REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA



Faculté de **T**echnologie

Mémoire de fin d'études de Master

Filière : Génie Mécanique
Spécialité : Energétique

Contribution a l'étude des performances thermiques d'un échangeur de chaleur a plaques lors d'une phase de traitement thermique avec la présence de plusieurs déflecteurs pour différents types de matériaux.

Présenté par

HAMIANE Imad

SADOUKI Youcef

Proposé et Dirigé par

Dr. ZIRARI Mounir

Promotion 2019

REMERCIEMENT

Nous remercions vivement a notre encadreur Dr. ZIRARI Mounire ; d'avoir accepté de diriger ce travail.

Nous remercions M.OUNARE Amine pour les conseils.

Nous remercions également tous les enseignants du département GENIE MECANIQUE.

HAMIANE Imad

SADOUKI Yousef

Résume :

Dans ce travail on va étudier numériquement le comportement dynamique et thermique d'un écoulement en convection forcée par un programme ANSYS(APDL), dans l'objectif d'améliorer nos connaissance sur les paramètres thermique clés(NUT) réagissants sur les performances d'un échangeur à plaque, pour faire a réaliser des expériences numériques sur l'influence de la présence des déflecteurs, on na trouvé que l'utilisation des plaques ondules effet amélioré considérablement le efficacité thermique**.**

Mots clés : Echangeur de chaleur, déflecteurs, ANSYS(APDL).

الملخص :

في هذا العمل سوف ندرس ميكانيكيا السلوك الديناميكي والحراري لتدفق التحول القسري بواسطة برنامج ANSYS ، بهدف تحسين معرفتنا بالمعلومات الحرارية الرئيسية التي تتفاعل مع أداء المبادل الحراري للوحة ، من أجل تحقيق التجارب العددية على تأثير وجود الحواجز ، وجدنا أن استخدام الألواح المموجة قد حسن بشكل كبير من الكفاءة الحرارية.

الكلمات الرئيسية: مبادل حراري، انحراف,ANSYS.

Abstract :

In this work we will mechanically study the dynamic and thermal behavior of a forced convection flow by ANSYS program, with the aim of improving our knowledge of the key thermal parameters reacting to the performance of a plate heat exchanger, in order to realize Numerical experiments on the influence of the presence of baffles, it has been found that the use of corrugated plates greatly improved the thermal efficiency.

Key words: Heat exchanger, deflectors, ANSYS.

LISTE DES FIGURES

Figure (I.1) *:* Schéma de principe d'un échangeur de chaleur…… 2

Figure (I.2) : Les différents types d'échangeurs tubulaires…….. 4

Figure (I.3) : Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire…… 5

Figure (I.4) : Échangeur à plaques et joints……..... 6

Figure (I.5) : plaques à cannelures droites…… 6

Figure (I.6) : Échangeur platulaire……..... 7

Figure (I.7) : Échangeur Packinox…… 7

Figure (I.8) : Échangeur Compabloc…… 8

Figure (I.9) : Échangeur brasé…….. 8

Figure (I.10): Evolutions des températures le long d'échangeurs à courants parallèles…….. 9

Figure (I.11) *:* Echangeur à courants croisés - 2 fluides *brass*…… 10

Figure (I.12): Echangeur à courants croisés - 1 fluide brassé et 1 fluide non brassé…… 10

Figure(II.1) *:* les trois modes de transfert thermique…… 13

Figure(II.2): Schématisation du développement d'une couche limite thermique sur une Plaque plane…….. 15

Figure (II.3) : Fluctuation d'une grandeur autour d'une valeur moyenne…… 21

Figure (III.1) : Démarche éléments finis…….. 32

Figure III.2 : Maillages structure et non structure…… 35

Figure (III.3) :L'approche de ligne de courant d'upwind……. 37

Figure (III.4) : bilan thermique……. 40

Figure (III.5) : domaine plan discrétisé en 12 élément relies eux par 15 nœuds…….. 41

Figure(IV.1) *:* Représentation spatiale des Contours des vitesses a chaque entre (eau, lait)... 44

Figure(IV.2) : représentation spatial des géométries étudier…… 46

Figure(IV.3) *:* maillage de l'échangeur……... 46

Figure(IV.4) *:* répartition spatiale du phénomène étudie avec les conditions aux limites…… 47

Figure(IV.5) *:* Déférence position sur l'échangeur de chaleur……. 48

Figure(IV.6) *:* distribution de champ de vitesse dans le long de l'échangeur dans les deux matériaux (Aluminium, Acier inoxydable)…… 48

Figure (IV.7) *:* profiles de vitesse transversale……. 49

Figure (IV.8) *:* profiles de vitesse radiale(Aluminium)…… 49

Figure (IV.9) *:* profiles de vitesse radiale (Acier inoxydable)…….. 50

Figure(IV.10) *:* distribution de champ de température dans le long de l'échangeur dans les deux matériaux (Aluminium, Acier inoxydable)……..... 50

Figure (IV.11) *:* profiles de température transversale…….. 51
Figure (IV.12) *:* profiles de température radiale(Aluminium)……. 51
Figure(IV.13) *:* distribution de champ de pression dans le long de l'échangeur dans les deux matériaux (Aluminium, Acier inoxydable)…….. 52
Figure(IV.14) : distribution de champ de vitesse dans le long de l'échangeur dans les quatre configurations……..... 54
Figure (IV.15) *:* profiles de vitesse radiale dans quatre configurations…… 55
Figure(IV.16) : distribution de champ de température dans le long de l'échangeur dans les quatre configurations……. 57
Figure (IV.17) *:* profiles de température transversale pour les quatre configurations……. 58
Figure (IV.18) *:* profiles de température radiale dans quatre configurations…… 59
Figure(IV.19) : distribution de champ de pression dans le long de l'échangeur dans les quatre configurations……. 60
Figure (IV.20) *:* profiles de pression transversale……. 61
Figure (IV.21) : Mode de fonctionnement à contre courant……. 62
Figure (IV.22) : Le déroulement de calcul de la méthode « DTLM »…….. 62
Figure(IV.23):Evolution de l'efficacité d'échange en fonction de NUT…….. 66
Figure(IV.24): Evolution de puissance thermique en fonction de différentes formes…….. 66

Liste de tableau

Tableau (I. 1) : Valeurs typiques de coefficients d'échange..... 9
Tableau (I.2) : Comparaison entre un échangeur à plaques et un échangeur tubulaire 11
Tableau (II.1): Exemples de coefficient de convection..... 15
Tableau(II.2):les trois nombre adimensionnels..... 16
Tableau(II.3):constantes du modèle k- ε..... 26
Tableau(II.4): Les constantes du modèle RNG ont pour valeur..... 28
Tableau (III.1) Les avantages et les inconvénients de la méthode des différences finies..... 30
Tableau (III.2) Les avantages et les inconvénients de la méthode des volumes finies. 31
Tableau (III.3) Les avantages et les inconvénients de la méthode des éléments finies 31
Tableau (III.4) : Expression des coefficients d'échange et des termes sources pour les différentes variables..... 34
Tableau(IV.1) : Les propriétés thermiques et dynamique des matériaux et les fluides..... 45
Tableau (IV.2) : Dimensionnement de la géométrie..... 46
Tableau(IV.3) : Les conditions aux limites..... 47
Tableau (IV.4) : les donnes de simulation..... 64
Tableau (IV.5) : DTLM, Efficacité d'échange, le nombre d'unité de transfert, coefficient d'échange global(K), La puissance thermique(Φ)..... 65

Nomenclatures

Notation	Signification	Unité
A_p, A_e, A_s, A_n, A_w	Coefficients dans le système d'équation Algébrique discrétisées	
$C_\mu, C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}$	Coefficients du modèle k-ε	
F_e, F_n, F_s, F_w	Flux convectif à travers les faces e, n, s et w	
J_X, J_Y	La densité de flux par convection et par diffusion	
K	Energie cinétique turbulente	J/Kg
T	Température	°K
P	Pression instantanée	N /m^2
p	Fluctuation de pression	N /m^2
$\overline{P}$	Pression moyenne	N /m^2
P_k	Production de l'énergie turbulente	N /m^2
S_ϕ	Terme source	
t	Temps	s
$\overline{R_{ij}}$	Tenseur de Reynolds	
u.v	Fluctuation de vitesse	
U	Composante de la vitesse moyenne dans la direction X	
V	Composante de la vitesse moyenne dans la direction Y	
$\overline{u_i u_j}$	Tension de Reynolds	
$\overline{U_i U_j U_k}$	Terme de diffusion	
U_i, U_j, U_k	Composante de la vitesse	m/s
h	Coefficient d'échange de convection	m/s

S	La surface	m^2
c	La chaleur massique	
Ve	Volume	m^3
$\dot{q}$	Densité volumique d'énergie générée	W/ m^3
L_S	Echelle de longueur des grandes structures	
L_m	Longueur de mélange	m
F_{12}	Facteur de forme	
h_r	coefficient de transmission par rayonnement	
S	Source de chaleur	
N^1 (x), N2(x)	fonctions d'approximation ou fonctions de forme	
[K]	la matrice de conductance « rigidité »	
$\{F_S\}$	le vecteur des forces nodales résulte	
$[C^e]$	la matrice capacitance	

Symboles grecs

α	La diffusivité thermique	
δ_{ij}	Symboles de Kronecker	
ε	Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente	m^2/s^2
λ	La conductivité thermique	W/.m.k
μ	La viscosité dynamique	Kg/m.s
μ_t	La viscosité dynamique turbulente	Kg/m.s
μ_{eff}	La viscosité dynamique effective	
ν	La viscosité cinématique	m^2/s
ν_t	La viscosité cinématique turbulente	m^2/s
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$	Constante numérique dans le modèle k-ε	
ρ	Masse volumique	Kg/m^3
τ	Contrainte de cisaillement	N /m^2
τ_{ij}	Tenseur des contraintes de cisaillement	N /m^2
τ_p	Frottement pariétal	N /m^2
ϕ	Variables généralisée par unité de masse	

ϕ'	Composition de fluctuation	
$\bar{\phi}$	Grandeur moyenne	
Γ	Coefficient d'échange dans les termes de transport	
Γ_ϕ	Coefficient de diffusion	
j	Flux de chaleur transmis	W
σ	Constante de Stephan Boltzmann 5.67 10^{-8}	$W/m^2.K^4$
β	Le coefficient de dilatation cubique du fluide	

Abréviation

2D	Deux dimensions	
C F D	Computational Fluid Dynamics	
EDP	Equation aux Dérivées partielles	
TDMA	Tridiagonal Matrix Algebric	
Nu	Nombre de Nusselt	
R_e	Nombre de Reynolds	
Pr	Nombre de Prandtl	
Gr	Nombre de Grashof	
Ra	Nombre de Rayleigh	
ASM	Algébrique stress model	
RSM	Reynolds stress model	
COLG	Colloquée De Galerkin	
E	Efficacité de l'échangeur thermique	
NUT	Nombre d'unité de transfert	
DTLM	Moyenne logarithmique de la différence de température	^{o}C
R	Résistance thermique	
K	Coefficient d'échange global entre les deux fluides	W/m^2K

Sommaire

Introduction Générale 1

Chapitre I : étude bibliographique

I. Généralités sur les échangeurs de chaleur..... 2
I.1.Introduction..... 2
I.2. Définition..... 2
I.3. Principe de fonctionnement..... 2
I.4. Critères de classement des échangeurs..... 2
I.4.1.Classement technologique..... 2
I.4.2. Classement suivant le mode de transfert de chaleur..... 3
I.4.3 Classement fonctionnel..... 3
I.4.4 Classement suivant la compacité de l'échangeur..... 3
I.4.5 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange..... 3
I.5. Classification 3
I.5.1. Echangeurs tubulaires..... 3
I.5.3 Échangeurs de chaleur à plaques..... 5
I.5.3.1 Échangeurs à surface primaire..... 5
I.5.3.2 Échangeurs à plaques et joints..... 5
I.5.3.2.1 Plaques à cannelures droites..... 6
I.5.3.3 Échangeurs à plaques soudées ou brasées..... 6
I.1.3.3.1 Échangeur platulaire..... 7
I.5.3.3.2 Échangeur Packinox..... 7
I.5.3.3.3 Échangeur Compabloc..... 8
I.5.3.3.4 Échangeur brasé..... 8
I.6. Distribution des températur..... 9
I.6.1.Cas d'un échangeur a courants parallèles..... 9
I.6.2.Cas d'un échangeur a courants croises 10
I.7.Comparaison entre un échangeur à plaques et un échangeur tubulaire..... 11
I.8. Etat de l'art..... 11
Conclusion..... 12

Chapitre II : modélisation mathématique

Introduction…….. 13

II.1 Formulation d'un problème de transfert de chaleur……... 13

II.1.1 Les différents modes de transfert thermique……... 13

II.1.1.1La conduction…… 14

II.1.1.2 La convection……... 14

II.1.1.2.1La convection libre ou naturelle……. 14

II.1.1.2.2La convection forcée…….. 14

II.1.2 Equation d'énergie…….. 16

II.1.2.1Transferts de chaleur en écoulements incompressibles……. 17

II.1.3Condition aux limites……... 17

II.2 Modélisation de l'écoulement des fluides…….. 18

II.2.1 L'équation de continuité(ou équation de bilan de masse)……... 18

II.2.2 L'équation de Navier-Stocks……... 18

II.2.3 L'équation d'énergie pour le fluide incompressible…… 19

II.2.4 Modélisation de la turbulence……. 19

II.2.4.1La décomposition de Reynolds……. 20

II.2.4.2 Les équations des mouvements moyennes…….. 21

II.2.4.2.1 Equation de continuité des mouvements moyens……. 21

II.2.4.2.2 Équation de Navier-Stocks moyenne…… 21

II.2.5 Problème de fermeture des équations…….. 23

II.2.5.1Quelques hypothèses classiques de la fermeture de turbulence…… 23

II.2.5.1.1Hypothèse de CHOU…….. 23

II.2.5.1.2Hypothèse de viscosité turbulente de BOUSSINESQ…… 23

II.2.51.3 hypothèse de longueur de mélange de Prandtl……... 23

II.3Les modèles de turbulence et leurs classifications…….. 24

II.3.1 Les modèles à viscosité turbulence algébrique (modèle à zéro équation de transports)……. 24

II.3.2Les modèles à une équation de transport……. 24

II.3.3Le model (K-ε) et RNG (model à deux équation de transport)……. 25

II.3 Le nombre du Reynolds et Coefficient de pression C_p..... 28

II.3.1Le nombre du Reynolds…… 28

II.3.2Le coefficient de pression……. 28
Conclusion……. 29

Chapitre III : méthode numérique

Introduction……... 30
III.1 Méthodes de discrétisation…… 30
III.1.1 Méthode des différences finies……... 30
III.1.3 Méthodes des éléments finis…….. 31
III.1.2 Méthode des volumes finis……. 31
III.1.3.1 Présentation de la méthode…….. 32
III.1.3.2 Mise en œuvre de la méthode des éléments finis…… 33
III.1.3.2.1 Formulation variationelle forte…… 33
III.1.3.2.2 Formulation variationelle faible……... 33
III.1.3.3 Forme générale des équations du système…….. 33
III.2 Maillage……. 34
III.2.1 Discrétisation……. 35
III.2.1.1 Terme temporelle…… 35
III.2.1.2 Terme d'advection…….. 36
III.2.1.2.1 Monotone Streamline Upwind Approach (MSU)…… 36
III.2.1.2.2 La méthode SUPG (Stream line Upwind/Petro-Galerkin)……... 38
III.2.1.2.3 Approche Colloquée De Galerkin (COLG)……. 38
III.2.1.3 Terme de Diffusion……. 39
III.2.1.4 Termes source……. 39
III.3 Discrétisation de l'équation de chaleur par élément fini……... 40
III.3.1 Bilan Thermique : Equation De Chaleur…… 40
III.3.2 Forme discrétisée : éléments finis…….. 40
III.3.2.1 Représentation élémentaire (ou locale) du champ de températures…… 41
III.3.2.2 Représentation globale du champ de températures……. 41
III.3.3 Discrétisation de la forme intégrale faible 42
Conclusion……. 42

Chapitre IV : Résultats et discussion

Introduction…….. 43

IV.1 Présentation d'ANSYS (APDL)..... 43

IV.2 Identification…… 44

IV.3 Description du domaine d'application…….. 45

IV.3.1 La géométrie…….. 45

IV 3.2 Maillage……. 46

IV.3.3 Les conditions aux limites……. 47

IV.4 Interprétation des résultats…….. 48

IV.4.1 Champs de vitesse……. 48

IV.4.1.1.Profils de vitesse transversale dans le long de l'échangeur…… 49

IV.4.1.2.Profils de vitesse radial(y) dans des sections particulières de l'échangeur pour les deux cotés (eau, lait)…… 49

IV.4.2 Champs de température……. 50

IV.4.2.1.Profils de température transversale dans le long de l'échangeur…… 51

IV.4.2.2.Profils de température radial(y) dans des sections particulières de l'échangeur pour les deux cotés (eau, lait)..... 51

IV.4.3 Champs de pression…….. 52

Remarque…….. 52

IV.5 : les résultats avec déflecteur…… 53

IV.5.1 Champs de vitesse……. 53

IV.5.1.1.Profils de vitesse radial(y) dans des sections particulières de l'échangeur pour les deux cotés (eau, lait)..... 54

IV.5.2 Champs de température…….. 56

IV.5.2.1 : Profils de température transversale dans le long de l'échangeur…….. 57

IV.5.2.2.Profils de température radial(y) dans des sections particulières de l'échangeur pour les deux cotés (eau, lait)..... 58

IV.5.3 Champs de pression……... 59

IV.5.3.1 : Profils de pression transversale dans le long de l'échangeur…… 61

IV.6 Calcul de La puissance thermique (Φ)……. 62

IV.6.1 Méthode du DTLM (différence des températures logarithmique moyenne)……. 62

IV.6.2 Utilisation de la relation E-NUT…… 64

IV.6.2.1 Les résultats de calcul……. 65
IV.6.3 Performance en termes de nombre d'unités de transfert…… 65
Conclusion……. 67

Conclusion Générale……... 68

Introduction générale

INTRODUCTION GENERALE

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel dans toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande partie (90%) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés. Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de plusieurs paramètres : domaine de température et pression des fluides, propriétés physiques et agressivité des fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur de chaleur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

Les échangeurs de chaleur à plaque prennent une place sans cesse croissante dans l'équipement des industries agro-alimentaires, et de l'industrie laitière en particulier. Cette Évolution apparaît pour l'instant irréversible, en raison des nombreux avantages qu'ils présentent par rapport aux échangeurs tubulaires. Ils conduisent, en effet, à d'excellents rapports surface d'échange/volume qui limitent leur encombrement et simplifient leur intégration aux unités de production.

l'objectif principale de notre projet est de créer des nouveaux modèles d'échangeurs thermique pour but de large les couches limites qui donnent des meilleurs échanges thermiques entre les deux fluides circulants dans l'échangeur de chaleur a plaque.

Le présente mémoire comporte quatre chapitres :

Dans notre travail, nous n'aborderons que l'aspect thermique : évaluation des performances thermiques de ces appareils, dans le premier chapitre nous présenterons des généralités sur les échangeurs de chaleur.

Dans le deuxième chapitre, la modélisation mathématique, présentant le problème physique de la convection forcée à l'intérieur d'un échangeur suivi de la formulation mathématique.

Dans le troisième chapitre, la méthode de discrétisation des équations du chapitre précédent, le logiciel ANSYS et ses principes fondamentaux.

Dans le dernier chapitre, nous évaluerons et discuterons les résultats de simulation. Finalement, ce mémoire sera terminé par une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus.

Chapitre I

Etudes bibliographiques

CHAPITRE I : ***ETUDES BEBLIOGRAPHIQUE***

I. Généralités sur les échangeurs de chaleur

I.1.Introduction :

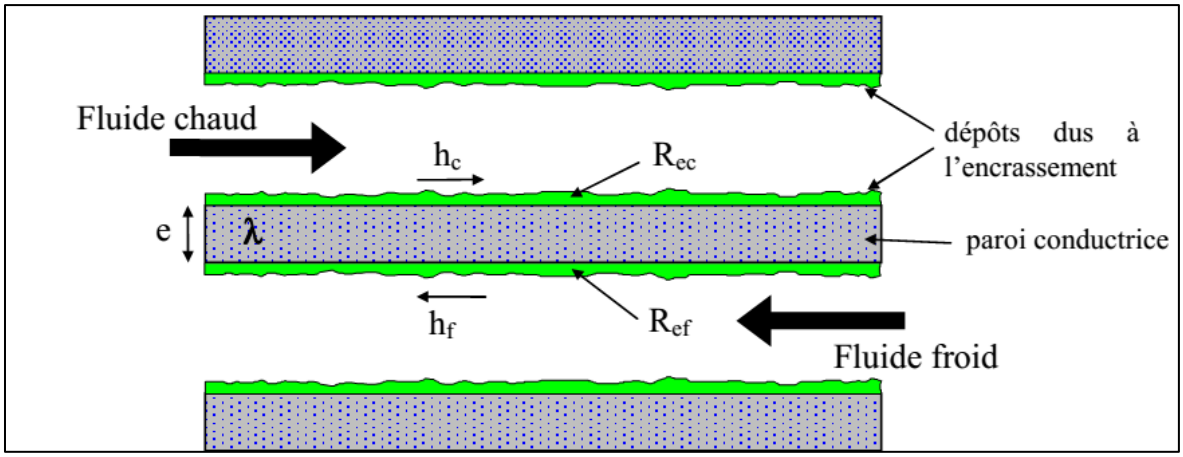
Les échangeurs de chaleurs sont des dispositifs très utilisés dans l'industrie pour cela l'objectif de ce chapitre est de donné quelques généralités sur ces équipements.

I.2. Définition :

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 [2].

I.3. Principe de fonctionnement:

Dans un échangeur, la chaleur est transmise d'un fluide à un autre. Le même fluide peut être conservé son état physique ou se présenter successivement sous les deux phases.



Figure(I.1) *:* Schéma de principe d'un échangeur de chaleur [3].

I.4. Critères de classement des échangeurs:

I.4.1.Classement technologique :

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants [1] :

- 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

I.4.2. Classement suivant le mode de transfert de chaleur :

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc.), il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient [1].

I.4.3 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 [1] :

- Les deux fluides ont un écoulement monophasique.
- Un seul fluide a un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.
- Les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapora-condenseurs.

I.4.4 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 [1].

I.4.5 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange :

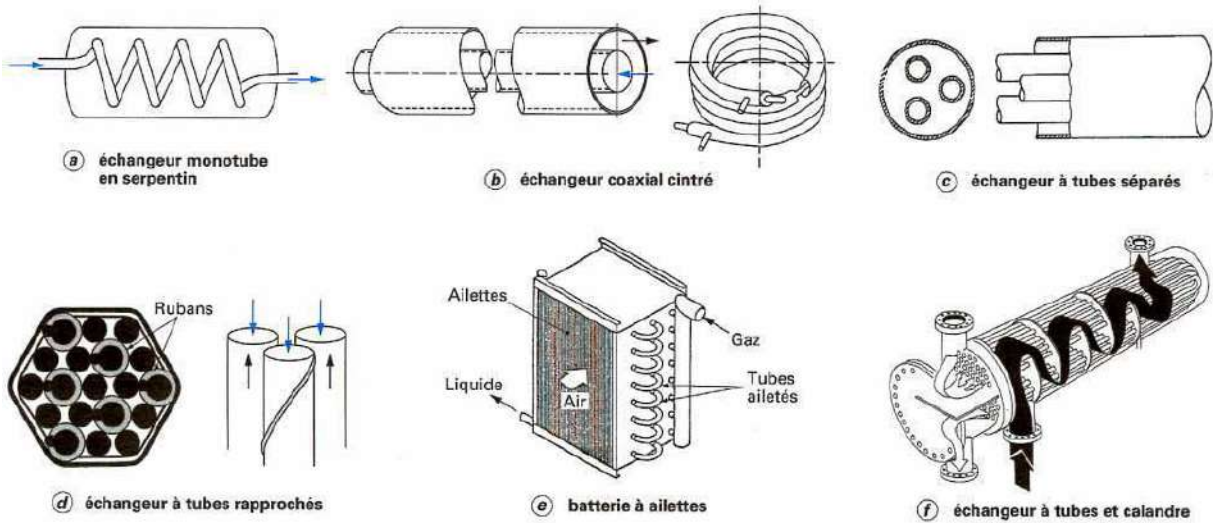
On retiendra deux types de paroi [1] :

- 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.

I.5. Classification :

I.5.1. Echangeurs tubulaires :

Les échangeurs tubulaires utilisant des tubes comme constituant principal de la paroi sont largement répandus. On distingue 3 catégories :



Figure(I.2) : Les différents types d'échangeurs tubulaires [1]

- Echangeur monotube, dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir. Il a généralement la forme d'un serpentin.
- Echangeur coaxial, dans lequel les tubes sont le plus souvent contrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur.
- Echangeur multitubulaire, existant sous quatre formes :
  - Echangeur à tubes séparés : à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm) maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soir enroulé.
  - Echangeurs à tubes rapprochés : pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans,
  - Echangeurs à tubes ailettes : ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique
  - Echangeur à calandre : il est constitué d'un faisceau de tubes disposés dans une enveloppe généralement d'une forme cylindrique appelée calandre.

Remarque :

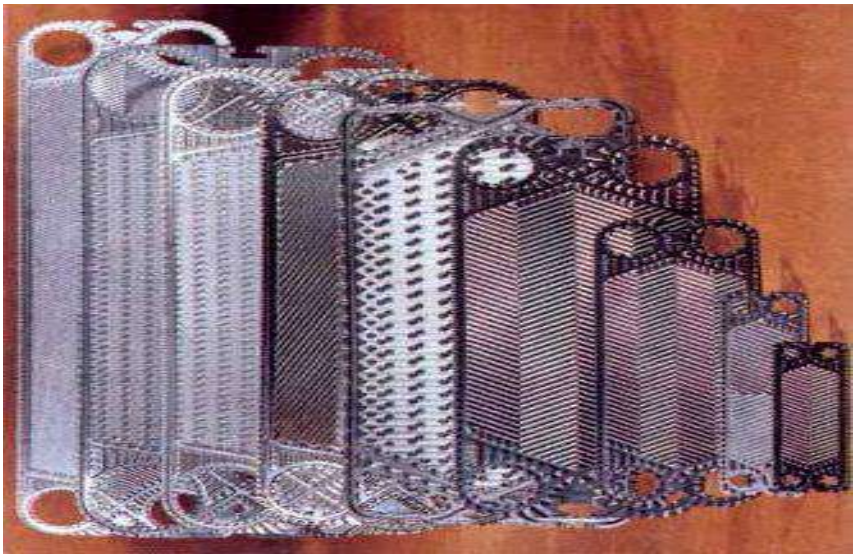
Les échangeurs tubulaires présentent un certain nombre d'avantages : en particulier ils sont faciles à fabriquer, de maintenance aisée et surtout ils peuvent être utilisés à des pressions élevées et à des fortes températures. En revanche, leurs performances sont plutôt limitées et ils sont encombrants.

