

**RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE**  
**MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR**  
**ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

**UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA**  
**FACULTÉ DE TECHNOLOGIE**  
**DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE**

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE

**MASTER**

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : INSTALLATION ENERGÉTIQUE ET TURBOMACHINE

PAR :

**BENOUADFEL BILLAL**

**BAOUR AMAR**

**Thème**

---

**Contribution à l'étude thermique et dynamique d'un échangeur de  
chaleur à plaque**

---

Soutenu le 30/09/2020 devant le jury composé de:

Dr. M. HAMDJ

Président

Dr. N. LAOUCHE

Encadreur

Dr. N. BOUTALBI

Examineur

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2019-2020

## Remerciements

*Avant tout, nous remercions **Allah** le tout-puissant de nous avoir donné le courage, la volonté, la patience et la santé durant toutes ces années d'étude et que grâce à lui ce travail a pu être réalisé.*

*Nous tenons à remercier nos parents ainsi que toutes nos familles Pour leurs encouragements et leurs soutiens de tous les instants.*

*Nous tenons à remercier notre encadreur, Dr N. LAUCHE, enseignant à l'université de Bejaia pour avoir proposé et dirigé ce travail, pour sa disponibilité, ses remarques constructives et son temps consacré aux corrections.*

*Nos remerciements vont également aux membres de jury d'avoir accepté de juger notre travail.*

## Dédicaces

*Je dédie ce modeste travail à toutes les personnes qui*

*Me sont chers.*

*À mes chers parents, qui se sont sacrifiés pour m'offrir un climat idéal de travail et qui n'ont jamais cessé de me témoigner leurs affections et de m'apporter leurs soutiens depuis*

*Toujours, que le Bon Dieu les garde et les protège.*

*À mes très chers frères et ma grande famille.*

*À tous mes chers amis*

*À tous mes amis de l'université de Bejaia. Surtouts*

*Spécialité génie mécanique*

**BENOUADFEL BILLAL**

## Dédicaces

*Je dédie ce modeste travail à toutes les personnes qui  
Me sont chers.*

*A ma mère qui s'est sacrifiée pour m'offrir un climat idéal de travail et qui n'a jamais cessé  
de me témoigner ses affections et de m'apporter ses soutient depuis*

*Toujours, que le Bon Dieu la garde et la protège.*

*A la mémoire de mon père, ce travail est dédié à mon père, décédé trop tôt, qui m'a toujours  
poussé et motivé dans mes études*

*J'espère que, du monde qui est sein maintenant, il apprécie cet humble geste comme preuve  
de reconnaissance de la part d'un fils qui a toujours prié pour le salut son âme.*

*À mes très chers sœurs et frères*

*Et ma grande famille.*

*À tous mes chers amis*

*À tous mes amis de l'université de Bejaia. Surtouts*

*Spécialité génie mécanique.*

**BAOUR AMAR**

# Sommaire

## CHAPITRE 1 : Généralités et étude bibliographique

Introduction .....	3
I.1 Transfert de chaleur.....	3
I.2. Echangeur de chaleur.....	5
I.2.1. Classification des échangeurs.....	5
I.2.1.1. Selon la surface d'échange.....	5
I.2.1.2. Suivant le sens d'écoulement .....	6
I.2.1.3. Suivant les types d'échange.....	6
I.2.1.4 Classement technologique.....	6
I.2.2. Types des échangeurs.....	6
I.2.2.1. Echangeurs tubulaires.....	6
I.2.2.2. Les échangeurs à plaque.....	8
I.2.2.3. Les échangeurs à spirales.....	10
I.2.2.4. Echangeur a lamelle.....	10
I.2.3. Technologie des plaques.....	11
I.2.3.1. Plaque à canal large.....	11
I.2.3.2. Plaque à double paroi.....	11
I.2.3.3. Plaque semi-soudée.....	12
I.2.3.4. Joint sans colle.....	12
I.2.4. Choix de l'échangeur.....	12
I. 3. Etude bibliographique.....	12
I. 4. Objectifs.....	13
Conclusion.....	13

## CHAPITRE II : Technologie des échangeurs de chaleur

Introduction.....	14
II.1. Etude d'un échangeur de chaleur.....	14
II.1.1. Propriétés thermiques des fluides utilisés .....	14
II.1.2. Encrassement .....	15
II.1.2.1. Encrassement particulier.....	15
II.1.2.2. Entartrage.....	15
II.1.2.3. Corrosion .....	15

II.1.2.4. Encrassement biologique.....	16
II.2. Calcul d'un échangeur de chaleur.....	16
II.2.1. Organigramme de dimensionnement d'un échangeur de chaleur.....	16
II.2.2. Principe de calcul thermique d'un échangeur .....	17
II.2.3. Nombres adimensionnels.....	17
II.2.4. Pertes de charges .....	19
II.2.5. Coefficient d'échange global.....	19
II.3. Performances d'une plaque.....	20
II.3.1. METHODE $\Delta$ TLM.....	21
II.3.2. Méthode de NUT.....	23
Conclusion .....	24

### **CHAPITRES III : Modèle mathématique et méthode numériques**

Introduction.....	25
III.1. Formulation mathématique du problème.....	25
III.1.1. Géométries du problème.....	25
III.1.2. Modélisation de l'écoulement des fluides.....	25
III.1.2.1. Hypothèse simplificatrice.....	25
III.1.2.2. Equations de conservation.....	26
III.1.3. Modélisation de la turbulence .....	27
III.1.3.1. La décomposition de Reynolds .....	27
III.1.3.2. Les équations des mouvements moyennes .....	28
III.1.3.3. Problème de fermeture des équations.....	29
III.1.3.3.1. Quelques hypothèses classiques de la fermeture de turbulence.....	30
III.1.3.5. Le nombre du Reynolds et Coefficient de pression $C_p$ .....	30
III.2. Conditions aux limites .....	31
III.3. Méthode numérique .....	32
III.3.1 Méthode des volumes finis .....	32
III.3.2. Maillage.....	33
Conclusion.....	34

### **CHAPITRE IV : Résultats et discussions**

Introduction.....	35
IV.1. Validation de code du calcul.....	35
IV.2. Choix du maillage.....	36

---

IV.3. Discussion des résultats.....	37
IV.3.1. Etude de champ dynamique.....	37
IV.3.2 Etude de champs thermiques.....	41
IV.3.3. Etude de transfert thermique.....	44
IV.4. Calcul de l'efficacité .....	45
Conclusion.....	45
Conclusion générale.....	46

## Liste des figures

<b>Figure I. 1</b> : La conduction.....	3
<b>Figure I 2.</b> : La convection .....	4
<b>FigureI.3</b> : transfert de chaleur par rayonnement .....	5
<b>Figure I.4</b> : Échangeur monotube en serpentins.....	7
<b>FigureI.5</b> : Schéma typique d'un échangeur tubes calandre.....	7
<b>FigureI.6</b> : Échangeur coaxial.....	7
<b>Figure I.7</b> : composition d'un échangeur à plaque.....	9
<b>Figure I.8</b> : Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire.....	9
<b>Figure I.9</b> : Échangeur à plaque et joint.....	9
<b>Figure I.10</b> : Echangeur de chaleur spirale.....	10
<b>Figure I.11</b> : Echangeur de chaleur à lamelles.....	10
<b>Figure I.12</b> : plaque à canal large.....	11
<b>Figure I.13</b> : Plaque à double paroi.....	11
<b>Figure I.14</b> : Plaque semi-soudée.....	12
<b>Figure I.15</b> : Le joint sans colle .....	12
<b>Figure II.1</b> : Organigramme de dimensionnement .....	16
<b>Figure II.2</b> : Principe de calcul thermique d'un échangeur.....	17
<b>Figure II. 3</b> : échange entre deux fluides séparés par une paroi plane.....	20
<b>Figure II. 4</b> : Distribution des températures dans le cas des deux échangeurs.....	21
<b>Figure III.1</b> : Géométrie du problème à étudier.....	25
<b>Figure III.2</b> : Fluctuation d'une grandeur autour d'une valeur moyenne.....	28
<b>Figure III.3</b> : volume de contrôle bidimensionnel.....	33
<b>Figure III.4</b> : schéma du maillage.....	34
<b>Figure IV.1</b> : Profils de la vitesse axiale à $x=0.2$ .....	36
<b>Figure IV.2</b> : Profils de la température totale $x=0.2m$ .....	36
<b>Figure IV.3</b> : variations de température le long du canal chaud à $Y=0.219$ m aux Différents maillages (l'eau/lait) .....	37
<b>Figure IV.4</b> : variations de vitesse transversale du canal chaud à $Y=0.219$ aux Différents maillages(l'eau/lait).....	37
<b>Figure IV.5</b> : Contours de la vitesse longitudinale. (a) Cas l'Eau /Lait (b) cas L' Air / Lait.....	38
<b>Figure IV.6</b> . Profils de vitesse longitudinal à $y = 0.073m$ et $y = 0.219m$ .....	39



<b>Figure IV.7.</b> comparaison des vitesses longitudinales de fluide froid pour les deux cas.....	39
<b>Figure IV.8 :</b> profils vitesse axiale à $x = 0.71\text{m}$ pour les deux cas .....	40
<b>Figure IV.9 :</b> contours de température le long du canal (a) L'eau/lait, (b) l'air/lait.....	41
<b>Figure IV.10.</b> Profils de Température longitudinale à $y = 0.073\text{m}$ et $y = 0.219\text{m}$ .....	42
<b>Figure IV.11.</b> Profils de température longitudinale du fluide froid pour les deux cas à $y = 0.073\text{m}$ .....	43
<b>Figure IV.12 :</b> profil température transversal canal chaud $Y=0,292$ .....	43
<b>Figure IV.13 :</b> Profils de la température axiale à $x=0.71\text{m}$ .....	43
<b>Figure IV.14.</b> Évolution du nombre de Nusselt le long du canal froid.....	44

## Liste des tableaux

<b>Tableau I.1.</b> Avantages et inconvénients d'un échangeur de chaleur à tube en U.....	8
<b>Tableau I.2.</b> Avantages et inconvénients d'un échangeur de chaleur spiral.....	10
<b>Tableau III.1:</b> différentes désignations de $\Phi$ , $\Gamma$ et $S$ .....	26
<b>Tableau III.5</b> Les avantages et les inconvénients de la méthode des volumes finies.....	36
<b>Tableau IV.1.</b> Caractéristiques physiques des fluides et de matériaux.....	35
<b>Tableau IV.2.</b> Calcul de l'échangeur.....	45

## Nomenclature

<u>Notion</u>	<u>signification</u>	<u>unité (SI)</u>
S :	Surface d'échange	[m <sup>2</sup> ]
h:	Coefficient de transfert de chaleur par convection	[W/m <sup>2</sup> C]
T :	Température	[K]
$\Delta T$ :	Différence de température	[K]
$\Delta T_{LM}$ :	Déférence de température logarithmique moyenne	[K]
Cp :	Chaleur massique	[J/Kg K]
Te	Température de l'entrée	[K]
Ts	Température sortie	[K]
Tc	Température fluide chaud	[K]
Tf	Température fluide froid	[K]
E :	Efficacité	
v :	Vitesse	[m/s]
R , r :	Résistance thermique	[m <sup>2</sup> K/W]
P :	Pression	[atm]
q <sub>m</sub>	Débit massique	[kg/s]
q <sub>mc</sub>	Débit massique fluide chaude	[kg/s]
q <sub>mf</sub>	Débite massique fluide froide	[kg/s]
$\Gamma$	Coefficient d'échange dans les termes de transport	
$\phi$	Valeur statique	
$\bar{\phi}$	Valeur moyenne	
$\phi'$	Valeur fluctuante	
$\bar{P}$	Pression moyenne	[atm]
$\Gamma_{\phi'}$	Coefficient de diffusion	
t	Temps	[s]
$\overline{U_i U_j}$	Tension de Reynolds	
$\overline{U_i U_j U_k}$	Termes de diffusion	
U <sub>i</sub> , U <sub>j</sub> , U <sub>k</sub>	Composante de la vitesse	[m/s]
C <sub><math>\mu</math></sub> C <sub><math>\epsilon 1</math></sub> C <sub><math>\epsilon 2</math></sub>	Coefficient du modèle K- $\epsilon$	
L <sub>m</sub>	Longueur de mélange	[m]
D	Longueur caractéristique	[m]

**Lettres grecques**

$\lambda_s$	conductivité solide	[W/m K]
$\mu_t$	la viscosité de mélange	[kg/m S]
$\mu :$	viscosité dynamique	[kg/m.s]
$\lambda :$	conductivité thermique	[W/m K ]
$\Phi$	Flux de chaleur	[W]
$\rho :$	Masse volumique	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\varepsilon :$	Emissivité thermique	
$\sigma :$	Constant de stefan Boltezzmann	[W/m <sup>2</sup> .K <sup>4</sup> ]
$\sigma_{ij}$	Symboles de Kronecker	
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$	Constant numérique dans le modèle K- $\varepsilon$	

**Abréviation**

NUT :	Nombre d'unité de transfert
Re :	Nombre de Reynolds
Pr :	Nombre de Prandtl
Nu :	Nombre de Nusselt
2D	Deux dimension
3D	Trois dimension

## Introduction Générale

Les échangeurs de chaleur sont des éléments importants dans le contrôle et maîtrise de l'énergie. Il est utilisé dans nombreux domaines tel-que la climatisation des locaux (les évaporateurs et les condenseurs) ou bien dans des industries pour refroidir/ ou chauffer des produits, par exemple dans les industries de productions des boissons et dans la production laitière.

L'échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid sans ou avec contact direct entre les deux fluides. Le même fluide peut conserver son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases, c'est le cas des condenseurs, évaporateur. Ils jouent un rôle économique majeur, par la récupération de l'énergie ou par transmission de l'énergie sous forme de chaleur.

Les échangeurs de chaleur se représentent par différents types, on cite les échangeurs tubulaires, les échangeurs à spirale et les échangeurs à plaque. Ces derniers sont les plus utilisés dans les industries.

Dans ce présent travail, on s'intéresse aux échangeurs de chaleur à plaque, où on essaye de donner quelques propriétés de ces échangeurs, les différentes formules mathématiques utilisées pour dimensionner ou choisir un échangeur de chaleur (méthode  $\Delta TLM$ , NUT et calcul de l'efficacité). On termine ce travail par une étude numérique sur le comportement thermique et dynamique dans un échangeur de chaleur à plaque à contre-courant où circulent deux fluides différents (Air/Lait et Eau/Lait).

Le présent manuscrit est devisé en quatre chapitres :

Dans le premier chapitre, on donne dans la première partie quelques notions sur le transfert de chaleur et sur les échangeurs de chaleur. Dans la deuxième partie, on donne quelques études précédentes sur les échangeurs de chaleur et on le termine par les objectifs de ce présent travail.

Le deuxième chapitre est consacré à la technologie des échangeurs de chaleurs. Premièrement, on donne quelques propriétés des fluides utilisés dans les échangeurs de Chaleur, présentation de la méthode  $\Delta TLM$ , celle de NUT et calcul de l'efficacité d'un échangeur de chaleur.

Le troisième chapitre est réservé pour présentation de différentes équations gouvernantes utilisées pour résoudre notre problème utilisant la méthode des volumes finis.

Dans la première partie de dernier chapitre, on a réalisé une validation de code de calcul à utiliser suivi par le choix de maillage et dans la deuxième partie un rapport sur les résultats obtenus dans notre étude. Les résultats sont présentés sous formes des graphes, des profils et des contours.

Enfin, nous concluons ce mémoire en rappelant les principaux résultats obtenus et en proposant des perspectives et recommandations pour des futurs travaux, si les conditions le permettront.

## Introduction

Dans une multitude des procédés industrielles, nous rencontrons des échangeurs thermiques (Echangeur pour séchoir, Radiateur de véhicule, Evaporateur de climatisation...). Les organes ont pour rôle de transféré de la chaleur entre deux fluides selon qu'il y ait ou non la présence d'une paroi sépare de ces deux milieux.

### I.1 Transfert de chaleur :

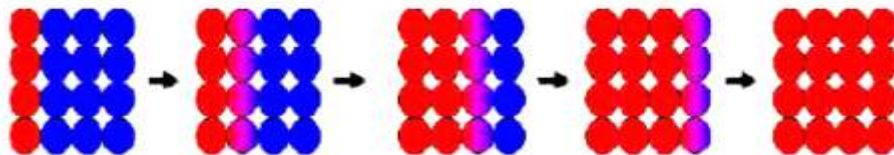
Le transfert de chaleur ou le transfert thermique entre deux corps est une interaction énergétique qui résulte d'une différence de température entre les deux corps.

