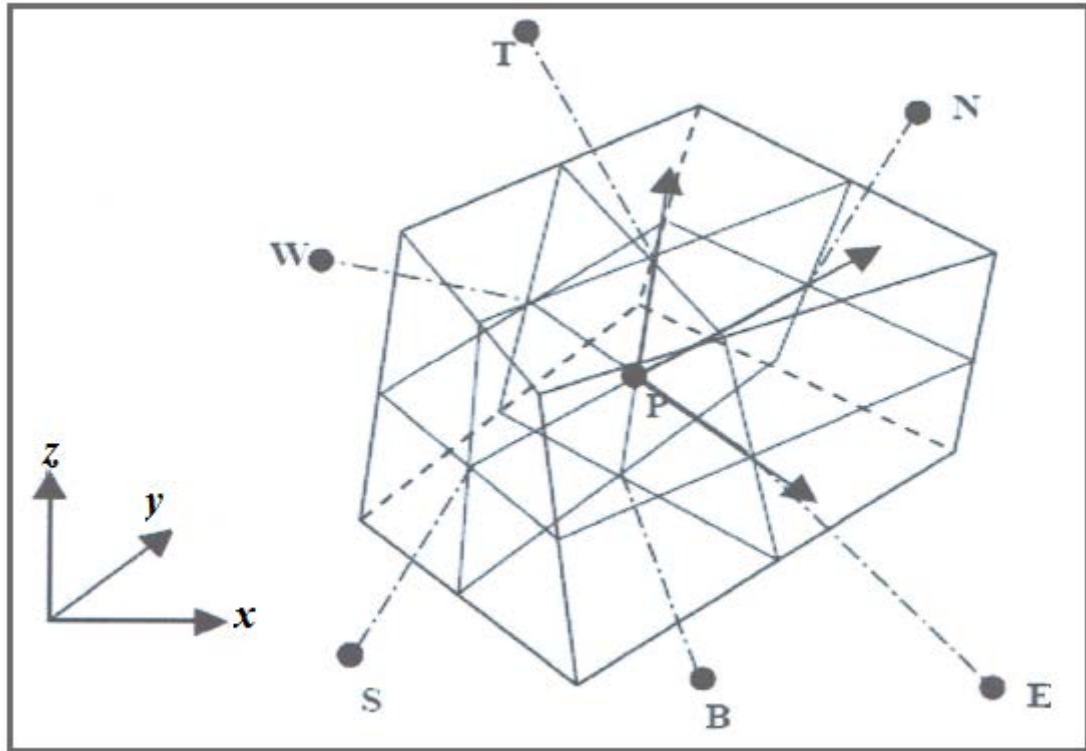


Figure III.1 : Volume de contrôle dans un maillage tridimensionnel non orthogonal.

- L'avantage déterminant des volumes finis par rapport aux autres méthodes est qu'ils sont conservatifs ; en bref, tout ce qui sort d'un volume de contrôle entre un dans un autre.
- Cela permet d'éviter d'utiliser des transformations de coordonnées et permet ainsi de donner à la résolution un caractère proche du problème physique.
- L'inconvénient de la méthode avant l'introduction des méthodes implicites réside dans le nombre relativement important d'itérations nécessaires pour obtenir une solution convergée pour les méthodes explicites. En bref, la méthode des volumes finis a remplacé un problème physique continu par un problème discret équivalent.

III.4. Discrétisation Numérique

Les solutions analytiques des équations Navier stocks existent seulement pour les écoulements simplifiés, condition idéale. Mais pour obtenir des solutions pour les écoulements réels une approche numérique doit être appliqué. Par lequel, les équations sont

remplacées par des approximations algébriques qui peuvent être résolues en employant les méthodes numériques.

III.5. Discrétisation des équations gouvernantes

Cette approche implique de discrétiser le domaine spatial dans les volumes de contrôle en utilisant le maillage. Les équations régissantes tels que l'équation de continuité, de quantité de mouvement et de l'énergie sont intégrées au-dessus de chaque volume et elles sont conservés dans le sens discret pour chaque volume de control.

La figure IV.2 ci-dessous montre une maille typique avec la profondeur d'unité (de sorte qu'elle soit bidimensionnelle), chaque surface du volume de control est représentée par un espace préservé dans la maille.

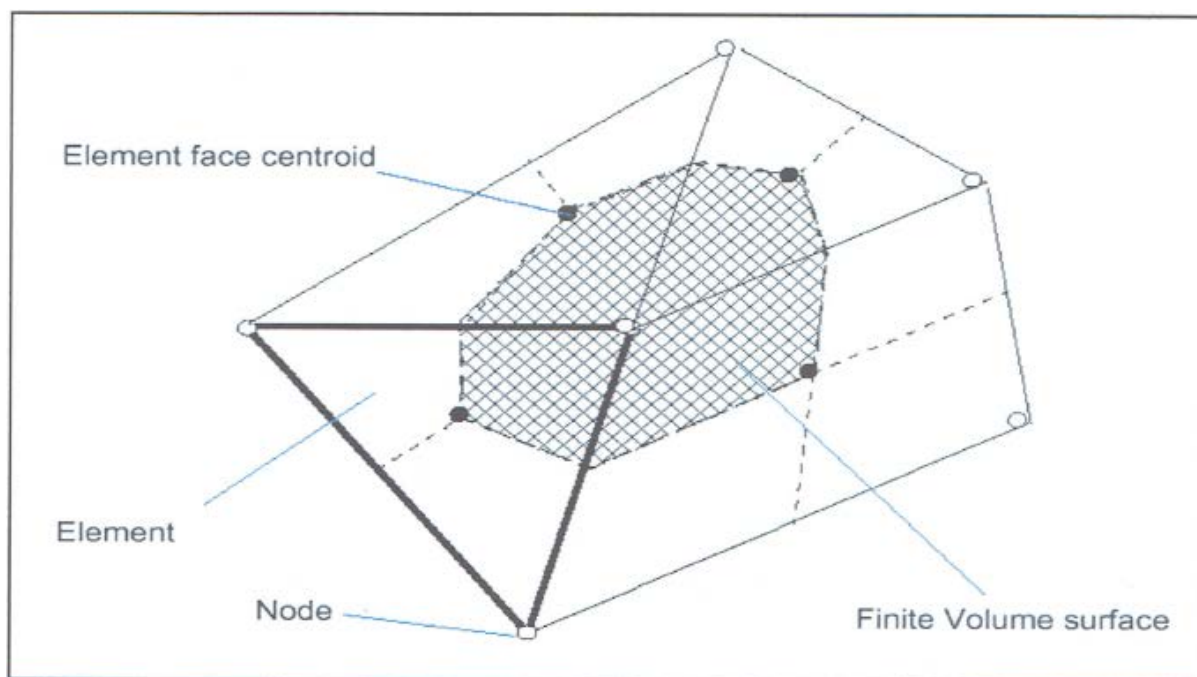


Figure III.2 : Représentation d'un volume contrôle en 2D.