I.5.3 Échangeurs de chaleur à plaques :

Les échangeurs à plaques sont généralement conçus de nombreuses plaques minces. Généralement, ces échangeurs de chaleur ne peuvent pas résister à de hautes pressions ou températures ni à de hautes différences de pression et température.

I.5.3.1 Échangeurs à surface primaire :

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques corruguées, nervurées ou picotées. Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression par multiplication des points de contact. Les différentes géométries de plaques les plus couramment rencontrées sont présentées sur la figure I.3 [4].



Figure(I.3) : Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire [4].

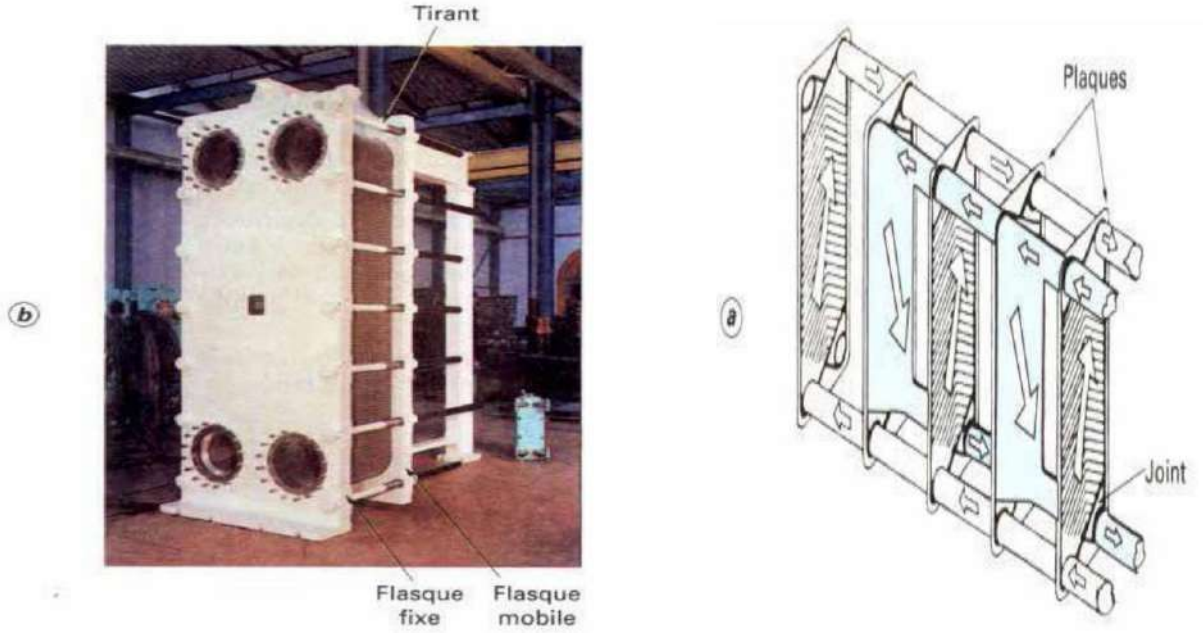
I.5.3.2 Échangeurs à plaques et joints :

La surface d'échange est alors composée de plaques métalliques, équipées de joints, serrées les unes contre les autres à l'aide de tirants entre deux flasques, l'un fixe, l'autre mobile (figure **I.5**).

Un rail fixé sur le flasque fixe et sur un pied supporte l'ensemble des plaques et permet le déplacement de celles-ci pour les manutentions (montage, nettoyage, etc.).

Les plaques définissent un ensemble de canaux dans lesquels circulent respectivement chacun des fluides.

Les échangeurs à plaques et joints sont surtout utilisés pour les transferts de chaleur entre fluides monophasiques, mais de plus en plus d'applications existent en double phase, condensation ou évaporation.



Figure(I.4) : Échangeur à plaques et joints [4].

I.5.3.2.1 Plaques à cannelures droites :

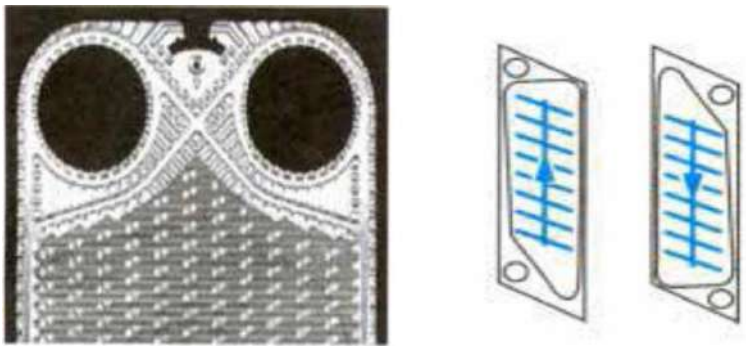


Figure (I.5) : plaques à cannelures droites [4].

I.5.3.3 Échangeurs à plaques soudées ou brasées :

Ils sont utilisés en récupération de chaleur, dans les domaines de la chimie, de la pétrochimie, de l'agro-alimentaire, etc. Différentes technologies de fabrication de plaques sont présentées ici.

I.1.3.3.1 Échangeur platulaire :

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

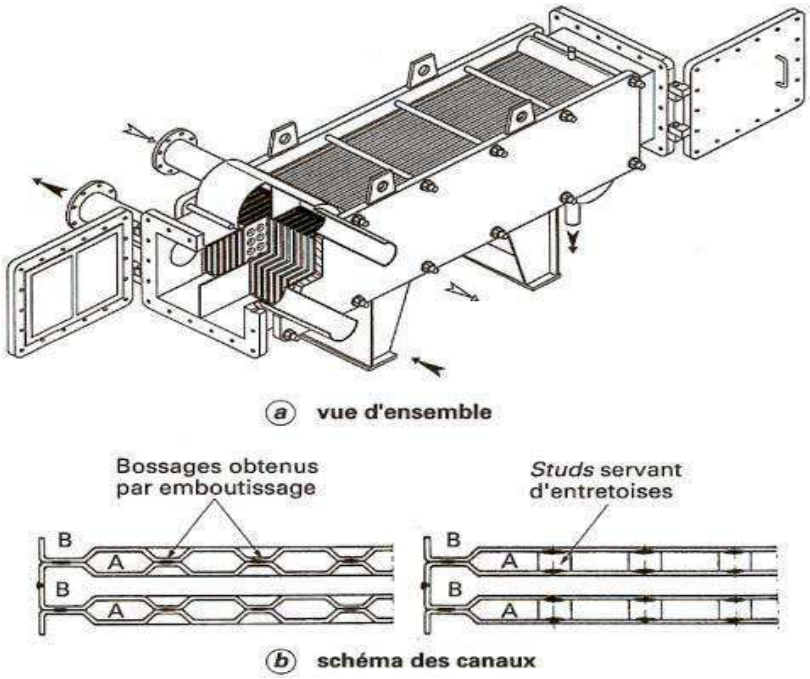


Figure (I.6) : Échangeur platulaire [4]

I.5.3.3.2 Échangeur Packinox :

C'est un échangeur à plaques soudées de grandes dimensions (surface d'échange comprise entre 1 000 et 8 000) et ayant un Nombre d'Unités de Transfert élevé (jusqu'à 15). Le faisceau est constitué d'un empilement de plaques formées par explosion et insérées dans une calandre pouvant atteindre une longueur de plus de 10 m.

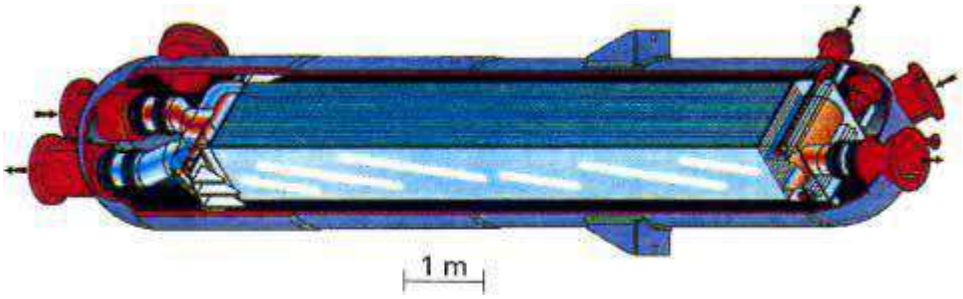


Figure (I.7) : Échangeur Packinox [4]

I.5.3.3.3 Échangeur Compabloc :

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

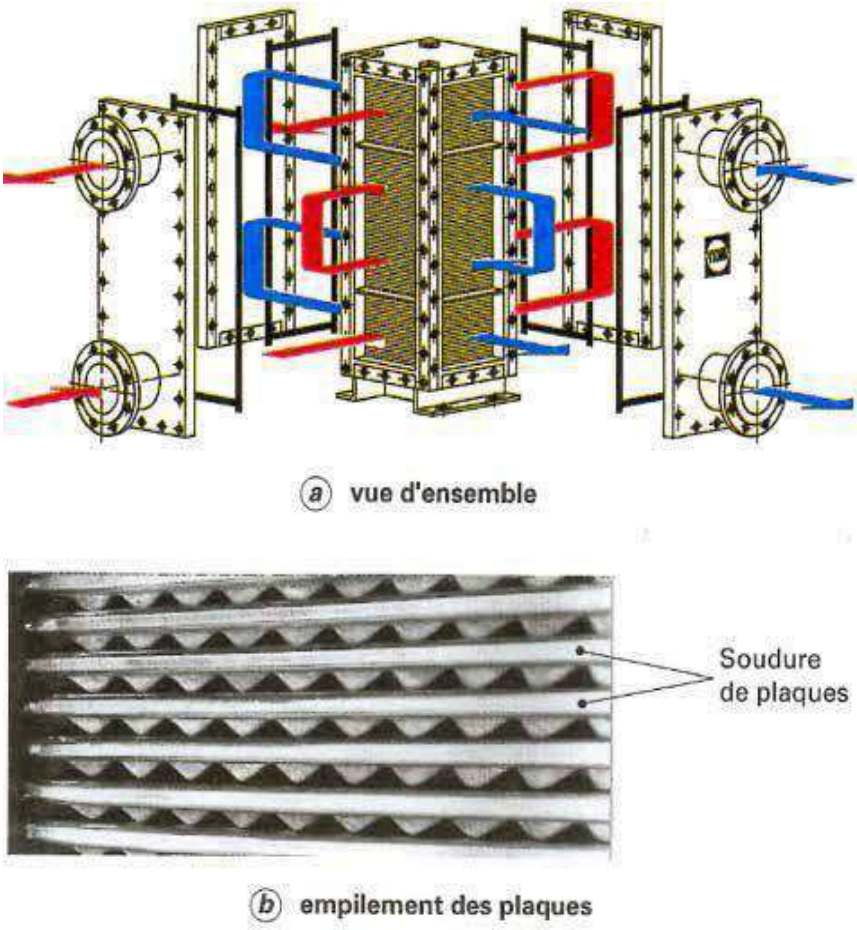


Figure (I.8) : Échangeur Compabloc [4].

I.5.3.3.4 Échangeur brasé :

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

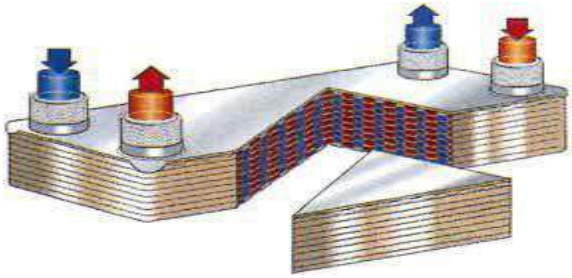
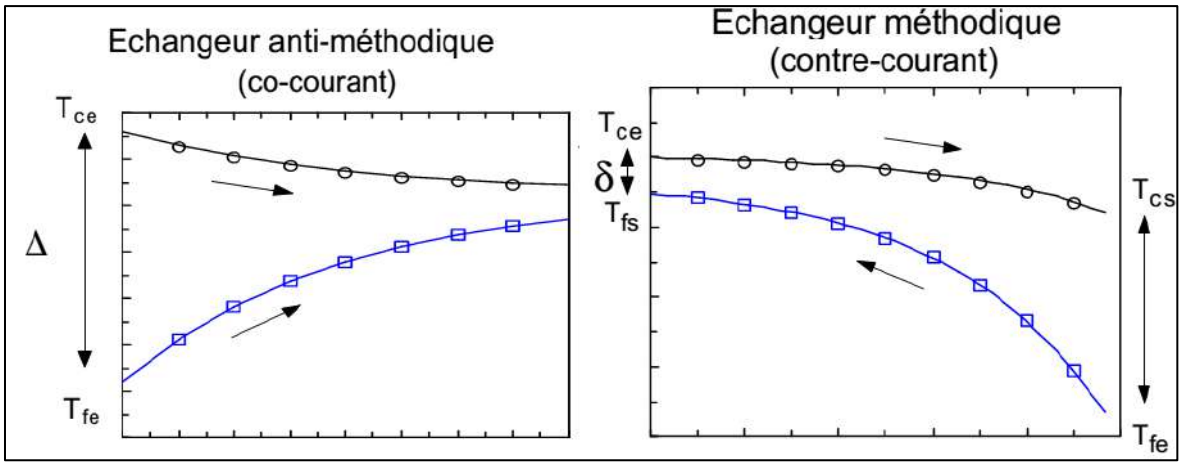


Figure (I.9) : Échangeur brasé [4].

I.6. Distribution des températures :

I.6.1.Cas d'un échangeur a courants parallèles :

Les températures des fluides pendant leur traversée longitudinale de l'échangeur, à moins que l'un des fluides ne subisse un changement de phase, auquel cas sa température reste constante. Les figures donnent l'allure de quelques distributions de températures des échangeurs très simple. On a porté en abscisses l'aire de la surface d'échange, variant depuis zéro, à l'entrée de l'appareil (extrémité ou' rentre le fluide chaud), jusqu'à sa valeur totale s, à la sortie du fluide chaud. Les températures sont repérées à l'aide d'indices e signifiant entrée et s sortie, c désignent le fluide chaud et f le fluide froid [5].



Figure(I.10): Evolutions des températures le long d'échangeurs à courants parallèles.

Dans un échangeur à contre-courant, la température de sortie du fluide « le plus froid » peut être supérieure à celle de sortie du fluide « le plus chaud », cette disposition étant l'une des plus favorables pour l'échange thermique.

Nous donnons dans le tableau (I.1) quelques valeurs typiques de coefficients d'échange [6]

Types de fluides	K en W/m² K
Eau/eau	800 - 2000
Eau/ huile	110 - 350
Vapeur/eau	1000 - 6000
batterie eau/air (serpentin)	25 - 50

Tableau (I. 1) : Valeurs typiques de coefficients d'échange

I.6.2.Cas d'un échangeur a courants croises :

Dans ce cas, le problème est beaucoup plus complexe car les températures de sortie sont variables selon la position du fluide dans l'échangeur. Plusieurs configurations sont possibles selon que chaque fluide est libre de se mélanger (fluide brassé) ou bien au contraire est canalisé (fluide non brassé) [6].

Bien que l'expression de ΔTm ait été calculée pour certains cas, on utilise souvent des abaques donnant un coefficient correctif F tel que :

$P = K\ S\ F\ \Delta T_m$

F est donné par les abaques des figures(I.11) et (I.12) et ΔTm est calculé comme pour un échangeur à courant parallèle et de sens contraire.

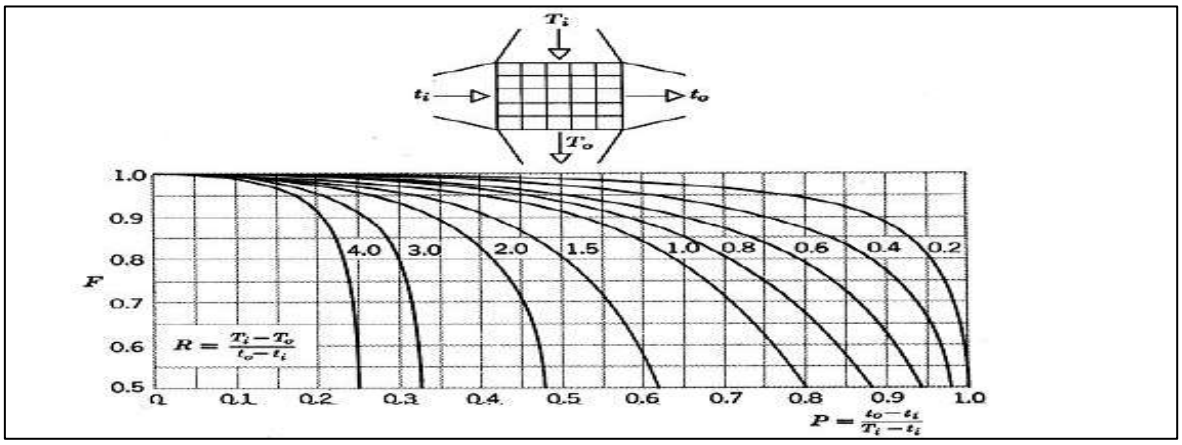


Figure (I.11) *:* Echangeur à courants croisés - 2 fluides *brassés*

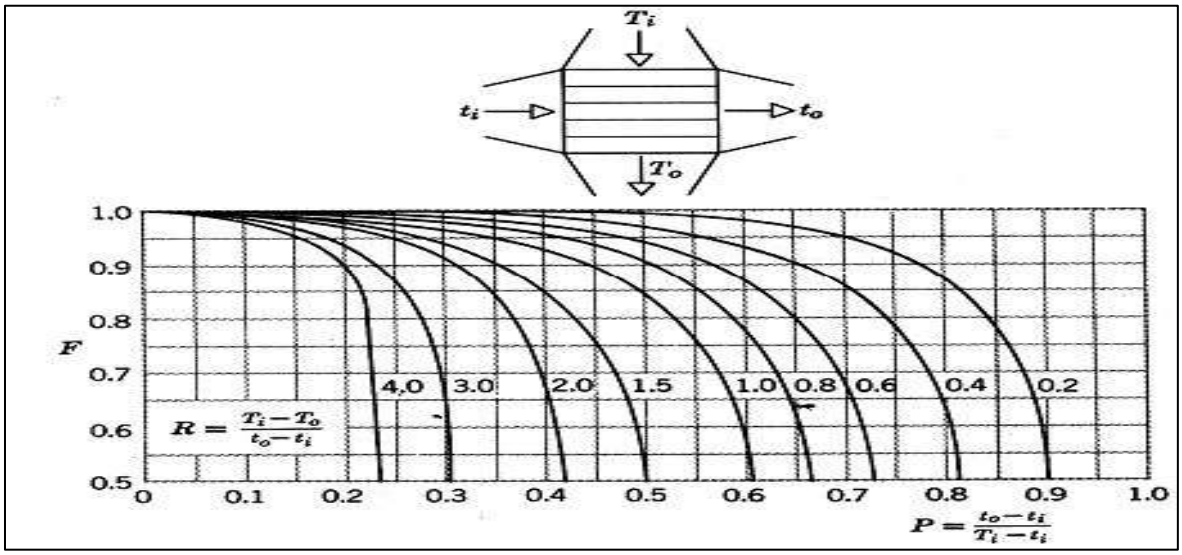


Figure (I.12): Echangeur à courants croisés - 1 fluide brassé et 1 fluide non brassé.

I.7.Comparaison entre un échangeur à plaques et un échangeur tubulaire :

Le tableau (I.2) résume quelques caractéristiques des échangeurs à plaques et tubulaires

Caractéristiques	Echangeur à plaques traditionnel	Echangeur tubulaire
croisement de température3	possible	impossible
approche de température		5C°
raccordements	dans un même plan	sur plusieurs plans
rapport des coefficients de transmission thermique	1C°	1
rapport des poids	1	3 à 10
volume de rétention	faible	élevé
rapport d'encombrement	1	2 à 5
soudures	aucune	appareil soudé
résistance aux vibrations	bonne résistance	sensible
détection des fuites	aisée (par l'extérieur)	difficile
temps nécessaire à l'ouverture	15 minutes avec outil pneumatique	60 à 90 minutes
réparation	joints et plaques remplaçables	implique le remplacement des tubes
modification	simple par ajout ou retrait de plaques	impossible

Tableau (I.2) : Comparaison entre un échangeur à plaques et un échangeur tubulaire [7]

I.8. Etat de l'art :

Depuis plusieurs années, les échangeurs de chaleur à plaques prennent une place sans cesse croissante dans l'équipement des industries agro-alimentaire et de l'industrie laitière en particulier.

M.LALANDE. ET AL [8], ces auteurs décrivent le comportement mécanique, hydrodynamique et thermique d'un échangeur de chaleur à plaques (Vicarb, modèle V7) adapté à la pasteurisation du lait.

TAOURIT FARIDA [9], Etudier le comportement dynamique et thermique de deux écoulements dans un échangeur de chaleur dans le cas simple et avec des ailettes dans la veine d'écoulement des fluides qui présente des résultats montre bien la nette amélioration apportée par l'utilisation des obstacles.

YONG-GANG LEI ET AL [10], ils ont assuré une comparaison des performances de trois types d'échangeurs : sans chicanes, avec une seule chicane hélicoïdale et le dernier avec deux chicanes hélicoïdales.

WEBB ET RAMADHYANI [11], ont étudié l'écoulement de fluide et le transfert thermique dans un canal à deux plaques parallèles avec des chicanes chancelées. Ils ont basé leur modèle numérique sur les conditions périodiques pour l'écoulement entièrement développé proposé par Patankar et al.

BAZDID-TEHRANI ET NADERI-ABADI [12], ont présenté une analyse numérique du comportement dynamique et thermique d'un fluide s'écoulant dans un conduit muni de rangées de chicanes. Leurs résultats ont montré que les obstacles « de type chicanes » sont quelque peu inefficaces pour de grandes valeurs du rapport de blocage.

ACHARYA ET AL, [13]. Le comportement dynamique et thermique des écoulements turbulents et transitoires dans les conduites en présence d'obstacles et nervures a été également étudié expérimentalement et numériquement par Le modèle k- est utilisé dans leur simulation numérique.

Pour améliorer les performances des échanges entre les deux fluides circulants dans un échangeur de chaleur à plaque et la paroi afin d'agrandir les couches limites et de diminuer les couts énergétiques, on a proposé de simuler numériquement l'écoulement conjugué au transfert de chaleur dans un échangeur en configuration zigzag en présence des déflecteurs dans l'objectif d'optimiser les caractéristiques géométriques de l'échangeur pour une meilleur efficacité thermique et dynamique.

Conclusion

Nous avons présenté dans ce premier chapitre quelques généralités sur les échangeurs de chaleur applicables dans les différents domaines.

On va s'intéresser dans cette étude aux échangeurs à plaque avec la présence de plusieurs déflecteurs pour différence types de matériaux. L'étude numériques des ces échangeurs dans l'objectif d'amélioration des performances thermique.

Chapitre II

Modélisation mathématique

Introduction :

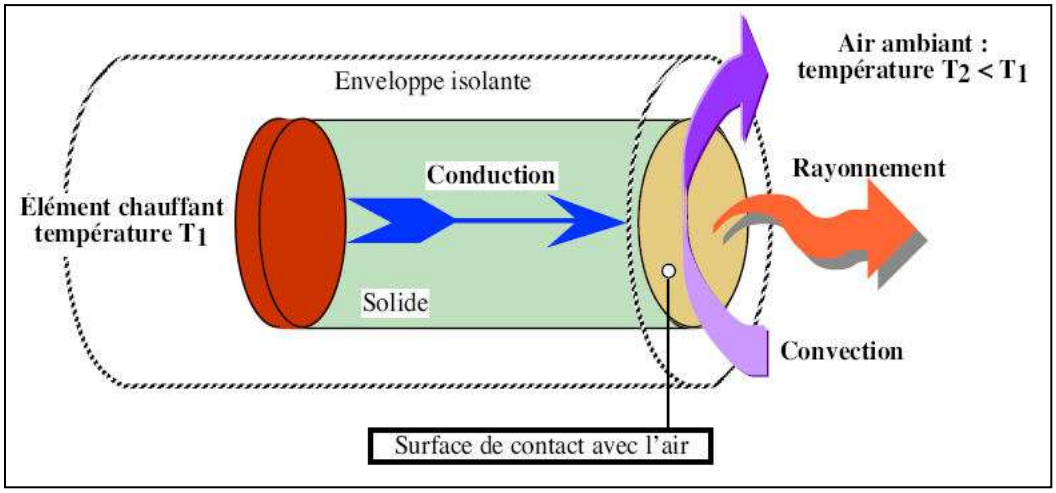
La convection forcée trouve son importance dans de nombreuses applications industrielles, les échangeurs de chaleur, les capteurs solaires, le refroidissement des composants électroniques. Dans ce chapitre On présente la formulation mathématique de la convection forcée laminaire et transitoire à l'intérieur d'un échangeur de chaleur dans le cas simple et en présence des déflecteurs.

II.1 Formulation d'un problème de transfert de chaleur :

II.1.1 Les différents modes de transfert thermique :

Le transfert de chaleur peut être défini comme la transmission de l'énergie d'une région à une autre sous l'influence d'une différence de température. Cet écoulement de chaleur est régi non seulement par une relation unique, mais plutôt par une combinaison de
Différentes lois physiques indépendantes. Ce transfert thermique est un processus complexe qui est réalisé par la superposition de trois modes :

- La conduction
- Le rayonnement
- La convection



Figure(II.1) *:* les trois modes de transfert thermique.

II.1.1.1La conduction :

La conduction thermique est un phénomène de propagation d'énergie, qui traduit à l'échelle macroscopique les échanges directs d'énergie à l'échelle microscopique entre les molécules ou les atomes (ou encore leurs électrons) à l'intérieur d'un matériau, ces échanges résultent des mouvements des particules constituant le corps, à l'échelle macroscopique la conduction entre deux points d'un milieu s'établit lorsque ces deux points ont une température différente. [14].