On distingue habituellement trois modes de transfert de chaleur :

- **Conduction :**

Elle est définie comme étant le mode de transmission de la chaleur provoquée par la différence de température entre deux régions d'un milieu solide, liquide ou gazeux au repos, ou encore entre deux milieux en contact physique. (Les atomes se transmettent la chaleur de proche en proche) [1].

Le transfert de chaleur par conduction caractérise tous les transferts de chaleur qui s'effectuent dans les parois séparant deux corps à des températures différentes. C'est le cas des surfaces d'échange des échangeurs de chaleur [1].



**Figure I.1 :** La conduction [1].

Le flux de transfert de chaleur dépend de la conductivité thermique du produit. La loi Fondamentale de la conduction est la loi de FOURIER. Pour une dimension dans les coordonnées cartésiennes :

$$\Phi = -\lambda \cdot s \cdot \frac{dT}{dx}, \quad d\Phi = -\lambda \overrightarrow{grad} T \overrightarrow{ds} \quad (I.1)$$

Avec :

$\Phi$  : flux de chaleur échangée [W]

$\lambda$  : conductivité thermique [W/m.K]

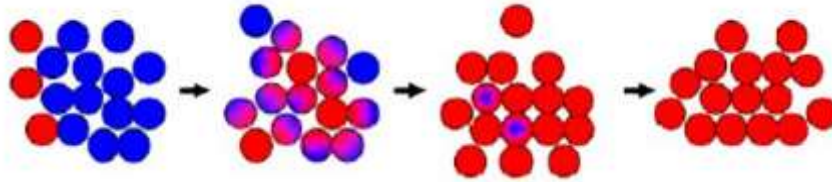
S : Surface d'échange [m<sup>2</sup>]

$\Delta T$  : Différence de température [K]

- **La convection :**

Elle Consiste en une transmission de chaleur par le mouvement réel des molécules en raison d'une différence de température. C'est un Processus caractéristique des liquides et des gaz : les particules proches d'une source de chaleur présentent une température plus élevée et, par conséquent, une densité inférieure par rapport aux autres, ces particules s'élèvent l'intérieur du fluide et sont remplacées par des particules plus froides. Ainsi, une transmission de chaleur se produit par l'intermédiaire du mouvement des différentes Particules [1].

Les applications du transfert de chaleur par convection sont beaucoup trop nombreuses. Elles interviennent chaque fois que l'on chauffe ou que l'on refroidit un liquide ou un gaz. La convection s'applique même si la surface d'échange n'est pas matérialisée par une paroi, ce qui est le cas des condenseurs par mélange ou des réfrigérants atmosphériques [1].



**Figure I.2 :** La convection [1].

Il y a deux types de transmission de chaleur par convection : la convection naturelle due à une différence de densité et la convection forcée due à l'action d'appareils mécaniques, tels que pompes ou compresseurs.

- Le flux du transfert de chaleur dépend de la nature chimique du produit.
- Plus la surface d'échange est importante, plus le transfert de chaleur est important.
- Plus l'écoulement est turbulent, plus le transfert de chaleur est rapide.

La loi fondamentale de la convection est la loi de NEWTON s'écrit comme suit :

$$\Phi = h \cdot s \cdot \Delta T \quad (I.2)$$

Avec :

$\Phi$  : Flux de chaleur échangée [W]

h: Coefficient de transfert de chaleur par convection [W/m<sup>2</sup>.K]

S: Surface d'échange [m<sup>2</sup>]

$\Delta T$ : Différence de température entre chaud et froid [K]

- **Le Rayonnement :**

Le rayonnement c'est l'écoulement de chaleur par ondes électromagnétique d'un corps haute température vers un corps à température plus basse. Il y a un rayonnement lorsque les corps sont séparés par des molécules soit lorsqu'ils se trouvent dans le vide [1].



Le rayonnement permet le transfert de chaleur sans aucun intermédiaire matériel (comme le soleil qui transmet la chaleur vers les planètes) [1]. L'équation de base utilisée pour exprimer le rayonnement est la loi de STEFAN-BOLTZMANN.

$$\Phi = \varepsilon \cdot \sigma \cdot S \cdot T^4 \quad (I.3)$$

Avec :

$\phi$  : Quantité de chaleur échangée [W]

$\sigma$  : Constante de STEFAN-BOLTZMANN  $5.6704 \times 10^{-8} [\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^4]$

S: Surface d'échange [ $\text{m}^2$ ]

$\varepsilon$  : Émissivité thermique du matériau

$T^4$  : Température du corps [K]

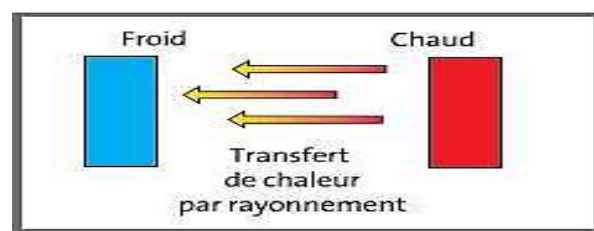


Figure I.3 : transfert de chaleur par rayonnement [1].

## I.2. Echangeurs de chaleur

L'échangeur de chaleur est un appareil destiné à chauffer ou refroidir un fluide au moyen d'un autre fluide. L'échange thermique peut se faire avec deux fluides (miscibles ou non).

Dans un tel système, les deux fluides atteignent la même température finale. Toutefois les échangeurs les plus courants sont ceux où les fluides sont séparés par une paroi (par une cloison) à travers laquelle la chaleur s'écoule [2].

### I.2.1. Classification des échangeurs

#### I.2.1.1. Selon la surface d'échange

- *Echangeur à contact direct ou à mélange* : les deux fluides peuvent être mis en contact comme c'est le cas dans les tours de refroidissement, des buses projetant de l'eau chaude sont disposées sur les parois intérieures de la tour, l'air extérieur admis par le bas s'échauffe et du fait de son changement de densité monte de bas en haut, permettant ainsi de refroidir l'eau [2].
- *Échangeurs à contact indirect* : En principe, pour les échangeurs les plus répandus dans l'industrie, les deux fluides, désignés par 1 et 2, s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi ou cloison, à faible inertie thermique. La chaleur que le fluide 1 cède à la paroi, par convection le long de la surface de contact, traverse l'épaisseur de la paroi par conduction et est cédée au fluide 2 par convection le long de l'autre face. Les processus de transfert présentent une réciprocité :

convection (1) conduction (paroi), convection (2). Le flux de chaleur échangé s'exprime par le produit d'une conductance globale constante le long de l'échangeur, et de la différence entre les températures moyennes  $T_1$  et  $T_2$  des fluides [2].

### I.2.1.2. Suivant le sens d'écoulement

Dans les échangeurs à fluide séparés, les modes de circulation des fluides peuvent se ranger en trois catégories Ou bien les vecteurs vitesses des écoulements sont approximativement parallèles :

- S'ils sont de même sens les écoulements sont « **co-courants** ».
- S'ils sont de sens contraire, les écoulements sont « **à contre-courant** ».
- Si les vecteurs vitesses sont en moyenne perpendiculaire l'un à l'autre Il s'agit cette fois de « **courant croisés** » [3].

### I.2.1.3. Suivant les types d'échange

- **Échangeur sans changement de phase** : Les échangeurs de chaleur sans changement de phase correspondent aux échangeurs dans lesquels l'un des fluides se refroidit pour réchauffer le deuxième fluide sans qu'il y ait changement de phase les températures des fluides sont donc variables, tout le long de l'échangeur [3].
- **Échangeur avec changement de phase** : Les échanges avec changement de phase sont caractérisés par trois cas différents [3] :
  - L'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise : ces échangeurs sont rencontrés dans les machines frigorifiques.
  - Le fluide secondaire se vaporise en recevant de la chaleur du fluide primaire, lequel ne subit pas de changement d'état. Ils sont appelés évaporateurs.
  - Le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état.

### I.2.1.4 Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

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

## I.2.2. Types des échangeurs

### I.3.2.1. Echangeurs tubulaires :

Ces sont des échangeurs dans lesquelles circulent deux fluides qui sont généralement à l'état liquide. Ces échangeurs sont utilisés dans l'industrie chimique et pétrochimique, malgré leurs performances moyennes par rapport aux échangeurs à plaques, ils sont capables de

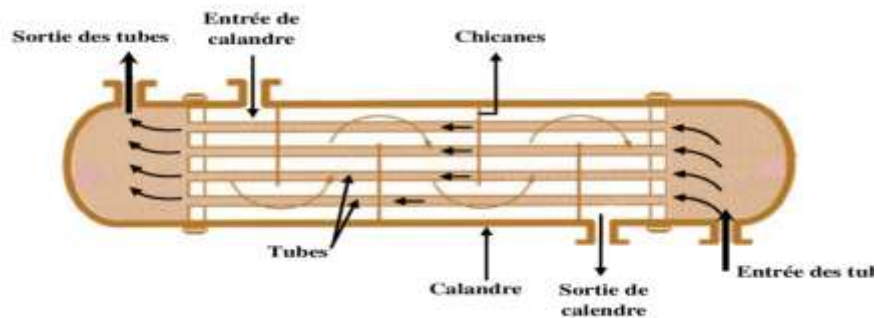
fonctionner dans des conditions critiques de température et de pression (température et pression élevées) [4].

- **Echangeur mono tubulaire** : Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et à généralement la forme d'un serpentín comme montré dans la figure ci-dessous.



**Figure I.4** : Échangeur monotube en serpentín [4].

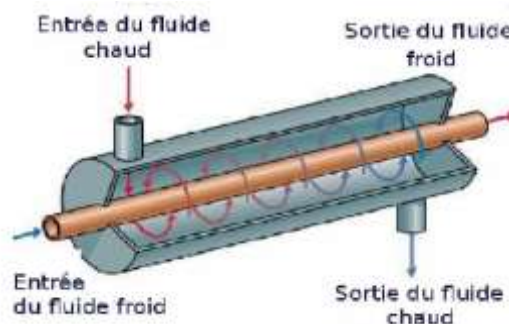
- **Echangeur à faisceau et calandre** : L'échangeur à calandre est l'échangeur le plus fréquemment utilisé dans l'industrie. La surface d'échange est constituée d'un ensemble de tubes dans lesquels circule un des deux fluides. Les extrémités de chaque tube sont fixées par frettage, soudage ou mandrinage dans les plaques de tête. A l'intérieur de l'échangeur, les tubes sont maintenus en position par des supports qui peuvent servir de chicanes [4].



**Figure I.5** : Schéma typique d'un échangeur tubes-calandre [4].

- **Echangeur coaxial**

Dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur comme montré dans la figure ci-dessous [4].



**Figure I.6** : Échangeur coaxial [4].

- **Echangeur à tube en U**

Le faisceau est constitué de tubes coudés en forme d'épingle, il n'est donc porté que par une seule plaque tubulaire. Ce système permet la libre dilatation du faisceau. En revanche, le nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique [4].

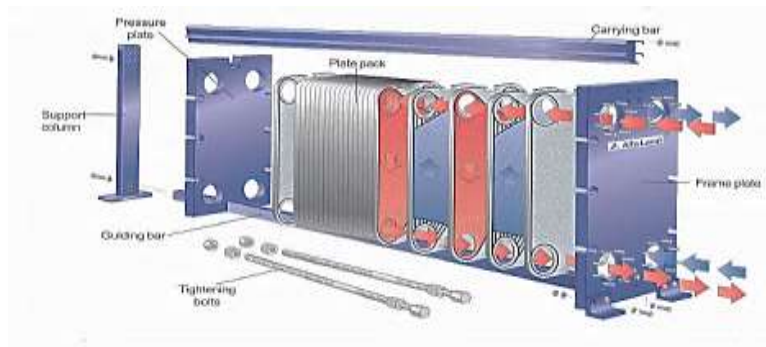
Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Résiste aux fortes pressions</li> <li>- Libre dilation des tubes et du corps</li> <li>- Toutes puissances</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Prix de revient élevé</li> <li>- Débouchage difficile</li> </ul>

**Tableau I.1** : Avantages et inconvénients d'un échangeur de chaleur à tube en U

### I.2.2.2. Les échangeurs à plaque

L'échangeur à plaque est un type d'échangeur de chaleur qui connaît un usage croissant dans l'industrie. Il est composé d'un grand nombre de plaques disposées en forme de millefeuilles et séparées les unes des autres d'un petit espace (quelque millimètres) ou circulent les fluides. Le périmètre des plaques est bordé d'un joint qui permet par compression de la structure d'éviter les fuites. Et pour garantir un meilleur transfert de chaleur on utilise des plaques ondulées sur toute sa surface [5].

Le fluide se déplace, par exemple, du coin inférieur gauche vers le coin supérieur droit de la plaque, ou un orifice lié à un tuyau lui permet de passer de l'autre côté de la plaque et de sauter une couche du millefeuille (un espace entre 2 plaques) avant de s'écouler à nouveau le long de la plaque suivante. Ainsi chaque fluide ne circule parallèlement à une plaque que tous les deux espaces. L'avantage de ce type d'échangeur est sa simplicité qui en fait un échangeur peu coûteux et facilement adaptable par (**ajout/retrait**) des plaques afin (**d'augmenter/réduit**) la surface d'échange en fonction des besoins. La surface avec l'extérieur est réduite au minimum, ce qui permet de limiter les pertes thermiques et l'étroitesse de l'espace où circulent les fluides ainsi que le profil des plaques assurent un flux turbulent qui permet un excellent transfert de chaleur[5].



**Figure I.7** : composition d'un échangeur à plaque simple [5].

- **Echangeurs à surface primaire**

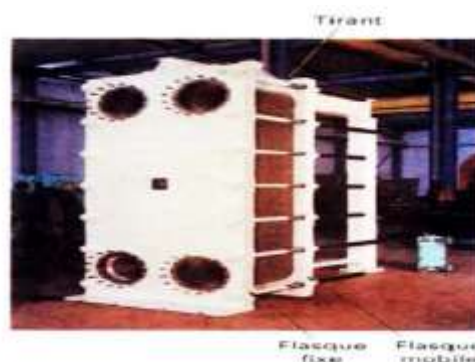
Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques corruguées, nervurées ou picotées. Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression par multiplication des points de contact [5].



**Figure I.8** : Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire [5].

- **Échangeurs à plaques et joints**

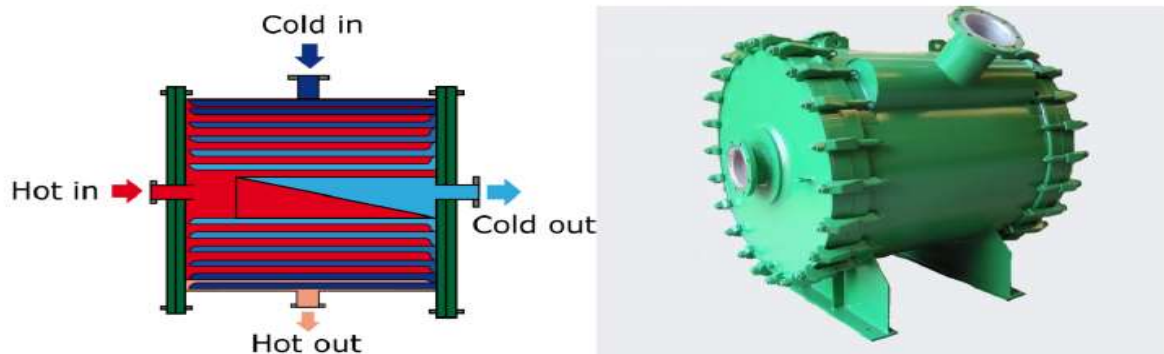
La surface d'échange est alors composée de plaques métalliques, équipées de joints, serrées les unes contre les autres à l'aide de tirants entre deux flasques, l'un fixe, l'autre mobile [5].



**Figure I.9** : Échangeur à plaque et joint [5].

### I.2.2.3. Les échangeurs à spirales

Les échangeurs à spirales sont des échangeurs compacts, généralement constitués de deux ou quatre bandes de tôles enroulées autour d'un collecteur central cylindrique. Ils possèdent un passage unique de chaque côté, la tendance à l'encrassement est sensiblement réduite. Le canal courbe induit des écoulements turbulents qui augmentent l'efficacité de l'échangeur est que le fluide circule dans un canal unique théoriquement qui échappe au phénomène d'encrassement [5].



