

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

UNIVERSITE BADJI MOKHTAR - ANNABA
BADJI MOKHTAR – ANNABA UNIVERSITY



جامعة باجي مختار – عنابة

Faculté : Technologie

Département : Génie mécanique

Domaine : Science et technique

Filière : Génie mécanique

Spécialité : Energétique

Mémoire

Présenté en vue de l'obtention du Diplôme de Master

Thème :

Modélisation et Calcul CFD de l'écoulement avec transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur

Présenté par : *Nehaili Douaa*

Encadrant : Pr *MECHIGHEL FARID*

Université Badji Mokhtar ANNABA

Jury de Soutenance :

Sari Mohamed RAFIK	UBMA	Président
Mechighel Farid	UBMA	Encadrant
Khadri Youcef	UBMA	Examineur

Année Universitaire : 2022/2023

Remerciements

Avant tout, J'exprime ma gratitude et mes remerciements les plus sincères et les plus Profonds à Allah tout puissant qui m'a donné la force et la patience pour pouvoir accomplir ce travail à terme

Je remercie vivement mon encadreur **Pr MECHIGHEL FARID** pour son aide, sa gentillesse et sa présence tout au long de ce travail et ces précieux conseils.

Je veux exprimer par ces quelques lignes mes remerciements à tous ceux qui, par leur présence, leur soutien leur disponibilité et leurs conseils, m'ont donné le courage d'accomplir ce projet.

On remercie également les membres de jury d'avoir accepté d'examiner mon travail.

Enfin, nous ne pouvons achever ce mémoire sans exprimer notre gratitude à tous les enseignantes et les enseignants du département de Génie mécanique de l'université de Badji Mokhtar Annaba

Pour leur dévouement et leur assistance tout au long de nos études universitaires.

Dédicace

J'ai l'honneur de dédier ce modeste travail à mes parents les deux chères du monde

À ma très chère mère, qui ma donne toujours l'espoir de vivre et qui n'a jamais cessé de prier pour moi.

À mon très cher père, pour ces encouragements et son soutien, et surtout pour son sacrifice afin que rien n'entravé le déroulement de mes études

À ma chère sœur pour les encouragements, la confiance et le soutien moral.

À toute la famille Nehaili

Ma petite belle Tasnim Assinet

Mes amies

À tous ceux qui me sont chers

Table de matières :

Remerciements

Dédicace

Liste des figures

Nomenclature

Introduction générale

Chapitre1 : Généralités sur les échangeurs de chaleur

1.1 Introduction	5
1.1.1 Modes de transfert de chaleur.....	5
Transfert de chaleur par conduction	5
Transfert de chaleur par convection	6
<i>Convection libre</i>	6
<i>Convection forcée</i>	7
<i>Convection mixte</i>	7
Transfert de chaleur par rayonnement	7
1.1.2 Combinaison des différents modes de transferts	7
1.1.3 Les lois de transfert de chaleur	8
Transfert de chaleur par conduction	8
Le transfert de chaleur par convection.....	9
Transfert de chaleur par rayonnement	9
1.2 Généralités sur les échangeurs de chaleur	10
1.2.1 Définition	10

Table de matières

1.2.2 Principe de fonctionnement	11
1.2.3 Principales utilisations	11
• <i>Chauffage et climatisation</i>	11
• <i>Machines frigorifiques</i>	11
• <i>Industrie chimique et pétrolière</i>	12
• <i>Production d'électricité</i>	12
• <i>Agro-alimentaire</i>	12
1. 2.4 Les fonctions des échangeurs de chaleurs.....	12
1 <i>Échangeur</i>	12
2 <i>Condenseur</i>	12
3 <i>Rebouilleur</i>	12
4 <i>Réchauffeur</i>	12
5 <i>Cooler</i>	12
1.3 Critères de classification des échangeurs.....	13
1.3.1 Classification selon les processus de transfert	13
1 Échangeurs de chaleur à contact indirect	13
2 Échangeurs de chaleur à contact direct	13
1.3.2 Classification Selon le type de l'écoulement	13
1 Les échangeurs de chaleur à écoulement co-courant.....	14
2 Les échangeurs de chaleur à écoulement contre-courant	14
3 Les échangeurs de chaleur à écoulement croisés avec ou sans brassage	15
4 Circulation à courants mixte	15
5 Les différences entre les trois écoulements	15

Table de matières

1.3.3 Classification suivant la nature du matériau de la paroi d'échange	15
1.3.4 Classification selon le type d'appareillage.....	16
1 Échangeur coaxial (double tubes)	16
2 Échangeur à plaques.....	17
<i>Principales utilisations.....</i>	<i>17</i>
<i>Principal avantage</i>	<i>17</i>
3 Échangeur Tubulaire	18
1. Les échangeurs à tubes séparés	18
2. Les échangeurs à tubes rapprochés.....	18
3. Les échangeurs à tubes ailetés qui permettent d'améliorer le coefficient d'échange	18
4. Les échangeurs à tube et calandre ou la calandre est une enveloppe métallique cylindrique entourant un faisceau de tubes.....	19
4 Echangeurs de chaleur à tubes et calandre	21
Différents composants d'échangeur en tubes et calandre	22
a. La calandre (Shell)	22
b. Les plaques tubulaires	23
c. Les tubes du faisceau	23
d. Les chicanes (baffles)	24
e. La boite de distribution	25
Chapitre 2 : État de l'art sur la modélisation et la simulation des écoulements avec transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur.	
2.1 Introduction	27
2.2 Revue sur l'optimisation de la taille et la forme des échangeurs de chaleur	27