II.1.1.2 La convection :

La convection c'est l'échange d'énergie, sous forme de chaleur, entre un fluide en mouvement et la surface d'un corps solide ayant une température différente ou entre des parties différentes d'un fluide en mouvement qui n'ont pas la même température. [14]

II.1.1.2.1La convection libre ou naturelle :

Le fluide est mis en mouvement sous le seul effet des différences de masse volumique résultant des différences de températures sur les frontières et d'un champ de forces extérieures (la pesanteur).

II.1.1.2.2La convection forcée

Le mouvement du fluide est induit par une cause indépendante des différences de température (pompe, ventilateur,...). [15]

Le traitement numérique de phénomène de convection est très complexe car il nécessite le Maillage du milieu fluide et la résolution des équations de Navier-Stokes ou de Reynolds. Une autre approche, plus légère, consiste à représenter la convection par des conditions aux limites, à l'aide de coefficients d'échange h. Dans le cas d'une interface solide/fluide, la quantité de chaleur reçue par le solide est proportionnelle à l'aire S de l'interface et à la Différence de température $\Delta T = T_f - T_S$. $T_S$etT_f représentent respectivement la température du Solide et celle du fluide. Ce transfert d'énergie obéit à la loi de Newton. [16]

$$\varphi = h\,S\,(T_S - T_\infty) \qquad \text{(II.1)}$$

Où :

φ : représente le flux de chaleur transmis par convection (W) et h représente le coefficient d'échange en (W m^{-2} $°C^{-1}$). Ce dernier est disponible sous forme tabulée, suivant les propriétés du fluide et les caractéristiques physiques du matériau, du type d'écoulement et de la géométrie du problème (voir le tableau suivant):

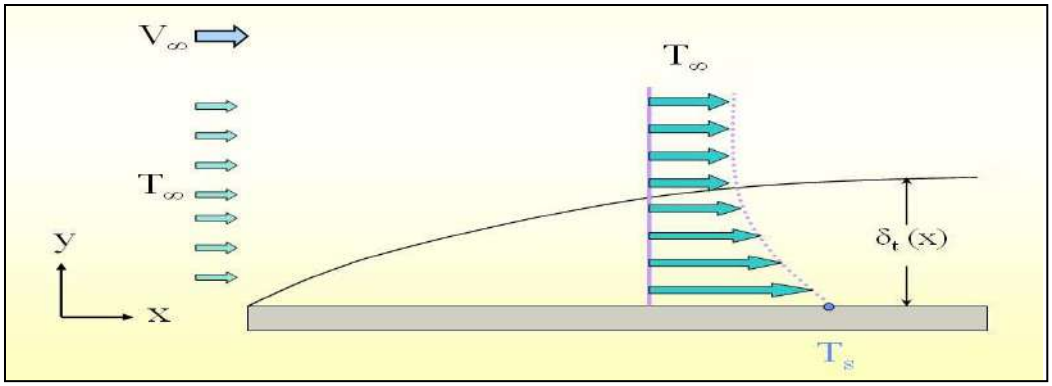
Type de convection	**h en W m^{-2} k**
Convection libre dans l'air	5-30
Convection libre dans l'eau	500-1000
Convection forcée dans l'air	100-5000
Convection forcée dans l'eau	100-15000

Tableau (II.1): Exemples de coefficient de convection

A) Calcul du flux de chaleur en convection forcée :

- **Calcul exacte**

Dans certains cas de figure simples, un calcul théorique peut permettre D'aboutir à une expression analytique du flux de chaleur échangé par convection entre un fluide et une paroi. Nous traiterons ici à titre d'exemple le Cas classique de l'écoulement laminaire en régime permanent d'un fluide à propriétés physiques constantes à la Température T∞ sur une paroi plane de longueur L maintenue à une température T_SOn constate que la vitesse du fluide évolue d'une valeur nulle à la paroi à une valeur proche de u∞ dans une Zone d'épaisseur $\delta_t(x)$ appelée couche limite dynamique. De la même manière, la température du fluide évolue de La valeur T_S à la paroi à une valeur proche de T∞ dans une zone d'épaisseur Δ(x) appelée couche limite Thermique [15].



Figure(II.2): Schématisation du développement d'une couche limite thermique sur une Plaque plane.

- **Calcul approché**

Dans les cas plus complexes où une solution analytique ne peut pas être établie, on utilise des corrélations déduites d'expérimentations.

L'application de l'analyse dimensionnelle montre que la relation liant le flux de chaleur transféré par convection aux variables dont il dépend peut être recherchée sous la forme d'une relation entre trois nombres adimensionnels :

Définis par :$\mathrm{Nu} = \mathrm{f}(\mathrm{Re}, \mathrm{Pr})$ (II.2)

Nombre de Nusselt	$Nu = \frac{hD}{\lambda}$
Nombre de Reynolds	$Re = \frac{\rho u D}{\mu}$
Nombre de Prandtl	$Pr = \frac{C_p \mu}{\lambda}$

Tableau(II.2):les trois nombre adimensionnels

Où D est la dimension caractéristique de la géométrie considérée. Le calcul d'un flux de chaleur transmis par convection forcée s'effectue donc de la manière suivante :

1. Calcul des nombres adimensionnels de Reynolds et de Prandtl.
2. Suivant la valeur de Re et la configuration → choix de la corrélation (fonction f dans la relation(II.6)).
3. Calcul de Nu par application de cette corrélation.
4. Calcul de $h = \frac{\lambda Nu}{D}$ et de flux $\varphi = hS(T_p - T_\infty)$

II.1.2 Equation d'énergie

La modélisation des transferts de chaleur est basée sur une formulation en température des échanges thermiques, dans laquelle le changement de phase ou la dissipation visqueuse sont pris en compte grâce à des termes sources ou polynomiaux formulés en terme de température.

II.1.2.1Transferts de chaleur en écoulements incompressibles

La modélisation des transferts thermiques convectif et conductif en interaction avec un écoulement incompressible sont modélisés à partir d'une formulation conservative et d'une approche non-conservative [18].

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \nabla(VT) T \nabla V\right) + \alpha T = \nabla(\lambda \nabla T) + \emptyset + S \qquad \text{(II.3)}$$

Le terme α T est un terme linéaire laissé à la libre utilisation de l'utilisateur ainsi que le terme source *S*.

Le terme $\emptyset$ est le terme de dissipation visqueuse donnée par la relation suivante :

$$\text{Avec } \emptyset = 2D_{ij}\frac{\partial U_i}{\partial x_i} \qquad \text{(II.4)}$$

$$D_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_i} + \frac{\partial U_I}{\partial x_j}\right) \qquad \text{(II.5)}$$

II.1.3Condition aux limites :

Les condition aux limites (CL) caractérisent l'intéraction du corps étudié avec son milieu éxtérieur.peuvent avoir plusieurs formes ,on distingue quatre types de condition :

- **CL de Dirichlet *:*** qui fixeent la température Ts à la surface du corps(ou sur une partie de surface) à chaque instant :

  Ts=T(x_s, y_s, z_s)

  Ou x_s, y_s, z_s décrivent la surface.

- **CL de Neumann *:*** qui spécifient la conaissance du flux surfacique dans chaque point de la surface du corps étudié et à chaque instant :

$$\varphi_s = \varphi(x_s, y_{s,} z_s, t)$$

Dans le cas le plus simple du régime transitoire , le flux surfacique reste constant.

- **CL de Fourier *:*** ces condition donnent la température environnant du corps Te et la loi qui décrit le transfert thermique entre le corps et son envirennement la loi de Newton établit la relation entre la densité de flux

thermique transféré à la surface du corps de température Tc vers son milieu envirennat de température Te (Te<Tc) :

$$\varphi = h\,S\ (Tc-Te)\ [W]$$

Ou h est un facteur de proportionalité appelé coefficient sfert [14].

II.2 Modélisation de l'écoulement des fluides :

Dans ce travail, à côté du calcul des champs de températures, l'écoulement du fluide dans un échangeur de chaleur a plaque avec déflecteurs est également simulé, Pour cela on doit citer L'équation de continuité et les équations différentielles fondamentales de Navier-Stokes dans les coordonnées cartésiennes, En plus les écoulements turbulents doivent être pris en considération

II.2.1 L'équation de continuité(ou équation de bilan de masse) :

Cette équation concerne le principe de conservation de la masse dans un élément. Elle exprime l'égalité de la variation de la masse d'élément et de la déférence entre la quantité de fluide qui entre et celle qui quitte pendant le même temps.

Dans son ensemble, la mécanique des fluides est gouvernée par trois équations Fondamentales. Celles-ci sont l'équation de continuité, l'équation de la quantité de mouvement et l'équation d'énergie :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho.u_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho.u_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho.u_z)}{\partial z} = 0 \qquad \text{(II.6)}$$

Pour les fluides incompressibles

$$\rho = cst \qquad \rightarrow \qquad \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$$

L'équation(II.2) dans un régime permanent devient:

$$\frac{\partial U_i}{\partial X_i} \qquad \text{(II.6 a)}$$

II.2.2 L'équation de Navier-Stocks :

En mécanique des fluides, les équations de Navier-Stokes sont des équations aux dérivées partielles non linéaires qui décrivent le mouvement des fluides dans l'approximation des

milieux continus. Elles gouvernent par exemple les mouvements de l'air de l'atmosphère, les courants océaniques, l'écoulement de l'eau dans un tuyau, le mouvement d'air dans les locaux et de nombreux autres phénomènes d'écoulement de fluides. Elles sont nommées d'après deux physiciens du XIX^{e} siècle, Claude Navier et Stokes Il existe bien des formes des équations de Navier-Stokes. Nous n'en présenterons que certaines Ces formes dépendent aussi des notations utilisées. [19].

$$\overbrace{\underbrace{\frac{\partial U_i}{\partial t}}_{(3)} + U_j \underbrace{\frac{\partial U_i}{\partial x_j}}_{(4)}}^{(1)} = \overbrace{\underbrace{-\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x_i}}_{(5)} + \underbrace{\nu \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_j \partial x_j}}_{(6)}}^{(2)} \qquad \text{(II.7)}$$

(1): terme force d'inertie.

(2): terme force appliqué.

(3): terme instationnaire.

(4): terme convectif.

(5): terme pression

(6): terme visqueux.

II.2.3 L'équation d'énergie pour le fluide incompressible :

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho c_p T\right) + \frac{\partial}{\partial x}\left(\rho u_x c_p T\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\rho u_y c_p T\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\rho u_z c_p T\right) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y}\right) \frac{\partial}{\partial Z}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z}\right) + Q_V \qquad \text{(II.8)}$$

T : température statique

Q_V : Source volumique

II.2.4 Modélisation de la turbulence :

La turbulence consistait en fluctuation aléatoire des grandeurs caractéristique et par conséquent l'approche statistique est utilisée pour l'étude de ces écoulements, malgré que la théorie statistique et la simulation numérique sont des options nobles presque toutes les efforts de recherche axée sur la turbulence ces dernières décennies ont utilisés le concept des

moyennes temporelles des équations de Navier-Stokes résultant en des équation de mouvement, dites de Reynolds en terme de grandeurs moyennes et de fluctuation.

II.2.4.1 La décomposition de Reynolds :

La décomposition de Reynolds est dite que tout champ (ϕ= U ou P ou T (Température) Se décompose en un champ moyen $\overline{\phi}$et en un champ fluctuant ϕ de Moyenne nul :

$$\phi = \bar{\phi} + \phi \qquad \text{(II.9)}$$

$$\bar{\phi} = \frac{1}{t}\int_0^t \phi dt \qquad \text{(II.10)}$$

Avec:

ϕ: Valeur statique

$\bar{\phi}$: Valeur moyenne

ϕ' : Valeur fluctuante

Où t une grandeur comparer à la période de fluctuations.

Donc ont aura le système suivant :

$$U_i = \bar{U}_\iota + u_i \qquad \text{(II.11)}$$

$$P = \bar{P} + p \qquad \text{(II.12)}$$

$$T = \bar{T} + T' \qquad \text{(II.13)}$$

Les lettres minuscules désigné la fluctuation ou les écarts des valeurs par rapport à ces moyennes. Le symbole (-) désigné le moyenne ou moyenne d'ensemble (moyenne sur un ensemble de réalisation). Elle est définie comme la limite statistique de moyenne arithmétique prise à travers un certain nombre d'expériences réalisés dans les même conditions générales d'écoulement cette moyenne vérifie les règles de Reynolds [17].

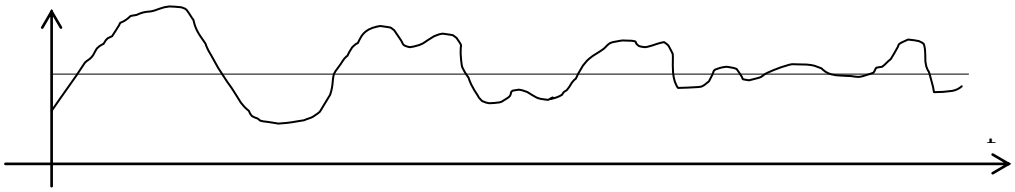


Figure (II.3) : Fluctuation d'une grandeur autour d'une valeur moyenne.

II.2.4.2 Les équations des mouvements moyennes :

Les relations fondamentales régissant l'écoulement d'un fluide incompressible sont les équations de Navier-Stokes et celles de continuité qui s'appliquent aux écoulements turbulents aussi bien qu'aux écoulements laminaires.

Si ce système d'équations a été résolu avec succès pour un grand nombre d'applications dans le cas d'écoulement laminaire, il est au contraire hors de question de, calculer une solution complète quand il s'agit des écoulements turbulents dans un écoulement quelque peu complexe exigerait des capacités des machines de calcul.

Pour des écoulements à faible nombre de Mach, il est courant de considérer comme négligeables les fluctuations de la masse volumique [Schistes, 1993], ce qui se traduit par la relation suivante :

$$\rho = \overline{\rho} \qquad \text{(II.14)}$$

En remplaçant dans les équations fondamentales les expressions instantanées des écoulements par leurs expressions sous la forme de la relation (II.6), et en moyennant les équations obtenues, on obtient les équations suivantes :

II.2.4.2.1Equation de continuité des mouvements moyens :

L'équation de continuité du champ moyen est obtenue par :

$$\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \qquad \text{(II.15)}$$

II.2.4.2.2 Équation de Navier-Stocks moyenne :

L'équation de **Reynolds** (obtenues par moyenne de l'équation (II.9) après avoir introduit la décomposition de **Reynolds**) :

$$\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial t} + \overline{U_j}\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + U_j\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} + \nu\frac{\partial^2 \overline{U_i}}{\partial x_j \partial x_j} \qquad \text{(II.16)}$$

On écrit finalement :

$$\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial t} + U_j\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\overline{\tau_{ij}} + R_{ij}\right) \qquad \text{(II.17)}$$

Introduisent les corrélations doubles $\overline{U_i U_j}$ qui traduisent l'influence du champ turbulent sur le champ moyen. Elles sont interprétées comme des tensions apparentes $\overline{\rho U_i U_j}$ qui forment le tenseur des tensions de Reynolds, ce tenseur est symétrique et sa trace est égale au double de l'énergie cinétique de la turbulence.

La condition d'incompressibilité implique:

$$U_i\frac{\overline{\partial U_i}}{\partial x_j} = \frac{\overline{\partial U_i U_j}}{\partial x_j},$$

Les tensions de **Reynolds** ou les contraintes de **Reynolds** $\overline{\rho U_i U_j}$ peuvent être s'écrit sous la forme suivante :

$$\left[R_{ij}\right] = -\rho\begin{bmatrix} \overline{UU} & \overline{VU} & \overline{UW} \\ \overline{UV} & \overline{VV} & \overline{VW} \\ \overline{UW} & \overline{VW} & \overline{WW} \end{bmatrix}$$

Ou $[\tau_{ij}]$ est le tenseur des contraintes visqueuse, défini par :

$$\left[\tau_{ij}\right] = \Gamma\left[\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right] \quad \text{Avec} \quad \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} = \Gamma\frac{\partial^2 \overline{U_i}}{\partial x_j \partial x_j}$$

L'équation de la vitesse fluctuante est exprimée :

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + \overline{U_j}\frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -U_j\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} - U_j\frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\nu\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \overline{U_i U_j}\right) \qquad \text{(II.18)}$$

II.2.5 Problème de fermeture des équations :

Le système (II.14 et II.15) comporte plus d'inconnues que d'équations, c'est un système ouvert. Le fait de prendre la moyenne d'une équation instantané conduit à une perte d'information qu'il faudra réintroduire sous forme d'hypothèse physique ; c'est le problème de fermeture.

Les tensions de Reynolds dans les équations de Navier-Stocks font apparaître des produits triples de vitesse qui proviennent des termes non linéaires. Cependant chaque nouvelle équation introduit un nombre d'inconnues encore plus grand, on a une hiérarchie ouverte.

Schématiquement : $$\frac{\partial}{\partial t}\underbrace{\overline{U_i U_j \ldots U_P}}_{"n\ fois"} = \ldots \underbrace{\left\{\overline{U_i U_j \ldots U_P U_q}\right\}}_{"n+1\ \ fois"} \ldots$$

Le problème donc est celui de la liaison entre les tensions de Reynolds et le champ moyen. Pour réaliser la fermeture, des hypothèses et des modèles supplémentaires seront nécessaires pour traduisent le comportement du milieu turbulent permet alors d'obtenir un nombre d'équation égal à celui des inconnues et ces équations peuvent ensuite être résolues par voie numérique. [21].

II.2.5.1 Quelques hypothèses classiques de la fermeture de turbulence

II.2.5.1.1Hypothèse de CHOU :

$$\nu_t = C_\mu \frac{K^2}{\varepsilon} \qquad \text{(II.19)}$$

II.2.5.1.2Hypothèse de viscosité turbulente de BOUSSINESQ

$$-\overline{u_i u_j} = \nu\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}k\delta_{ij} \qquad \text{(II.20)}$$

II.2.51.3 hypothèse de longueur de mélange de Prandtl

$$v_t = L_m^2\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial U_j}\right) \qquad \text{(II.21)}$$

Qui devient en écoulement de type couche limite :

$$v_t = L_m^2 \frac{\partial U_1}{\partial x_2} \qquad \text{(II.22)}$$

L_m : Longueur de mélange.

La longueur de mélange se calcul suivant le type d'écoulement des expressions variées, obtenus en générale à partir de l'expérience, sont en effet disponibles pour les écoulements standard.

II.3Les modèles de turbulence et leurs classifications

II.3.1Les modèles à viscosité turbulence algébrique (modèle à zéro équation de transports)

Aucune équation de transport n'est utilisée dans ce modèle, les tensions de Reynolds sont directement liées aux valeurs moyennes. En s'inspirant de la théorie cinétique des gaz Prandtl, (La première génération de la modélisation de la turbulence 1925).

Suggéra que la viscosité turbulente soit mise sous la forme de produit d'une vitesse et d'une longueur caractéristique du mouvement turbulent.

La longueur utilisée est dite « longueur de mélange » et la vitesse caractéristique s'exprime par l'hypothèse suivante [20]:

$$V = L_m\sqrt{\left(2d_{ij}\right)^2} \qquad \text{(II.23)}$$

Ce qui conduit à l'expression suivante de la viscosité turbulente :

$$V_T = L_m = L_m^2\sqrt{\left(\frac{\overline{oc_i}}{ox_j} + \frac{\overline{oc_i}}{ox_i}\right)^2} \qquad \text{(II.23a)}$$

Cependant, ces modèles ignorent complètement le caractère non local de la turbulence.

II.3.2 Les modèles à une équation de transport

Ces modèles introduisent dans la définition de $V_T$au moins une grandeur turbulente décrire par une équation d'évolution si on utilise l'équation de l'énergie cinétique de la turbulence K sous forme modélisé. On pourra déterminerV_T par l'expression du type Kolmogorov-Prandtl [21].

$$V_T = C_\alpha L_s\sqrt{K} \qquad \text{(II.24)}$$

Où L_s est une échelle de longueur des grandes structures turbulentes donnée en chaque P_t de l'écoulement.

II.3.3Le model (K-ε)et RNG (model à deux équation de transport) :

Pour dépasser les limitations de modèle (à zéro équation de transport) il existe des modèle de turbulence qui prenant en compte le transport des quantités turbulentes en leur associant des équations de transport différentiel. Le modèle de fermeture K-ε fait partie de cette catégorie de modèles. Dans ce modèle, l'approche dimensionnelle pour la viscosité turbulente μ_l est également utilise. La vitesse turbulente caractéstique des tourbillons de grande taille est choisie également à$\sqrt{K}$

L'énergie cinétique turbulente K constituant ; compte tenu sa définition (K=$\frac{1}{2}\overline{u_\iota u_J}$) ; d'après BOUSSINESQ, une mesure directe de l'intensité des fluctuations turbulentes dans les trois directions.

Oũ ε est : le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente en chaleur due aux contraintes visqueuses :

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho}\frac{\overline{u_i u_j}}{x_i x_j} \qquad \text{(II.25)}$$

Il peut paraître contradictoire d'utiliser la dissipation ε qui intervient au niveau des petits tourbillons pour caractériser le plus grand

Cependant ; la quantité d'énergie transmise des plus grand tourbillons vers les plus petits et finalement dissipée (cascade d'énergie) est aussi l'énergie transmise de l'écoulement moyen vers les grands tourbillons. Le taux d'énergie dissipées donc aussi déterminé par le mouvement de grande échelle.

La viscosité turbulente est alors donnée par la relation semi-empirique suivante qui construise l'hypothèse la plus forte du modèle K-ε≪hypothse de CHOU≫

Les deux grandeurs transportées du modèle K-ε sont donc l'énergie cinétique turbulent K et le taux de dissipation ε de cette énergie cinétique turbulente.

Les équations de K et ε sont obtenue à la suite de plusieurs manipulation des équations moyennes, d'utilisation de lois de premier gradient et l'approximation par ordre de grandeur basée sur un nombre de REYNOLDS élevé

D'prés LAUNDER B.E et SPALDING D.B (1974), ces équation s'écrivent :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\, K) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho K \overline{U_j}\right) = \frac{\partial y}{\partial x_j}\left[\frac{\mu_t}{\sigma_K}\frac{\partial K}{\partial x_j}\right] + \tilde{P} - \rho\varepsilon \qquad \text{(II.26)}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\, \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho \varepsilon \overline{U_j}\right) = \frac{\partial y}{\partial x_j}\left[\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{K}\tilde{P} - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{K} \qquad \text{(II.27)}$$

$$\tilde{P} = -\rho\overline{u_\iota u_J}\frac{\partial \overline{U_J}}{\partial x_j} \qquad \text{(II.28)}$$

Ou :

$\tilde{P}$ est le taux de production d'énergie cinétique turbulente due à l'interaction entre les contraintes turbulentes et les gradients de vitesse moyenne, il représente en fait transfert de l'énergie cinétique du mouvement moyen vers le mouvement turbulent.

Donc les équations de K et ε deviennent :

$$\frac{\partial K}{\partial t} + \overline{U_J}\frac{\partial}{\partial x_j} = C_\mu \frac{K^2}{\varepsilon}\left[\frac{\partial \overline{U_\iota}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U_J}}{\partial x_j}\right]\frac{\partial \overline{U_\iota}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\frac{C_\mu}{\sigma_k}\frac{K^2}{\varepsilon}\frac{\partial K}{\partial x_j}\right] - \varepsilon \qquad \text{(II.29)}$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \overline{U_J}\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} C_\mu k\left[\frac{\partial \overline{U_\iota}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U_J}}{\partial x_j}\right]\frac{\partial \overline{U_\iota}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\frac{C_\mu}{\sigma_\varepsilon}\frac{K^2}{\varepsilon}\frac{\partial K}{\partial x_j}\right] - C_{\varepsilon 2}\frac{\varepsilon^2}{K} \qquad \text{(II.30)}$$

Les constants (qui sont des coefficients semi-empirique) sont déduites de résultants simples et sont toutes empruntées à LAUNDER B.E et SPLANDING D.B (1974) [20].

C_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	σ_K	σ_ε	σ_t	$C_{\varepsilon 1}\sigma_t$
0.09	1.44	1.92	1.00	1.3	1	0.7

Tableau(II.3)*:*constantes du modèle k- ε

Le modèle de turbulence utilisé à notre travail est le modèle *k-ε* :

Ce modèle est très répandu de part sa simplicité, sa robustesse et sa facilité de mise en œuvre bien que les aspects généraux des écoulements soient bien simulés, il apparaît certaines insuffisances dues notamment à la valeur des constantes et au fait que le modèle est trop diffusif. Les modifications apportées au modèle k-ε sont nombreuses, dont notamment les extensions suivantes :

Les modifications apportées au modèle k-ε sont nombreuses, dont notamment les extensions suivantes :

- Le modèles k-ε deux couches [Chen & Patel, 1988] qui, à proximité des parois, utilise un modèle à une équation (pour k) et exprime **ε** à l'aide d'une longueur caractéristique déterminée par une formule algébrique fonction du nombre de Reynolds local ;
- le modèle k-ε bas Reynolds [Jones & Launder, 1972] qui élargit son domaine de validité aux zones d'écoulement laminaires ou de transition à proximité des parois. Les constantes sont rendues dépendantes du nombre de Reynolds et des termes complémentaires sont ajoutés aux deux équations pour tenir compte du caractère non-isotrope du processus de dissipation.
- Le modèle k-ε étendu [Chen & Kim, 1987], qui ajoute un terme à l'équation du taux de dissipation pour que le transfert d'énergie réponde plus efficacement à la déformation moyenne de l'écoulement, rend le modèle moins diffusif ;
- Modèles RNG

Le modèle RNG, développé par le groupe de renormalisation, Yakhot& Smith(1992), il consiste en une estimation au cours du calcul de la constante Cε1, remplacée dans l'équation de dissipation par Cε1' donnée par l'expression (II. 30) Cette expression ajoute un terme Fonction du taux de déformation ηà l'équation du taux de dissipation le rendant ainsi moins diffusif.

$$C_{\varepsilon 1} = \frac{\grave{\eta}(1-\eta_0)}{1+\beta\eta^3} \qquad \text{(II.31)}$$

$$\eta = \left(\frac{K}{\varepsilon}\right)\sqrt{\frac{P}{\mu_t}} \qquad \text{(II.31a)}$$

C_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	σ_K	σ_ε	σ_t	$C_{\varepsilon 1}\sigma_t$	μ_0	β
0.005	1.42	1.68	0.7179	0.7179	1	0.7	4.377	0.012

Tableau(II.4): Les constantes du modèle RNG ont pour valeur

II.3 Le nombre du Reynolds et Coefficient de pression C_p

II.3.1Le nombre du Reynolds

Le nombre de Reynolds permet de définir le régime d'un écoulement, c'est à dire s'il est laminaire ou turbulent. Il est défini comme le rapport entre les forces d'inerties (convection) et les forces visqueuses, c'est-à-dire :

$$R_e = \frac{\rho.V.D}{\mu} = \frac{VD}{\beta\nu} \qquad \text{(II.32)}$$

ρ:Volumique en [Kg/m3]

μ: La viscosité dynamique en [Kg/m s].