**Figure I.10 :** Echangeur de chaleur spirale [5].

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Grande surface de contact</li> <li>- Large passage</li> <li>- Encombrement réduit</li> <li>- Excellent condenseur</li> <li>- Autonettoyant</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Non démontable</li> <li>- Ecarte de Température limités</li> </ul>

**Tableau I.2.** Avantages et inconvénients d'un échangeur de chaleur spirale

### I.2.2.4. Echangeur a lamelle

Ce type d'échangeurs peut être considéré comme une variante de l'échangeur à fiscales. La direction d'écoulement des deux fluides étant strictement parallèle [5].



**Figure I.11:** Echangeur de chaleur à lamelles [5].

### I.2.3. Technologie des plaques

Les plaques d'un échangeur de chaleur sont en général en forme de chevron pour augmenter la turbulence et ménager des points d'appuis pour résister à la pression.

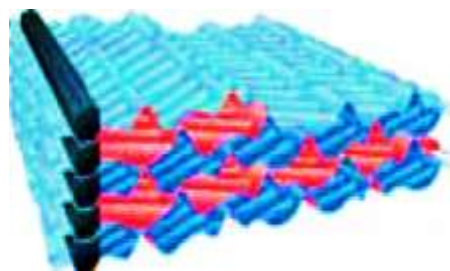
Leur faible épaisseur permet d'utiliser des matériaux de bonne qualité ayant une bonne tenue à la corrosion (acier inox, titane, etc.). De plus, les joints en polymère assurent un double rôle dans l'échangeur de chaleur à plaque jointé :

- Etanchéité.
- Répétition des fluides dans l'échangeur.

Parmi les techniques de fabrication des plaques d'un échangeur de chaleur, nous citons les plus répandus dans le marché [5].

#### I.2.3.1. Plaque à canal large

Avec des canaux de 12 mm sans points de contact, cette plaque est idéale pour les fluides contenant des fibres ou des particules de grande taille. Chaque canal a été conçu pour éliminer le passage des solides dans la zone d'entrée, [5].



**Figure I.12** : plaque à canal large [5].

#### I.2.3.2. Plaque à double paroi

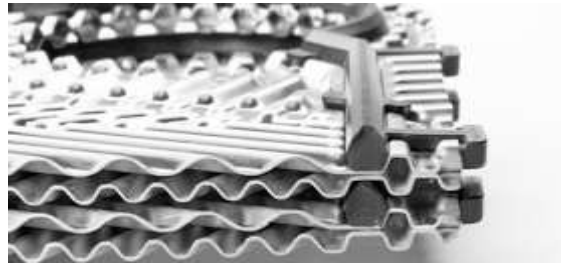
Composée de deux plaques comprimées simultanément et soudées au laser sur le port, cette plaque est conçue pour les applications nécessitant une fiabilité totale contre le brassage. La défaillance d'une plaque entraîne une détection externe sans fuite interne. La seconde paroi assure une double barrière entre les fluides, répondant aux normes sanitaires locales [6].



**Figure I.13** : Plaque à double paroi [6].

### I.2.3.3. Plaque semi-soudée

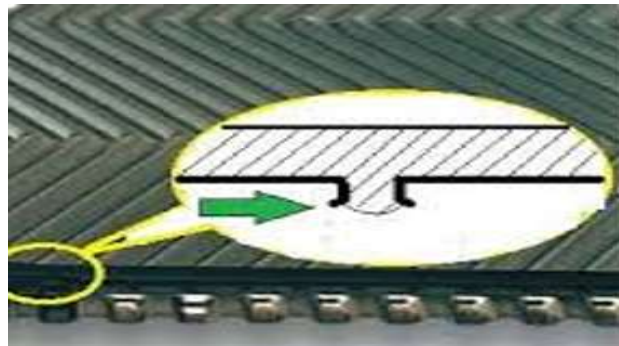
La figure suivante présente deux plaques semi-soudée, séparés avec des joints [6].



**Figure I.14 :** Plaque semi-soudée [6].

### I.2.3.4. Joint sans colle

Le nouveau joint sans colle permet un remplacement des joints rapide et simple [6].



**Figure I.15 :** Le joint sans colle [6].

## I.2.4. Choix de l'échangeur

Le choix de l'échangeur de chaleur pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : Les pressions de service, les propriétés du fluide, les contraintes thermiques. Les problèmes d'encombrement et de maintenance doivent être pris en compte, ainsi que les considérations économiques [7].

Ainsi il faut tenir compte du type du matériau compatible avec la qualité du fluide, du problème d'encrassement et de l'encombrement.

## I. 3. Etude bibliographique

**TAOURIT FARIDA** [8], Etudie le comportement dynamique et thermique de deux écoulements dans un échangeur de chaleur dans le cas simple et avec ailette dans la veine d'écoulement des fluides qui présente des résultats montre bien la nette amélioration apportée par l'utilisation des obstacles.

**WEBB ET RAMADHYANI** [9], 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** [10], 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**, [11]. 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.

**M.LALANDE. ET AL** [12], ces auteurs décrivent le comportement mécanique, hydrodynamique et thermique d'un échangeur de chaleur à plaques adapté à la pasteurisation du lait.

#### **I .4. Objectifs**

Ce travail consiste à l'étude de comportement thermique et dynamique dans un échangeur de chaleur à plaque à contre-courant où circulent deux fluides différents (Air/Lait et Eau/Lait). L'objectif principal de cette étude est de montrer le fluide caloporteur le plus efficace entre l'eau et l'air pour une meilleure pasteurisation du lait et tout ça en calculant l'efficacité de l'échangeur.

#### **Conclusion**

Nous avons présenté dans ce premier chapitre quelque généralité sur le transfert thermique et les échangeurs de chaleurs et quelques études sur les échangeurs de chaleur réalisées par des chercheurs scientifique.

Dans le chapitre suivant nous intéressons à la technologie des échangeurs thermique.

## Introduction

Les échangeurs de chaleurs à plaques, tubulaires, spirales, lamelles sont utilisés dans l'industrie à différent fonction donnée, le choix d'un échangeur dépend de plusieurs paramètres à savoir le coût, l'encombrement, le poids, les niveaux de pressions et les températures.

Les considérations désignant le type d'échangeur de chaleur sont généralement : les exigences thermiques, les dimensions et les pertes de charges.

### II.1. Etude d'un échangeur de chaleur :

Dans l'étude d'un échangeur de chaleur on cherche souvent à obtenir une puissance thermique d'échange donnée, avec la plus faible surface d'échange et le moins de pertes de charges possible, autrement dit au meilleur coût d'investissement. Lors des études générales relatives à des installations des échangeurs de chaleur apparait souvent la nécessité d'évaluer [13] :

- Les coefficients d'échange thermique.
- Les surfaces d'échanges.
- Les pertes de pressions.
- Les écarts de températures entre les fluides caloporteurs.

#### II.1.1. Propriétés thermiques des fluides utilisés

Les échangeurs à plaque utilisés sont traversés par deux fluides de différente nature :

- Le premier est considéré comme étant le fluide produit (boissons, lait...etc.).

- Le deuxième comme étant le fluide de refroidissement appelé aussi fluide caloporteur.

Ces deux fluides sont connus par leurs propriétés physiques qui sont :

- **La chaleur massique ( $C_p$ )** : La chaleur massique d'un corps est égale à la quantité de chaleur qu'il faut fournir pour élever de 1 K la température de l'unité de masse de ce corps. Dans le système international d'unités, elle se mesure en J/ Kg K, mais on l'exprime souvent en J/ g. K ou en Cal/ g. K [14].
- **Conductivité thermique ( $\lambda$ )** : Le facteur  $\lambda$  est une propriété intrinsèque de la matière décrivant son aptitude à conduire la chaleur, et est appelé conductivité thermique. La conductivité thermique s'exprime W/ m K [14].

- **La masse volumique ( $\rho$ )** : Est le rapport de la masse volumique d'un corps sur la masse volumique d'un autre corps pris comme référence. Ce dernier est l'eau pour les liquides et les solides, l'air pour le gaz [14].
- **La viscosité ( $\mu$ )** : Est une propriété d'un fluide qui tend à empêcher son écoulement lorsqu'il est soumis à l'application d'une force. Les fluides de grande viscosité résistent à l'écoulement et les fluides de faible viscosité s'écoulent facilement [14].

### II.1.2. Encrassement

L'encrassement des échangeurs thermiques peut être défini comme étant la déposition de matériaux ou de substances non désirées sur la surface d'échange. On distinguera cependant différents types [15]. À savoir : encrassement particulier, entartrage, corrosion, encrassement biologique et encrassement par réaction chimique.

#### II.1.2.1. Encrassement particulier

L'encrassement particulier est causé par le dépôt d'une partie des particules transportées par les fluides sur la surface d'échange.

#### II.1.2.2. Entartrage

L'entartrage d'une surface d'échange de chaleur est généralement associé à la production d'un solide cristallin à partir d'une solution liquide. Deux facteurs essentiels favorisent l'entartrage, le premier est l'aspect thermodynamique (la saturation : dépassement de la limite de solubilité), le second est l'aspect cinétique (la vitesse de déposition doit être suffisamment rapide) [15].

#### II.1.2.3. Corrosion

L'encrassement par corrosion est le résultat d'une réaction chimique ou électrochimique entre la surface de transfert de chaleur et le fluide en écoulement. Les produits de la réaction qui se forment restent sur la surface d'échange et créent l'encrassement. On distingue 4 types d'encrassement [15]:

- La corrosion uniforme caractérisée par une perte d'épaisseur régulière mais dont la vitesse n'est pas forcément proportionnel au temps.
- La corrosion par piqûres, zone concernée ne dépasse pas 1mm<sup>2</sup>.
- La corrosion fissurant à l'échelle microscopique inter granulaire ou trans-granulaire.
- La corrosion sélective où seul un élément d'un alliage subit une attaque sélective.

### II.1.2.4. Encrassement biologique

L'encrassement biologique est dû au développement de micro-organismes qui créent un film au contact au se la surface d'échange. Il peut être causé par trois grands types de micro-organismes : les bactéries, les algues et les champignons [15].

## II.2. Calcul d'un échangeur de chaleur

### II.2.1. Organigramme de dimensionnement d'un échangeur de chaleur

Le problème du dimensionnement thermique dans une installation industrielle est illustré par làll commence, tout d'abord, par la sélection du type d'échangeur adapté au problème posé, puis vient la face de dimensionnement thermique proprement dite, elle est destinée à fixer pour le calcul la surface d'échange nécessaire au transfert de puissance sur les fluides considérés. Cette phase de calcul est le plus souvent itérative et permet d'approcher par des essais successifs qui semble la meilleure, à la fois du point de vue thermique et du point de vue hydraulique [16].

L'aspect hydraulique concerne les pertes de pression (pertes de charge) sur chaque circuit, et apparait comme une contrainte au problème d'optimisation thermique : l'optimum géométrique, qui conduirait à une diminution de la surface pour le même rendement thermique, ne doit pas être pénalisant du point de vue des pertes de pression admissibles. Un calcul de dimensionnement d'échangeur doit être capable de résoudre ce problème [16].

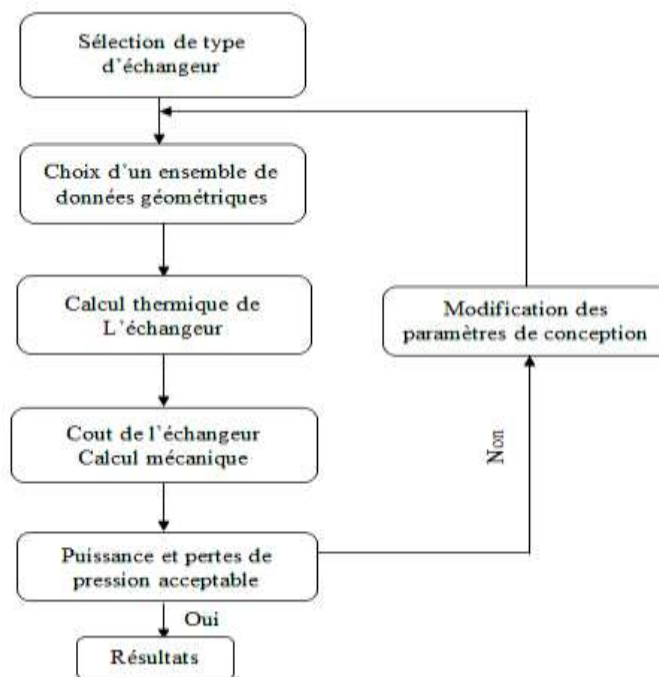


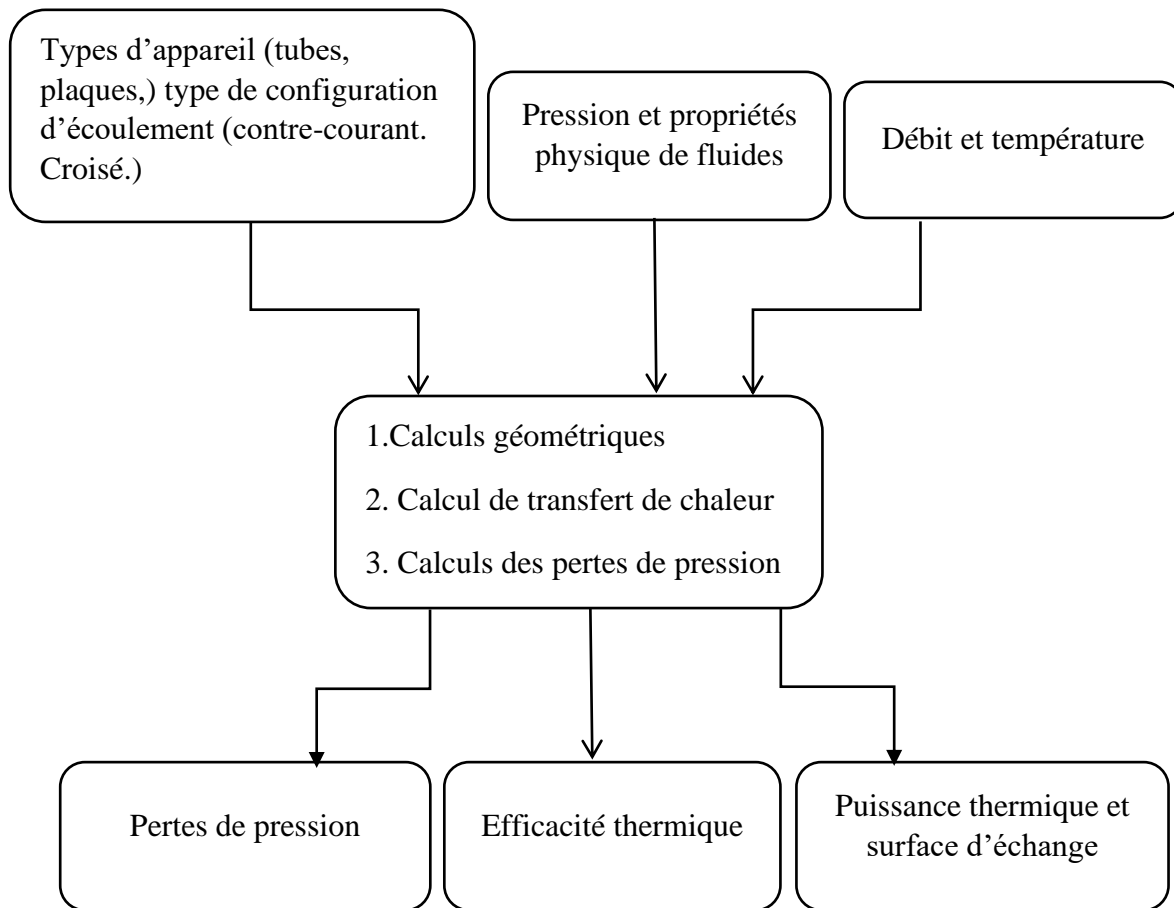
Figure II.1 : Organigramme de dimensionnement [16].

## II.2.2. Principe de calcul thermique d'un échangeur

La figure ci-dessous illustre, dans son principe, la méthode à suivre pour le calcul thermique d'un échangeur en précisant [16].

Les résultats, avec des données nécessaires : données géométriques, de fonctionnement et propriétés physiques des fluides.

- ❖ Forme succincte (puissance thermique échangée et pertes de pression) ou sous forme plus détaillée (valeurs locales des coefficients d'échange, nombres adimensionnels, caractéristiques, etc.).
- ❖ La phase thermique proprement dite, comprenant des calculs géométriques (sections de passage des fluides, diamètres hydrauliques, etc.), et des calculs de transfert de chaleur et de pertes de pression.



**Figure II.2 :** Principe de calcul thermique d'un échangeur [16].

### II.2.3. Nombres adimensionnels

Pour faciliter l'étude et le calcul sur les échangeurs de chaleur on fait appel à la notion de groupements adimensionnés qui tiendront compte des principaux paramètres intervenants dans le phénomène de transfert [17].