Il est clair que chaque nœud est entouré par un ensemble de surfaces qui comportent le volume fini. Toutes les variables de solution et les propriétés du liquide sont stockées aux nœuds d'élément. Considérons que la forme moyenne des équations de conservation de la masse et de quantité de mouvement sont exprimés en coordonnées cartésiennes, La discrétisation spatiale n'est pas suffisante lorsqu'il s'agit d'écoulement non permanent. Une

discrétisation temporelle, par une division du temps de simulation en différents pas de temps (dt), s'avère nécessaire pour procéder ensuite à une intégration de chaque équation de conservation sur chaque pas de temps.

Les équations régissant l'écoulement, sont présentées sous leurs formes moyennes dans un repère cartésien (x, y, z) :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad (\text{IV.1})$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j U_i) = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[U_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (\text{IV.2})$$

Notons que toutes les équations régissant le transfert de chaleur et de masse peuvent être mises sous la forme d'une équation générale de convection -diffusion pour la variable ϕ (équation de transport de la variable ϕ) Par conséquent, sur un volume de control V et sur un pas de temps dt , nous obtenons.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_{eff} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) \right] + S_\phi \quad (\text{IV.3})$$

[1] [2] [3] [4]

Où:

Γ est le terme de diffusion.

S_ϕ est le terme source.

Sachant que :

Terme 1 : terme instationnaire.

Terme 2 : terme convectif.

Terme 3 : terme diffusif.

Terme 4 : terme source.

III.6. simulation avec ANSYS :

La compréhension du comportement des fluides est bien souvent un facteur important dans le développement de produit. Grâce à la capacité de calcul disponible toujours plus grande, l'analyse des écoulements a de plus en plus tendance à quitter le laboratoire pour

entrer dans le monde de la simulation numérique. Des interfaces conviviales et intuitives ainsi que son intégration dans le processus de développement élargissent continuellement la palette d'utilisateurs de calcul fluide. Le rôle central pour ce type de calcul est détenu comme auparavant par l'ingénieur calcul spécialiste en CFD, mais les environnements de nouvelle génération comme ANSYS ICEM CFD donnent un accès à certaines applications aux ingénieurs sans connaissance détaillée de la CFD. Avec l'importance croissante des calculs couplés (interaction fluide/structure), cet aspect déjà très implanté dans la palette de produits ANSYS prend toute son importance.

Les applications fluides interviennent sous différentes formes dans de nombreux domaines : depuis la climatisation de grands bâtiments jusqu'à la simulation d'essais en soufflerie pour l'industrie automobile, en passant par l'optimisation de turbines, de pompes et par les calculs d'écoulements dans les domaines micro.

III.7. ANSYS CFX-12.0

Il est présenté comme l'un des codes les plus puissants du marché dédié au calcul d'écoulements. Des solutions spécifiques pour le développement de turbines sont également disponibles avec ANSYS CFX – BladeGen et ANSYS CFX TurboGrid.

Le logiciel ANSYS CFX propose un nombre assez important d'options qui déterminent la forme des équations de Navier-Stokes et des équations de transport. L'utilisateur a le choix entre un écoulement tridimensionnel, monophasique ou multiphasique, turbulent ou laminaire, stationnaire ou instationnaire, incompressible ou compressible, avec ou sans transfert de chaleur, avec ou sans introduction de substances chimiquement réactives ou non réactives. Pour les écoulements turbulents, ANSYS CFX permet d'utiliser les catégories classiques des modèles de turbulence.

III.8. ANSYS ICEM CFD

C'est un logiciel de génération de maillage dédié à la mécanique des fluides, mais également aux applications de mécanique de structures. Solution de calcul complète en CFD Le logiciel de calcul CFX est utilisé dans le développement de produits ou l'analyse de processus de fabrication quand un écoulement, un transfert de chaleur ou une réaction chimique joue un rôle important.

CFX est un outil de simulation 3D efficace permettant de répondre rapidement à des problèmes d'écoulements et de trouver des solutions adéquates. Il en découle un nombre plus restreint de prototypes et donc un gain de productivité.