ν : Viscosité cinématique en [m2/ s].

V : Vitesse moyenne du fluide en [m/ s].

D : longueur caractéristique en [m].

II.3.2Le coefficient de pression:

Le coefficient de pression est défini par

$$C_p = \frac{\Delta P}{\rho U^{*2}}\ ;\ U^{*2} = \frac{2}{3}U_{max} \qquad \text{(II.33)}$$

L'intérêt des modèles ASM et RSM par rapport aux modèles du premier ordre K-ε est qu'ils permettent de s'affranchir d'une relation locale entre les tensions de Reynolds et l'écoulement moyen.

Ces modèles permettent donc de mieux prendre en compte les effets d'histoire ou encoure d'anisotropie de la turbulence.

Conclusion :

Le présent chapitre a pour but de qualifier et de quantifier les modes d'action de l'évacuation de chaleur par l'écoulement l'air.

Des modèles d'ordre supérieur, basés sur la fermeture d'équation de transport d'ordre égal ou supérieur à trois sont difficilement envisageables, d'une part par le manque de données expérimentales sur ce type de corrélation, et d'autre part par la lourdeur de la démarche engagée.

La résolution analytique du problème général est impossible d'où la nécessité des Méthodes numérique qui sont l'objet du chapitre suivant.

Chapitre III

Méthode Numérique

Introduction

Pour résoudre un problème physique il faut distinguer le modèle physique du modèle mathématique. Des différentes méthodes numériques ont été utilisées pour la résolution analytique des équations différentielles partielles (E.D.P) qui régissent ce type d'écoulement. Parmi les méthodes on cite, la méthode des différences finies, la méthode des éléments finis et la méthode des volumes finis. Le principe de ces méthodes est de transformer les équations différentielles en un système d'équations algébriques.

Dans ce chapitre, en se basant sur la méthode des éléments finis. Cette dernière sera appliquée à la résolution de notre problème thermique et dynamique par le simulateur ANSYS(APDL).

III.1 Méthodes de discrétisation

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

III.1.1 Méthode des différences finies :

Consiste à remplacer les dérivées apparaissant dans le problème continu par des différences divisées ou combinaisons de valeurs ponctuelles de la fonction en un nombre fini de points discrets ou nœuds du maillage.

Avantages	Inconvénients
- grande simplicité d'écriture. - faible coût de calcul.	- Limitation de la géométrie des domaines de calculs. - difficultés de prise en compte des conditions aux limites portant sur les dérivées.

Tableau (III.1) Les avantages et les inconvénients de la méthode des différences finies.

III.1.2 Méthode des volumes finis :

Le principe de cette méthode est de subdiviser le domaine de calcul en un nombre de volumes de contrôle juxtaposés. Chacun de ces derniers englobe un "nœud principal".

Dans la méthode des volumes finis les lois de conservations (de la masse, de quantité de mouvement et de l'énergie) sont exprimées localement sons une forme intégrale.

Avantages	Inconvénients
- Mise en œuvre relativement facile - Applicable aux géométries complexes	- Moins précis que les méthodes spectrales.

Tableau (III.2) Les avantages et les inconvénients de la méthode des volumes finies.

III.1.3 Méthodes des éléments finis :

La méthode des éléments finis consiste à approcher, dans un sous-espace de dimension finie, un problème écrit sous forme variation-elle (comme minimisation de l'énergie, en général) dans un espace de dimension infinie. La solution approchée est une fonction déterminée par un nombre fini de paramètres.

Avantages	Inconvénients
- Traitement possible de géométries complexes. - détermination plus naturelle des conditions aux limites. - possibilité de démonstrations mathématiques de convergence et de majoration d'erreurs.	- Complexité de mise en œuvre - coût en temps de calcul et en mémoire.

Tableau (III.3) Les avantages et les inconvénients de la méthode des éléments finies.

Dans ce qui suit on se limite a examiné uniquement la méthode des éléments finis, nous venons de décrire succinctement l'approche globale de cette méthode. Par la suite, nous exposerons les principales étapes mathématiques de discrétisation de l'équation de chaleur par cette dernière.

III.1.3.1 Présentation de la méthode

Comme nous l'avons précédemment évoquée, La méthode des éléments finis a pour but de remplacer un problème mathématique défini dans un milieu continu et sous la forme d'équations différentielles ou d'intégrales, par un problème discret sous forme matricielle qu'il est possible de résoudre numériquement.

En résumé, cette méthode nécessite la discrétisation d'un continuum en un modèle composé d'un assemblage d'éléments finis qui possèdent des formes et des tailles variées. De plus, le calcul de la solution nécessite la prise en compte d'un certain nombre de paramètres, tels que :

- ✓ La géométrie discrétisée en éléments finis,
- ✓ Les contraintes imposées sur le dispositif,
- ✓ Les excitations présentes dans le dispositif,
- ✓ Les propriétés des matériaux composant le dispositif.

Schématiquement Les principales étapes de construction d'un modèle éléments finis peuvent illustrer à la figure suivante **:**

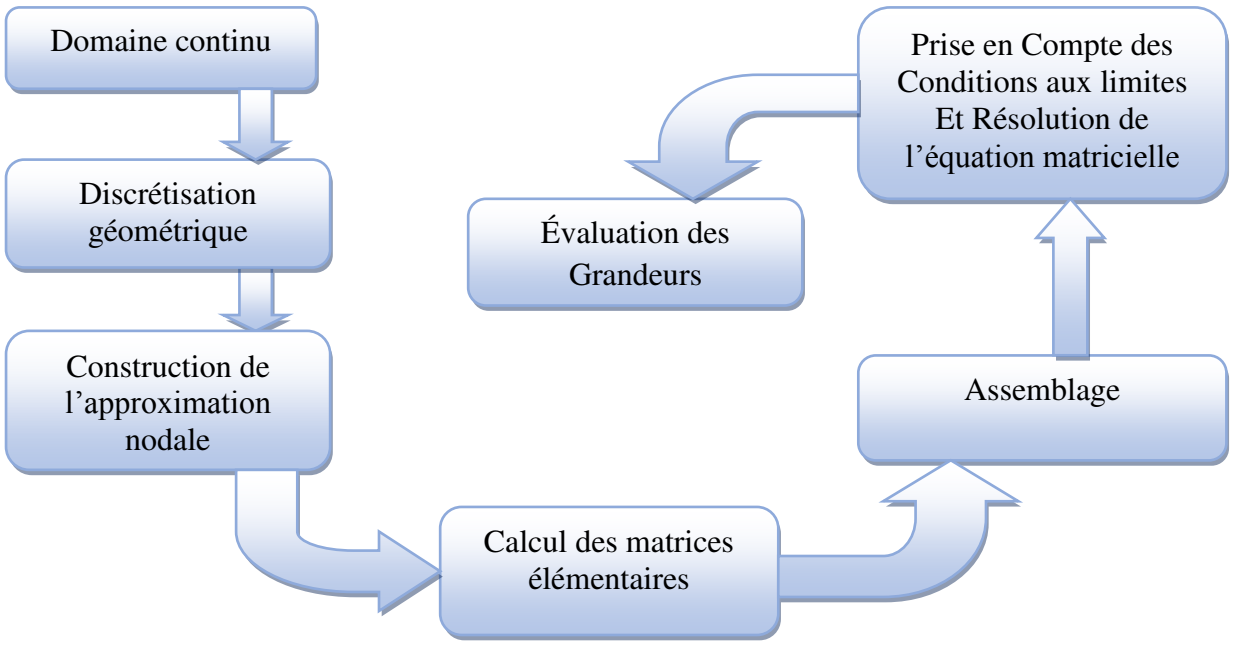


Figure (III.1) : Démarche éléments finis

III.1.3.2 Mise en œuvre de la méthode des éléments finis :

III.1.3.2.1 Formulation variationelle forte :

La formulation forte d'un problème aux conditions aux limites s'écrit alors comme suit:

Trouver $U(x)U(x) \in$ espace des solutions *Us* tel que [14]

$$\mathcal{L}(\mathrm{u}) - \mathrm{F} = 0 \; \forall \; \mathrm{x} \in \Omega \mathrm{B}\,(\mathrm{u}) \; = \; \mathrm{u}_0 \; \forall \; \mathrm{x} \; \in \; \Gamma \mathrm{u}0 \qquad \text{(III.1)}$$

On note que l'espace Us dans lequel nous recherchons la fonction u, doit être défini Judicieusement.

III.1.3.2.2 Formulation variationelle faible:

La formulation variationelle faible peut être obtenue par les étapes suivantes :

1) approcher la solution u, partout dans le domaine Ω, par u tel que [17]

$$\tilde{u} = \sum_{\mathrm{i}=1}^{\mathrm{n}} N_i \, \tilde{u}_i \qquad \text{(III.2)}$$

Ou $N_i = N_i(x, y)$ désignent les fonctions de forme u et des valeurs nodales indéterminées.

2) introduire (III-1) dans (III-1) il en résulte une erreur ou un résidu ε tel que

$$\varepsilon = \mathcal{L}\,(u) - \mathrm{F} \neq 0 \qquad \text{(III.3)}$$

Ou $\varepsilon = 0$, $u = u$ c.à.d. lorsqu'une solution exacte existe.

3) obtenir une valeur nulle de ε en introduisant une fonction de point arbitraire W tel que

$$\int w\,(\mathcal{L}\,(\tilde{u}\,) - \mathrm{F})\,\mathrm{d}\,\Omega = 0, \mathrm{k} = 1, 2 \ldots\ldots \mathrm{N} \qquad \text{(III.4)}$$

Ou N Nombre d'inconnues indépendants du système (III-1).

En formulation de Galerkine les fonctions tests sont assimilées aux fonctions de forme.

On pose

$$w_k = N_k \Longrightarrow \int N_k \; \mathcal{L}(\textstyle\sum_{i=1}^{n} N_i \tilde{u}_i)\mathrm{d}\;\Omega = 0 \qquad \text{(III.5)}$$

On dit que u $\in H_0^1(\Omega)$ est une solution faible de (III5 ?) si :

$$\forall\, v \; \in (\Omega) H_0^1 \quad \mathrm{a}(\tilde{u}, v) \qquad \text{(III.6)}$$

A (u, v) est la forme bilinéaire associée à $(\mathcal{L})$ Soit Ω un ouvert borné de Rd et $\partial\Omega$ est régulier.

On considère alors le problème :

$$\mathrm{Lu} = \mathrm{f} \text{ sur } \Omega \text{ et } \mathrm{u} = 0 \text{ sur } \partial\,\Omega = 0 \qquad \text{(III.7)}$$

III.1.3.3 Forme générale des équations du système [17]:

Les équations du système sont écrites sous la forme généralisée suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_{\emptyset}) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho V_X c_{\emptyset}\emptyset) + \frac{\partial}{\partial x}\left(\rho V_y c_{\emptyset}\emptyset\right) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma_{\emptyset}\frac{\partial x}{\partial y}\right) + S_{\emptyset} \qquad \text{(III.8)}$$

$\emptyset$: Variable généralisée

$c_{\emptyset}$: Coefficient d'advection transitoire.

$\Gamma_{\emptyset}$: Coefficient de diffusion.

$S_{\emptyset}$: Termes source.

Variable $\emptyset$	Coefficient d'advection $\boldsymbol{c_{\emptyset}}$	Diffusivité $\boldsymbol{\Gamma_{\emptyset}}$	Termes source $\boldsymbol{S_{\emptyset}}$
$\mathbf{V_x}$	1	μ	$-\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial y}\right)-\sigma\nabla\left\lvert\frac{\nabla_c}{\lVert\nabla_c\rVert}\right\rvert\frac{\nabla_c}{\lVert\nabla_c\rVert}$
$\mathbf{V_y}$	1	μ	$-\frac{\partial p}{\partial y}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial x}\right)-\sigma\nabla\left\lvert\frac{\nabla_c}{\lVert\nabla_c\rVert}\right\rvert\frac{\nabla_c}{\lVert\nabla_c\rVert}$
T	1	$\frac{k}{\rho c^e}$	$\frac{\varphi}{\rho c^e}$
$\boldsymbol{\rho}$	1	0	0

Tableau (III.4) : Expression des coefficients d'échange et des termes sources pour les différentes variables.

III.2 Maillage

D'habitude l'on choisit un maillage carré ou triangulaire mais rien n'interdit de choisir des maillages plus complexes. Il n'est pas non plus nécessaire que le maillage soit régulier et l'on à tendance à resserrer le maillage près des endroits d'intérêts (par exemple aux endroits où l'on pense que la solution va beaucoup varier), cependant il faut veiller à avoir des éléments faiblement distordus (se rapprocher d'un polygone régulier). Plus ce maillage est resserré plus la solution que l'on obtient par la méthode des éléments finis sera précise et proche de la solution de l'équation aux dérivés partielles. Toutes ces opérations sont assistées par des logiciels dédiés à éléments finis.

Un maillage de très bonne qualité est essentiel pour l'obtention d'un résultat de calcul précis, robuste et signifiant. La qualité du maillage a un sérieux impact sur la convergence, la précision de la solution et surtout sur le temps de calcul. Une bonne qualité de maillage repose sur la minimisation des éléments présentant des ≪distorsions≫ (skewness en anglais), et sur une bonne ≪résolution≫ dans les régions présentant un fort gradient (couches limites, ondes de choc,. . .). Un bon maillage doit également être suffisamment≪ lisse≫.

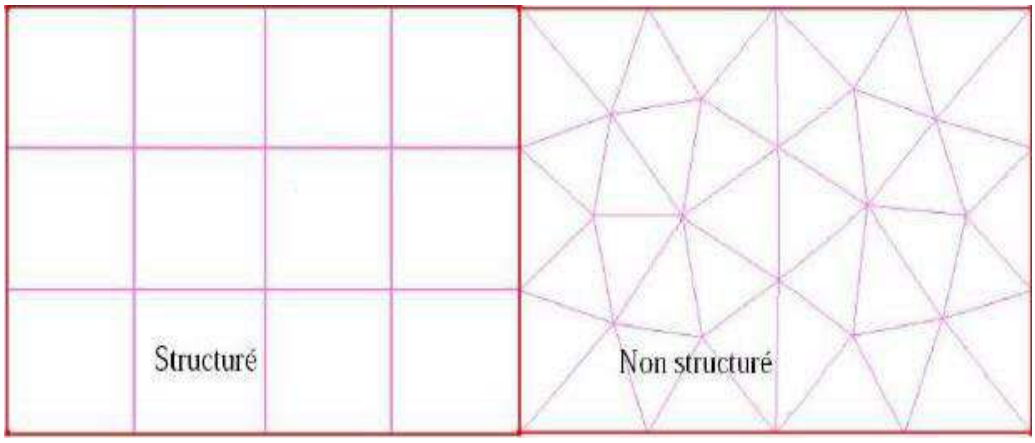


Figure III.2 : Maillages structure et non structure.

III.2.1 Discrétisation :

La discrétisation de ces équations permet de convertir les équations aux dérivées partielles en équations algébriques qui sont alors résolues par les méthodes numériques traditionnelles. Le procédé de discrétisation par élément fini consiste à écrire, après intégration, l'équation généralisée, sous forme matricielle élémentaire [21].

$$\left[A_e^{transient}\right] + \left[A_e^{advection}\right] + \left[A_e^{diffusion}\right]\ (\emptyset_e) = \left(S_e^{\emptyset}\right) \qquad \text{(III.9)}$$

Pour les intégrales élémentaire, La méthode Galerkin des résiduels pesés est employé.

III.2.1.1 Terme temporelle :

Le premier des contributions de la matrice élémentaire est le terme de transition. Sa forme générale est simplement [14]:

$$\left[A_e^{transient}\right] = \int w^e \frac{(\partial \rho c_{\emptyset} \emptyset)^e}{\partial t} \mathrm{d}\ (\mathrm{vol}) \qquad \text{(III.10)}$$

Avec :

w^e: La fonction pesante pour l'élément, qui est également la fonction de forme.

Pour le nœud i:

$$\int w^e \frac{(\partial \rho c_{\emptyset} \emptyset)^e}{\partial t} \mathrm{d}(\mathrm{vol}) = \int w_i^e \rho c_{\emptyset} w_j^e\ \mathrm{d}(\mathrm{vol}) \frac{\partial \emptyset_i^e}{\partial t} w_j^e \mathrm{d}(\mathrm{vol})\ \emptyset_j^e \qquad \text{(III.11)}$$

Les indices inférieurs i et j indiquent le nombre de nœud. Si la deuxième partie de l'équation (III-10) est négligée, la matrice de masse peut être exprimée comme:

$$\mathrm{M_{ij}} = \int w_i^e \rho c_{\emptyset} \mathrm{d}(\mathrm{vol}) \qquad \text{(III.12)}$$

Si l'approximation localisée de masse est employée.

$$\mathrm{M_{ij}} = \delta_{ij} \int w_i^e \rho c_{\emptyset} \mathrm{d}(\mathrm{vol}) \qquad \text{(III.13)}$$

Ou: δ_{ij} = delta de Kronecker (0 si i ≠ j, 1 si i = j)

Il y a deux méthodes d'intégration temporelles : Newmark et (backward différence) différence en arrière.

La méthode d'intégration de temps de Newmark ou, la formulation implicite de base nodale, exprime l'étape de temps courant comme la nième étape de fois et l'expression comporte les résultats précédents d'une étape de temps.

$$(\rho\emptyset)_n = (\rho\emptyset)_{n-1} + \Delta t\left[\delta\left(\frac{\partial(\rho\emptyset)}{\partial t}\right) + (1-\delta)\left(\frac{\partial(\rho\emptyset)}{\partial t}\right)_{n-1}\right] \qquad \text{(III.14)}$$

Ou:

δ = coefficient d'intégration en temps pour la méthode Newmark

L'équation (III-14) est écrite comme suite:

$$\left(\frac{\partial(\rho\emptyset)}{\partial t}\right)_n = \frac{1}{\Delta t\delta}(\rho\emptyset)_{n-1} + \left(1 - \frac{1}{\delta}\right) \qquad \text{(III.15)}$$

III.2.1.2 Terme d'advection:

Il ya trois approches pour la discrétisation du terme d'advection. L'approche dite ligne de courant monotone upwind (MSU), La ligne profilée upwind/Petro-Galerkin (SUPG), et les approches colloquées de Galerkin (COLG).

III.2.1.2.1 Monotone Streamline Upwind Approach (MSU):

Le terme d'advection est manipulé par une approche de ligne de courant monotone basée sur l'idée que le transport pur d'advection est le long des lignes caractéristiques. Il est utile de penser à la formulation de transport d'advection en termes de quantité étant transportée dans un domaine connu de vitesse.

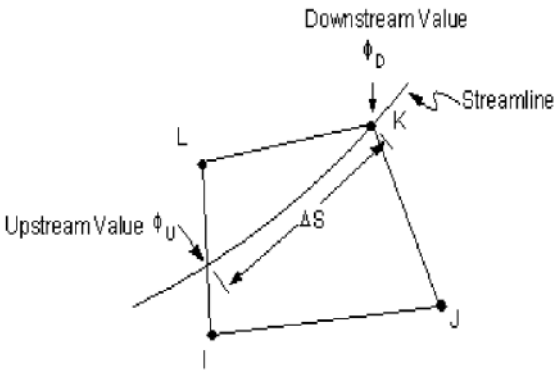


Figure (III.3) :L'approche de ligne de courant d'upwind.

Le champ de vitesse lui-même peut être envisagé partout comme ensemble de tangente de lignes profilées aux vecteurs de vitesse. Les limites d'advection peuvent donc être exprimées en termes de vitesses aérodynamiques.

Dans le transport pur d'advection, on suppose qu'aucun transfert ne se produit à travers les lignes caractéristiques, c.-à-d. tout le transfert se produit le long des lignes profilées.

Par conséquent on peut supposer que le terme d'advection, s'écrit [21]:

$$\frac{\partial(\rho V_x c_\emptyset \emptyset)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y c_\emptyset \emptyset)}{\partial y} = \frac{\partial(\rho V_s c_\emptyset \emptyset)}{\partial s} \qquad \text{(III.16)}$$

Une fois exprimé le long d'une ligne profilée, et donc constant dans tout l'élément, on peut écrire:

$$\left[A_e^{advection}\right] = \frac{d(\rho V_s c_\emptyset \emptyset)}{ds} \int w^e \mathrm{d(vol)} \qquad \text{(III.17)}$$

Cette formulation est faite pour chaque élément, dont chacun aura seulement un nœud qui obtient des contributions de l'intérieur de l'élément. Le dérivé est calculé en utilisant une différence simple:

$$\frac{d(\rho V_s c_\emptyset)}{ds} = \frac{(\rho V_s c_\emptyset \emptyset)_u - (\rho V_s c_\emptyset \emptyset)}{Ds} \qquad \text{(III.18)}$$

Ou :

D : l'indice de la valeur on niveau du nœud aval.

U : l'indice de la valeur prise à l'endroit où la rationalisation dans le nœud sous le vent pénètre dans l'élément.

$\Delta s =$ La distance du point situé en amont à l'aval du nœud.

La valeur à l'endroit ascendant est inconnue mais peut être exprimée en termes de valeurs nodales inconnues qu'il est entre l'amont et l'aval.

Le processus consiste à cycler par tous pour l'élément et identifier les nœuds arrière. Le calcul effectué est basé sur les vitesses, pour voir d'où elle est venue la ligne profilée dans le nœud. Des facteurs pesants sont calculés, basé sur la proximité de l'endroit d'upwind aux nœuds voisins.

III.2.1.2.2 La méthode SUPG (Stream line Upwind/Petro-Galerkin) :

L'approche de SUPG se compose d'une discrétisation de Galerkin du terme d'advection et d'un additionnel de diffusion-un terme de perturbation qui agit seulement dans la direction d'advection [14]:

$$\left[A_e^{advection}\right] = \int w^e \left(\frac{\partial(\rho V_x c_\emptyset \emptyset)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y c_\emptyset \emptyset)}{\partial y}\right) \mathrm{d(vol)} C_{2\tau} \int \frac{zh}{2u_{max}} \left(\frac{V_x \partial \omega^e}{\partial_x} + \frac{V_y \partial \omega^e}{\partial_y}\right) \left(\frac{V_x \partial(\rho c_\emptyset \emptyset)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y c_\emptyset \emptyset)}{\partial y}\right) \mathrm{d(vol)} \quad \text{(III.19)}$$

Où :

$C_{2\tau}$= coefficient global réglé à 1,0.

h = longueur d'élément le long de la direction d'advection.

$$U_{mag} = \sqrt{V_x^2 + V_y^2} \qquad \begin{cases} 1 & si\ 0 \le p < 3 \\ \frac{p_e}{3} & si\ p_e \ge 0 \end{cases}$$

$$p_{e=\frac{\rho c_p u_{mag} h}{2\Gamma_\emptyset}} \qquad \text{Nombre de peclet}$$

Il est clair que pour l'approche de SUPG la maille est raffinée, les termes de perturbation tend à zéro et la formulation de Galerkin approche à l'exactitude du second degré.et donc le terme de perturbation fournit la stabilité nécessaire qui est absente dans la discrétisation pure de Galerkin.

III.2.1.2.3 Approche Colloquée De Galerkin (COLG):

L'approche de COLG emploie le même arrangement de discrétisation avec l'approche de SUPG avec un concept colloqué. Dans cet arrangement, un deuxième ensemble de vitesses, (les vitesses nodales élément-élément-based) qui sont faites pour satisfaire l'équation de continuité, tandis que les vitesses traditionnelles sont faites pour satisfaire les équations de quantité de mouvement [21].

$$\left[A_e^{advection}\right] = \int W^e \left(\frac{\partial(\rho V_x c_\emptyset \emptyset)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_x c_\emptyset \emptyset)}{\partial y}\right) d(vol) + C_{2\tau} \int \frac{zh}{2u_{mag}^e} \left(\frac{V_x^e \partial W^e}{\partial_x} + \frac{V_y^e \partial W^e}{\partial_y}\right) \left(\frac{V_x^e \partial(\rho c_\emptyset \emptyset)}{\partial x} + \frac{V_y^e \partial(\rho V_y c_\emptyset \emptyset)}{\partial y}\right) \quad \text{(III.20)}$$

Dans cette approche, l'équation de pression est dérivée à partir des vitesses nodales (élément-élément-basé), et elle est généralement asymétrique. La conservation exacte soit préservée même sur les mailles brutes.

III.2.1.3 Terme de Diffusion :

L'expression pour les termes de diffusion vient d'une intégration au-dessus du domaine de problème après la multiplication par la fonction pesante [14]

$$\text{Diffusion contribution} = \int W^e \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma_\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial x}\right) \mathrm{d(vol)} + \int W^e \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma_\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial y}\right) \mathrm{d(vol)} \quad \text{(III. 21)}$$

Toutes les variables en x ou y sont traitées de mode semblable. Par conséquent, l'illustration est avec le terme dans la direction de x. Une intégration par partie est appliquée [21]:

$$\int W^e \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma_\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial x}\right) \mathrm{d(vol)} = \int \frac{\partial W^e}{\partial x} \Gamma_\emptyset \frac{\partial \emptyset}{\partial x} \mathrm{d(vol)}$$

(III.22)

Une fois que la dérivé du φ est remplacé par les valeurs nodales et les dérivés de peser fonctionnent, les valeurs nodales seront enlevées des intégrales

$$\frac{\partial \emptyset}{\partial x} = W_x^e \emptyset \quad \text{(III.23)}$$

$$W_x^e = \frac{\partial W^e}{\partial x} \quad \text{(III.24)}$$

La matrice de diffusion peut maintenant être exprimée comme:

$$\left[A_e^{diffusion}\right] = \int \left(W_x^e \Gamma_\emptyset W_x^e + W_y^e \Gamma_\emptyset\right) \mathrm{d(vol)} \quad \text{(III.25)}$$

III.2.1.4 Termes source :

L'évaluation des termes de source se fait comme suite [21]:

$$S_\emptyset^e = \int W^e S_\emptyset \mathrm{d(vol)} \quad \text{(III.26)}$$

III.3 Discrétisation de l'équation de chaleur par élément fini [22] :

III.3.1 Bilan Thermique : Equation De Chaleur

Soit v une partie quelconque de **V** limitée par la surface s

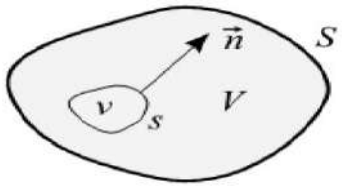


Figure (III.4) : bilan thermique.