➤ Pour différencier entre différents régimes d'écoulement on introduit la notion du nombre de Reynolds (Re) défini comme étant le rapport entre les forces d'inertie et les forces de viscosité existant dans l'écoulement :

$$Re = \frac{\rho.V.D}{\mu} \quad (\text{II.1})$$

On parlera d'un régime d'écoulement laminaire pour  $Re < 2100$ , d'un régime transitoire pour  $2100 < Re < 10000$  et du régime turbulent pour  $Re > 10000$ . Le coefficient d'échange de chaleur dans un écoulement laminaire est relativement faible. Pour des nombres de Reynolds important ( $Re > 8000$ ) l'écoulement du fluide est pleinement turbulent à l'exception d'une très mince couche de fluide au voisinage immédiat de la paroi où les tourbillons sont amortis par les forces de viscosité [18].

Un accroissement de la turbulence toutefois, est accompagné de grandes pertes de pression dues au frottement dans la conduite.

V : vitesse caractéristique du fluide [m/s].

D : dimension caractéristique.

$\mu$  : viscosité dynamique du fluide.

$\rho$  : la masse volumique.

➤ Le nombre de Prandtl (Pr) est le rapport de la viscosité cinématique à la diffusivité thermique. Plus la viscosité cinématique est grande plus l'énergie dépensée nécessaire pour véhiculer le fluide est élevée. Plus la diffusivité thermique est grande plus le fluide extrait facilement la chaleur de la paroi :

$$Pr = \frac{\mu.C}{\lambda} \quad (\text{II.2})$$

$\lambda$  : conductivité thermique du fluide.

➤ Le nombre de Nusselt (Nu) est le rapport entre le transfert de chaleur par convection et par conduction. Il nous renseigne sur l'importance des échanges à la paroi. Le coefficient de transfert de chaleur convectif (h) se déduit à partir du nombre du Nusselt comme suit [18] :

$$Nu = \frac{h.D}{\lambda} \quad (\text{II.3})$$

Et (relation de DITTUS-BOELTER)

$$Nu = c \cdot Re^n \cdot Pr^m \quad (\text{II.4})$$

Dans la littérature le nombre de Nusselt est donné par des corrélations empiriques en fonction des nombres de Reynolds et Prandtl et du rapport des viscosités dynamique ( $\mu/\mu_p$ ) sous la forme suivante :

$$Nu = c \cdot Re^n \cdot Pr^m (\mu/\mu_p) \quad (\text{II.5})$$

- Échauffement du fluide :  $n = 0,4$  ;
- Refroidissement du fluide :  $n = 0,3$

Les nombres de Nusselt, Prandtl et Reynolds caractérisent respectivement l'échange thermique, les propriétés thermiques et le régime d'écoulement du fluide.

#### II.2.4. Pertes de charges :

La perte de charge totale qui apparaît lors de l'écoulement d'un fluide à travers un échangeur à plaques et joints se décompose en deux parties : pertes de charge dans les plaques et pertes de charge dans les tubulures d'alimentation. En général on considère que les dimensions des tubulures sont suffisamment importantes pour que les pertes de charges y soient négligeables devant celles des plaques. La perte de charge d'un fluide en écoulement isotherme dans une plaque ( $\Delta P$ ) entre les collecteurs d'entrée et de sortie, dépend de nombreux paramètres tels que la densité, la viscosité, la vitesse du fluide, ainsi que la géométrie des plaques.

En considérant le diamètre hydraulique moyen ( $D_h$ ) comme dimension caractéristique du canal et ( $L$ ) la longueur de la plaque, la perte de pression peut s'écrire comme suit [19] :

$$\Delta P = \Delta P_{collecteur} + \frac{4 \cdot f \cdot \rho \cdot V^2 \cdot L}{2 \cdot D_h} \quad (\text{II.6})$$

Cette relation a été vérifiée expérimentalement dans des nombreuses configurations. Le coefficient de frottement ( $f$ ) s'exprime d'une manière générale comme suite :

$$f = \frac{K}{Re^m} \quad (\text{II.7})$$

$K$  et  $m$  dépendent du régime d'écoulement et de la géométrie de la plaque. L'exposant  $m$  du nombre de Reynolds varie de 0,1 à 0,4

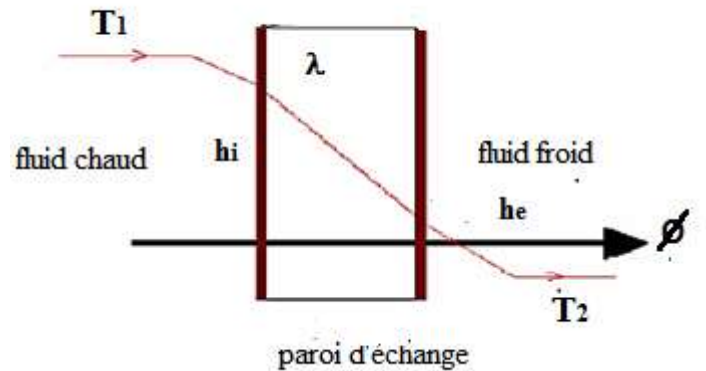
- Pour un régime turbulent :  $f = \frac{1,22}{Re^{0,252}}$

- Pour un régime laminaire :  $f = \frac{38}{Re}$

### II.2.5. Coefficient d'échange global

Le travail thermique qui a lieu en sien d'un échangeur de chaleur, fait intervenir le mode conductif à travers la paroi de séparation de deux fluides et le mode convectif dans chaqu'un de ces derniers (2 fluides) [20].

Généralement, le rayonnement intervient peu, il sera négligé dans notre étude.



**Figure II. 3** : échange entre deux fluides séparés par une paroi plane [20].

$$\Phi = \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{h_i \cdot s} + \frac{r_{e1}}{s} + \frac{e}{\lambda \cdot s} + \frac{r_{e2}}{s} + \frac{1}{h_e \cdot s}} \quad (\text{II.8})$$

$$\Phi = K \cdot S \cdot \Delta T \quad (\text{II.9})$$

Par identification :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} + r_{e1} + \frac{e}{\lambda} + r_{e2} + \frac{1}{h_e} \quad (\text{II.10})$$

K: coefficient de transfert global [W/m<sup>2</sup> K]

$\lambda$  : Conductivité thermique [W/m K]

$h_i, h_e$  : coefficient de convection [W/m<sup>2</sup>K]

Dans cette représentation du transfert de chaleur à travers une paroi plane séparant deux fluides, nous avons la Température Tc de fluide chaud qui subite une première diminution de la Température dû à la convection avec la paroi par le biais d'un coefficient de convection  $T_{p1}$ , bien en suit une inévitable zone d'encrassement dû à l'accumulation de particule ou par dépôt de tartre.

Ce phénomène se caractérise par une résistance thermique supplémentaire « $r_{e1}$  »). La température diminue en suit par conduction « $\lambda$  » à travers la paroi d'échange d'épaisseur « $e$  ». Dans la direction des fluides froids au retrouve à nouveau une résistance thermique « $r_{e2}$  » et un transfert convectif caractérisé par « $T_{p2}$  » [20].



### II.3. Performances d'une plaque

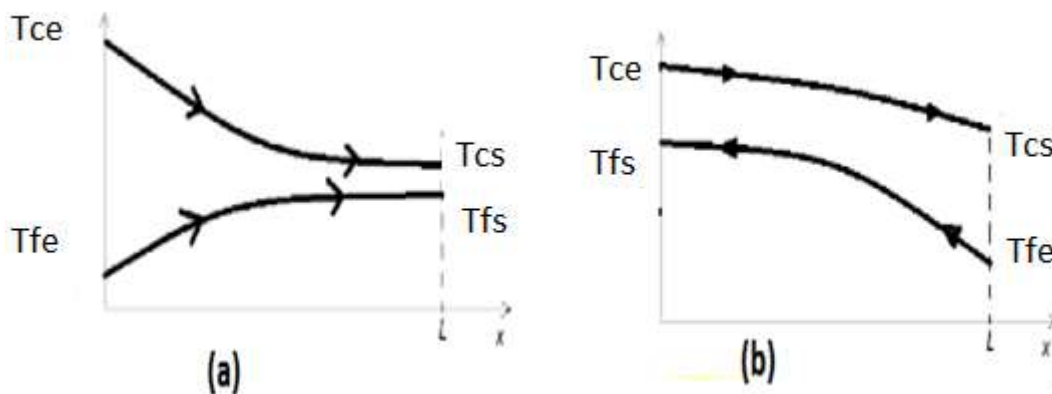
Le problème consiste à choisir le type de la plaque répondant le mieux au problème thermique posé. On définit donc un nombre d'unité de transfert noté  $(NUT)_p$  caractérisant les performances de la plaque :

$$(NUT)_p = \frac{2n_p \cdot K \cdot s}{(n_p + 1) \cdot (q_m \cdot c)} \quad (\text{II.11})$$

$n_p$  sont respectivement le nombre de plaques actives et  $q_m$  le débit massique d'un canal. Cette expression est obtenue en considérant l'écoulement au niveau d'un canal [17].

#### II.3.1. METHODE $\Delta TLM$

Les températures des fluides, dans un échangeur de chaleur, ne sont pas en générale constante, mais elles varient d'un point à un autre à mesure que la chaleur s'écoule du fluide le plus chaud vers le fluide le plus froid.



**Figure II. 4 :** Distribution des températures dans le cas des deux échangeurs [13].

(a) : échangeur à co-courant

(b) : échangeur à contre-courant

Dans les deux figures, il n'y a pas de changement de phase. La représentation (a) montre que, quel que soit la longueur de l'échangeur la température finale du fluide le plus froid ne peut jamais être supérieure à la température de sortie du fluide le plus chaud. Il s'agit d'une disposition géométrique à co-courant [13].

Pour un échangeur de chaleur à contre-courant figure (b), par contre, la température du fluide le plus froid peut dépasser la température de sortie du fluide le plus chaud, car il existe un gradient de température favorable tout au long de la traversée de l'échangeur. Un avantage

supplémentaire de la disposition à contre-courant est que, pour un flux de chaleur donné, on a besoin d'une surface d'échange plus petite que dans le cas d'un écoulement parallèle.

Si on considère le cas des échangeurs à courants parallèles ou contre-courant, et si on suppose que l'échangeur est sans pertes, le flux de chaleur  $d\Phi$  transmis du fluide chaud au fluide froid à travers un élément de surface d'échange  $dA$  s'écrit [13] :

Le flux perdu par le fluide chaud ( $dT_c < 0$ ) égal au flux gagné par le fluide froid ( $dT_f > 0$ ).

$$d\Phi = -q_{mc} \cdot Cp_c \cdot dT_c = q_{mf} \cdot Cp_f \cdot dT_f \quad (\text{II.12})$$

- $q_{mc}, q_{mf}$  : les débits massiques des deux fluides (kg/s)
- $Cp_f, Cp_c$  : les chaleurs massiques à pression constante (Kj/Kg. °C)

La relation déjà indiquée :

$$d\Phi = K \cdot dS \cdot (T_c - T_f) \quad (\text{II.13})$$

$$\text{De (II.5) on tire : } dT_c = \frac{-d\Phi}{(q_{mc} \cdot Cp_c)} \quad \text{et} \quad dT_f = \frac{d\Phi}{(q_{mf} \cdot Cp_f)}$$

D'où

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -d\Phi \left( \frac{1}{(q_{mc} \cdot Cp_c) - (q_{mf} \cdot Cp_f)} \right) \quad (\text{II.14})$$

On remplace  $d\Phi$  par l'expression (II.6) on obtient :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -K \cdot dS \cdot \left( \frac{1}{q_{mc} \cdot Cp_c} + \frac{1}{q_{mf} \cdot Cp_f} \right) \quad (\text{II.15})$$

Si on admet que le coefficient d'échange local  $K$  reste constant tout le long de l'échangeur, on peut intégrer l'expression précédente (II.15) le long de la surface d'échange, pour obtenir, en introduisant les conditions aux extrémités  $T_{ce}, T_{fe}$  et  $T_{cs}, T_{fs}$  :

$$\ln \left( \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) = -K \cdot S \cdot \left( \frac{1}{q_{mc} \cdot Cp_c} + \frac{1}{q_{mf} \cdot Cp_f} \right) \quad (\text{II.16})$$

Mais on peut également exprimer le flux total échangé en fonction des températures d'entrée et de sortie du fluide (bilan enthalpie global) :

$$\Phi = -q_{mc} \cdot Cp_c \cdot (T_{ce} - T_{cs}) = q_{mf} \cdot Cp_f \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{II.17})$$

En remplaçant dans (II.17) les expressions de  $q_{mc} \cdot Cp_c$  et  $q_{mf} \cdot Cp_f$  tirées de l'expression (II.14), on obtient :

$$\Phi = K \cdot S \cdot \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \left( \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right)} \quad (\text{II.18})$$

Le terme :  $\frac{(T_{cs}-T_{fs})-(T_{ce}-T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{cs}-T_{fs}}{T_{ce}-T_{fe}}\right)}$  désigne ce qu'on appelle la moyenne logarithmique de la différence de température logarithmique moyenne notée DTLM.

$$DTLM = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)} \quad (\text{II.19})$$

➤ Echangeur à co-courant :

$$DTLM = \frac{(T_{ce}-T_{fe})-(T_{cs}-T_{fs})}{\ln\left(\frac{T_{ce}-T_{fe}}{T_{cs}-T_{fs}}\right)} \quad (\text{II.20})$$

➤ Echangeur à contre-courant :

$$DTLM = \frac{(T_{ce}-T_{fs})-(T_{cs}-T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{ce}-T_{fs}}{T_{cs}-T_{fe}}\right)} \quad (\text{II.21})$$

Les hypothèses suivantes sont très importantes pour les applications des formules précédentes. En effet, il est supposé que [13] :

- Le coefficient d'échange  $h$  est constant le long de l'échangeur.
- Les débits des deux fluides sont constants.
- Les chaleurs massiques correspondantes sont constantes.
- Il n'y a pas de changement de phase dans l'échange.
- Les fuites thermiques sont négligeables.
- Les surfaces d'échanges sont égales dans les passages.

### II.3.2. Méthode de NUT

Le groupement sans dimension  $NUT = \frac{K \cdot S}{(q_m \cdot C_p)_{min}}$  représente ce qu'on appelle le nombre d'unité de transfert noté NUT, il permet d'évaluer le transfert de chaleur d'un échangeur. Le NUT pour un problème posé, où l'on connaît les différentes températures aux bornes de l'échangeur, caractérise le service thermique demandé [13].

Si le nombre d'unité de transfert est très petit ( $NUT < 1$ ), l'échangeur est peu efficace quel que soit le sens de circulation et le rapport de débit des capacités thermique  $C_r$  avec :  $C_r = \frac{(q_m \cdot C_p)_{min}}{(q_m \cdot C_p)_{max}}$ . Si le nombre d'unité de transfert est élevé ( $NUT = 5$  à  $10$ ), l'échangeur de chaleur

est alors très efficace. Une autre relation lie l'efficacité d'échange au nombre d'unité de transfert pour deux différents modes de fonctionnement des échangeurs [13] :

L'**efficacité**, quant à elle, est la mesure de la puissance d'un échangeur par rapport à ce qu'il pourrait transmettre s'il était à contre-courants et infiniment grand. Du point de vue économique, un échangeur est souvent dimensionné pour avoir une efficacité comprise entre 0,5 et 0,6.

➤ Fonctionnement à contre-courant :

$$E = \frac{1 - e^{-NUT(1-C_r)}}{1 - C_r \cdot e^{-NUT(1-C_r)}} \quad (\text{II.22})$$

➤ Fonctionnement à co-courant :

$$E = \frac{1 - e^{-NUT(1-C_r)}}{1 + C_r} \quad (\text{II.23})$$

Si  $C_r = \frac{(q_m \cdot C_p)_{\min}}{(q_m \cdot C_p)_{\max}} = 1$ , l'efficacité se calcule par :

$$E = \frac{NUT}{(1 + NUT)} \quad (\text{II.24})$$

## Conclusion

Ce chapitre a été consacré aux différentes méthodes et formules de calcul utilisées dans le dimensionnement des échangeurs de chaleur. On a aussi présenté l'organigramme de dimensionnement et de calcul thermique d'un échangeur de chaleur.

Dans le chapitre suivant nous allons à présenter les formulations mathématiques et les différentes méthodes numériques qui nous aiderons à résoudre un tel problème physique.