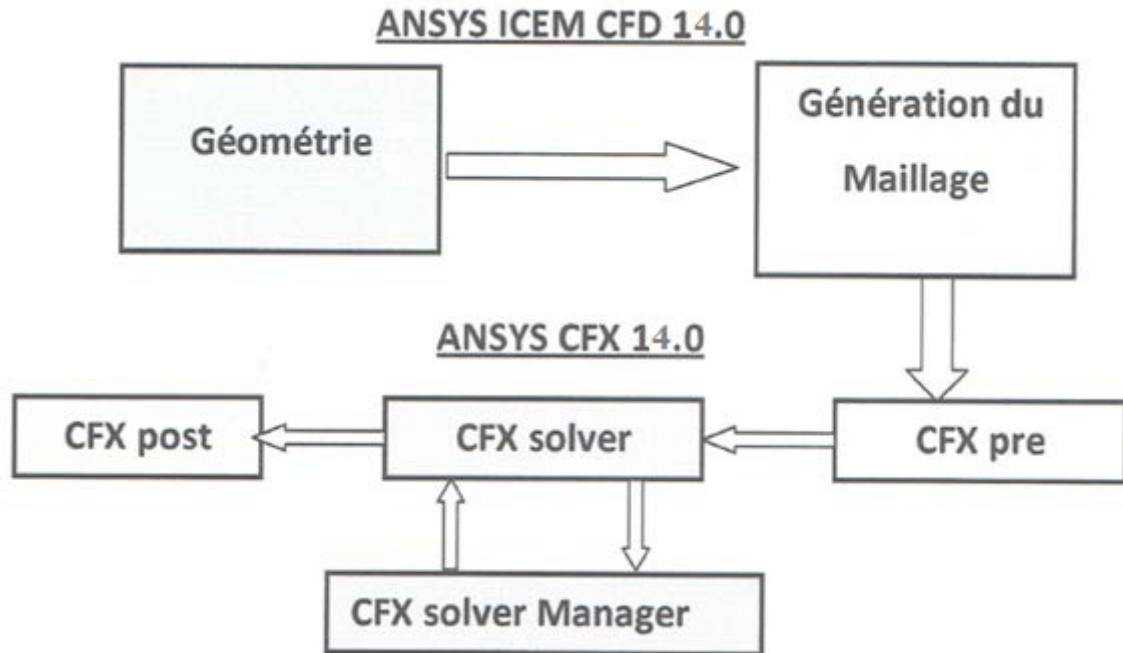


Figure III.3 : les principaux blocs de l'ANSYS CFX.

Le module ICEM permet d'établir la géométrie est utilisé comme un logiciel de CAO traditionnel. La géométrie est construite à partir de points, de courbes, de surfaces et de volume.

III.8.1 CFX-Pré

Le module CFX-pre permet quant à lui de définir les conditions aux limites et initiales du système, ainsi que les équations à résoudre, le type de résolution (régime permanent ou impermanent), les paramètres du solveur, parmi lesquels : le pas de temps, le nombre d'itérations, le critère de convergence ainsi que la nature des fluides (ou solides) en présence.

Les conditions aux limites sont de 5 types : enter, outlet, opening, wall et symmetry :

- ✓ Les conditions de type inlet sont utilisées dans le cas d'un écoulement entrant à l'intérieur du domaine.

- ✓ Les conditions de type outlet sont quant à elles utilisées dans le cas d'un écoulement sortant à l'extérieur du domaine.
- ✓ La condition opening est utilisée dans le cas d'une méconnaissance de la nature entrante ou sortante de l'écoulement.
- ✓ La condition aux limites de type wall est attribuée aux parois imperméables à l'écoulement.

Une fois tous les paramètres définis, CFX-pre génère un fichier « .def » qui contient toutes les informations relatives au maillage, aux conditions aux limites et initiales, ainsi que tous les autres paramètres introduits dans CFX-pre. C'est ce fichier qui va être la base de travail du Solver.

III.8.2. CFX-Solver

Le module CFX-solver est le module qui effectue les calculs. Il est basé sur l'intégration des équations de Navier Stokes dans chaque maille et dispose de modèles additionnels pour prendre en compte la turbulence, le rayonnement thermique....

Dans le cas d'une résolution en régime permanent, le calcul se poursuit jusqu'à ce que, soit le nombre maximal d'itération demandé par l'utilisateur est atteint, soit la solution satisfait au critère de convergence. A la fin de son calcul, CFX-solver génère deux types de fichiers :

- ✓ Un fichier « .out » lisible par un éditeur de texte. Ce fichier résume le déroulement du calcul. Il contient, entre autres, les informations du « .def », ainsi que le bilan du système.
- ✓ Un fichier « .res » qui contient l'ensemble des résultats. Ce fichier est directement exploitable par CFX-post.

III.8.3. CFX-Post

Le module CFX-post est un outil graphique permettant le traitement et la visualisation des résultats. Il permet d'appliquer des textures sur la géométrie, de visualiser des contours, des iso-surfaces, des lignes de courant, des champs de vitesses.... Il permet également l'exportation des résultats sous forme numérique, comme par exemple la valeur des différentes variables sur chaque nœud, sous forme photographique et même sous forme d'animation.

III.9. Position du problème

Le problème étudié concerne une conduite circulaire à travers laquelle circule un fluide chaud de comportement pseudoplastique. Le fluide interne sera refroidi par l'effet de circulation d'un autre fluide (à basse température) dans une conduite externe enveloppant le cylindre. Les écoulements dans l'enveloppe extérieure sont effectués dans un sens opposé (Figure V.4). La longueur de la conduite l et son diamètre D sont : $l = 500$ mm, $D = 35$ mm, respectivement.

L'influence de quelques paramètres géométriques a été étudiée, il s'agit de l'espacement entre les chicanes ($P^* = l/p$). Chaque chicane possède une épaisseur $e = 1$ mm et une hauteur $h = D/2$.

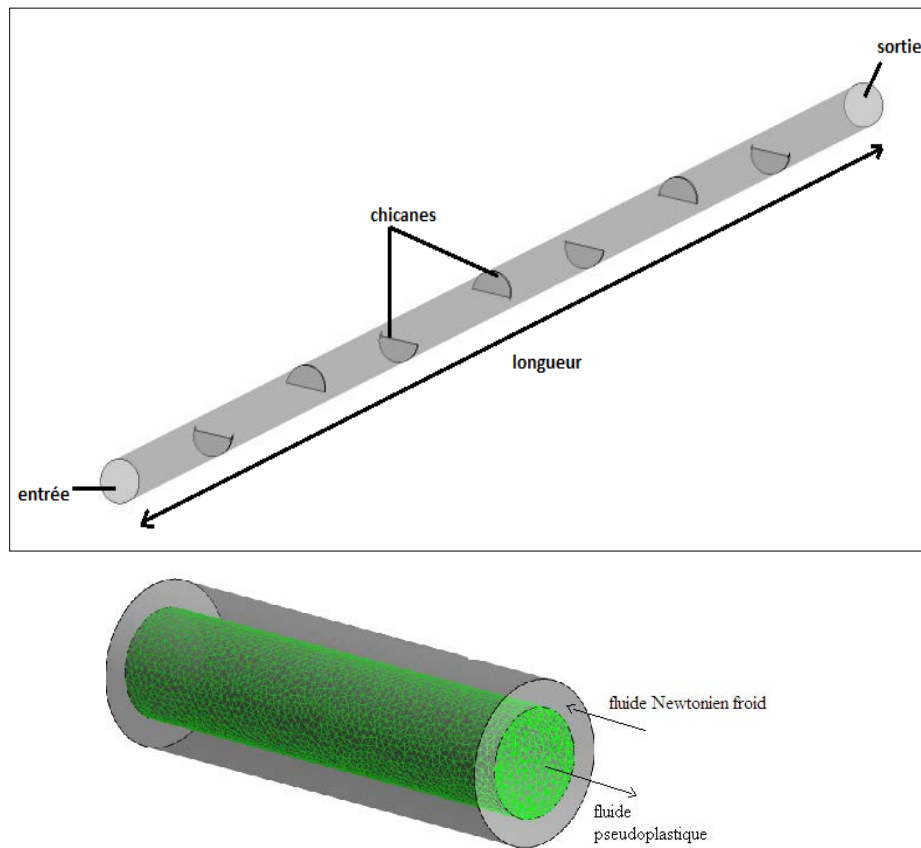


Figure III.4 : Géométrie simulée.