La puissance thermique stockée dans **v** est égale a la somme de la puissance thermique $\boldsymbol{q}$ générée par les sources volumiques contenues dans **V** et de la puissance thermique reçue sous forme de flux a travers la surface **S** [23]:

$$\int \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} dv = \int q dv + \int -\vec{n}\left(-\bar{\bar{\lambda}}\overrightarrow{grad}\mathrm{T}\right)ds \qquad \text{(III.27)}$$

Le domaine v étant arbitraire, on en déduit : en tout point du solide :

$$\rho c_p \dot{T} - \mathrm{div}\left(\bar{\bar{\lambda}}\overrightarrow{grad}\mathrm{T}\right)\mathrm{q} = 0 \qquad \text{(III.28)}$$

Pour un matériau homogène et isotrope, l'équation (III-28) s'écrit dans le repère orthonormé {x, y} [16] :

$$\rho c_p \dot{T} = \lambda\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) + \mathrm{q} \qquad \text{(III.29)}$$

Où :

$$\dot{T} = \frac{\partial T}{\partial t}$$

III.3.2 Forme discrétisée : éléments finis :

La solution analytique de l'équation (III- 30) est en général inaccessible. On est donc conduit à chercher une solution approchée par une méthode numérique : la méthode des éléments finis. Cette méthode est un cas particulier de la méthode de Galerkin : le champ de températures et les fonctions test appartiennent au même espace de dimension finie.

Le domaine V est décomposé en sous-domaines Ve de forme géométrique simple (les éléments) relies entre eux en des points appelés nœuds. Cette opération s'appelle maillage.

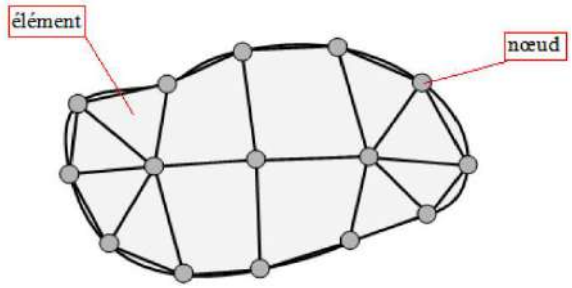


Figure (III.5) : domaine plan discrétisé en 12 élément relies eux par 15 nœuds.

III.3.2.1 Représentation élémentaire (ou locale) du champ de températures :

Le champ de températures T (x, y, t) dans l'élément (e) à pour expression [17].

$$T^e(x,y,t) = [N_1^e(x,y) \dots N_i^e(x,y) \dots N_{n^e}^e(x,y)] \begin{cases} T_1^e(t) \\ T_i^e(t) \\ T_{n^e}^e(t) \end{cases} \qquad \text{(III.30)}$$

$$T^e(x,y,T) = [N^e(x,y)]\left(T_{(t)}^e\right)$$

Où :

- n^eest le nombre de noeuds de l'élément.
- les fonctions$N_i^e(x,y)$ sont les fonctions d'interpolation élémentaires
- la matrice N^e est la matrice d'interpolation élémentaire
- le vecteur $T_{(t)}^e$ regroupe les températures des nœuds de l'élément (e)

III.3.2.2 Représentation globale du champ de températures :

Le champ de températures T(x, y, t) a pour expression sur l'ensemble du domaine V

$$\mathrm{T(x,y,t)} = [N_1(x,y) \dots N_i(x,y) \dots N_n(x,y)] \begin{cases} T_1(t) \\ T_i(t) \\ T_n(t) \end{cases} \qquad \text{(III.31)}$$

$$\mathrm{T(x,y,t)} = [\mathrm{N(x,y)}]\left(\mathrm{T(t)}\right)$$

Ou :

- n est le nombre de nœuds du maillage.
- les fonctions $N_i(\mathrm{X,y})$ sont les fonctions d'interpolation (ou fonction de forme).
- la matrice $N[(X,Y)]$ est la matrice d'interpolation.
- $\{T\,(t)\}$ est le vecteur des températures nodales.

Les fonctions d'interpolation vérifient les relations :

$$N_i^e(x_i,y_j) = \delta_{ij} \qquad N_i(x_i,y_j) = \delta_{ij} \quad ; \forall\, i,j$$

$O(X_i, Y_j)$ sont les coordonnées du nœud j

III.3.3 Discrétisation de la forme intégrale faible :

De l'expression du champ de températures T sur le domaine: $T = [N](T)$

Et $(\text{grad T}) = [B](T)$ avec $[B] = [(B_1) \dots (B_i) \dots . B_n]$

Où : (B_i) dépend du problème traité (spatial, plan, axisymétrique…) pour un problème spatial, (B_i) s'écrit dans le repère orthonormé (x, y).

$$(B_i) = \begin{cases} \dfrac{\partial N_i}{\partial x} \\ \dfrac{\partial N_i}{\partial y} \end{cases}$$

$$T^* = [N](T^*) = (T^*)^T[T]^T \; et \; (grad\, T^*) = [B](T^*), (grad\, T^*)^T = (T^*)^T[B]^T$$

En portant ces relations dans l'équation (III.27), il vient :

$$(T^*)\left([C](\dot{T}) + [K](T) - (F)\right) = 0 \qquad \text{(III.32)}$$

$$[\text{K}] = \int_V [B]T\lambda[B]\text{dv} + \int_S \text{h}[\text{N}]^{\text{T}}[\text{N}]\text{ds} \qquad \text{(III.33)}$$

Où :

$[\text{C}]$: est la matrice de capacité thermique [j/°C]

$[K]$: est la matrice de conductivité thermique [W/m°C]

(F) : est le vecteur des flux nodaux [W]

(T) : est le vecteur des températures nodales [°C]

Conclusion :

Les modèles physiques mis en place dans le chapitre précédent permettent de prendre en compte tout les couplages entre les principaux phénomènes physiques entrant en jeux, et le passage du domaine contenu au domaine discontinu pour la résolution du problème.

Dans ce chapitre on a présenté les trois grands méthodes numériques qui sont utilisées généralement pour la résolution des systèmes d'équations aux drivées partielles, ou on a développé la discrétisation de la forme générale des équations du system et l'équation de chaleur par la méthode des éléments finis quelle est la base de l'ANSYS.

Chapitre IV

Résultats et discussion

Introduction

Dans ce chapitre les résultats obtenus à l'aide de calcul numérique sont discutés et interprétés. Pour résoudre un problème qui se résulte d'un écoulement turbulent en présence de phénomènes de diffusion thermique ; on va se baser sur un logiciel de calcul fonctionne suivant la méthode des E.F pour la discrétisation des équations de transport.

Dans cette première partie de l'étude on s'intéresse à l'analyse de la présence de plusieurs déflecteurs dans un échangeur a plaque.

C'est pourquoi, nous allons essayer d'appliquer le modèle mathématique, expliqué dans le deuxième chapitre, pour le cas d'un écoulement conjugué aux différentes formes des géométries et nombre de déflecteur en comparant les paramètres dynamique et thermique issus de la résolution numérique (profiles des vitesses, température et pression turbulente).

IV.1 Présentation d'ANSYS (APDL)

ANSYS est un code éléments finis d'usage général dédié à la résolution numérique d'une large variété de problèmes physique en général et de mécanique en particulier. Ces problèmes portent notamment à: analyse structurale en statique et en dynamique (linéaire et non linéaire), transfert de chaleur, dynamique des fluides, acoustique, électromagnétique…etc.

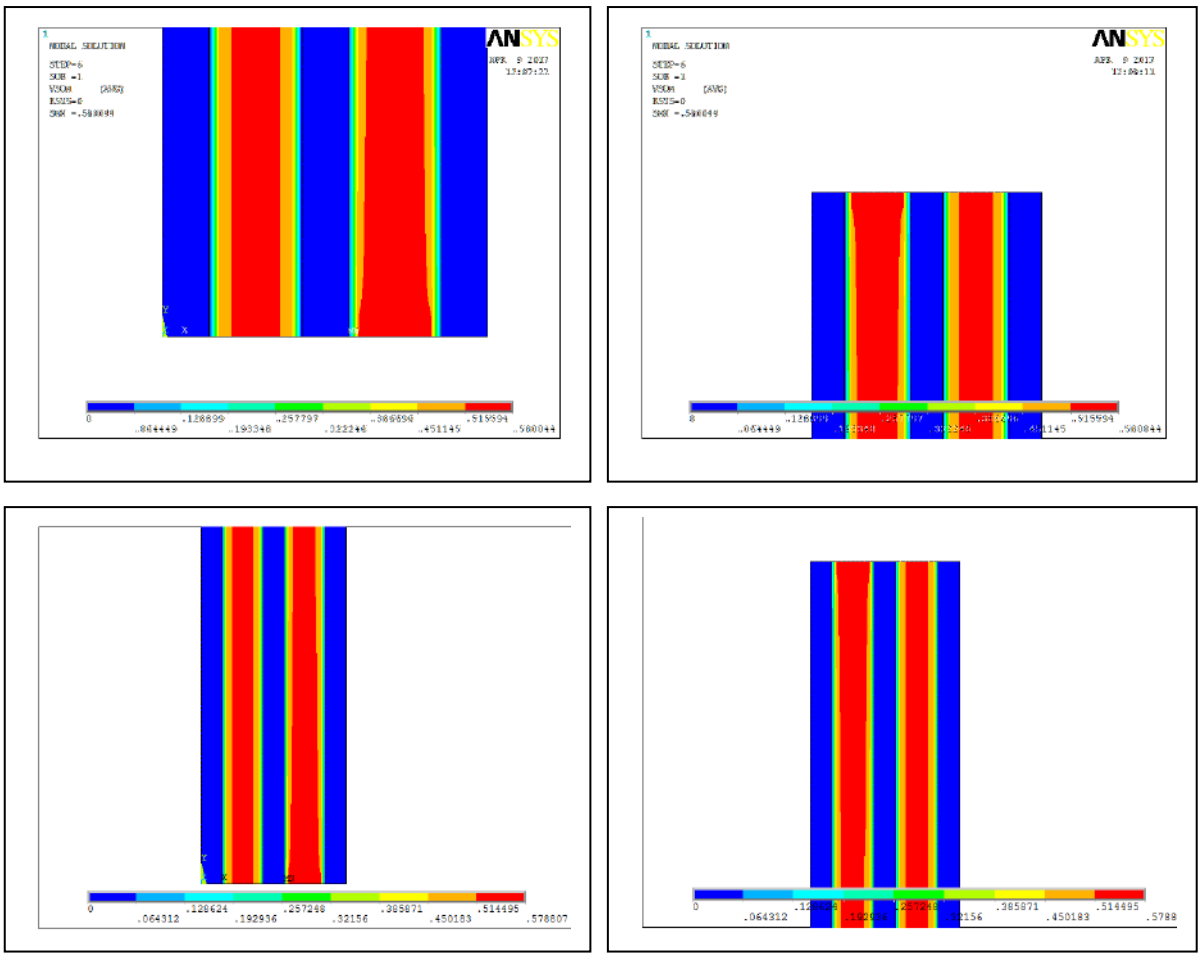
Les différentes étapes nécessaires à la simulation d'un problème physique

- Type de calcul (2 Dou 3D)
- Choix de maillage
- Equation de résolues
- Condition aux limites
- Conditions initiales
- Mise en place d'obstacles
- Méthodes et paramètres numériques (choix des schémas, résidus….)

IV.2 Identification :

A)

B)



Figure(IV.1) *:* Représentation spatiale des Contours des vitesses a chaque entre (eau, lait).

(A) : travaille développer par, BENBAALI Hadjer(1) TLEMCANI Selma(1) [24].

(B) : notre travaille réalisée à l'aide du logicielle ; ANSYS.

On compare les deux résultats représentée sur la figure(IV.1), nous constatons que nos résultats sont en bonne accord avec les résultats de simulation des BENBAALI Hadjer(1) TLEMCANI Selma(1).

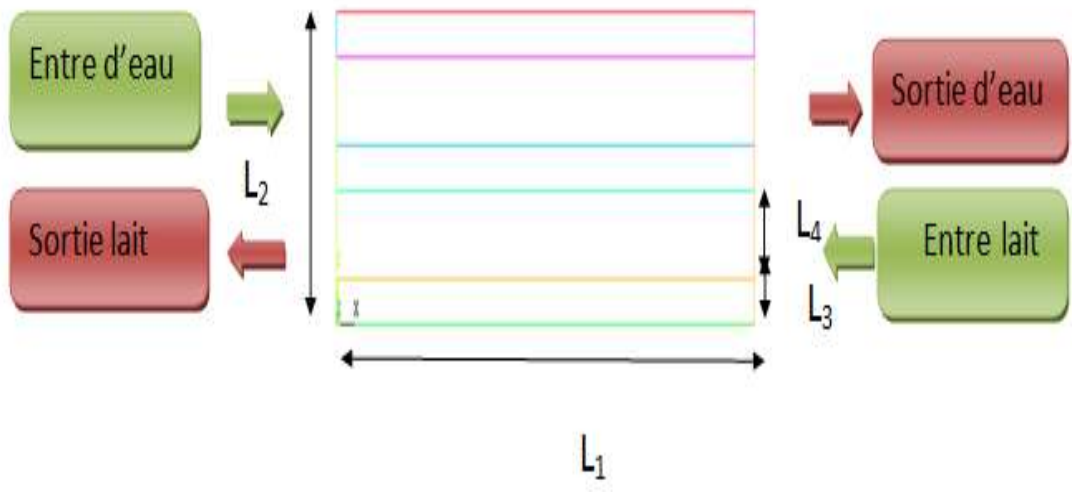
IV.3 Description du domaine d'application :

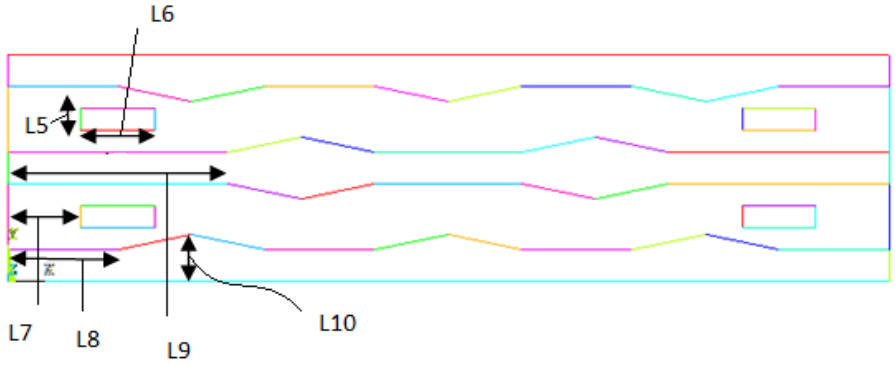
Les matériaux utilisé dans cette étude sont (acier inoxydable et aluminium) qui constitue les parois de l'échangeur ; ainsi que les fluides caloporteur sont (eau et lait) ; dont les caractéristiques thermiques et dynamique sont données dans le tableau (IV.1).

	Lait	Eau	Aluminium	Acier inoxydable
Chaleur spécifique CP [J Kg^{-1} K^{-1}]	3912	4037.24	900	456
Conductivité [W m^{-1} k]	0.642	0.68	237	15
Densité [Kg m^{-3}]	1001.34	983.34	2700	7780
Viscosité [Kg m^{-1} s^{-1}]	0.000604	0.00033	/	/

Tableau (IV.1) : Les propriétés thermiques et dynamique des matériaux et les fluides

IV.3.1 La géométrie : les dimensions de la différente configuration sont récapitule dans le tableau (IV.2). On a propose l'analyse de l'influence des déflecteurs et la forme géométrie représente sur la figure (IV.2).



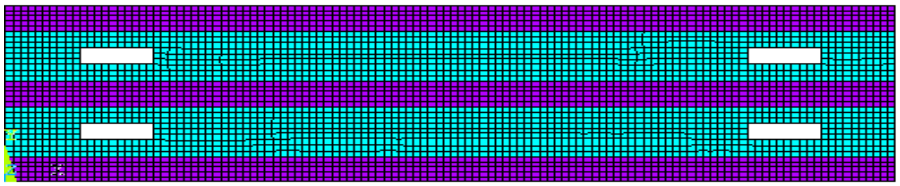


Figure(IV.2) : représentation spatial des géométries étudier

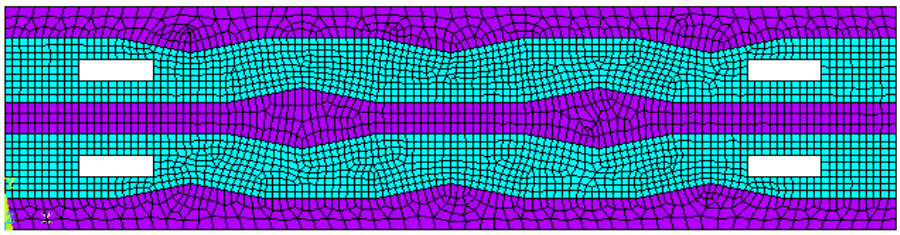
L1 [m]	L2 [m]	L3 [m]	L4 [m]	L5 [m]
1.2	0.0315	0.0045	0.009	0.003
L6 [m]	L7 [m]	L8 [m]	L9 [m]	L10 [m]
0.01	0.08	0.15	0.3	0.0065

Tableau (IV.2) : Dimensionnement de la géométrie

IV 3.2 Maillage



Plaque simple



Plaque ondulé

Figure(IV.3) *:* maillage de l'échangeur

Les figure ci-dessus présente la géométrie de la plaque et détaille le maillage de modèle en éléments finis (plusieurs nœuds).

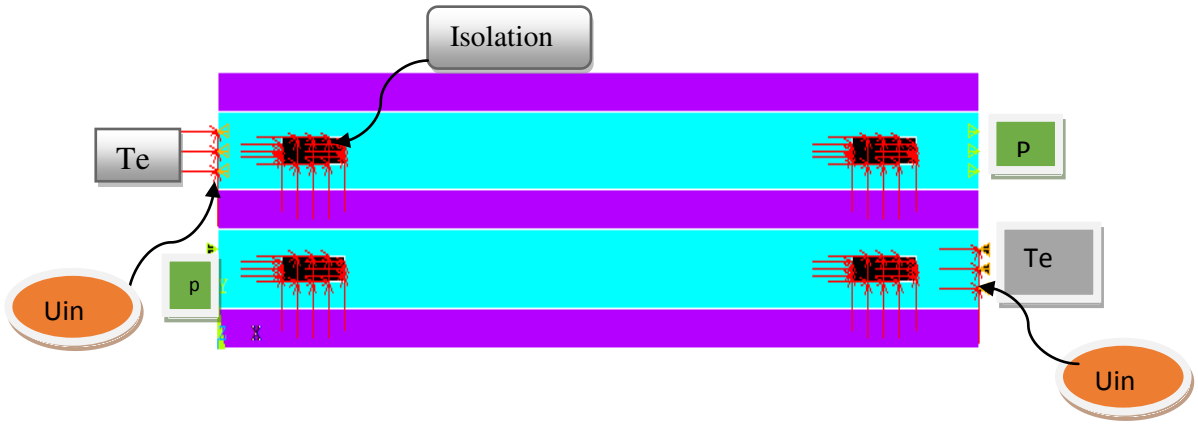
IV.3.3 Les conditions aux limites.

La procédure de résolution de l'équation d'un écoulement turbulent confiné exige que les conditions aux limites doivent être spécifiées autour du domaine d'écoulement pour chaque propriété physique gouvernée par une équation différentielle.

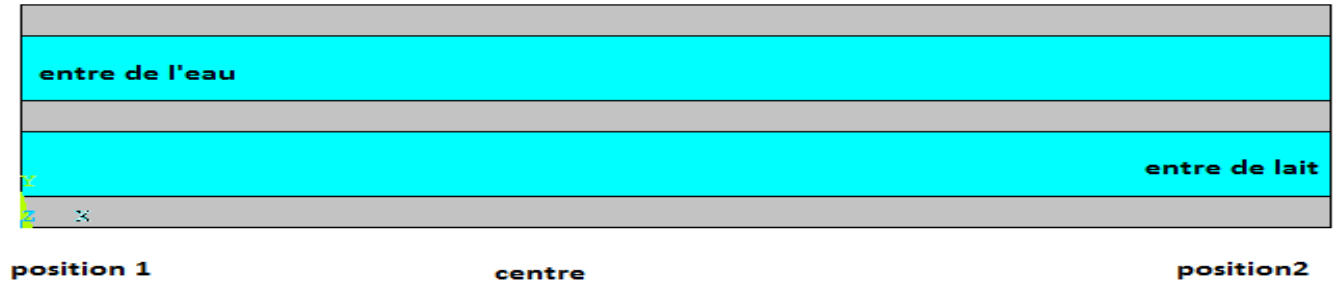
La modélisation géométrique pour le calcul stationnaire doit avoir une distribution de température, tel que l'état initial(t = 0 s) correspond à l'état stationnaire

	Eau		Lait	
	entre	sortie	entre	sortie
Température [c°]	103		77.5	
Pression [pas]		0		0
Vitesse [m s^{-1}]	0.52		-0.52	

Tableau (IV.3) : Les conditions aux limites



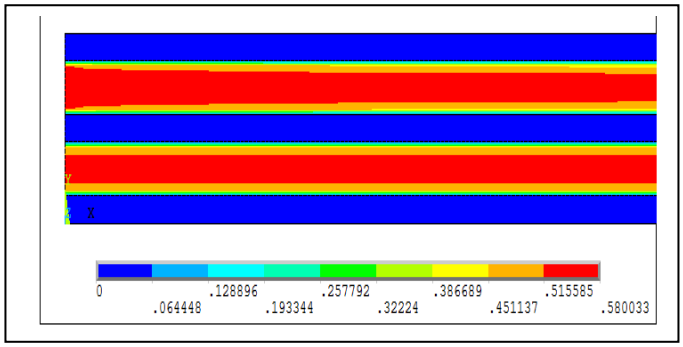
Figure(IV.4) *:* répartition spatiale du phénomène étudie avec les conditions aux limites.



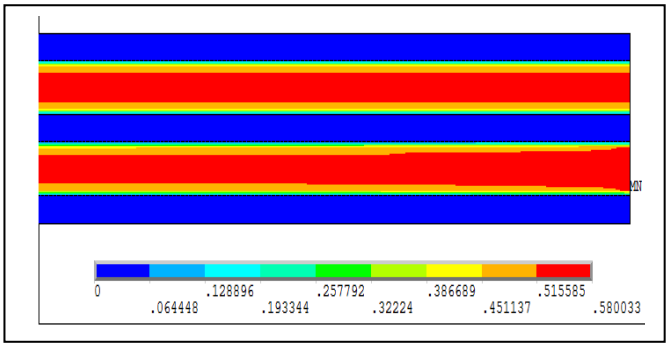
Figure(IV.5) *:* Déférence position sur l'échangeur de chaleur.

IV.4 Interprétation des résultats

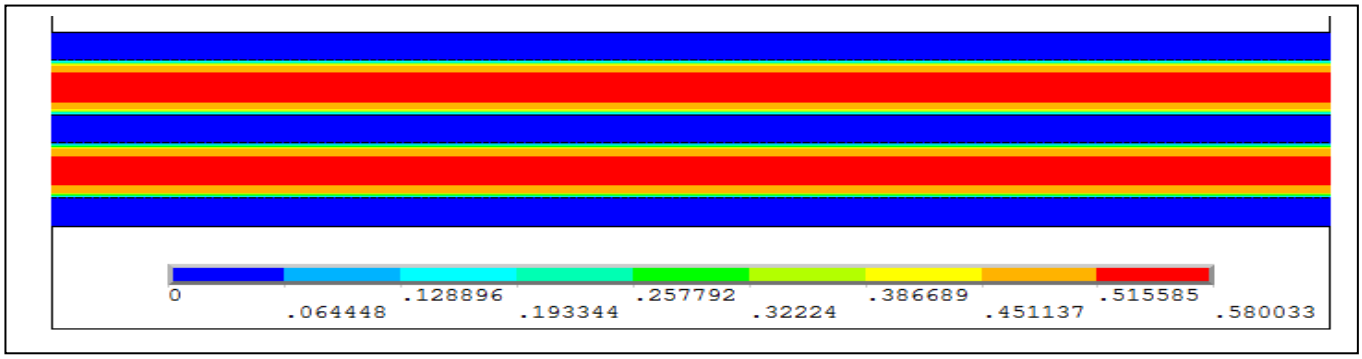
IV.4.1 Champs de vitesse



Position 01



position 02



Centre

Figure(IV.6) *:* distribution de champ de vitesse dans le long de l'échangeur dans les deux matériaux (Aluminium, Acier inoxydable)

La figure IV.5 représente les Champs de vitesse montre pour les deux matériaux avec la même vitesse d'entrée V= 0.52m/s et pour les deus fluides (eau, lait) .D'après la figure, on remarque clairement que les valeurs de vitesse maximal dans les deux cas sont augmenté à l'entre de l'écoulement.

IV.4.1.1. Profils de vitesse transversale dans le long de l'échangeur.

Aluminium Acier inoxydable

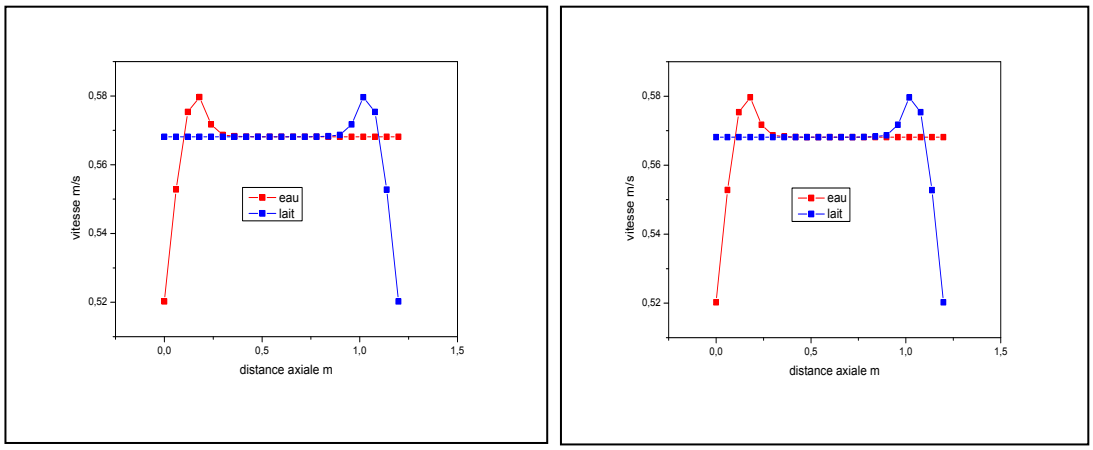


Figure (IV.7) *:* profiles de vitesse transversale

La figure IV.6 Assurez-que l'augmentation à l'entre de l'écoulement, après il ya une stabilisation de vitesse.