## Introduction

Les échangeurs de chaleurs à plaque sont l'un des types les plus largement utilisés dans les industries de production des produits alimentaire comme refroidissement des boissons, de lait...etc.

Dans le présent chapitre, on représente la géométrie de problème à étudier numériquement, les conditions aux limites et les différentes équations gouvernantes simplifiées par des hypothèses imposées à résoudre par une méthode numérique connue, en utilisant la méthode des volumes finis.

### III.1. Formulation mathématique du problème

#### III.1.1. Géométries du problème

La géométrie du problème est présentée sur la figure III.1. Il s'agit d'un échangeur de chaleur composé de deux conduites rectangulaires traversées par deux écoulements, d'une longueur  $L$  et de la hauteur  $H$  pour chaque conduite. Dans la conduite inférieure s'écoule un fluide froid et dans la deuxième conduite (supérieure) s'écoule un fluide chaud.

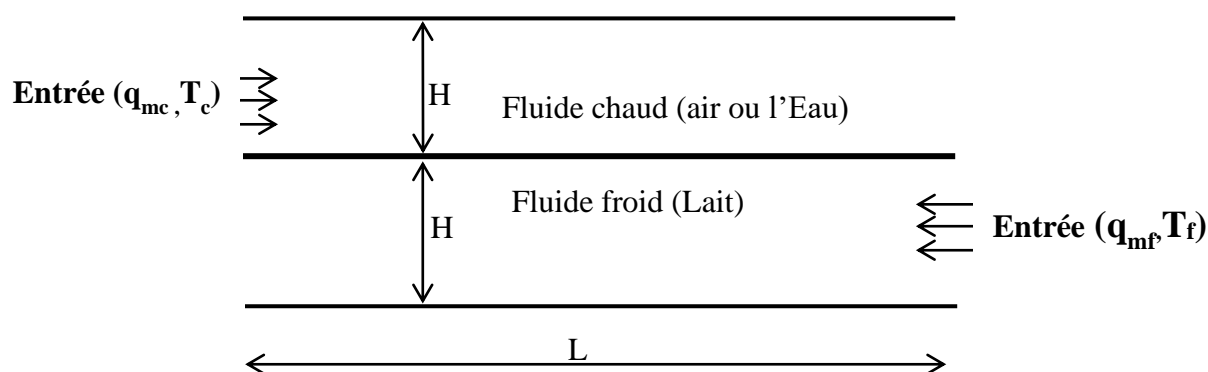


Figure III.1 : Géométrie du problème à étudier

#### III.1.2. Modélisation de l'écoulement des fluides

##### III.1.2.1. Hypothèse simplificatrice

De façon à obtenir un modèle mathématique simple qui décrit ce problème, on implique des hypothèses simplificatrices qui sont les suivantes :

- Fluide newtonien, visqueux et incompressible
- Écoulement bidimensionnel (suivant  $x$  et  $y$ )
- Transfert de chaleur par rayonnement négligé
- Dissipation visqueuse négligeable ( $\mu \Phi = 0$ )
- L'écoulement de fluide est supposé turbulent et stationnaire
- Les propriétés physiques du fluide ( $C_p, \mu, \lambda, \rho$ ) et du solide ( $\lambda_s$ ) sont constantes.

- La température des parois (supérieure et inférieure) est constante

La modélisation mathématique du phénomène du transfert convectif repose sur la résolution des équations liant les paramètres physiques essentiels à savoir : la pression, la vitesse et la température. Ces équations sont obtenues à partir des équations de continuité (équation de conservation de la masse), équations de Navier-Stokes (équations de conservation de quantité de mouvement) ainsi l'équation de conservation de l'énergie [21].

### III.1.2.2. Equations de conservation

Les équations de la conservation peuvent se généraliser sous une seule forme d'équations aux dérivées partielles. Si on note toute variable générale mesurée par le symbole  $\Phi$ , L'équation différentielle Générale s'écrit [8] :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\Phi) + \text{div}(\rho V\Phi) - \text{div}(\Gamma\Phi \overrightarrow{\text{grad}} \Phi) + S\Phi \quad (\text{III.1})$$

Où :

$\Gamma\Phi$  : est le coefficient diffusion

$S\Phi$ : et le terme source

$V$  : est le vecteur vitesse

Les quatre termes de l'équation (III.1) représentent :

$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\Phi)$ : Terme transitoire d'accumulation

$\text{div}(\rho V\Phi)$  : Terme convectif

$\text{div}(\Gamma\Phi \overrightarrow{\text{grad}} \Phi)$  : terme diffusif

$S\Phi$  : terme source

Type d'équation	$\Phi$	$\Gamma$	S
Equation d'énergie	T	$\Lambda$	0
Équation de la quantité du mouvement suivant X	u	M	$-\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \frac{\partial V}{\partial y}\right)$
Équation de la quantité du mouvement suivant Y	V	M	$-\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \frac{\partial V}{\partial y}\right)$
Equation de continuité	1	0	0

**Tableau III.1:** différentes désignations de  $\Phi$ ,  $\Gamma$  et S [8]

On peut considérer que les équations suivantes décrivent le phénomène d'écoulement à l'intérieur d'un échangeur de chaleur :

- **Équation de continuité**

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{III.2})$$

Où  $u$  et  $v$  étant les composantes du champ de vitesse ( $u$ ,  $v$ ) dans les directions axiale ( $Ox$ ) et Radiale ( $Oy$ ) respectivement [8].

- **Équation de quantité du mouvement**

Suivant X :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (\text{III.3})$$

Suivant Y :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (\text{III.4})$$

- **Équation d'énergie [8]:**

$$\rho C_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \lambda_f \cdot \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{III.5})$$

### III.1.3. 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[21].

#### III.1.3.1. La décomposition de Reynolds

La décomposition de Reynolds est dite que tout champ ( $\phi = U$  ou  $P$  ou  $T$  (Température) Se décompose en un champ moyen  $\bar{\phi}$  et en un champ fluctuant  $\phi'$  de Moyenne nul [21]:

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (\text{III.6})$$

$$\bar{\phi} = \frac{1}{t} \int_0^t \phi \, dt \quad (\text{III.7})$$

Avec :

$\phi$  : Valeur statique

$\bar{\phi}$  : Valeur moyenne

$\phi'$  : Valeur fluctuante

Où  $t$  une grandeur comparer à la période de fluctuations.

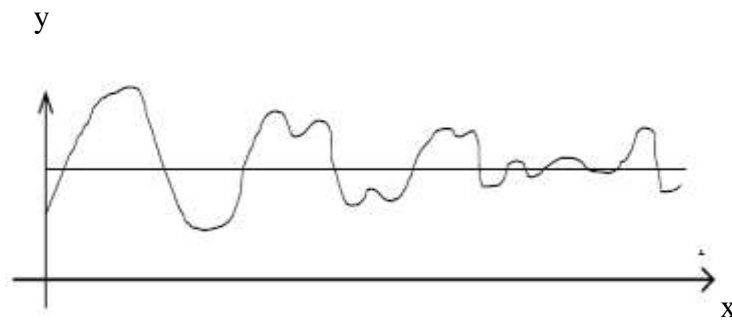
Donc on aura le système suivant :

$$U = \bar{U}_t + U'$$

$$T = \bar{T}_t + T'$$

$$P = \bar{P}_t + P'$$

Les lettres avec le signe (') 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 mêmes conditions générales d'écoulement cette moyenne vérifie les règles de Reynolds [21].



**Figure III.2 :** Fluctuation d'une grandeur autour d'une valeur moyenne [21].

### III.1.3.2. 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 [21].

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 :

$$\rho = \bar{\rho} \tag{III.8}$$



### - Equation de continuité des mouvements moyens

L'équation de continuité du champ moyen est obtenue par

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{III.9})$$

### - Équation de Navier-Stocks moyenne

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + U_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_j} + \nu \frac{\partial^2 \bar{U}_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad (\text{III.10})$$

On écrit finalement :

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_j} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\tau}_{ij} + R_{ij}) \quad (\text{III.11})$$

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 :

$$U_i \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} = \frac{\partial U_i U_j}{\partial x_j} \quad (\text{III.12})$$

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

$$[R_{ij}] = -\rho [R_{ij}] = -\rho \left[ \begin{array}{ccc} \overline{UU} & \overline{VU} & \overline{UW} \\ \overline{UV} & \overline{VV} & \overline{WV} \\ \overline{UW} & \overline{VW} & \overline{WW} \end{array} \right] \text{Ou } [\bar{\tau}_{ij}] \text{ est le tenseur des contraintes}$$

visqueuse, défini par

$$[\bar{\tau}_{ij}] = \Gamma \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U}{\partial x_i} \quad \text{Avec} \quad \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} = \Gamma \frac{\partial^2 \bar{U}_i}{\partial x_j \partial x_j}$$

L'équation de la vitesse fluctuante est exprimée :

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -U_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} - U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \nu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \overline{U_i U_j} \right) \quad (\text{III.13})$$

### III.1.3.3. Problème de fermeture des équations :

Le système (continuité moyenne) comporte plus d'inconnues que d'équations, c'est un système ouvert. Le fait de prendre la moyenne d'une équation instantanée 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 [21].

$$\frac{\partial}{\partial t} \overline{U_i U_j \dots U_p} = \dots \cdot \{ \overline{U_i U_j \dots U_p U_q} \} \dots$$

Schématiquement :

$$\begin{array}{ccc} & & "n + 1 fois" \\ & & \uparrow \\ & & "n fois" \end{array}$$

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].

### III.1.3.3.1. Quelques hypothèses classiques de la fermeture de turbulence

- **Hypothèse de CHOU :**

$$v_t = C_\mu \frac{K^2}{\varepsilon} \quad (\text{III.14})$$

- **Hypothèse de viscosité turbulente de BOUSSINESQ**

$$-\overline{u_i u_j} = \nu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} K \delta_{ij} \quad (\text{III.15})$$

- **Hypothèse de longueur de mélange de Prandtl**

$$v_t = L_m^2 \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (\text{III.16})$$

Qui devient en écoulement de type couche limite :

$$v_t = L_m^2 \left( \frac{\partial U_1}{\partial x_2} \right) \quad (\text{III.17})$$

$L_m$  : Longueur de mélange.

La longueur de mélange de calcul suivant le type d'écoulement des expressions variées, obtenus en générale à partir de l'expérience, sont en effet disponibles pour les écoulements standards [21].

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

### III.1 .3.4. Le nombre du Reynolds et Coefficient de pression $C_p$

- **Le 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 :

$$\text{Re} = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\beta \nu} \quad (\text{III.18})$$

$\rho$  : Masse volumique en [Kg/m<sup>3</sup>].

$\mu$  : La viscosité dynamique en [Kg/m s].

$\nu$  : Viscosité cinématique en [m<sup>2</sup>/ s].

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

$D$  : longueur caractéristique en [m].

- **Le coefficient de pression :**

Le coefficient de pression est défini par :

$$C_P = \frac{\Delta P}{\rho U^{*2}} ; U^{*2} = \frac{2}{3} U_{max} \quad (\text{III.19})$$

L'intérêt des modèles ASM et RSM par rapport aux modèles du premier ordre K- $\epsilon$  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.

### III.2. 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

Il existe quatre types de conditions aux limites dans notre étude :

- Pour  $x=0$

$$\begin{cases} 0 \leq y \leq H \text{ on } a: P = 0 \text{ (sortie de fluide froid: Lait)} \\ H \leq y \leq 2H \text{ on } a: q_m = q_{mc} \text{ et } T = T_{ce} \text{ (entrée de fluide chaud: Eau ou Air)} \end{cases}$$

- Pour  $x=L$

$$\begin{cases} 0 \leq y \leq H, & \text{on } a: q_m = q_{mf} \text{ et } T = T_{fe} \text{ (entrée de fluide froid: Lait)} \\ H \leq y \leq 2H, & \text{on } a: P = 0 \text{ (sortie de fluide chaud: Eau ou Air)} \end{cases}$$

- Pour  $y = 0$  et  $y = 2H$  m

$$0 \leq x \leq L, \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \text{ et } u = v = 0$$

- Pour les interfaces fluide/ solide ( $y = H$ )

$$\lambda_{fluide} \frac{\partial T}{\partial \vec{N}} = \lambda_{solide} \frac{\partial T}{\partial \vec{N}} \text{ et } T_{fluide} = T_{solide}$$

### III.3. Méthode numérique

Depuis des années, le développement des ordinateurs a encouragé les scientifiques à résoudre des problèmes de plus en plus complexes pour lesquels des solutions analytiques ne peuvent être trouvées. Ces types de problèmes sont généralement modélisés par des équations aux dérivées partielles non linéaires. Pour obtenir une solution numérique, ces problèmes doivent être discrétisés en transformant les équations différentielles en systèmes d'équations algébriques linéarisés par une méthode de discrétisation avant de les résoudre par des méthodes directes ou itératives [22]. Parmi les méthodes de discrétisation les plus fréquemment utilisées dans les problèmes d'écoulements et de transfert de chaleur, on peut citer les méthodes des différences finies, d'éléments finis et des volumes finis.

#### III.3.1 Méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis, choisie par notre étude, a été développée par Spalding et Patankar (1980). Sa grande simplicité de mise en œuvre a fait qu'elle a connu un essor fulgurant depuis les années 1970-1980, elle est à l'origine de la majorité des codes de calculs.

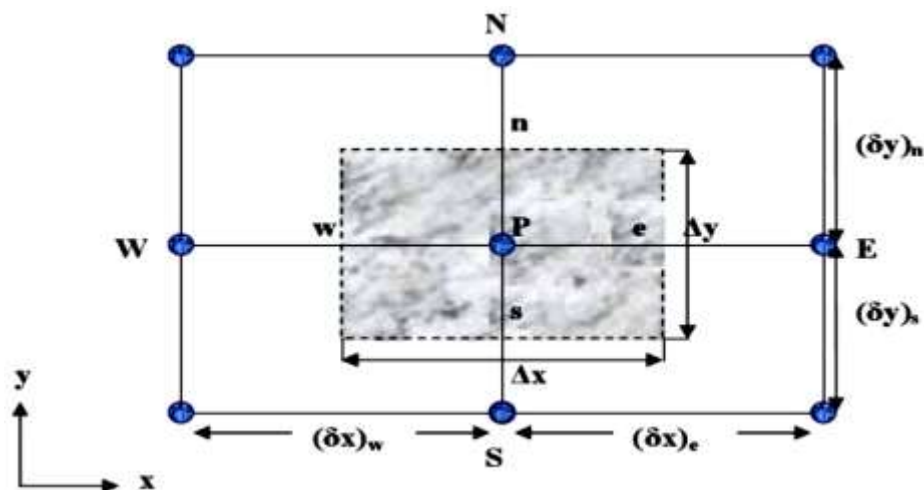
La méthode des Volumes Finis consiste à intégrer, sur des volumes élémentaires, les équations écrites sous forme intégrale. C'est une méthode particulièrement bien adaptée à la discrétisation spatiale des lois de conservation, contrairement aux Eléments Finis, et est ainsi très utilisée en mécanique des fluides. Sa mise en œuvre est simple si les volumes élémentaires ou "volumes de contrôles" sont des rectangles en 2D ou des parallélépipèdes en 3D. Cependant, la méthode des Volumes Finis permet d'utiliser des volumes de forme quelconque et donc de traiter des géométries complexes, contrairement aux Différences Finies. Enfin, elle peut être utilisée avec des maillages relativement grossiers, ce qui permet la mise en œuvre de code pour un coût raisonnable [23].

De nombreux codes de simulation numérique en mécanique des fluides reposent sur cette méthode.

Les principes fondamentaux de la méthode des volumes finis sont brièvement rappelés ici. Pour plus de détail, on pourra se référer aux ouvrages de **Patankar (1980) [24]**.

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Mise en œuvre relativement facile</li> <li>- Applicable aux géométries complexes</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Moins précis que les méthodes spectrales.</li> </ul>

**Tableau III.2** : Les avantages et les inconvénients de la méthode des volumes finis [23].



**Figure III.3 :** volume de contrôle bidimensionnel [20].

Pour un nœud principal P les points E et W (E=Est, W= Ouest) sont des voisins dans la direction x, tandis que N et S (N=Nord, S=Sud) sont des voisins dans la direction y.

### III.3.2. Maillage

C'est la subdivision du domaine d'étude en grilles longitudinales et transversales dont l'intersection représente un nœud, ou on trouve les composantes u et v du vecteur vitesse qui se trouve au milieu des segments reliant deux nœuds adjacents.