Une série de maillages (tétraédral) été effectuées à l'aide de préprocesseur ICEM CFD afin de choisi approximativement 957651 éléments qui représente des résultats stables pour les différents domaines. Le code de calcul CFX est utilisé pour calcule de l'écoulement de

fluide et de transfert thermique. Les termes convectifs dans les équations régissant sont discrétisés par le schéma de premier ordre. Le critère de convergence des résiduels sont 10^{-4} .

III.10. Hypothèses et considérations du problème

- Le processus est stationnaire.
- Les fluides circulants dans le cylindre est non newtonien (pseudoplastique), Le régime d'écoulement du fluide est laminaire (nombre de Reynolds varie de 0.2 à 12.1).
- L'indice structurel (n) est de 0.7
- Les fluides impliqués dans le procédé sont incompressibles.
- La température du fluide complexe est de 27° .
- La température de la paroi est prise égale à -6.5° C.

Chapitre 4 : Résultats et Discussion

IV.1. Validation des résultats

En premier lieu, on a jugé nécessaire de vérifier la fiabilité du code de calcul et de la méthode utilisée. Pour cela, on s'est référé au travail expérimental de Azevedo et *al.* (1995). Pour la même géométrie réalisée par ces auteurs, nos résultats de simulation se concordent avec l'expérimental de Azevedo (comme le montre la Figure V.1).

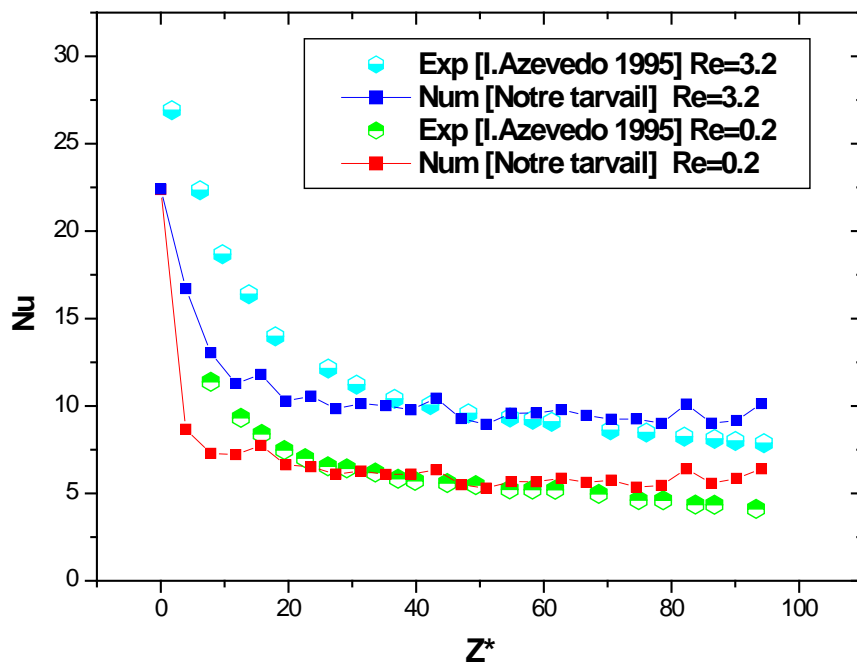


Figure IV.1 : Comparaison des résultats de nombre de Nusselt.

IV.2. Résultats et discussion

IV.2.1. Effet de nombre de Reynolds (régime laminaire pour une conduite lisse)

Les résultats présentés dans la Figure V.2 montrent l'évolution de la température obtenue en fonction des différents nombres de Reynolds dans une conduite lisse, ces résultats indiquent que l'augmentation du nombre de Reynolds s'accompagne d'une augmentation considérable de la température au centre de la conduite. On peut remarquer aussi que l'augmentation du nombre de Reynolds influe négativement sur l'échange thermique.