IV.4.1.2. Profils de vitesse radial(y) dans des sections particulières de l'échangeur pour les deux cotés (eau, lait).

Eau Lait

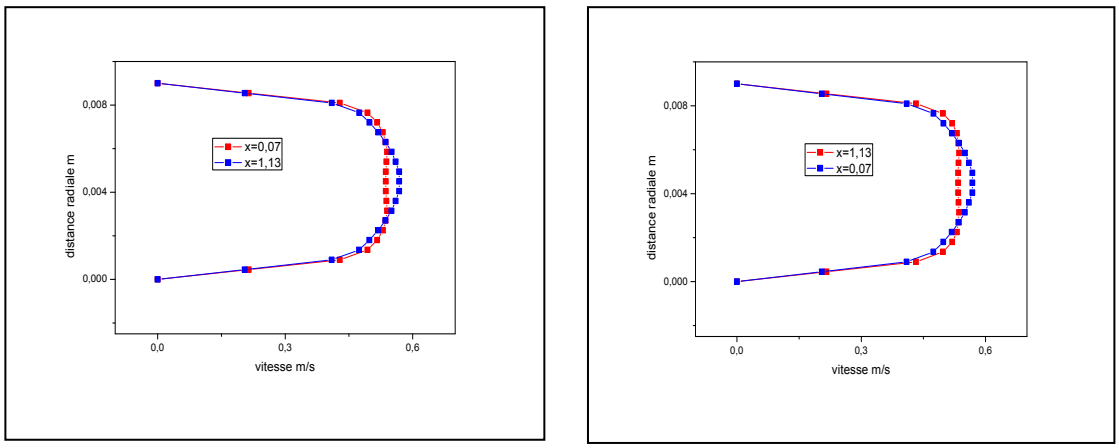


Figure (IV.8) *:* profiles de vitesse radiale(Aluminium)

Pour les deux cotés du fluide (eau, lait), il y a une augmentation de vitesse au centre du canal et une diminution approche de la paroi qui présente la couche limite hydrodynamique.

La même observation pour Acier inoxydable.

Eau Lait

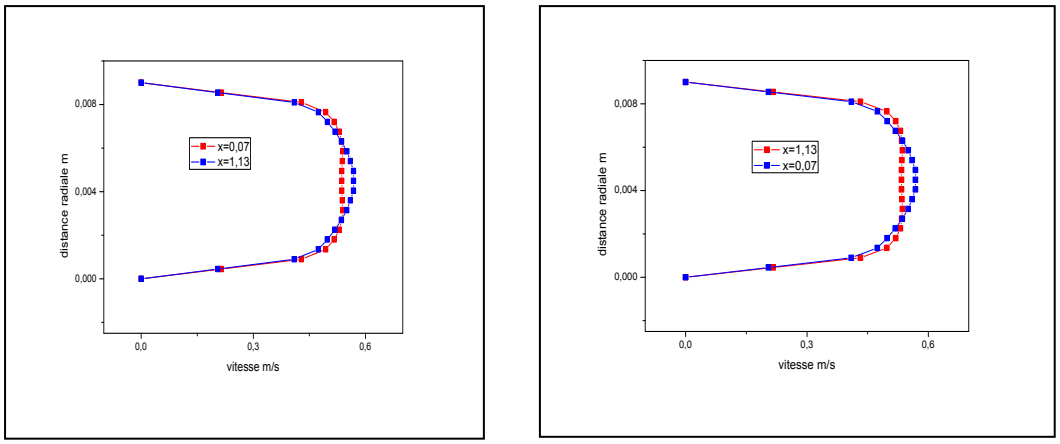
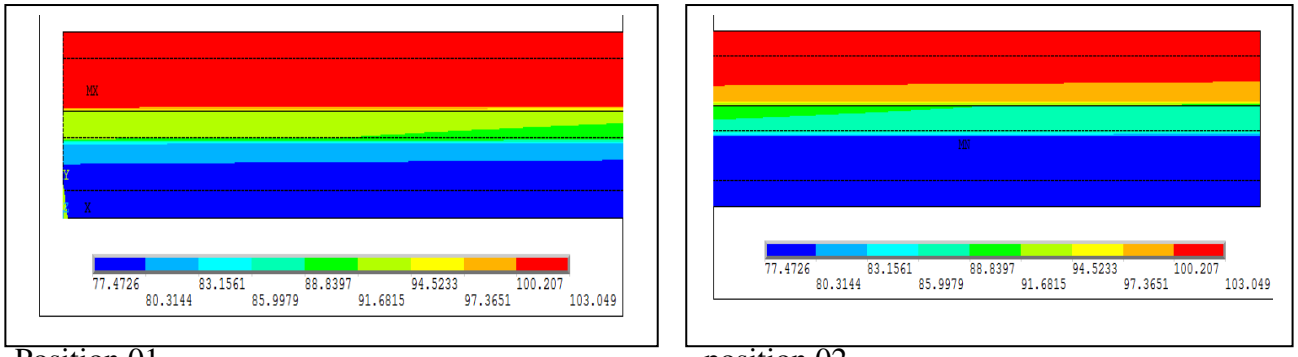
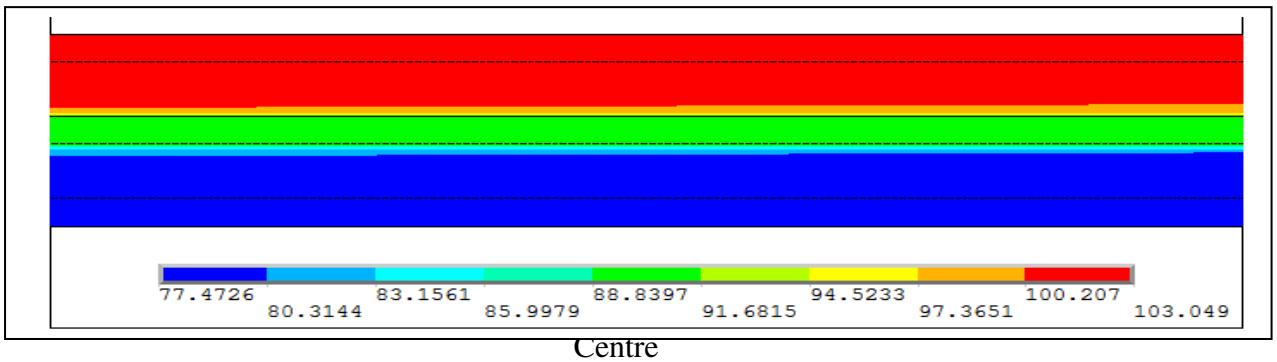


Figure (IV.9) *:* profiles de vitesse radiale (Acier inoxydable)

IV.4.2 Champs de température



Position 01 position 02



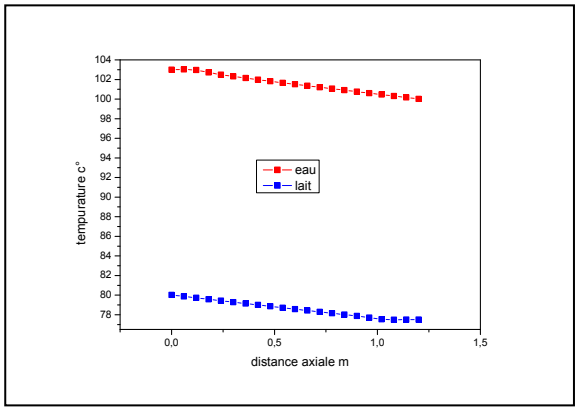
Centre

Figure(IV.10) *:* distribution de champ de température dans le long de l'échangeur dans les deux matériaux (Aluminium, Acier inoxydable)

La figure(IV.9) montre une représentation spatiale de la distribution de température pour les deux matériaux. On remarque une bonne interaction entre les cotés (eau et lait).qui favorise le transfer de chaleur radiale.

IV.4.2.1. Profils de température transversale dans le long de l'échangeur.

Aluminium



Acier inoxydable

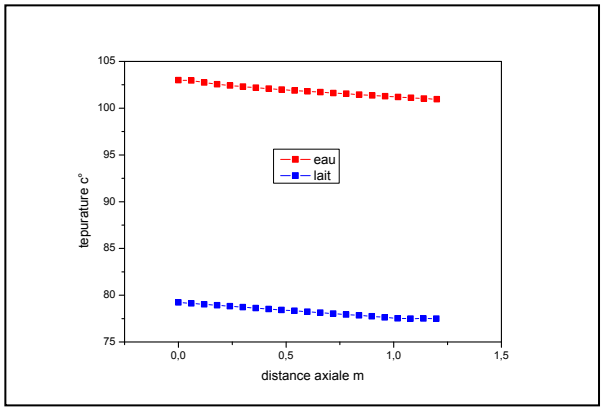
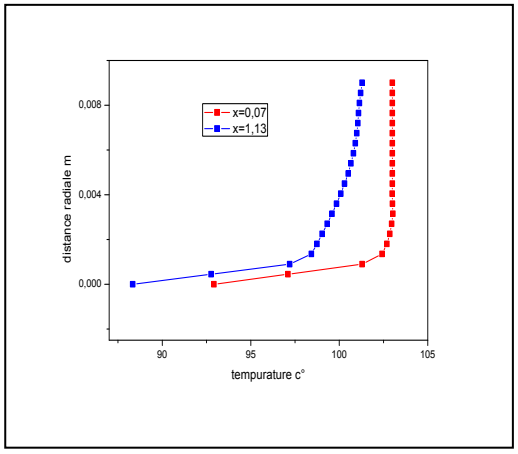


Figure (IV.11) *:* profiles de température transversale.

IV.4.2.2. Profils de température radial(y) dans des sections particulières de l'échangeur pour les deux cotés (eau, lait).

Eau



Lait

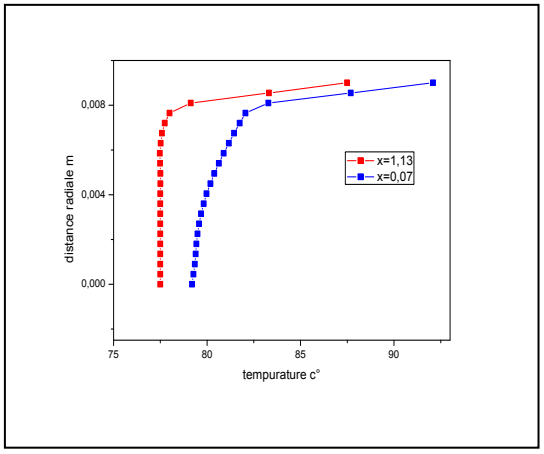
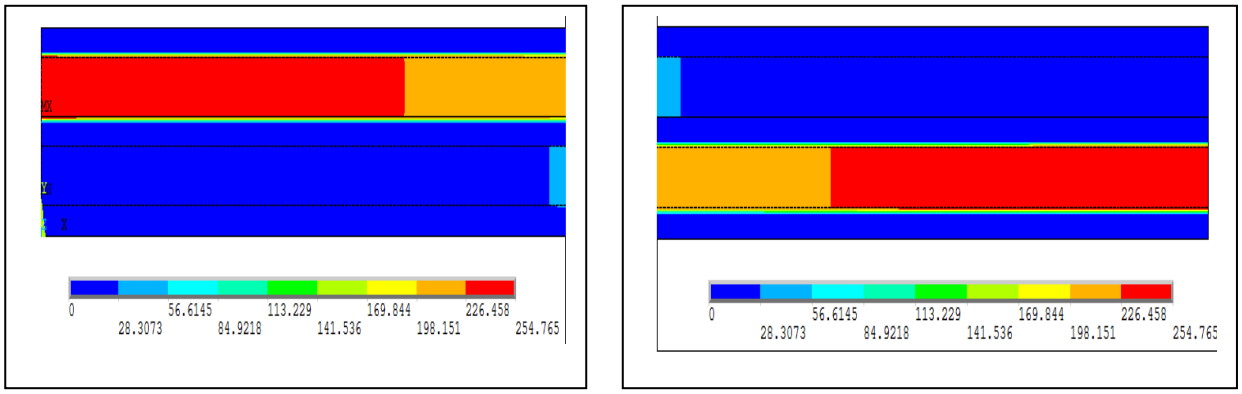


Figure (IV.12) *:* profiles de température radiale(Aluminium)

La figure (IV.11) présente la couche limite thermique résulte de la diffusion thermique dans le fluide en mouvement. Evidement, si fluide et paroi ne sont pas à la même température.

IV.4.3 Champs de pression



Position 01 position 02

Centre

Figure(IV.13) *:* distribution de champ de pression dans le long de l'échangeur dans les deux matériaux (Aluminium, Acier inoxydable).

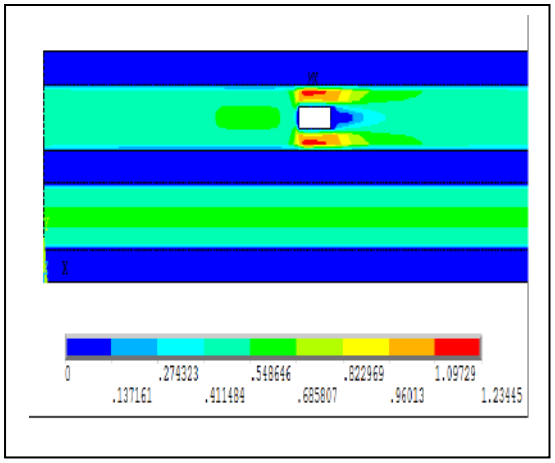
La figure(IV.12) présente que la pression est très élevée à l'entrée sur les deux fluide est diuminié progresifment (pour les deux matérieux).

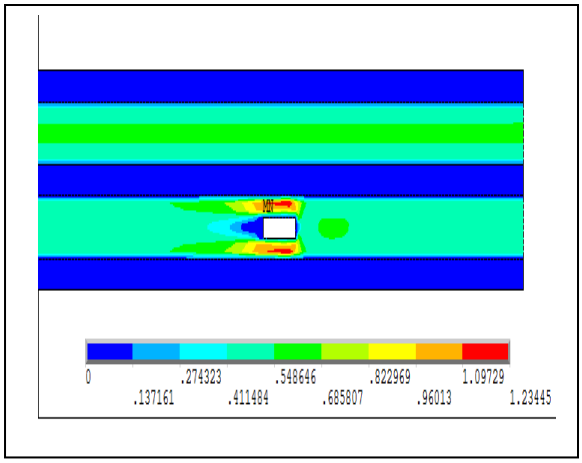
Remarque

Après avoir étudié la comparaison entre l'aluminium et l'acier inoxydable nous avons remarque que l'aluminium est meilleur qualité dans la transformation thermique et donc nous dépendrons a ce dernière.

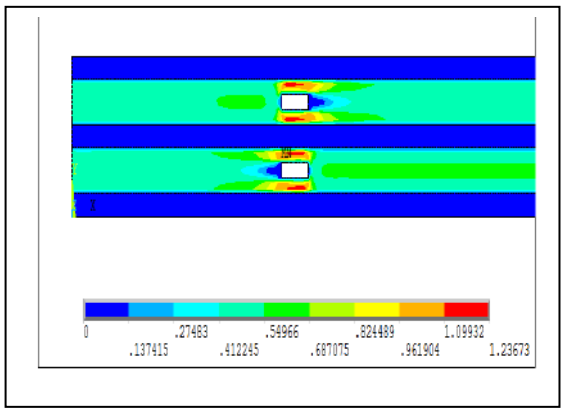
IV.5 : les résultats avec déflecteur :

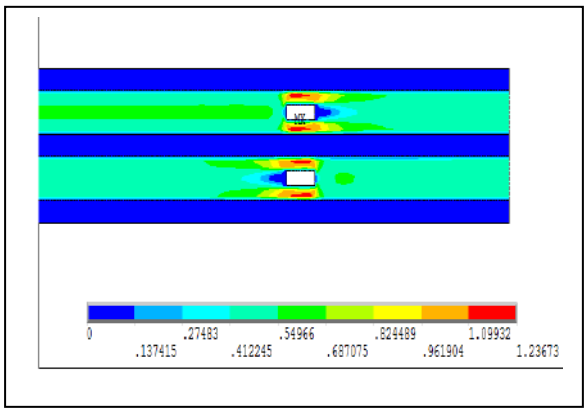
IV.5.1 Champs de vitesse :



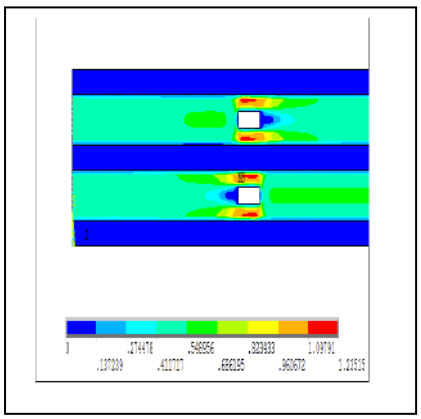


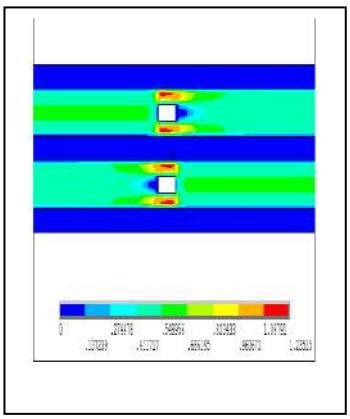
2 déflecteurs

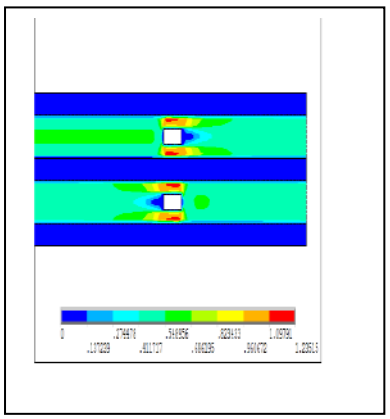




4 déflecteurs

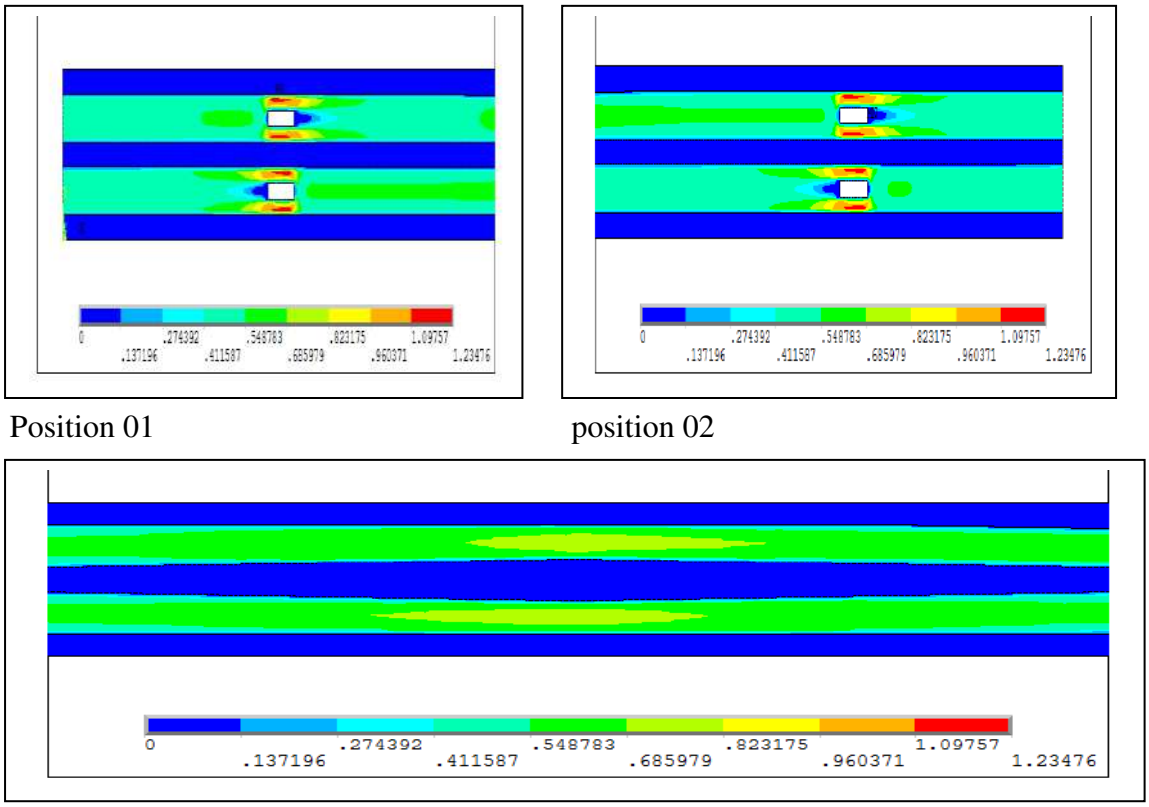






6 déflecteurs

Position 01 centre position 02



Position 01 position 02

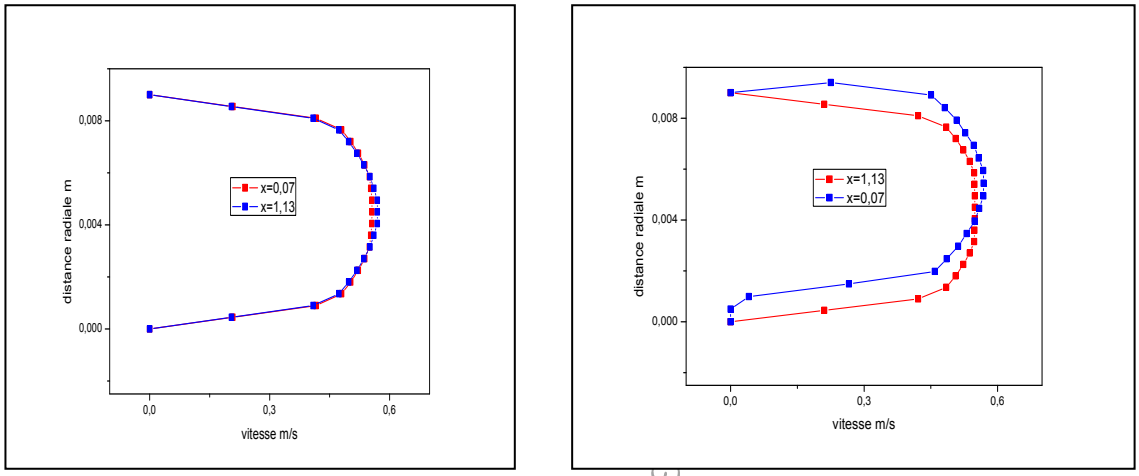
Centre **ondulé**

Figure(IV.14) : distribution de champ de vitesse dans le long de l'échangeur dans les quatre configurations.

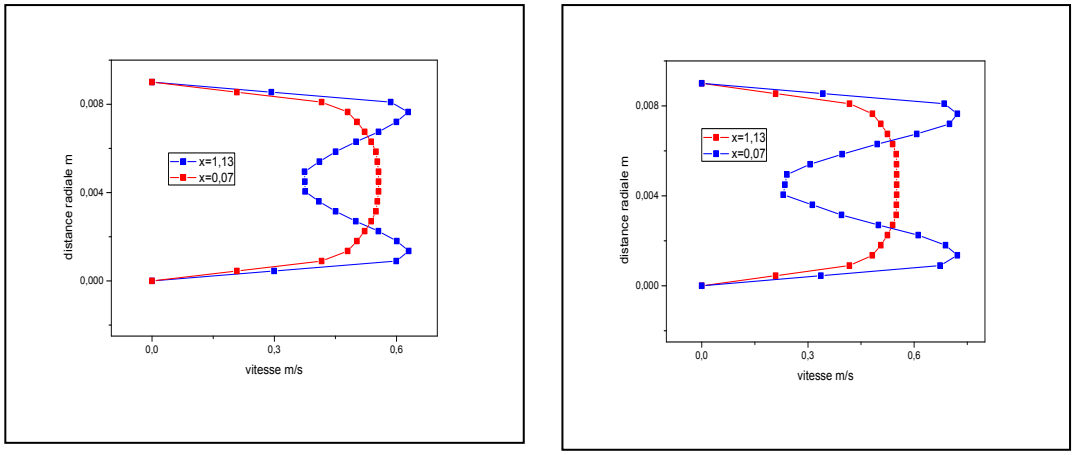
La figure IV.13 : représente les Champs de vitesse montre pour les deus fluides (eau, lait) avec la même vitesse d'entrée V= 0.52m/s et .D'après les figures, on remarque clairement que les valeurs de vitesse maximal dans les quatre cas sont augmenté à l'entre de l'écoulement et approche de déflecteur.

IV.5.1.1. Profils de vitesse radial(y) dans des sections particulières de l'échangeur pour les deux cotés (eau, lait).