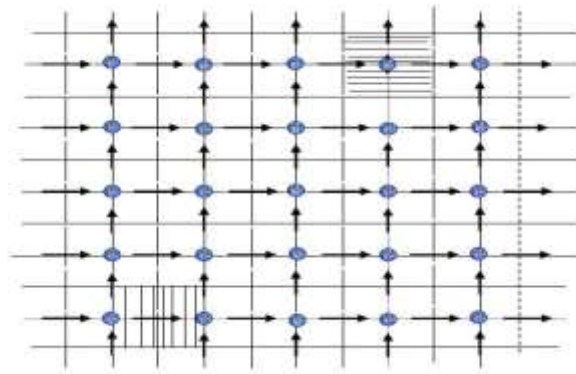
La discrétisation du domaine est obtenue par un maillage constitué d'un réseau de points. Les grandeurs scalaires pression, température, sont stockées dans le nœud P du maillage, tandis que grandeurs vectorielles u et v sont stockés aux milieux des segments reliant les nœuds.

L'équation générale du transport est intégrée sur le volume de contrôle associé aux variables scalaires et les équations de quantités de mouvement sont intégrées sur le volume de contrôle associé aux composants de vitesses [20].

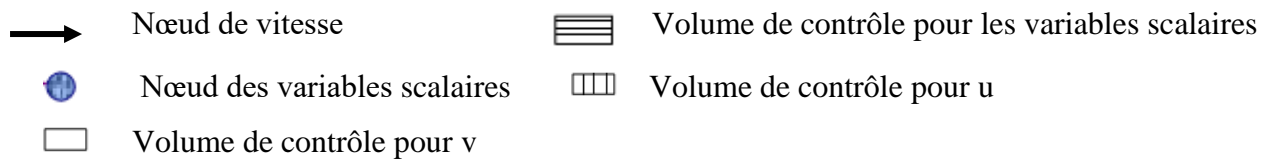
Le volume de contrôle de la composante longitudinale u est décalé suivant la direction x par rapport au volume de contrôle principale, celui de la composante transversale v est décalé suivant la direction de y.

Ce type de maillage est dit maillage décalé permet une bonne approximation des flux convectifs est une meilleure évaluation de des gradients de pression ainsi une stabilisation numérique de la solution.

La construction des volumes de contrôle et le maillage décalé sont montrés dans le schéma suivant [20]:



**Figure III.4** : schéma du maillage. [20]



## Conclusion

Au cours de ce chapitre des formulations mathématiques de problème physique a étudié sont présentées, ainsi une brève présentation des méthodes numériques utilisées pour résoudre le système d'équations gouvernantes.

Dans le chapitre qui suit, on représente les résultats obtenus par la méthode des volumes finis.

## Introduction

Dans ce chapitre nous allons intéresser à l'étude du comportement dynamique et thermique de deux écoulements (L'eau/lait) et (l'air/lait) avec un régime turbulent et contre courante de deux canaux rectangulaires de diamètre hydraulique  $D_h = 0.146\text{m}$  et de longueur  $L = 1.42$ .

Pour ce travail on va se baser sur la méthode des volumes fins pour la discrétisation des équations de transportes.

Le matériau utilisé dans cette étude est aluminium qui constitue les parois de l'échangeur. Dont les caractéristiques thermique et dynamique sont donne dans le tableau (VI.1) **Toutou Samir, (2007) [25]**.

	<b>Eau</b>	<b>Lait</b>	<b>Air</b>	<b>Aluminium</b>
<b>Conductivité thermique</b> $\lambda$ (W/m. K)	0.688	0.5	0.0242	202.4
<b>Masse volumique <math>\rho</math></b> (Kg/m <sup>3</sup> )	1020	925.8	1.225	2719
<b>Viscosité dynamique <math>\mu</math></b> (Kg/m. s)	0.0212	0.0019	$1.7894 \times 10^{-05}$	X
<b>Chaleur massique C</b> (J/Kg. K)	4282	3894	1006.43	871

**Tableau IV.1.** Caractéristiques physiques des fluides et de matériaux [27].

### IV.1. Validation de code du calcul

Afin de valider le code de calcul et tester notre capacité à l'utiliser pour la modélisation du notre problème, nous avons opté par reproduire les résultats d'un travail similaire à notre problème. L'analyse de bibliographique en rapport avec le sujet nous a permet de choisir le travail présenté par **A. Youcef et R. Saim (2017) [26]**. Qui s'intéresse à l'étude de comportement dynamique et thermique d'un écoulement en convection forcée pour deux fluides dans un échangeur de chaleur à plaque.

Une comparaison des résultats obtenus par simulation avec ceux présente par **Youcef et R. Saim (2017) [26]**. Sous les mêmes conditions est effectuée les figure (IV.1, IV.2) représente respectivement les profils de vitesse et de température  $X=0.2\text{m}$   $Y=0.3$  avec ceux obtenu par **A. Youcef et R. Saim (2017) [26]**.

A partir de ces deux figures, nous remarquons que les résultats obtenus dans la présente étude sont très proches de ceux du cas de référence. Ecart relatif entre les deux solutions n'excède pas 5%. Cette comparaison nous permet de constater que nos prédictions sont dans des

limites acceptables et pouvons ainsi étendre notre investigation à d'autres configurations similaires.

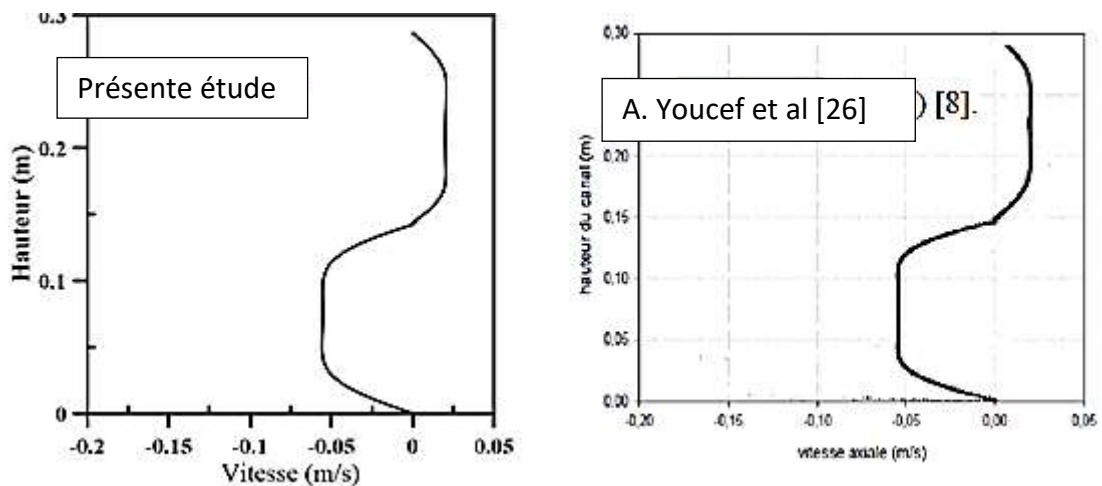


Figure IV.1 : Profils de la vitesse axiale à  $x=0.2$

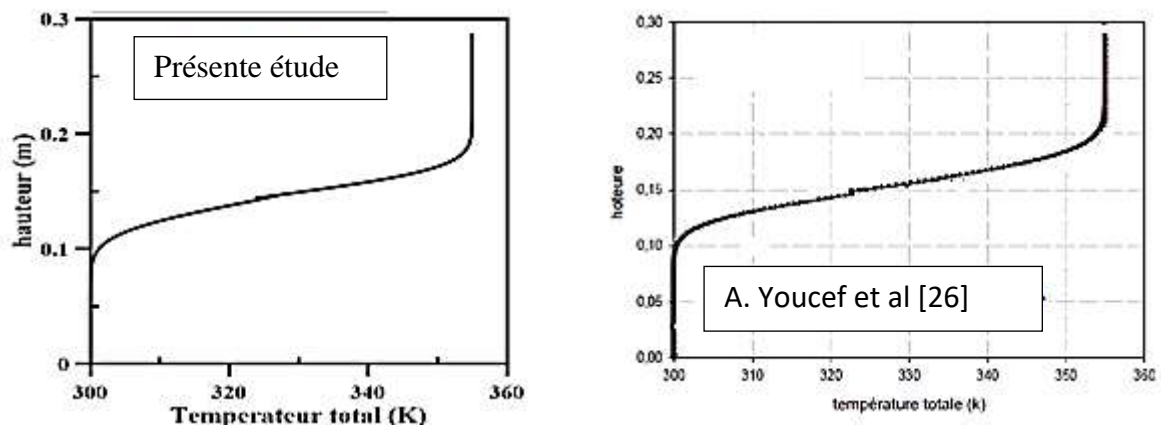


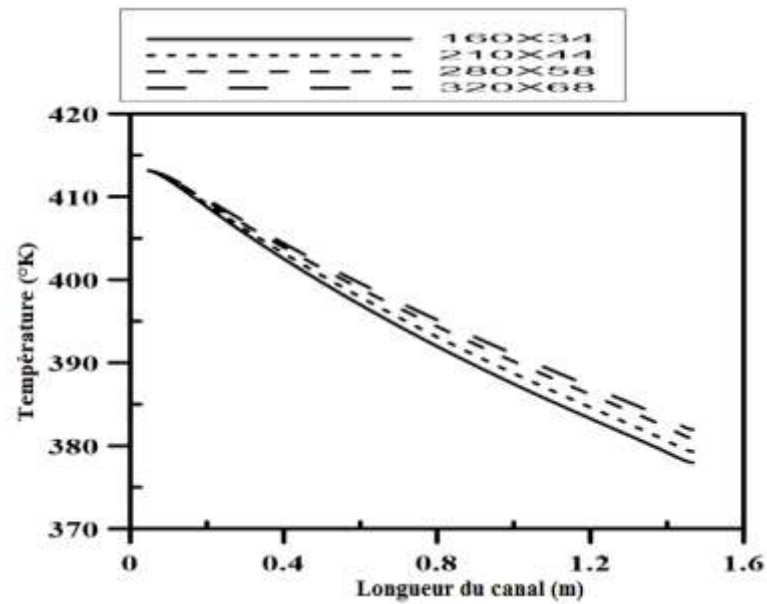
Figure IV.2 : Profils de la température totale  $x=0.2m$

## IV.2. Choix du maillage

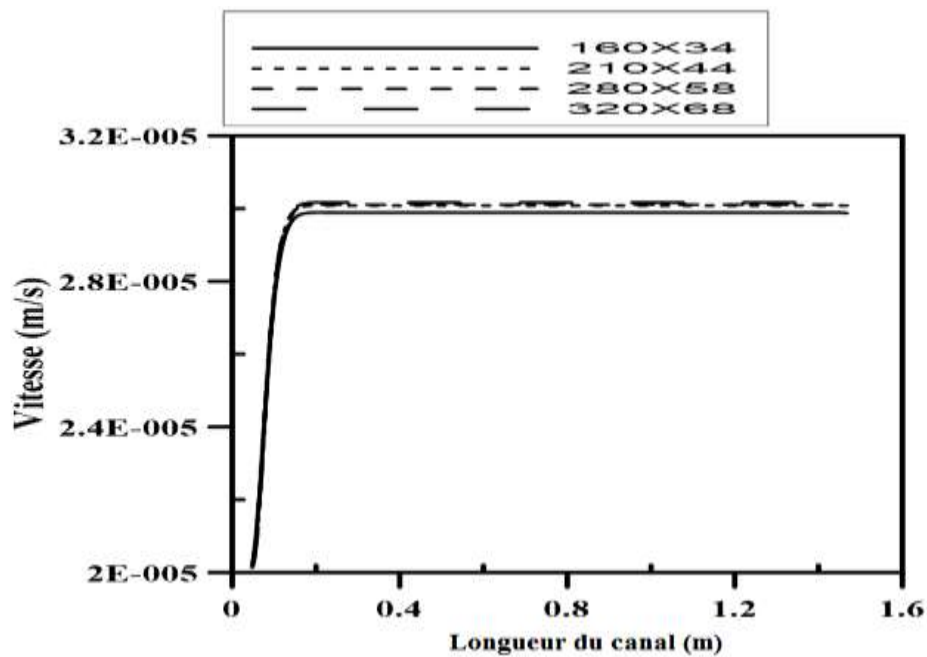
Afin de procéder à l'analyse de l'influence du maillage sur la précision de la solution numérique et assurer ainsi l'indépendance des résultats vis-à-vis le maillage, nous avons effectué le calcul pour quatre différents maillages (160 x 34, 210 x 44, 280 x 58, 320 x 68). Les essais sont effectués pour les températures et les vitesses transversales dans le canal chaud (l'eau/lait).

On peut constater qu'un maillage de 280X58 assure un compromis entre la précision des résultats et le coût en temps de calcul. Ce maillage sera utilisé pour tous les cas traités dans ce présent travail.





**Figure IV.3 :** variations de température le long du canal chaud à  $Y=0.219$  aux différents maillages (l'eau/lait).



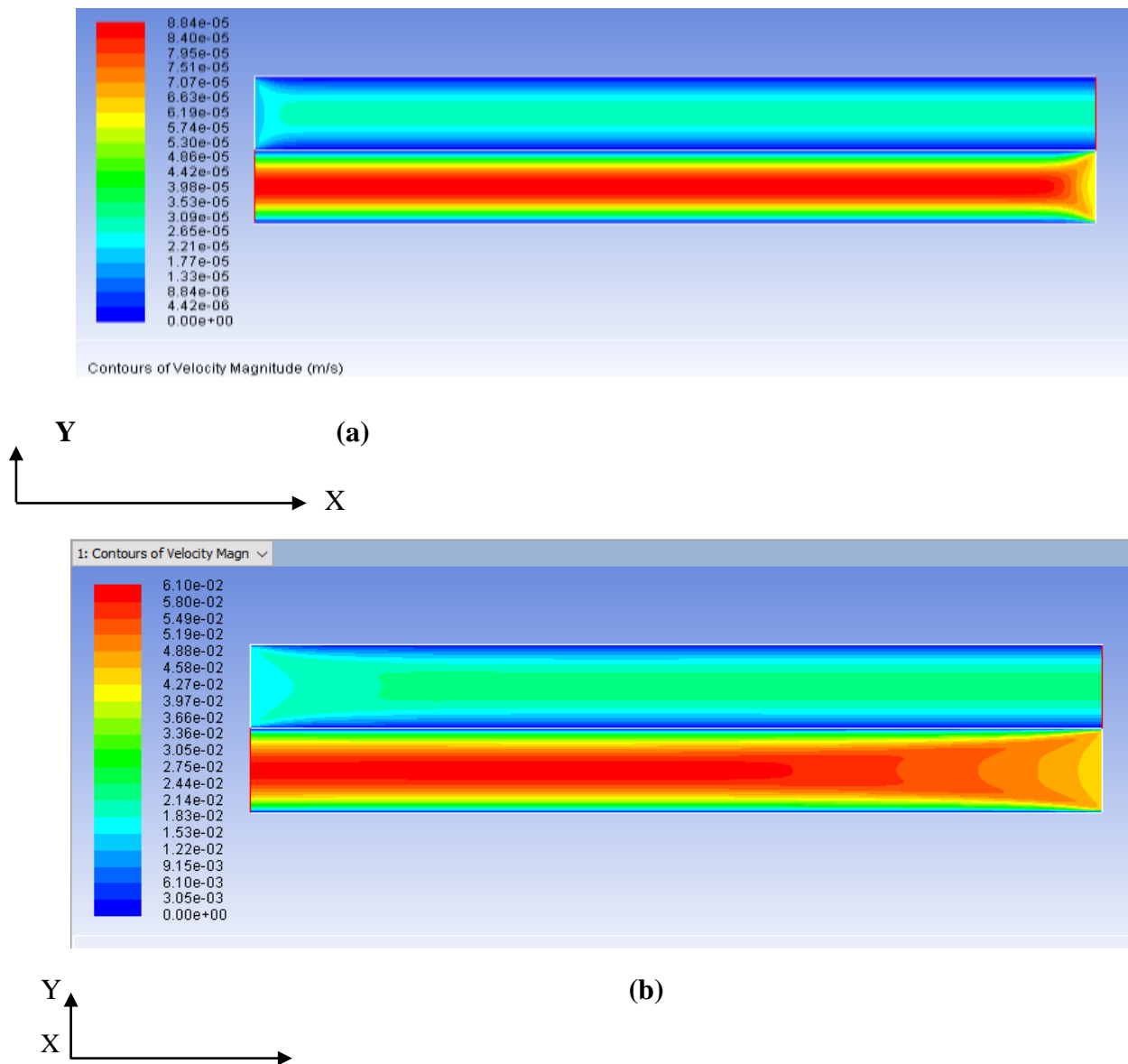
**Figure IV.4 :** variations de vitesse transversale du canal chaud à  $Y=0.219$  aux différents maillages (l'eau/lait).