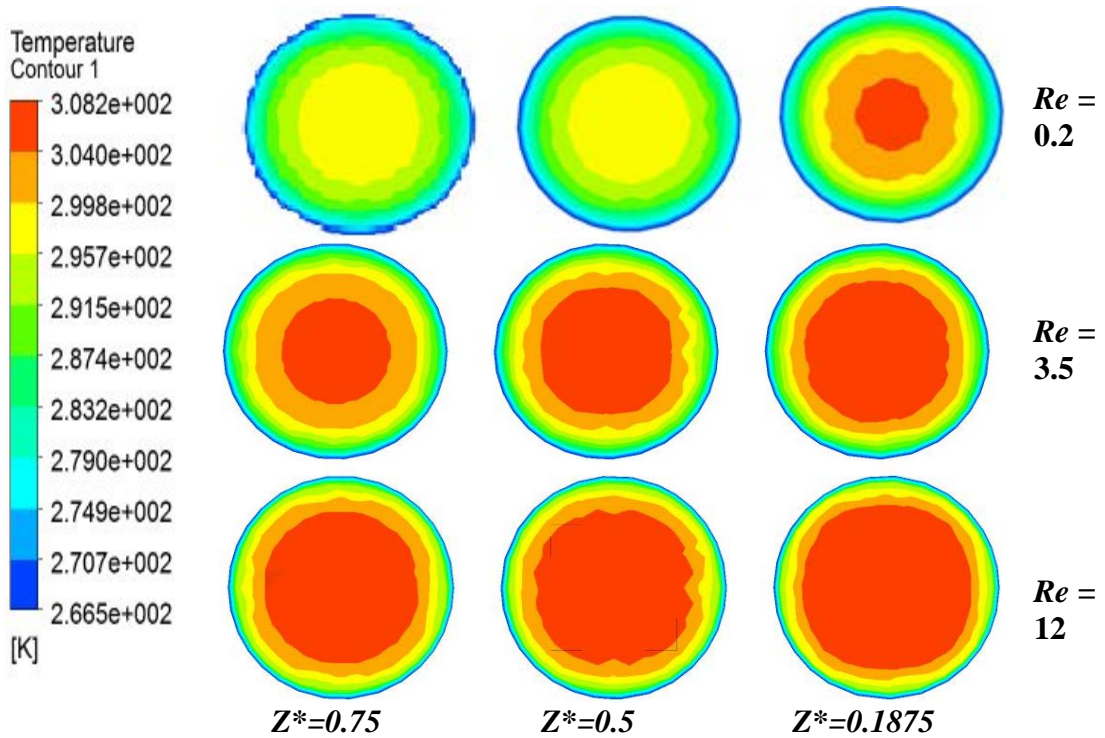


Figure IV.2 : Contours de température pour une conduite lisse.

IV.2.2. Effets de présence de chicanes

Dans le but d'améliorer le transfert de chaleur dans la conduite, nous avons pensé à munir la paroi du cylindre des chicanes avec une forme « demi cylindrique » tout au long de la conduite (Figure V.3). Différentes configurations géométriques ont été réalisées et qui concernent l'espace ou le pas p entre deux chicanes consécutives. Le tableau suivant (Tableau V.1) résume les valeurs prises pour le pas P . sous une forme adimensionnelle, on définit le pas $P^* = P/l$.

Tableau IV.1 : Géométries réalisées concernant l'espace inter-chicané.

$P^*=P/l$	0.375	0.25	0.1875	0.125	0.075
-----------	-------	------	--------	-------	-------

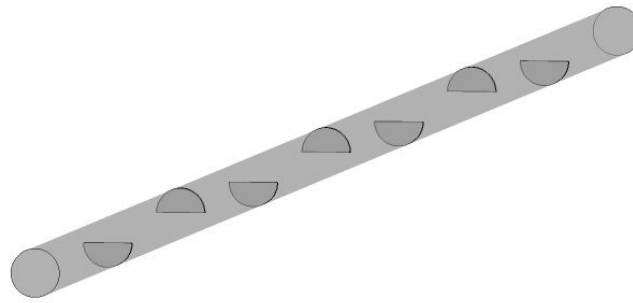


Figure IV.3 : Conduite munie de chicanes $P^* = 0.125$.

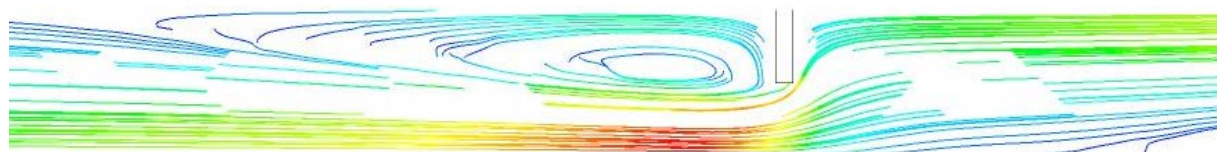
La figure V.4 montre la structure hydrodynamique générée par la présence de chicane. Un vortex se forme derrière l'obstacle, et qui a tendance d'augmenter sa taille avec la diminution de la distance entre les chicanes (pas).



3 chicanes



7 chicanes



11 chicanes

Figure IV.4 : Structures hydrodynamique dans une conduite chicanée.

La Figure V.5 montre la variation du nombre de Nusselt près de la paroi de la conduite. En présence des chicanes, le taux de transfert thermique augmente de façon considérable par rapport à la conduite lisse. Cette augmentation est expliquée par la formation des poches chaude derrière les chicanes.

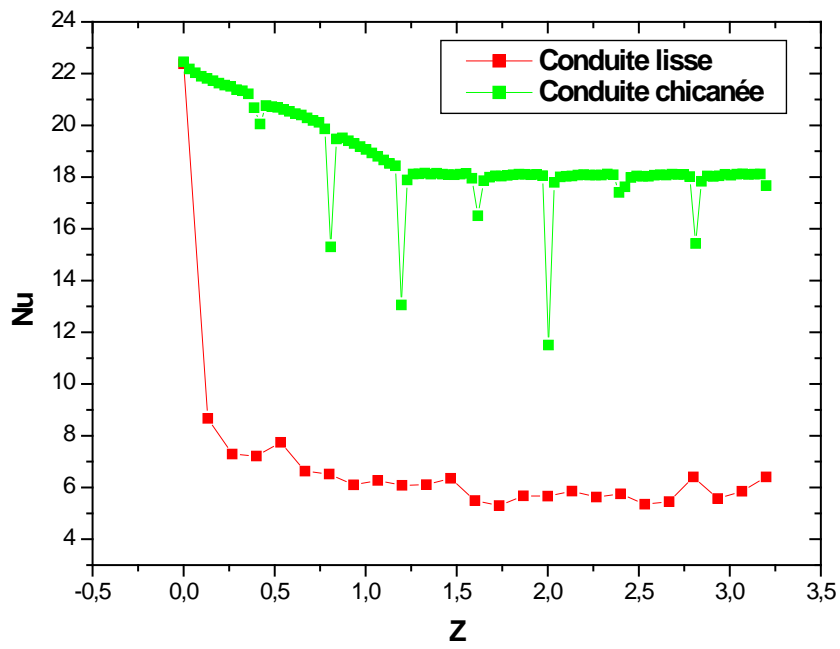
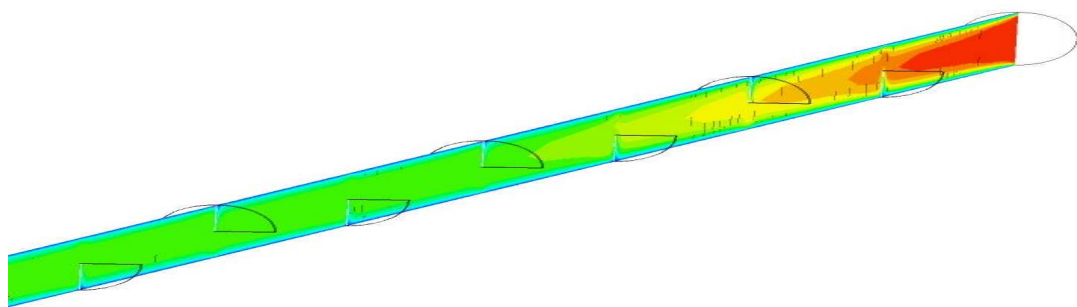
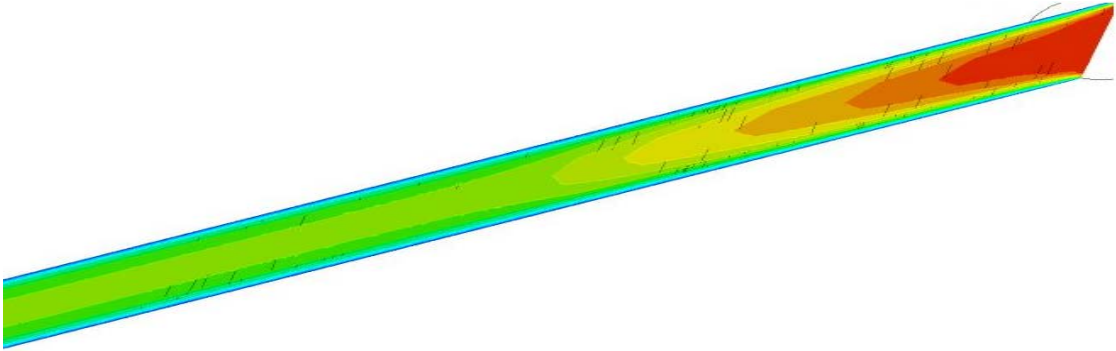