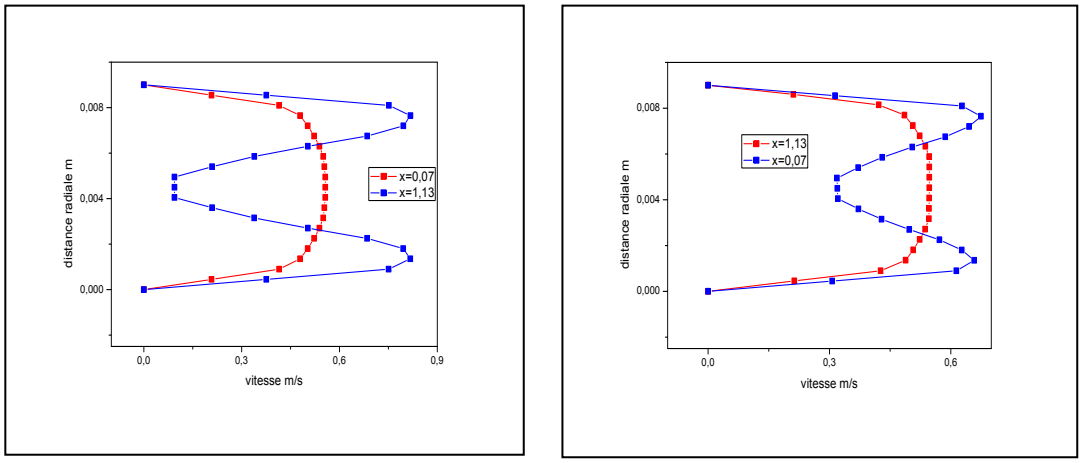
EAU 2 déflecteur LAIT



EAU 4 déflecteurs LAIT



EAU 6 déflecteur LAIT



EAU ondulé LAIT

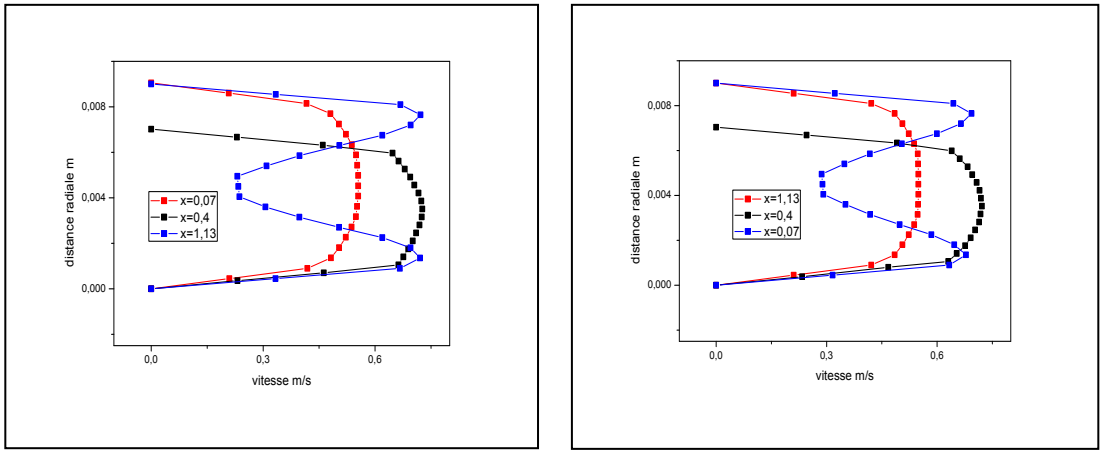
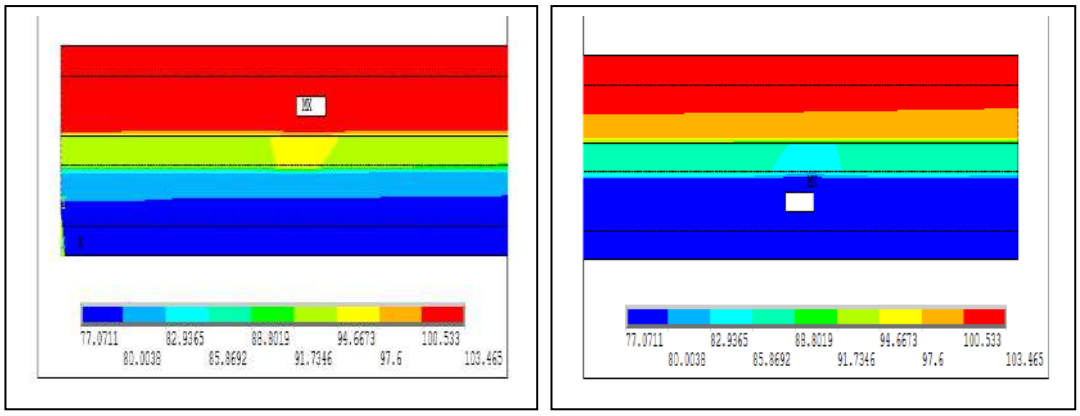
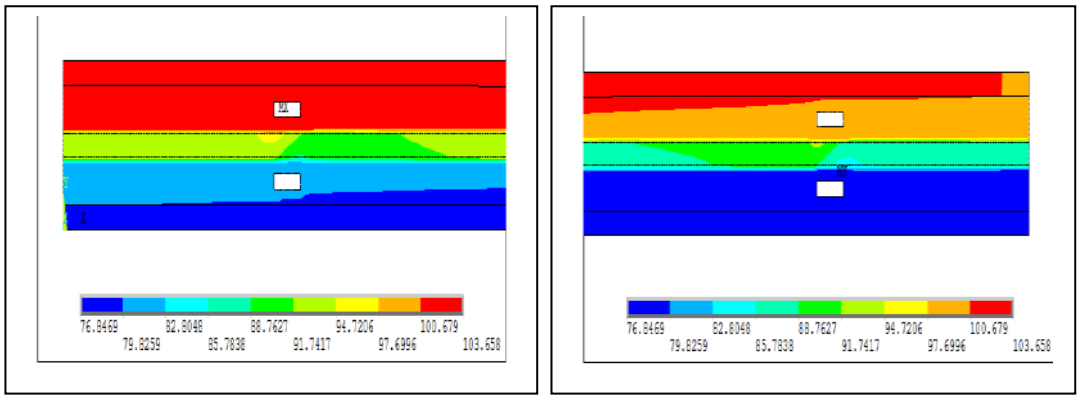


Figure (IV.15) *:* profiles de vitesse radiale dans quatre configurations.

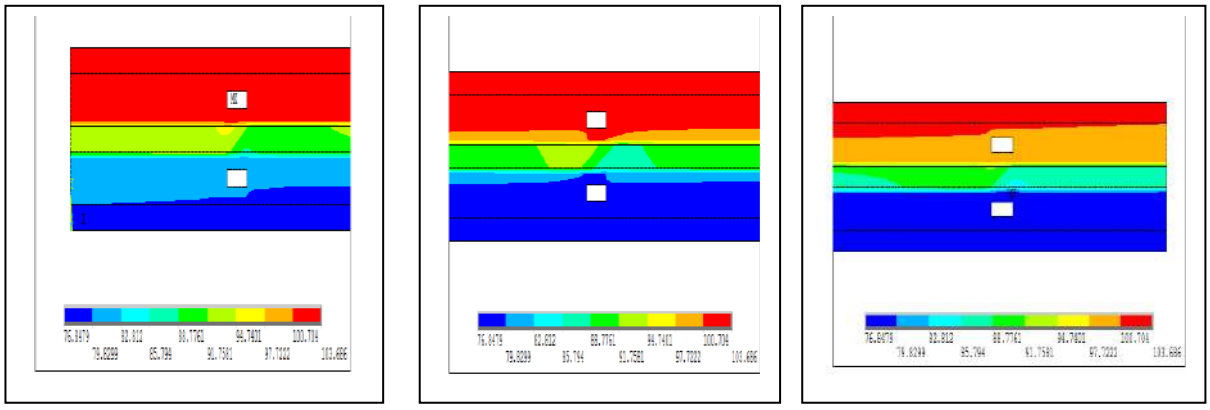
IV.5.2 Champs de température :



2 déflecteurs

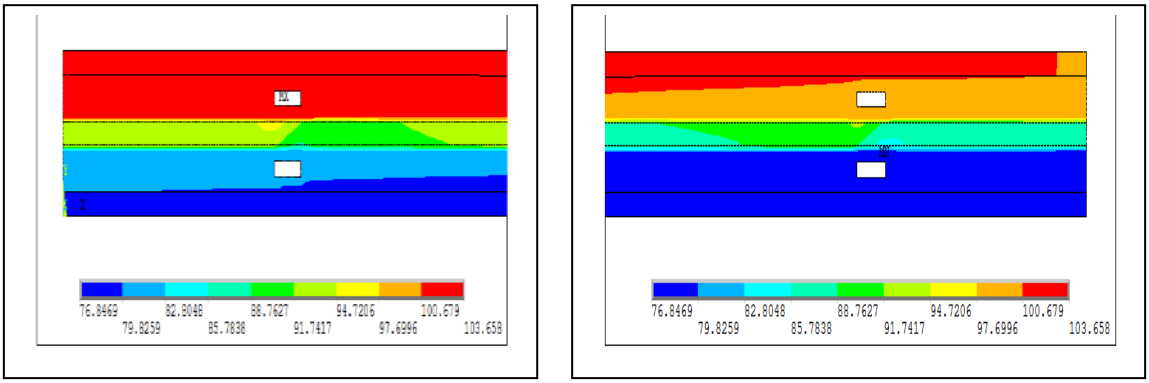


4 déflecteurs

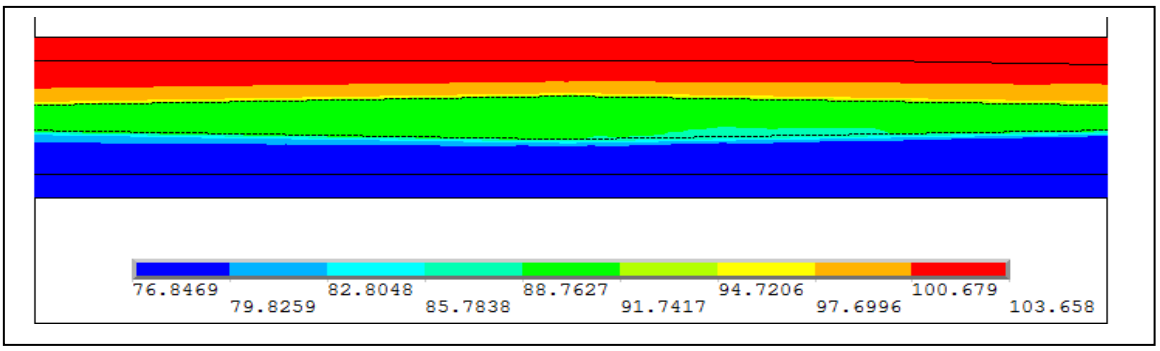


Position 01 centre position 02

6 déflecteurs



Position 01 position 02



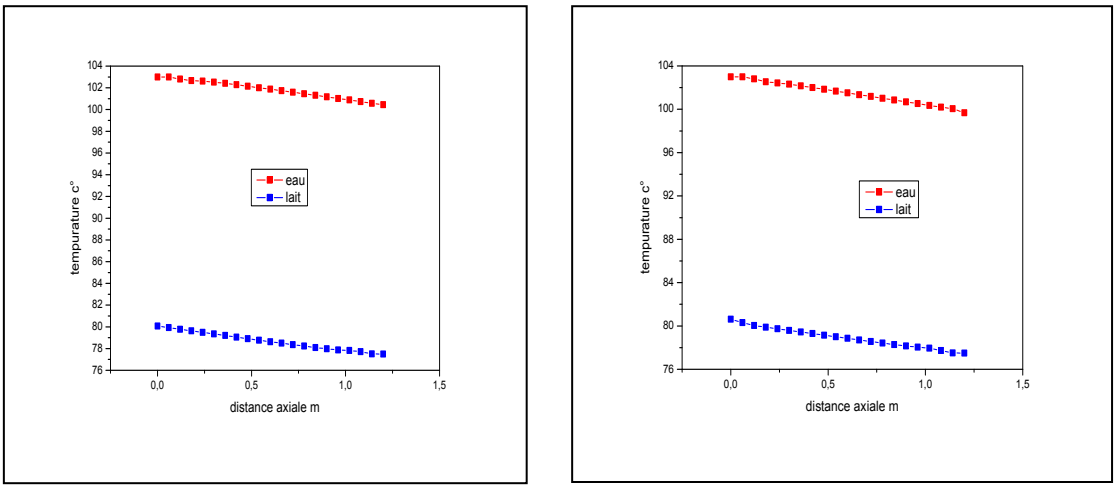
Centre ondulé

Figure(IV.16) : distribution de champ de température dans le long de l'échangeur dans les quatre configurations.

La figure(IV.15) montre une représentation spatiale de la distribution de champ de température. On remarque une bonne interaction entre les cotés (eau et lait) a cause des déflecteur qui favorise le transfer de chaleur radiale.

IV.5.2.1 : Profils de température transversale dans le long de l'échangeur.

2 déflecteurs 4 déflecteurs



6 déflecteurs ondulé

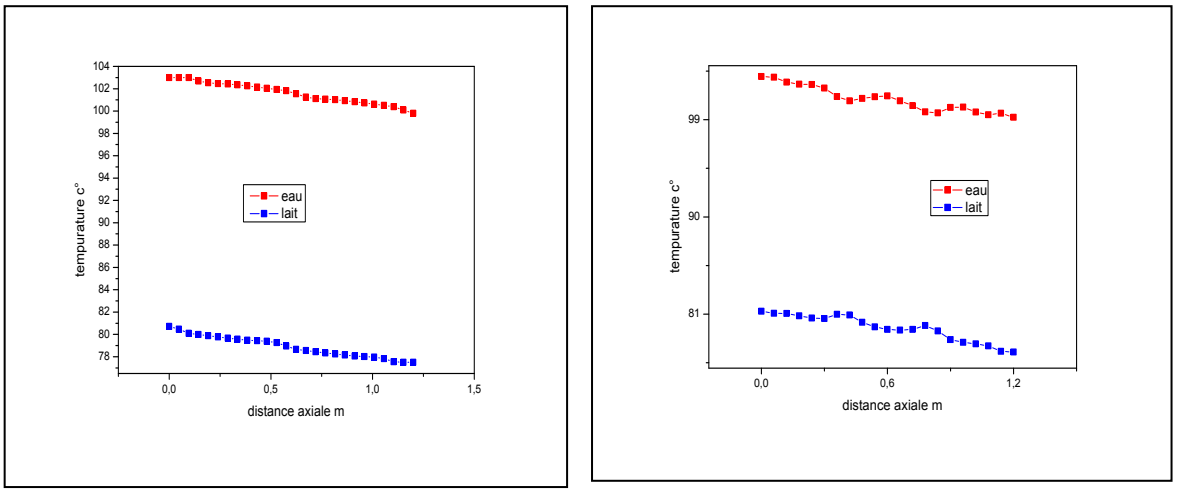
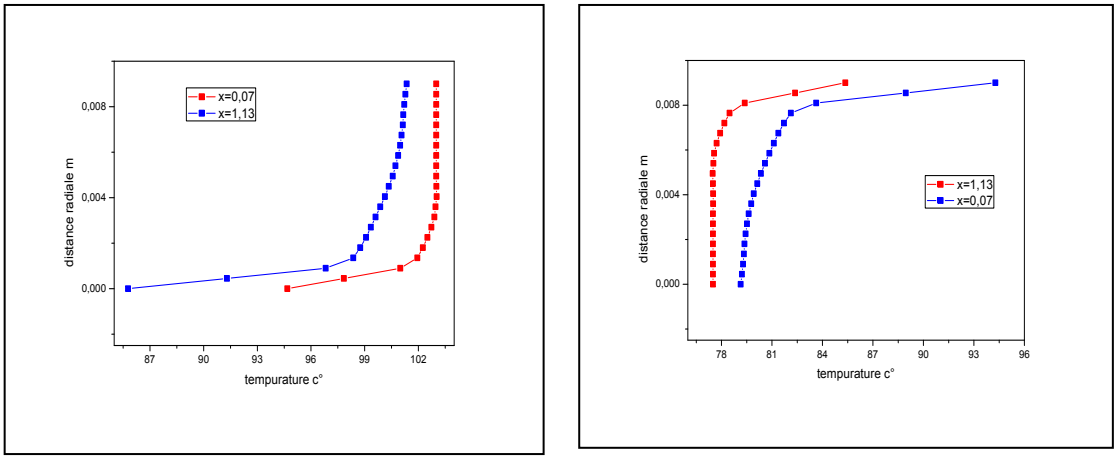


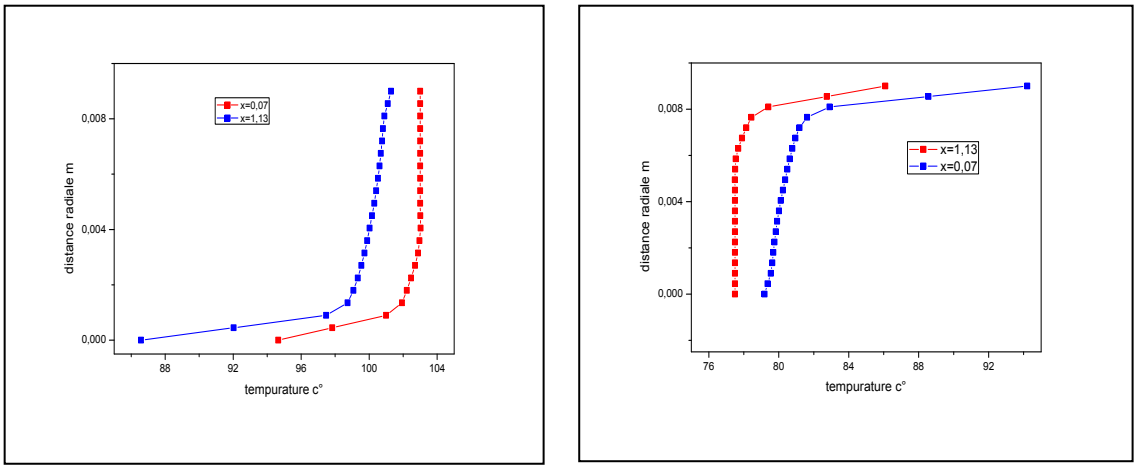
Figure (IV.17) *:* profiles de température transversale pour les quatre configurations.

IV.5.2.2. Profils de température radial(y) dans des sections particulières de l'échangeur pour les deux cotés (eau, lait).

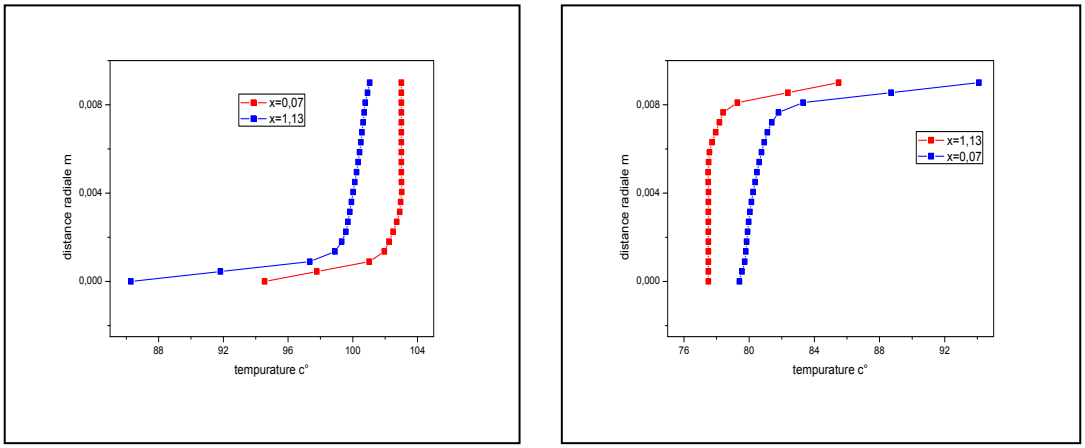
EAU 2 déflecteurs LAIT



EAU 4 déflecteurs LAIT



EAU 6 déflecteurs LAIT



EAU ondulé LAIT

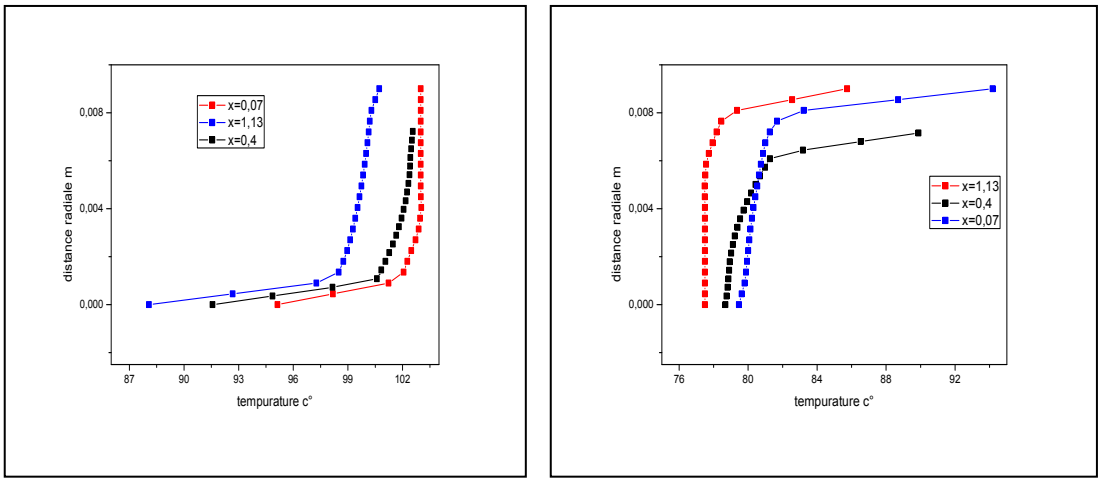
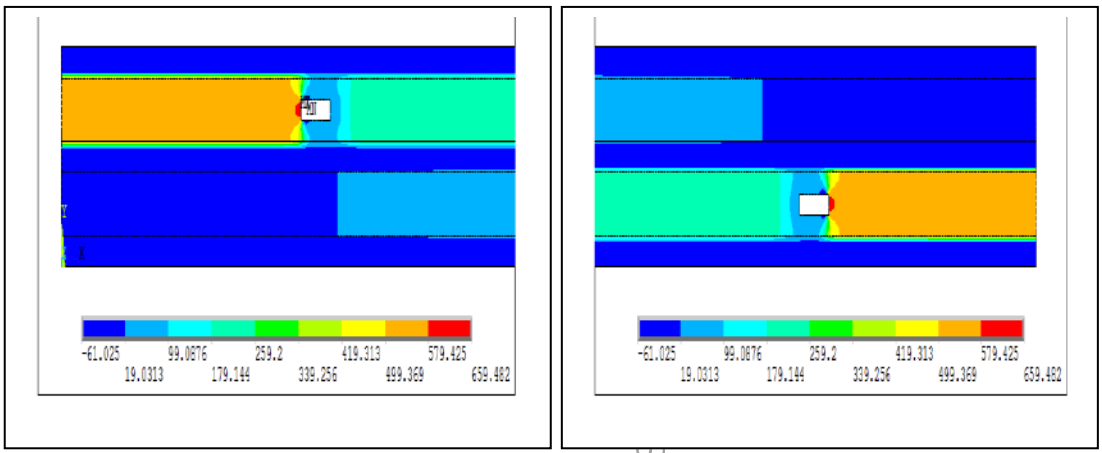


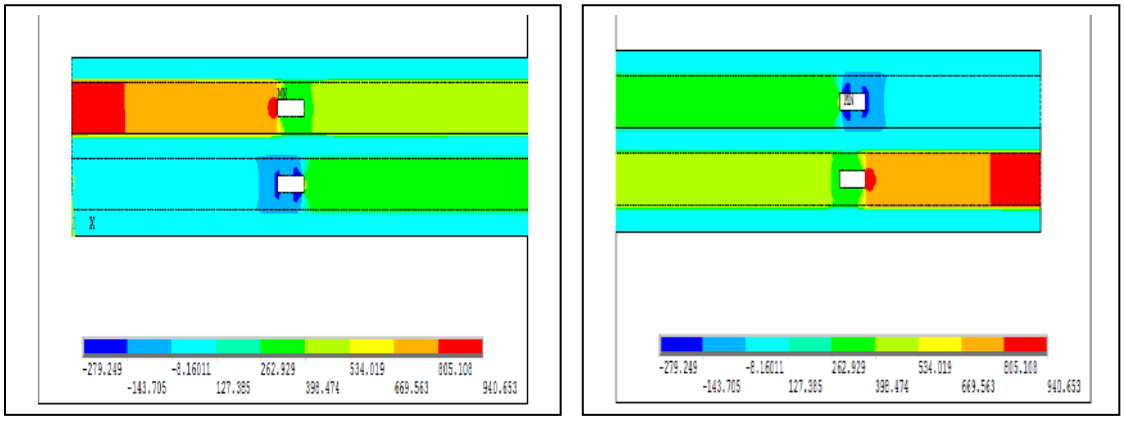
Figure (IV.18) : profiles de température radiale dans quatre configurations.