### IV.3. Discussion des résultats

#### IV.3.1. Etude de champ dynamique

La figure IV.5 représente les champs de vitesse axiale le long du canal. On remarque que les valeurs de la vitesse dans le cas l'Eau/Lait sont faibles par rapport au cas Air/Lait et les valeurs de la vitesse de fluide froid est très importants que celle de fluide chaud dans les deux

cas. On remarque aussi que les vitesses des fluides augmentent avec le sens d'écoulement, cela peut s'expliquer qu'avec l'augmentation de l'intensité du chauffage, on assiste à la diminution de la densité du fluide ce qui accélère le mouvement du fluide.



**Figure IV.5 :** Contours de la vitesse longitudinale. (a) Cas l'Eau / Lait (b) cas L'Air / Lait.

D'après la figure IV.6, on observe que la vitesse de fluide chaud augmente avec le sens d'écoulement et diminue avant d'atteindre la sortie du canal et cela est plus observé dans le cas Air et dans la conduite froide (le fluide froid : Lait), la vitesse diminue dans le sens d'écoulement de fluide froid, ce phénomène a été expliqué dans le paragraphe précédent.

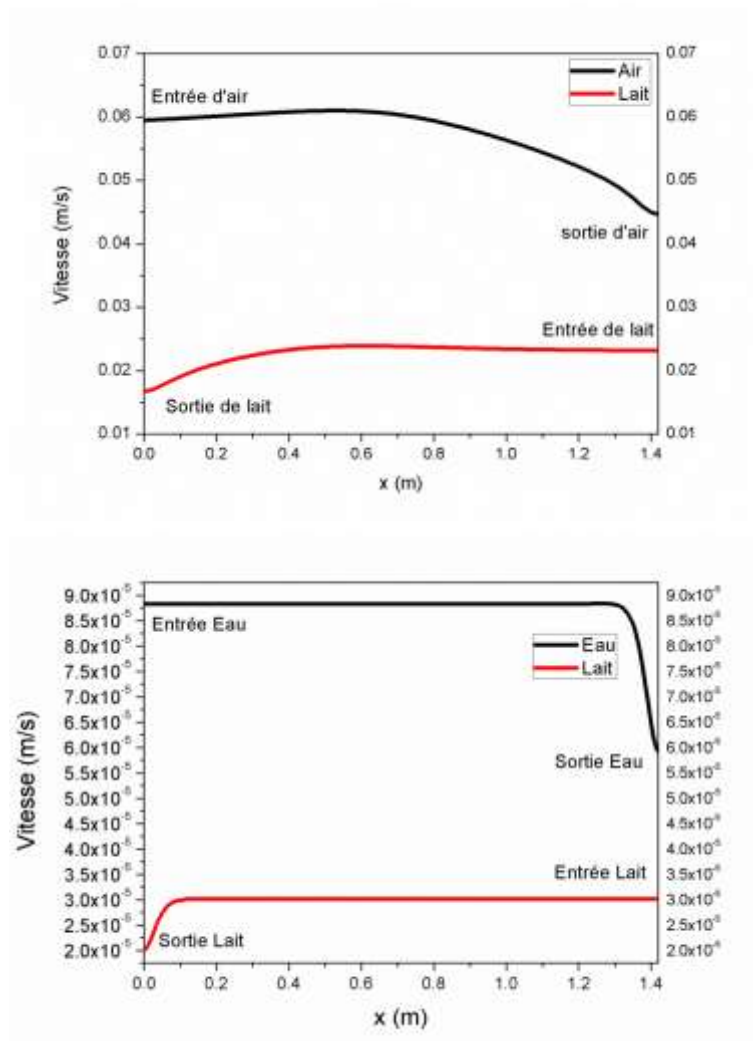


Figure IV.6. Profils de vitesse longitudinal à  $y = 0.073$  et  $y = 0.219$

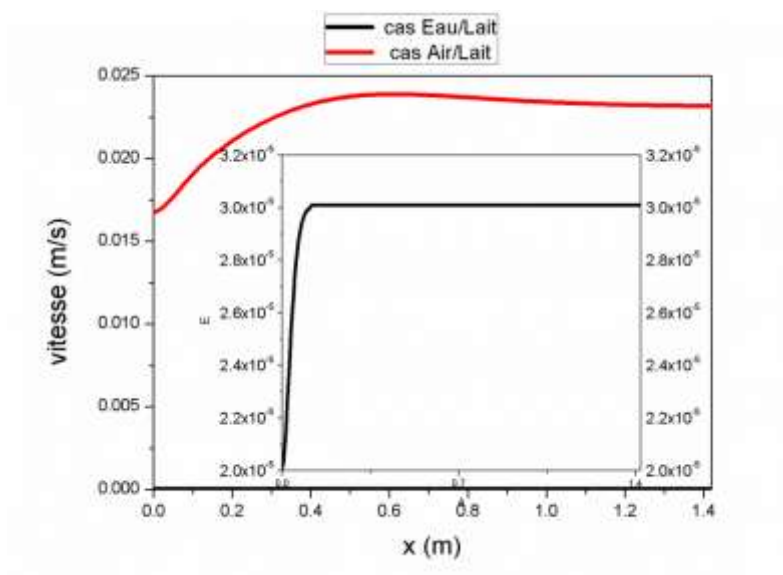
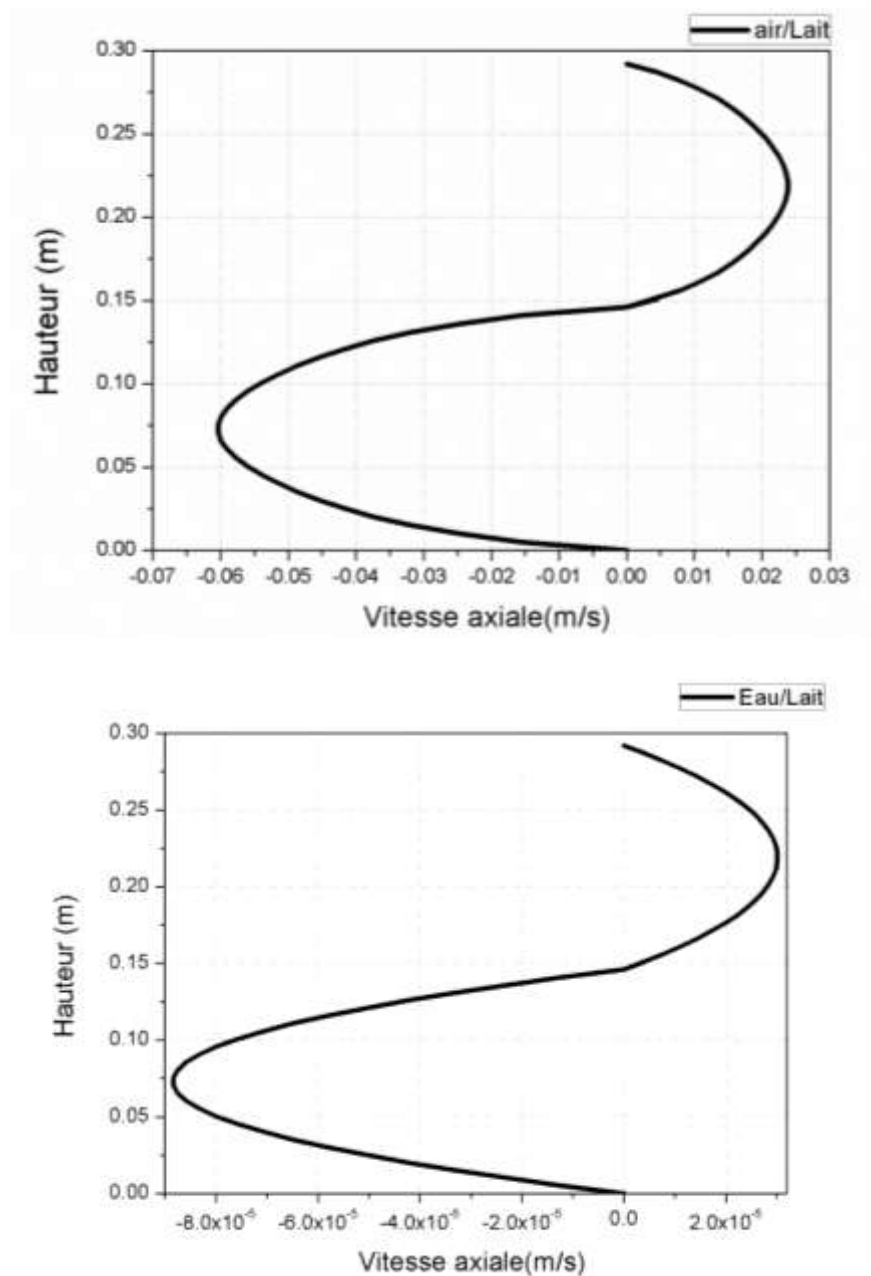


Figure IV.7. comparaison des vitesses longitudinales de fluide froid pour les deux cas

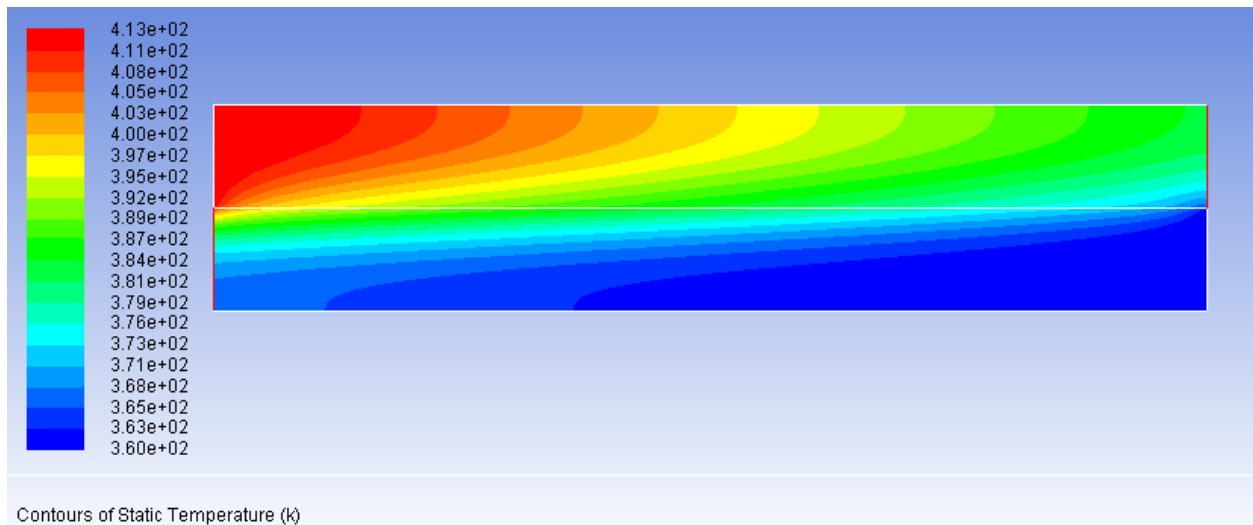


**Figure IV.8** : profils vitesse axiale à  $x = 0.71$  pour les deux cas

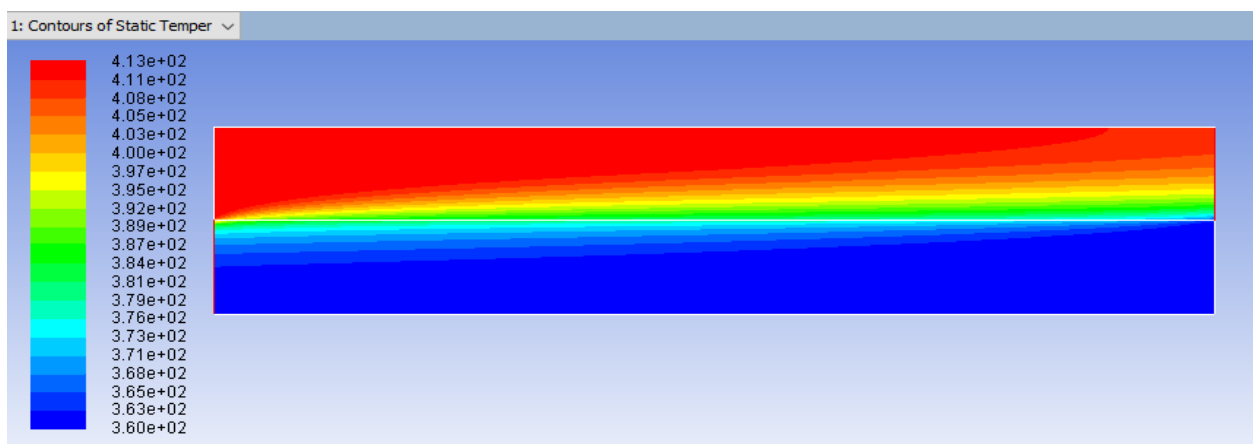
Les résultats numériques représentés par les profils de vitesse axiale dans le cas Air/Lait et le cas Eau/Lait pour la section à  $x = 0.71$  m, sont indiquées dans la figure IV.8.

On remarque que l'écoulement dans le canal est nul a les parois et maximal au centre des conduites de fluide chaud et fluide froid. Les valeurs de vitesse négatives sur l'axe des abscisses présentent le sens opposé de l'écoulement de fluide froid. Ainsi, on remarque que le fluide froid accélère beaucoup plus dans le cas Eau/Lait par rapport au cas Air/Lait, cela, on peut l'expliqué par le changement de température le plus rapide entre les deux fluides.

### IV.3.2 Etude de champs thermiques



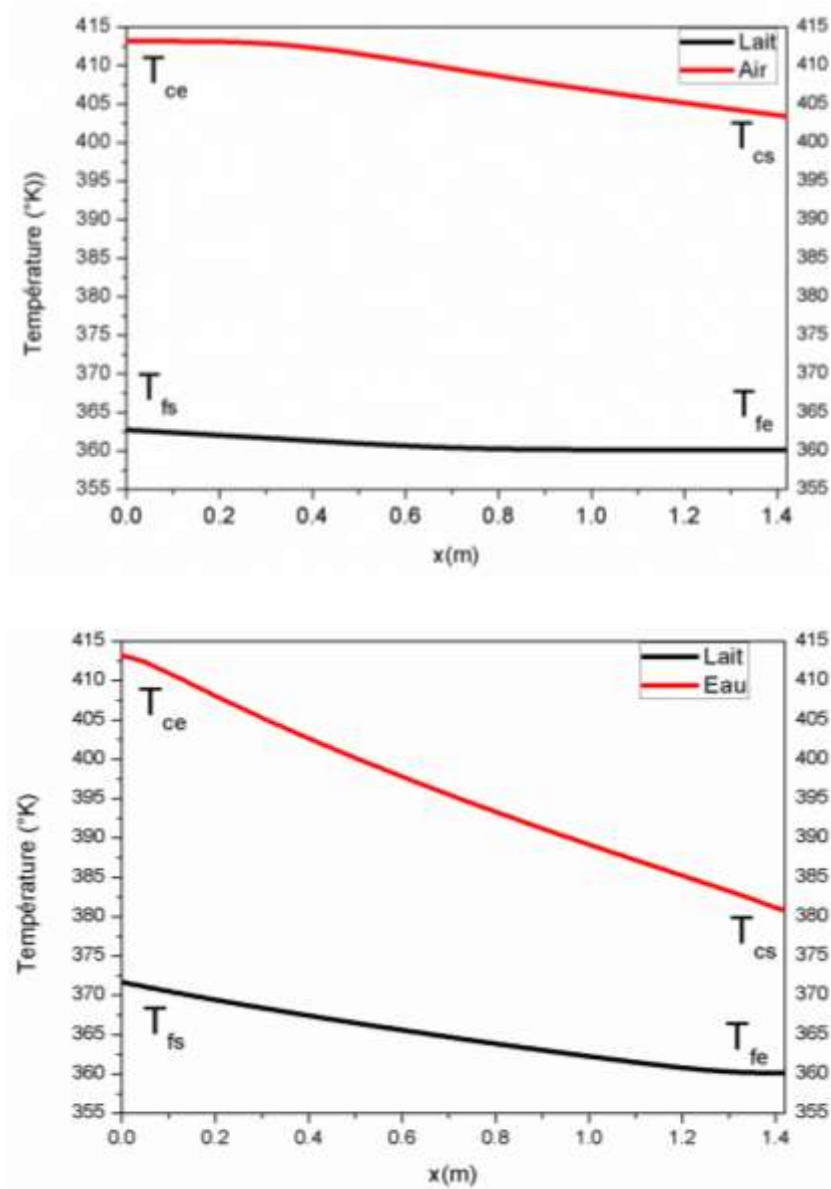
(a)



(b)

**Figure IV.9** : contours de température le long du canal (a) L'eau/lait, (b) l'air/lait.

D'après la figure IV.9, On remarque que les isothermes sont concentrées près de l'interface fluide/ solide. Dans le cas Air/Lait, on voit deux couches limites minces à l'entrée de chaque conduite, ensuite elles commencent à progresser jusqu'à la sortie des deux conduites à cause de l'échange thermique. Le fluide froid gagne et l'autre perd de la chaleur et dans le cas Eau/Lait, les isothermes rejoignent les parois supérieure et inférieure de l'échangeur de chaleur, ce qui provoque une augmentation de l'épaisseur de la couche limite thermique



**Figure IV.10.** Profils de Température longitudinale à  $y = 0.073$  et  $y = 0.219$

D'après les figures IV.10, IV.11 et IV.12, on remarque que dans le cas Eau/Lait, l'eau entre à  $T_{ce} = 413\text{K}$  ( $140\text{ °C}$ ) et sort à une température  $T_{cs}$  environ de  $378.72\text{ K}$  (à la moyenne)( $105.57\text{°C}$ ) et le fluide froid (lait) entre à une température  $360\text{ K}$  ( $87\text{ °C}$ ) et sort à une température de  $377\text{K}$  ( $104\text{°C}$ ), c'est-à-dire l'eau reçoit environ  $17\text{°C}$  et dans le cas Air/Lait, l'air entre à une température de  $413\text{ K}$  et sort à une température  $398.52\text{ K}$  et lait entre à  $360\text{ K}$  et sort à  $366.77\text{ K}$ , avec une augmentation de  $6.77\text{ °C}$ . Cela peut s'expliquer que l'eau cède de la chaleur pour le fluide froid mieux que l'air.