Figure IV.5 : Evolution du nombre de Nusselt pour une conduite lisse et une autre chicanée $P^* = 0.125$, $Re = 12.1$, $Te = 27^\circ c$.

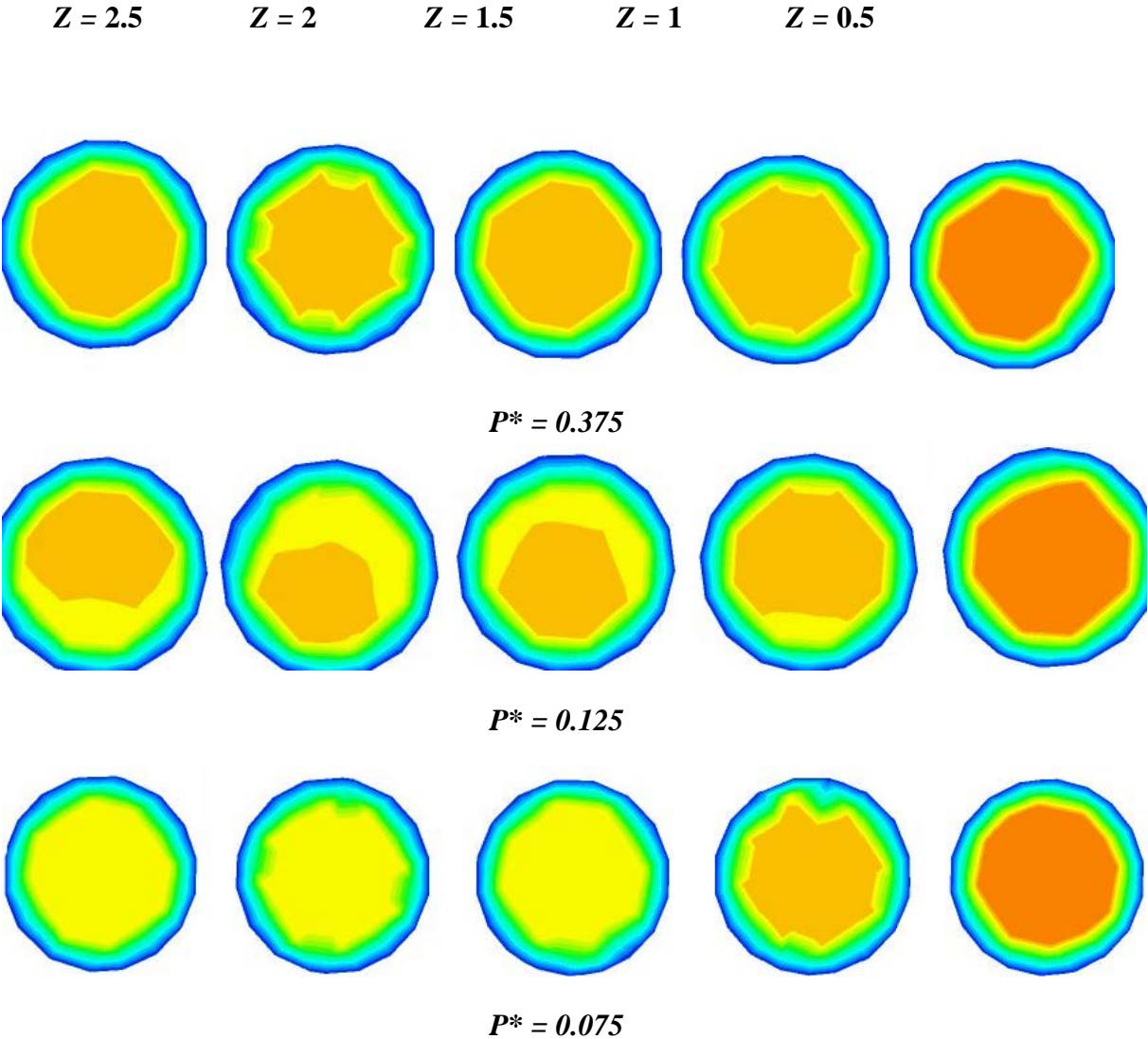


Conduite chicanée $P^* = 0.125$



Conduite lisse

Figure IV.6 : Contours de température pour $Re = 12$, $Te = 27^\circ c$.



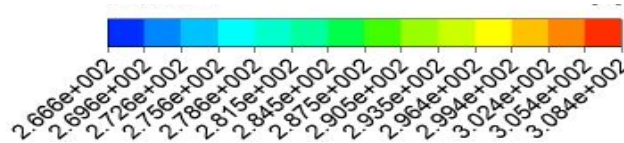


Figure IV.7 : Contours de températures pour $Re = 12.1$.