IV.5.3 Champs de pression :

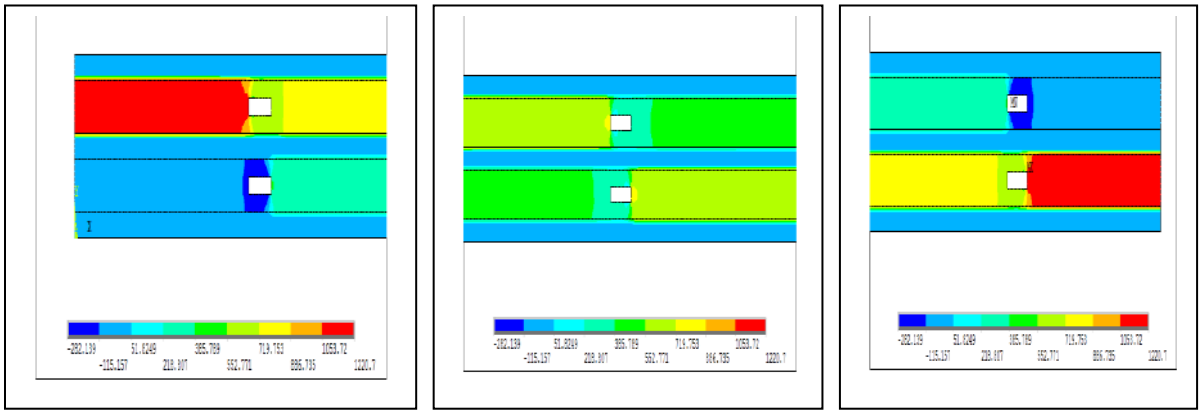
2 déflecteurs



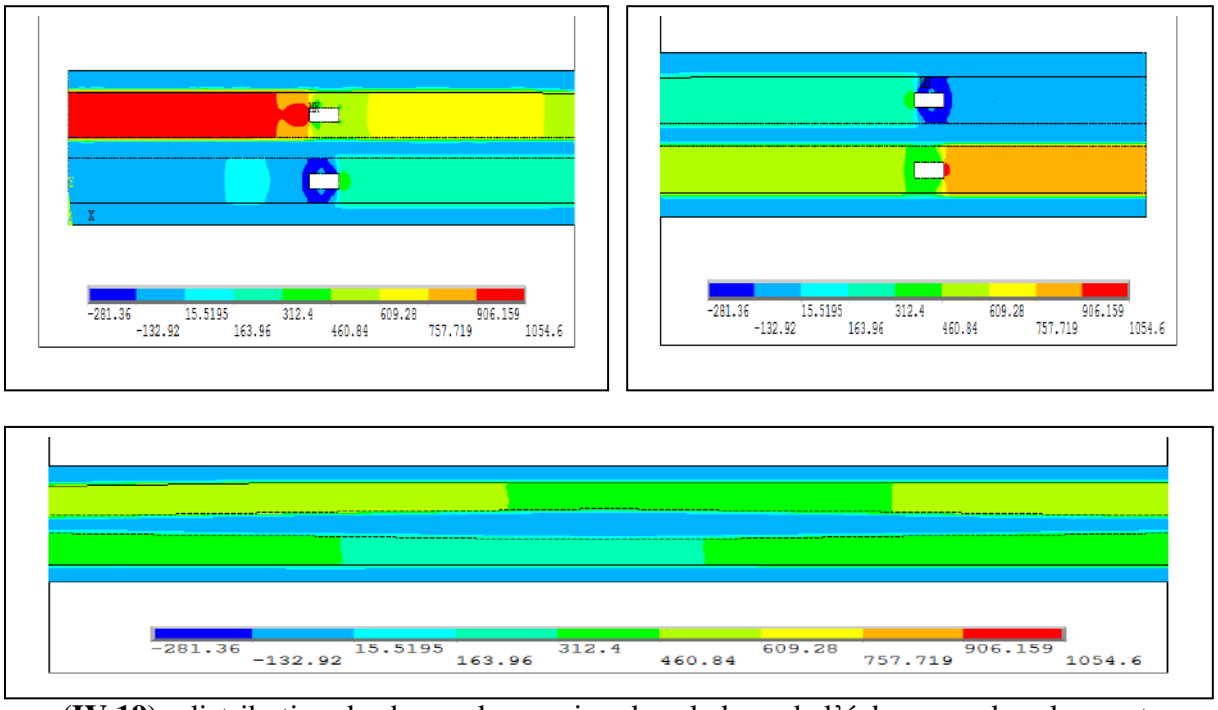
4 déflecteurs



6 déflecteurs



Ondulé

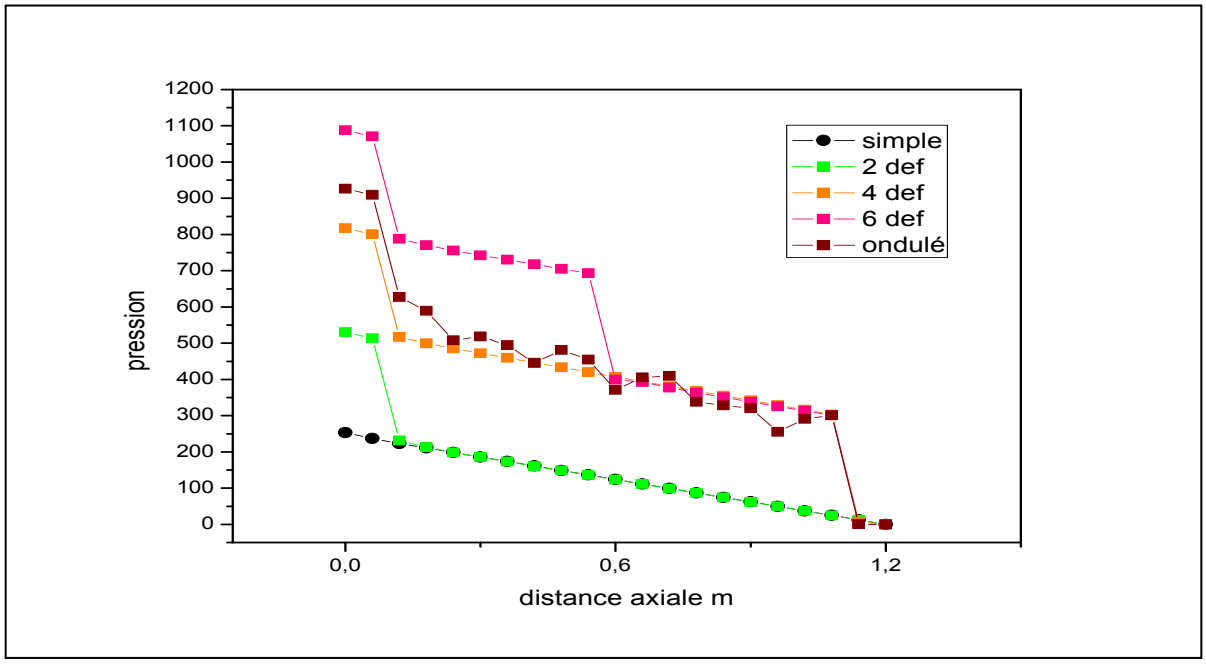


Figure(IV.19) : distribution de champ de pression dans le long de l'échangeur dans les quatre configurations.

La figure(IV.18) représente une répartition spatiale de champs de pression dans le domaine d'applications de cinq modèles. Nous constatons que la chute de pression augmente en fonction de l'augmentation de nombre de déflecteur, donc il existe une proportionnalité directe entre le nombre de déflecteur.

IV.5.3.1 : Profils de pression transversale dans le long de l'échangeur.

Eau



Lait

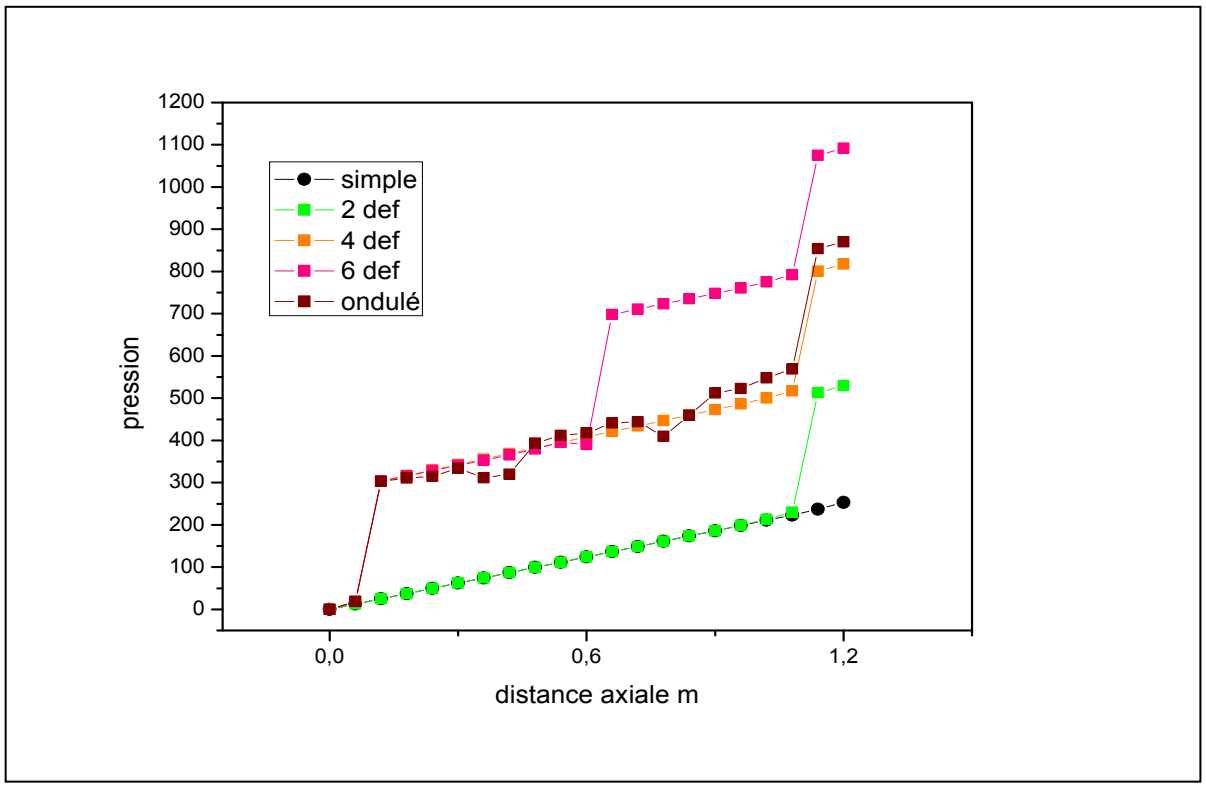


Figure (IV.20) ***:*** profiles de pression transversale.

IV.6 Calcul de La puissance thermique (Φ) :

IV.6.1 Méthode du DTLM (différence des températures logarithmique moyenne):

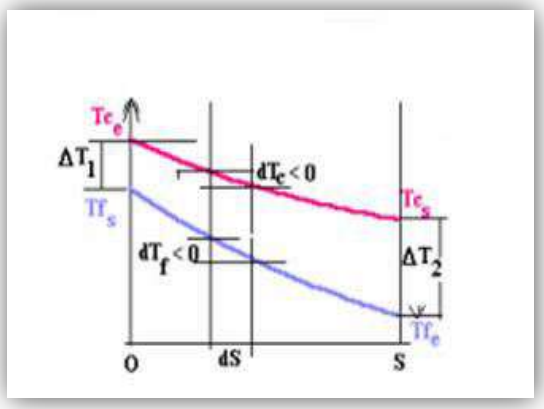


Figure (IV.21) : Mode de fonctionnement à contre courant

Avec : $\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fs}$ et $\Delta T_2 = T_{cs} - T_{fe}$

Le déroulement du calcul peut être schématisé par le schéma suivant :



Figure (IV.22) : Le déroulement de calcul de la méthode « DTLM » [25].

Avec :

q_{mc} : Débit massique d'eau.

q_{mf} : Débit massique de lait.

Dans le cas d'un échangeur à plaque à contre-courant, la valeur locale de la puissance thermique **dΦ** échangée est donnée par l'équation suivante **[25]** :

$$d\Phi = q_{mc}\, Cp_c\, dT_c = q_{mf}\, Cp_f\, dT_f$$

dΦ : Puissance thermique ;

Cp_c : Chaleur massique de l'eau.

Cp_f : Chaleur massique de lait.

T_c : Température de l'eau.

T_f : température de lait.

K : coefficient d'échange global entre les deux fluides.

S : Surface d'échange

$$\ln\left(\frac{Tcs-Tfe}{Tce-Tfs}\right) = -K\,S\left(\frac{1}{qmc\ Cpc} - \frac{1}{qmf\ Cpf}\right) \quad (1)$$

$$\Phi = \frac{(Tce - Tcs)-(Tfs-Tfe)}{\frac{1}{qmc\ Cpc} - \frac{1}{qmf\ Cpf}} \quad (2)$$

D'après **[1]** et **[2]** on à :

$$\Phi = K\,S\,\frac{(Tcs-Tfe)-(Tce-Tfs)}{\ln\left(\frac{Tcs-Tfe}{Tce-Tfs}\right)}$$

La puissance thermique d'un échangeur à plaque à contre-courant est donc donnée par :

$$\Phi = K\,S\,\Delta T_{LM}$$

Avec :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(Tcs-Tfe)-(Tce-Tfs)}{\ln\left(\frac{Tcs-Tfe}{Tce-Tfs}\right)}$$

IV.6.2 Utilisation de la relation *E*-NUT.

La méthode de calcul que nous utilisant est celle du NUT (Nombre d'Unités de Transfert). Par définition, NUT est défini comme le rapport entre le produit UA de l'échangeur et le débit de capacité thermique le plus faible :

$$R = \frac{Cmin}{Cmax} \quad ; R = \frac{\text{qmf Cpf}}{\text{qmc Cpc}}; \text{NUT} = \frac{K.A}{Cmin} ;$$

$$E = \frac{\Delta \text{Tayant Cmin}}{\Delta \text{Tmax}}$$

- $(q_m . Cp)_{min} = q_{mf} . Cp_f$
- $q_{mf} . Cp_f = \rho f * v * S . Cpf$

Donc : $E = \frac{Tfs - Tfe}{Tce - Tfe}$;

Contre-courant : $NUT = \frac{1}{1-R} \ln \frac{1-ER}{1-E}$;

$S = 0.009*1 = 0.009\ m^2$

$q_{mf} . Cp_f = 18347.24\ w.k^{-1}$

$A = 1.2*0.0315 = 0.0378\ m^2$

On fait l'application numérique :

	Acier inoxydable	Aluminium	2 déf	4 déf	6 déf	ondulé
Tce	103	103	103	103	103	103
Tcs	100.95	100.02	99.94	99.68	99.79	99.21
Tfe	77.5	77.5	77.5	77.5	77.5	77.5
Tfs	79.23	80.01	80.07	80.61	80.7	81.27

Tableau (IV.4) : les donnes de simulation :

IV.6.2.1 Les résultats de calcul :

	Acier inoxydable	Aluminium	2 déf	4 déf	6 déf	ondulé
ΔT_{LM}[C°]	23.609	22.75	22.68	22.28	22.29	21.71
Efficacité (***E***)	0.0678	0.0984	0.1007	0.1219	0.1254	0.1478
NUT	0.070	0.090	0.111	0.138	0.143	0.165
coefficient d'échange global(K) [$w.m^{-2}.c^{-1}$]	33976.37	43683.90	53876.81	66981.48	69408.87	80087.15
La puissance thermique**(Φ)** [w]	30321.19	37565.96	46188.80	56410.73	58481.27	65722.55

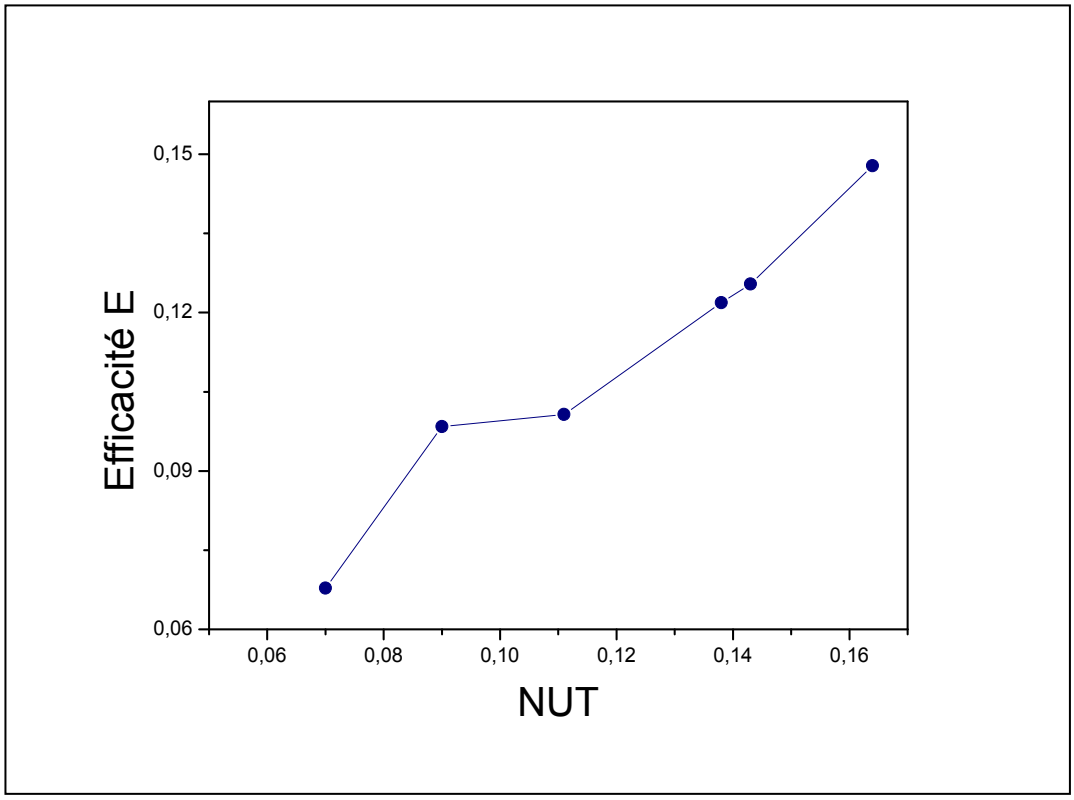
Tableau (IV.5) : DTLM, Efficacité d'échange, le nombre d'unité de transfert, coefficient d'échange global(K), La puissance thermique(Φ).

IV.6.3 Performance en termes de nombre d'unités de transfert :

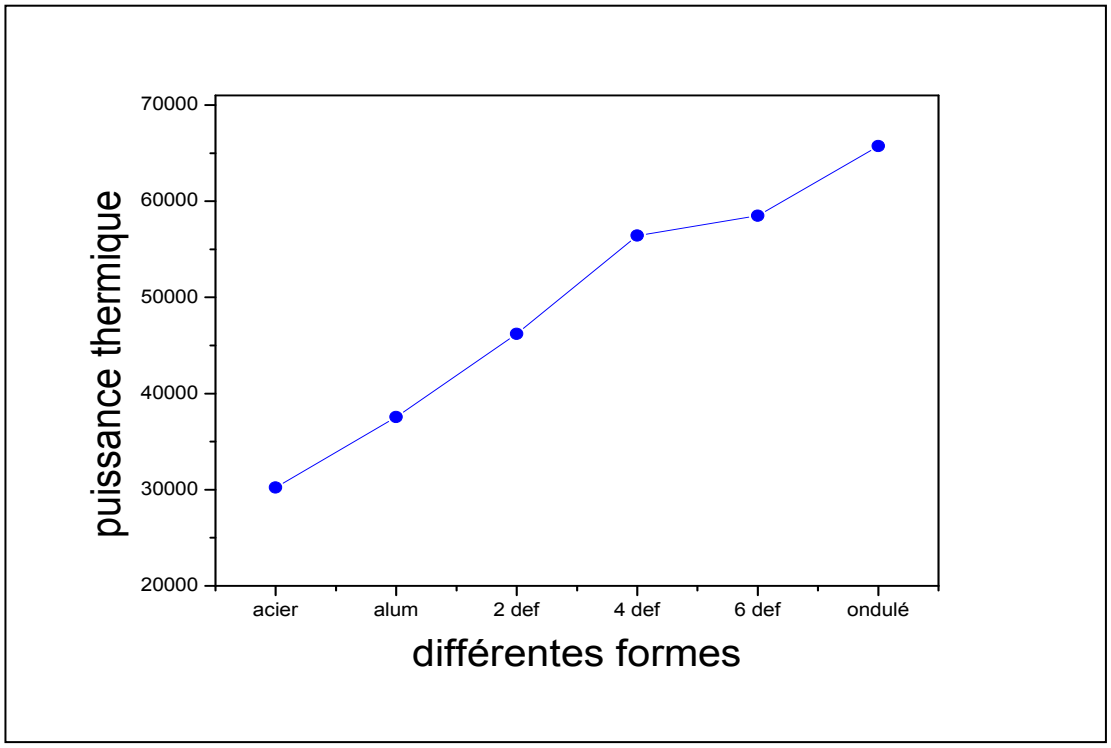
Ce calcul va nous permettre de mieux définir et de mieux qualifier les échangeurs étudiés. Les valeurs du nombre d'unité de transfert peuvent nous renseigner sur l'efficacité d'un échangeur considéré.

Le graphe(1) présente l'influence du nombre d'unité de transfert NUT sur l'efficacité de l'échange : on constate d'une façon générale que l'augmentation du nombre d'unités de transfert NUT entraine une augmentation de l'efficacité d'échange de chaleur.

Le graphe(2) présente l'influence des différentes formes (nombre de déflecteur) sur la puissance thermique : on constate d'une façon générale que l'augmentation des déflecteurs entraine une augmentation sur la puissance thermique.



Figure(IV.23): Evolution de l'efficacité d'échange en fonction de NUT



Figure(IV.24): Evolution de puissance thermique en fonction de différentes formes.

Conclusion :

D'après les résultats de simulation ont montré que le transfert thermique entre le fluide chaud (eau) et froid (lait) et très avantagé par l'effet des formes (plaque ondulé) et des déflecteurs, la meilleure situation est obtenue avec la configuration (plaque ondulé + quatre déflecteurs).

- Le nombre d'unité de transmission de chaleur permet d'évaluer le transfert de chaleur d'un échangeur, plus le nombre d'unité de transmission de la chaleur est grand, plus l'échangeur de chaleur se rapproche de sa limite thermodynamique.
- Si l'échangeur a un nombre d'unités de transfert trop petit (NUT<1), l'échange est peu efficace.
- Si le nombre d'unités de transfert NUT est assez grand (NUT> 1), l'échange est très efficace et l'échangeur est largement dimensionné pour le débit de produit.

Conclésion générale

CONCLUSION GENERALE

L'objectif de ce travail est d'étudier le comportement thermique de deux écoulements dans un échangeur de chaleur a plaque dans le cas simple et avec des déflecteurs pour différents types de matériaux dans la veine d'écoulement des fluides. On utilise le logiciel de calcul (ANSYS.APDL).

De nos résultats obtenus, on a remarqué que :

- Pour avoir de bons résultats, il faut choisir le maillage qui conviens a la configuration étudie dans les deux cas on a utilise le maillage carré.
- La quantité de la chaleur échangée entre les deux fluides (eau et lait) est bien faite avec la géométrie (quatre déflecteurs ondulé) que la géométrie simple.
- L'ensemble des résultats présentés montre bien la nette amélioration apportée par l'utilisation des obstacles (déflecteurs).
- Une proportionnalité directe entre les matériaux et l'évacuation de la chaleur.

D'autre part, le calcul du nombre d'unité de transmission de la chaleur, nous a permis d'évaluer le transfert de chaleur des échangeurs étudiés. La seule méthode efficace pour accroitre le coefficient d'échange de chaleur est donc de diminuer la résistance thermique de la couche limite, ceci peut être accompli en augmentant la turbulence dans le courant principal. Un accroissement de la turbulence est accompagné de grandes pertes d'énergie qui augmente la chute de pression due au frottement dans l'espace annulaire entre les plaques de l'échangeur.

Le nombre d'unité de transmission de chaleur permet d'évaluer le transfert de chaleur d'un échangeur, plus le nombre d'unité de transmission de la chaleur est grand, plus l'échangeur de chaleur se rapproche de sa limite thermodynamique.

Si l'échangeur a un nombre d'unités de transfert trop petit (NUT<1), l'échange est peu efficace, si en revanche il est assez grand (NUT> 1), l'échange est très efficace et l'échangeur est largement dimensionné pour le débit de produit.

La suite de ce travail de mémoire serait dirigée vers les études de la simulation à trois dimensions de la totalité des échangeurs.

Bibliographie

[1] :A. BONTEMPS, A. GAREIGUE, CH. GOUBIER, J. HUETZ, CH. MARVILLET et R. VIDIL « Description des échangeurs de chaleur », technique de l'ingénieur [B 2 341].

[2] : ANDRE BONTEMPS « ECHANGEUR DE CHALEUR » *Université Joseph Fourier, Institut universitaire de Technologie, Département Génie thermique et Énergie (Grenoble).*

[3]: Incropera F.P., De Witt D.P., Fundamentals of heat and mass transfer, Wiley & Sons, 1990.

[4] : André BONTEMPS, Alain GARRIGUE, Charles GOUBIER, Jacques HUETZ, Christophe MARVILLET, Pierre MERCIER, Roland VIDIL, « Description des échangeurs » technique de l'ingénieur [B 2 341].

[5] :J.F.SACCADURA. Initiation aux transferts thermiques, paris 4éme tirage 1993.

[6] : Parker J. D., MC Quiston F. C., Heating, Ventilating, and air conditionning analysis and design, Ed. Wiley & Sons, 1994.

[7] : Alfa-Laval, Les cahiers Alfa-Laval, Spécial Thermique, N°17, 1987.

[8] : M.LALANDE, G.CORRIEU, J.P.TISSIER ET R.FERRET. I.N.R.A Laboratoire de génie industriel 369 ; «Etude du comportement d'un échangeur a plaques VICAB utilise pour la pasteurisation du lait».

[9] : TAOURIT Farida, mémoire de master en génie énergétique, université Abu Bakr belkaid de Tlemcen, « l'étude du comportement dynamique et thermique de deux écoulements du fluide dans un échangeur de chaleur (comparaison entre le cas simple et le cas avec ailettes) », 2013.

[10] : Yong-Gang Lei et al, ils ont assuré une comparaison des performances de trois types d'échangeurs : sans chicanes, avec une seule chicane hélicoïdale et le dernier avec deux chicanes hélicoïdales.

[11] :B.W.WEBB, S.RAMADHYANI, « Conjugate heat transfer in a channel with staggered ribs», Int. J. Heat Mass Transfer 28, p (1679-1687), 1985.

[12] : F.BAZDIDI-TEHRANI, M.NADERI-ABADI, « Numerical Analysis of Laminar Heat Transfer in Entrance Region of a Horizontal Channel with Transverse fins », International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 31, N° 2, p (211-220), 2004.

[13] : ACHARYA, S., MYRUM, T. A., QIU, X., and SINHA, S., « Developing and Periodically Developed Flow », Temperature and Heat Transfer in a Ribbed Duct, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 40, p (461–479), 1997,

[14] : Anna Maria BIANCHI, Y ves FAUTRELLE et Jaquelin ETAY, Transfert thermique, premier édition presse polytechnique et universitaire ramandes ; 2004.

[15] : Y ves JANNOT ; transfert, *Ecole des Mines Nancy* 2008.

[16] : Raymond QUERE, Amélioration de modèles électrothermiques de composants de puissance de type TBH ou PHEMT et application à la conception optimale de modules actifs pour les radars, Thèse de doctorat de L'UNIVERSITE de LIMOGUES, mai 2004.

[17] : J-Réveillon, écoulement turbulent base et modélisation, université de Rouen.

[18] :B. E. LAUNDER, D, B. SPALDING, the numerical computation of turbulent transportdv. Geophysics, vo118A, (1974).

[19] : Modèle D'Etalement Et Traitement Numérique, Discrétisation la forme.

[20] : ZEROUT AMAR, prévision numérique de jets turbulents tourbillonnants avec le modèle (k-ε), thèse de magistère, ST BLIDA 1997.

[21] : ROLAND Sttiestel, les écoulements turbulent modélisation et simulation, deuxième édition HERMES1998.

[22] : manuel ANSYS.

[23] : Paul FERREY, Modèles aux tensions de REYNOLDS avec prise en compte de l'intermittence de frontière, thèse pour l'obtention du Grade de docteur de l'université de POITIERS.

[24] : BENBABAALI Hadjer, TELMCANI Salma, Mémoire de fin d'étude université YAHIA FARES de Médéa en Génie des procédés : « Application Pharmaceutique » master 2017.

[25] : Technique de l'ingénieur, traité Génie énergétique le volume B2 342 -4.