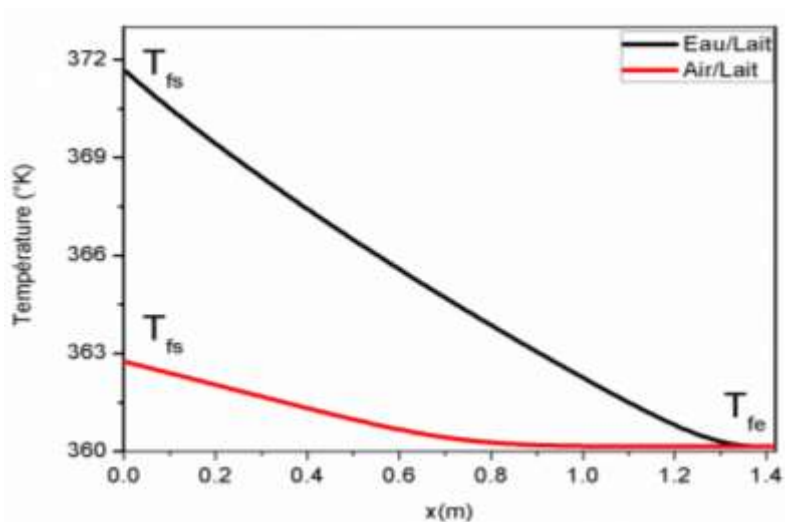


Figure IV.11. Profils de température longitudinale du fluide froid pour les deux cas à  $y = 0.073$ .

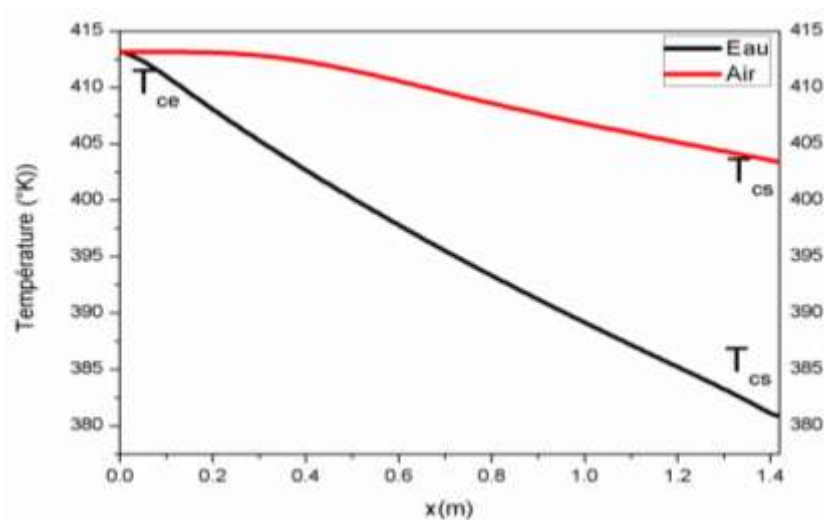


Figure IV.12 : profil température transversal canal chaud  $Y=0,292$ .

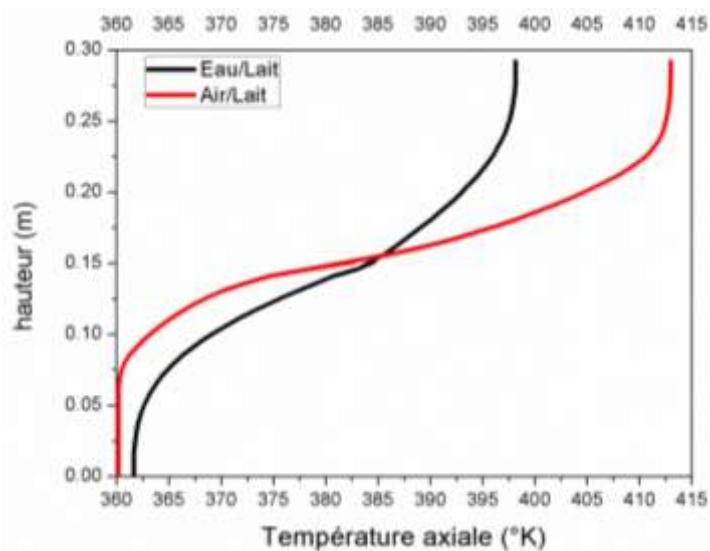


Figure IV.13 : Profils de la température axiale à  $x=0.71$

On remarque d'après la figure IV.13, que la distribution de la température axiale prend la même allure dans les deux cas (air/Lait et eau/lait) juste que pour l'échangeur de chaleur Eau/Lait, la température de lait augmente rapidement en allant vers l'interface fluide solide ( $y = 0.146\text{m}$ ) par rapport à l'air/Lait.

### IV.3.3. Etude de transfert thermique

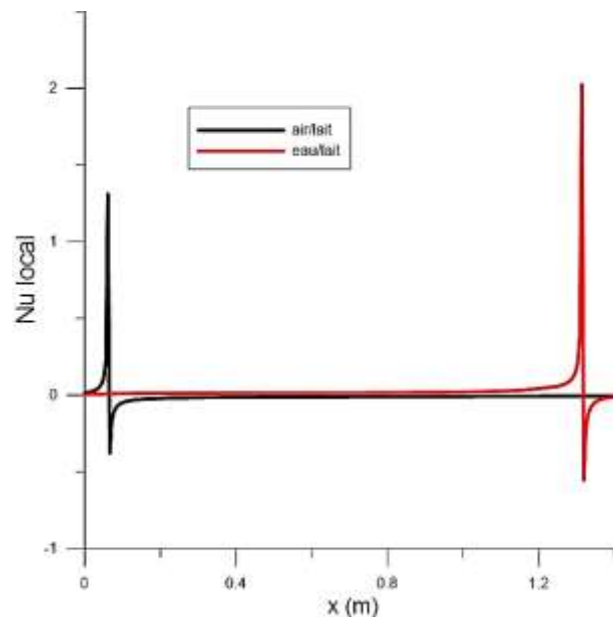
Afin de nous permettre de quantifier le transfert de chaleur par convection entre le fluide et la surface de sources, nous avons opté par introduire le nombre de *Nusselt* qui caractérise le rapport du transfert de chaleur par convection à celui par conduction (dans la phase fluide).

Le nombre de *Nusselt* local est donné par la relation suivante/

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{\lambda}$$

Appliquons cette relation dans notre cas, le nombre du Nusselt sera calculé par :

$$Nu = D_h \cdot \frac{\frac{\partial T}{\partial x}}{(T_{interface} - T_{fluide})}$$



**Figure IV.14.** Évolution du nombre de Nusselt le long du canal froid.

La figure IV.14 montre que le nombre du Nusselt est élevé à l'entrée du canal froid pour le cas Eau/Lait et à la sortie de ce canal pour le cas Air/Lait. On remarque aussi que l'allure du Nusselt est faible au début, après elle augmente jusqu'à à une valeur maximale et ensuite diminue. Cela est peut s'expliqué que le fluide froid (Lait) gagne de la chaleur dégagée par le fluide chaud (l'eau) juste à l'entrée du canal froid plus rapide par rapport au cas de l'air où le



fluide froid gagnera de la chaleur à sa sortie. De la, on peut dire que l'eau accélère mieux le transfert de chaleur que l'air.

#### IV.4. Calcul de l'efficacité :

Cas	Ts (k)	$\phi(w)$	$\Delta TLM$	NUT	E (%)
<b>L'eau / lait</b>	$T_{Seau} = 378.72$ $T_{Slait} = 377.034$	442.29	6.12	5.63	0.65
<b>Lair / lait</b>	$T_{Slair} = 398.52$ $T_{Slait} = 366.77$	44.17	42.15	0.347	0.28

**Tableau IV.2.** Calcul de l'échangeur

D'après le tableau IV.2, on remarque que l'échangeur Eau / Lait a un nombre NUT et une efficacité plus que l'échangeur Air / Lait et la même chose pour leurs puissances. D'après le paragraphe II.3.2 l'échangeur le plus efficace dans ces deux cas étudié est l'échangeur Eau/Lait car il a un nombre de NUT > 5 et d'une efficacité > 0.5.

#### Conclusion

D'après les résultats de simulation, le transfert thermique entre le fluide chaud et froid est très avantage par le type de fluide mise en jeu dans l'échangeur. Dans notre étude, on a montré que l'échangeur de chaleur avec l'eau est plus efficace et économique par rapport à l'échangeur utilise l'air comme fluide caloporteur.

## Conclusion générale

L'étude de comportement thermique et dynamique dans un échangeur de chaleur à contre-courant est réalisée. Les équations gouvernant l'écoulement du fluide et le transfert de chaleur mis en jeu sont discrétisés par la méthode des volumes finis.

Une validation du calcul est effectuée par l'étude d'un cas test de la littérature dont la comparaison des résultats a montré un bon accord.

Dans notre étude, on a étudié deux échangeurs de chaleur Eau/Lait et l'Air/Lait pour faire une comparaison entre ces deux derniers.

Les simulations, nous ont permis de ressortir quelques résultats qui peuvent être exploités, notamment :

- Pour avoir de bons résultats, il faut choisir le maillage qui convient à la configuration, dans notre cas, on a utilisé le maillage carré.
- Les vitesses des fluides augmentent avec le sens d'écoulement, cela peut s'expliquer qu'avec l'augmentation de l'intensité du chauffage, on assiste à la diminution de la densité du fluide ce qui accélère le mouvement du fluide.
- Que le fluide froid accélère beaucoup plus dans le cas Eau/Lait par rapport au cas Air/Lait, causé par le changement de température le plus rapide entre les deux fluides.
- 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.

Analysons tous ses résultats, on peut constater que l'échangeur Eau/Lait est plus efficace pour la pasteurisation des produits (Lait)

La suite de ce travail serait dirigée vers :

- Les études de la simulation à trois dimensions de la totalité des échangeurs.
- Utilisation des ailettes sur les parois des conduites forment l'échangeur de chaleur.
- Etude de l'influence des nano fluides sur l'amélioration de l'échange thermique dans les échangeurs de chaleur.

## Références Bibliographiques

- [1] A. Mekhnache, R. Cedrati ; Les échangeurs de chaleur ; séminaire ; centre des Techniques appliquées de SKIKDA ; 2006 ; 86 p.
- [2] M. Moussa, J. Marie PERRIERCORNET. Échangeur de Chaleur : échangeur Tubulaire et [Échangeur à surface raclée, JEAN CASTAING LASVINOTTES 2002.
- [3] J. PADET. Échangeurs thermiques. Masson, paris Milan Barcelone 1994.
- [4] S. Chaud<<Initiation à la pratique des échangeurs de chaleur » Septembre 1984.CETIAT
- [5] Utgikar PS, Dubey SP. Thermo economic analysis of gas turbine cogeneration plant
- [6] Jose LuzSilveiraa. «Combined cycle versus one thousand diesel power plants»; article 11 (2007), pages : 524-535 Science directe. NOV 2004, Ademe OX « mini et micro cogénération » 12-08-02 .
- [7] Alfa-Laval, Les cahiers Alfa-Laval, Spécial Thermique, N°17, 1987
- [8] : 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.
- [9] : B.W. Webb, S. Ramadhyani, « Conjugate heat transfer in a channel with staggered Ribs », Int. J. Heat Mass Transfer 28, p (1679-1687), 1985.
- [10] : 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.
- [11] : 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.
- [12] : 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 ».
- [13] Jean Francois Sacadura « Initiation aux transferts de chaleur », Lavoisier 1982.

- [14] Collection Microsoft encarta 2003.
- [15] C. Duffau, -J. M. GRILOT & J. M. NAVARRO, R. VIDIL « L'encrassement dans les échangeurs description prévention remèdes » AVRIL 1985, GRETH.
- [16] A. Bontemps, A. GAREIGUE, CH. GOUBIER, J. HUETZ, CH. MARVILLET et R. VIDIL, « Dimensionnement thermique », technique de l'ingénieur [B 2 342].
- [17] J. Taine & J. Pierre Petit « Transferts thermique : introduction aux sciences des transferts » 3eme Edition, Mars 2003.
- [18] Edition génie chimie. « Le pétrole (raffinage et génie chimie) » (UNH) 1972.
- [19] R. vidil, « les échangeurs à plaques et joint » GRET 1984.
- [20] AZIL Ftima Zohra, (2004), "Etude des paramètres climatiques, sous serres chauffées en présence de la plante", thèse de magistère, université de Batna".
- [21] : HAMIANE Imad. SADOUKI, (2019). Université de Médéa « contribution à l'étude des performances thermique d'un échangeur de chaleur à plaque lors d'une phase de traitement thermique avec présence de plusieurs déflecteurs pour différente type de matériaux.
- [22] POPA Ioan. C, (2002), modélisation Numérique du transfert thermique : méthode des volumes finis, Universitaria Craiova.
- [23] VERSTEEG, H. K et Malalasekera. W (1995), An Introduction to Computational Fluid Dynamics. The Finite Volume Method, Longman Scientific and Technical, New York.
- [24] PATANKAR. Suhas V, (1980), Numerical Heat Transfer and Fluid Flow », series in computational methods in mechanics and thermal sciences.
- [25] TOUTOU Samir, BORDJIH Mabrouk, (2007), étude comparative entre deux types d'échangeurs : échangeur à plaque et échangeur tubulaire.
- [26] A. Youcef et R. Saim, « Simulation numérique du comportement dynamique et thermique de deux fluides en contre-courant », Revue des énergies renouvelables, volume 20 N°1, 2017, pp.69-80.

### **Résumé**

Dans les sociétés industrielles l'échangeur de chaleur est un élément essentiel pour la maîtrise de l'énergie. Dans ce travail, on a étudié numériquement le comportement dynamique et thermique dans un échangeur de chaleur à plaque à contre-courant pour la pasteurisation de lait. Le système d'équations aux dérivées partielles régissant le phénomène est résolu par la méthode des volumes finis au moyen du code de calcul numérique. L'étude est effectuée pour deux de fluide caloporteur (air et l'eau). Les résultats ont montré que le fluide caloporteur joue un rôle très important sur l'économie et sur l'énergie dans le choix et dimensionnement des échangeurs de chaleur.

**Mots clés :** Echangeur de chaleur, l'eau, l'air, volume fini, code de calcul.

---

### **Abstract**

In industrial societies the heat exchanger is an essential element for energy management. In this work, the dynamic and thermal behavior in a countercurrent plate heat exchanger for pasteurization of milk was studied numerically. The system of partial differential equations governing the phenomenon is solved by the finite volume method using the numerical calculation code. The study is carried out for two of heat transfer fluid (air and water). The results showed that the heat transfer fluid plays a very important role on economy and on energy in the choice and sizing of heat exchangers.

**Key mountains:** Heat exchanger, water, air, finite volume, calculation code.