Pour une meilleure visualisation, les contours de températures sont présentés en différents plans : transversaux et longitudinaux (Figures V.6 et V.7).

Comme clairement illustré dans la figure V.6, la présence des chicane fait améliorer le transfert de chaleur à travers l'intensification de l'interaction entre les molécules du fluide. Par conséquent, la longueur nécessaire pour atteindre le refroidissement souhaité sera réduite.

D'une manière générale, on observe que la température à l'entrée de la conduite pour tous les cas testés est plus importante. Cette température moyenne diminue avec la diminution du pas (P^*), cela est due principalement à la turbulence créée derrière les chicanes.

Le tableau V.2 résume les valeurs de la température moyenne obtenues pour cinq conduites avec un espacement différent entre les chicanes et une conduite lisse $P^* = 0$, et cela pour un nombre de Reynolds $Re = 12$.

Tableau IV.2 : Température moyenne à la sortie dans des conduites munies des chicanes.

P^*	Sans chicanes	0.375	0.25	0.1875	0.125	0.075
$T Moy [K]$	293.958	294.843	296.07	296.528	298.022	285.747

IV.2.3. Effet de la vitesse d'écoulement (conduite chicanée)

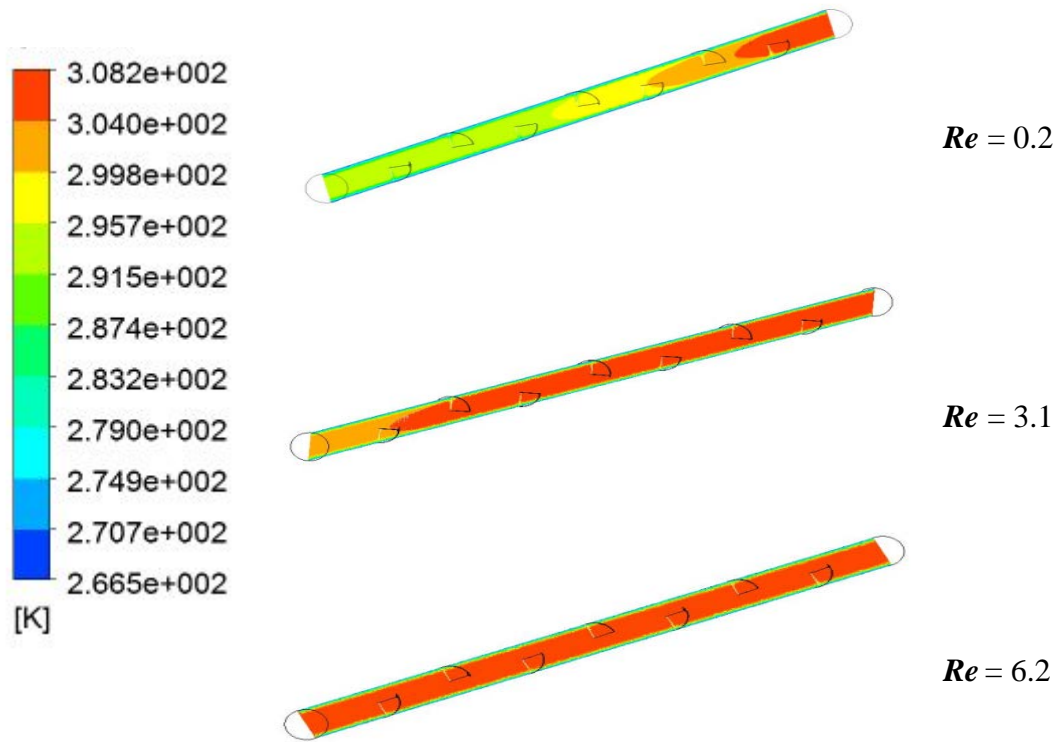


Figure IV.8 : Evolution de température pour différentes valeurs du nombre de Reynolds (7 chicanes).

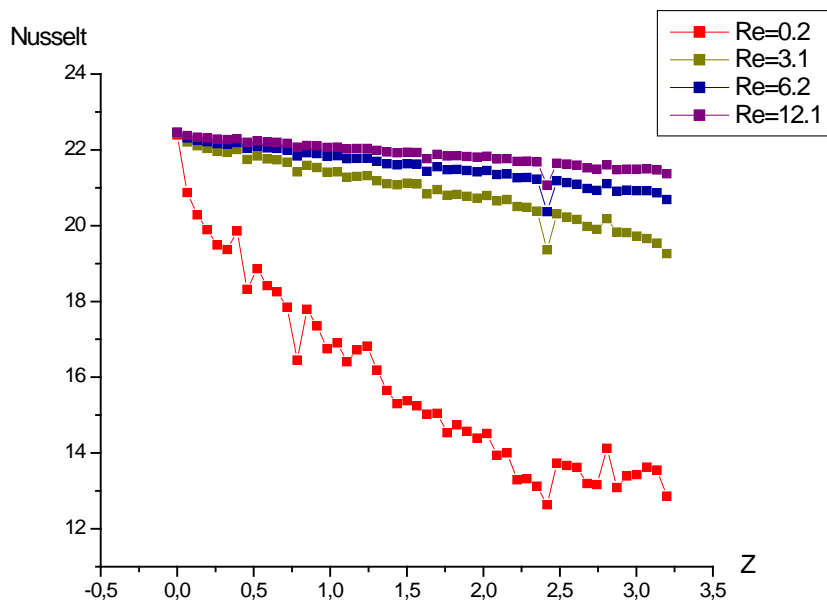


Figure IV.9 : Variation de Nusselt en fonction de Z.

La distribution thermique est présentée dans la Figure V.8. Aussi, les valeurs de Nusselt à la paroi de la conduite sont présentées dans la Figure V.9. Un écoulement rapide ne permet pas d'avoir le temps nécessaire pour achever la convection souhaitée. Ce qui fait augmenter la longueur du refroidissement du fluide. Par conséquent, si on cherche à avoir un échangeur compact, il est nécessaire de réduire le débit du fluide entrant.

Mais la présence des chicane fait améliorer l'interaction entre les molécules du fluide avec l'augmentation du nombre de Reynolds, ce qui résulte dans l'augmentation de la taille des vortex derrière les chicanes avec la croissance du Re . Par conséquence, la convection sera améliorée comme le montre la Figure V.10, où le nombre de Nusselt augmente proportionnellement avec Re .

Conclusion

L'utilisation des chicanes pour améliorer le transfert thermique est très importante dans la majorité des applications industrielles telle que les mélangeurs statiques et les échangeurs de chaleurs. Une des raisons est que les chicanes augmentent la turbulence de l'écoulement du liquide près du mur et elles perturbent la couche limite laminaire pour améliorer le transfert de chaleur.

Le présent papier, concernait les générateurs de vortex (GV) à section cylindrique disposés perpendiculairement à l'écoulement principal. Les effets de l'espacement des chicanes et le débit d'écoulement ont été examinés. Les résultats obtenus ont montré l'efficacité de l'installation des chicanes, et qui augmente avec la réduction de l'espacement entre ces GV.

Aussi, l'augmentation du débit d'entrée fait augmenter la longueur du refroidissement du fluide. Par conséquent, et si on cherche à avoir un échangeur compact, il est nécessaire de réduire le nombre du Reynolds.

Références bibliographiques

1. Bordjane, M., *Modes de transfert thermique*. 2017.
2. LANEZ, H., *Optimisation du bilan thermique d'un circuit de refroidissement du solvant lourd en présence du phénomène d'encrassement*. 2014, Echahid Hamma Lakhdar.
3. IIF-IIR, P.A., *Technique du froid : cours de base*. Iif-iir - France ed. IIR Course - Cours de l'IIF.
4. Jannot, Y., *Transferts thermiques*. Ecole des mines Nancy, 2012: p. 161.
5. Battaglia, J.-L., A. Kusiak, and J.-R. Puiggali, *Introduction aux transferts thermiques*. Paris: Dunod, 2010.
6. Benthami, S., *Modélisation numérique d'un four électrique à convection forcée*. 2004, Université du Québec à Trois-Rivières.
7. BENMERABET, M., *Modélisation et simulation des phénomènes de transfert thermique par convection assistés par le mouvement fluide*. 2017, Badji Mokhtar: Annaba- Algérie.
8. Lewis, R.W., P. Nithiarasu, and K.N. Seetharamu, *Fundamentals of the finite element method for heat and fluid flow*. 2004: John Wiley & Sons.
9. Mehdi, B.M., *Modélisation et simulation des phénomènes de transfert thermique par convection assistés par le mouvement fluide*, in *GENIE MECANIQUE*. 2018, BADJI MOKHTAR ANNABA.
10. PAR, P. and L.M. CHAOUKI, *Modélisation et simulation numérique de la convection mixte dans des canaux rectangulaires ou axisymétriques*.
11. TABET, S., *Etude numérique de la convection naturelle dans une enceinte fermée partiellement chauffée*. 2017, Université d'Oran 2 Mohamed Ben Ahmed.
12. F. KHIDER, *Amélioration de la convection mixte en utilisant des ailettes cylindriques avec des ouvertures au niveau de la base*. 2015, Mohamed Boudiaf: M'silla- Algérie.
13. Popa, I., *Modélisation numérique du transfert thermique. Méthode des volumes finis*. Universitaria Craiova, 2002.
14. GACEM, M., *comparaison entre l'isolation thermique Extérieure et Intérieure d'une pièce d'un Habitat situé dans le Site de Ghardaïa*. 2011.

15. ELGHANI, G.A., *Convection naturelle dans une cavité carrée différentiellement chauffée*, in *GENIE MECANIQUE*. 2014, BADJI MOKHTAR ANNABA.
16. KORICHI, W., *Simulation numérique d'une plaque bidimensionnelle avec source de chaleur*.
17. Linda, M., *Transfert de Chaleur dans les Oxydes Poudres*. 2019, Mohamed Khider de Biskra: Biskra Algérie.
18. SOUIADI, L. and M. KADJA, *LA CONVECTION MIXTE DANS UN CANAL HORIZONTAL MUNI DE BLOCS CHAUFFES*.
19. Saoudi H. et Mechighel, F., *Étude d'un écoulement de convection forcée dans un canal*. 2013, Annaba.
20. F, B.M.e.M., *Etude de la convection naturelle dans un milieu poreux*. 2013, Annaba.
21. Adjadj H, L.J.e.G.S., *Dimensionnement et calcul d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre lors des échanges convectifs*. 2016, Université Des Frères Mentouri Constantine.
22. LAIDAOUI, R., *Modélisation et simulation d'un processus à changement de phase Liquide-Solide*. 2016, Badji Mokhtar: Annaba- Algérie.
23. Ghebrid, N., *Etude numérique des transferts thermiques couplés dans une cavité fermée*. 2018.
24. TAOURIT, F., *ETUDE DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE ET THERMIQUE DE DEUX ECOULEMENTS DU FLUIDE DANS UN ECHANGEUR DE CHALEUR (COMPARAISON ENTRE LE CAS SIMPLE ET LE CAS AVEC AILETTES)*.
25. Tahrouf, F., *Modélisation et optimisation des échangeurs de chaleur à ailettes indépendantes*, in *Sciences de la matière*. 2016, Université El Hadj Lakhder -Batna- .
26. Bontemps, A., et al., *Échangeurs de chaleur*. Vol. 9. 1974: Ed. Techniques Ingénieur.
27. Sghaier, M.J., *Les échangeurs thermiques*.
28. Shah, R.K. and D.P. Sekulic, *Fundamentals of heat exchanger design*. 2003: John Wiley & Sons.
29. Minville, Z., et al., *Description des échangeurs de chaleur*. Technique de l'ingénieur [BE 9516].
30. Menidjel, A., *Exploitation des échangeurs à faisceaux et calendre*. I. AP/SPA. SKIKDA, 2009.
31. Bougriou, C., *Calcul et technologie des échangeurs de chaleur*. 1998.

32. EDDINE, D.N., *SIMULATION D'UNE CONCEPTION D'UN ÉCHANGEUR DE CHALEUR À FAISCEAU ET CALANDRE*, in *DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE*. 2017, UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA.
33. Azevedo I., Lebouche M., Devienne R. Laminar cooling of pseudoplastic fluids flowing through cylindrical horizontal pipes. *Int J Heat Fluid Flow* 1995;16:125–130.