Table de matières

2.3 Modélisation numérique des écoulements et transferts de chaleur dans les échangeurs de chaleur.....	31
2.4 Paramètres de performance et leurs techniques d'amélioration dans les échangeurs de chaleur	40
Chapitre 3 : méthodes de calcul dans les échangeurs de chaleur et exemple de calcul.	
3.1 Introduction	57
3.2 Bilan thermique	57
3.2.1 Propriétés d'écoulement	58
➤ Nombre de Nusselt	58
➤ Nombre de Reynolds.....	58
➤ Nombre de Prandtl	58
➤ Nombre de Grashof	59
➤ Nombre de Stanton ou de MARCOULIS.....	59
➤ Le diamètre équivalent	60
➤ Chute de pression	60
3.2.2 coefficient global de transfert de chaleur.....	60
3.3 Méthodes de dimensionnement globales	61
3.3.1 Différence de température moyenne logarithmique (DTLM).....	61
3.3.2 Efficacité d'un échangeur	65
<i>Débits de capacité thermique</i>	65
3.3.3 Nombre d'unités de transfert (NUT).....	66
<i>Utilisation de la méthode</i>	66
<i>Relation entre l'efficacité ϵ et NUT</i>	67
3. 4 Calcul thermique d'un échangeur de chaleur en utilisant les méthodes de conception	67
3.4.1 : Exemple de calcul d'un échangeur à double tuyaux en utilisant la méthode DTLM et la méthode de NUT	67

Table de matières

Commentaires

Chapitre4 : modélisation mathématique de l'écoulement avec transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur

4.1 Introduction	80
4.2 Ecoulement laminaire (laminar flow)	81
4.2.1 Équations régissant la convection laminaire dans un conduit d'un échangeur	81
1 Équations de Navier-Stokes	81
2 Conservation de la masse ou équation de continuité.....	81
3 Conservation de la quantité de mouvement	82
4 Équation de l'énergie	83
4.3 Régime turbulent (turbulent flow)	83
4.3.1 Modélisation de la turbulence.....	83
4.3.2 Équations régissant la convection turbulente dans une conduite basée sur certains modèles de turbulence existants	84
1 Équation de continuité moyennée (moyenne)	84
2 Équations de quantité de mouvement moyennées (moyennes)	84
3 Équation d'énergie moyennée (moyenne)	85
4.3.3 problèmes de fermeture	85
4.4 Les modèles à deux équations de turbulence ($k - \varepsilon$)et($k - \omega$)	85
4.4.1 Les modèles de turbulence ($k - \varepsilon$)	86
4.4.2 Les modèles de turbulence($k - \omega$)	87

Chapitre5 :Simulation numérique de l'écoulement dans le passage ondulé d'un échangeur de chaleur compact.

5.1 Introduction	90
------------------------	----

Table de matières

5.2 Présentation de COMSOL Multiphysics	90
5.3 Considérations générales	91
5.3.1 1 Considérations générales et hypothèses simplificatrices	91
5.3.2 Description du modèle étudié	91
5.3.3 Modèle mathématique.....	92
<i>Équation de continuité</i>	92
<i>Quantité de mouvement</i>	92
<i>Équation de l'énergie</i>	93
5.3.4 Propriétés de l'air et conditions aux limites	93
5.3.5 Résultats et discussion	93
Maillage	93
Champs de vitesse	94
Champs de température	94
Influence du nombre de Reynolds.....	94
Conclusion générale	100
Références bibliographiques	103
Annex	110

Liste de figures :

- Figure 1.1** :Les différentes modes de transferts thermiques
- Figure 1.2** :transfert de chaleur par conduction
- Figure1.3** :transfert de chaleur par convection
- Figure1.4** :transfert de chaleur par rayonnement
- Figure1.5**:Exemple illustrant les différents types de transferts de chaleur
- Figure1.6** :Circulation à co-courant
- Figure1.7** :Circulation à contre-courant
- Figure1.8** :Circulation à courant croisé
- Figure 1.9**:Schéma et photographie d'un échangeur à double tubes
- Figure 1.10** : Schéma et photographie d'un échangeur à plaques
- Figure1.11** :Echangeur à plaques et joints
- Figure1.12** :échangeur à ailettes
- Figure1.13** : faisceau tubulaire
- Figure1.14** :Les différents types des échangeurs tubulaires
- Figure1.15** :Echangeur à tubes et calandre détaillé
- Figure 1.16** : calandre
- Figure 1.17** :plaque tubulaire
- Figure 1.18** : lesfaisceaux de l'échangeur de chaleur
- Figure 1.19** : Les chicanes de l'échangeur de chaleur
- Figure 1.20** : Boite de distribution
- Figure 2.1**:Configuration d'un échangeur de chaleur à flux parallèle et à contre-courant
- Figure2.2** : Le diagramme schématique de la disposition des tubes
- Figure2.3** : diagramme schématique du modèle physique
- Figure2.4** :Front optimal de Pareto dans l'optimisation de la forme

Liste de figures

Figure2.5 :Exemple d'aubes résultant de l'optimisation de la forme d'un échangeur de chaleur à réservoir tubulaire

Figure2.6 :(a) Le FTHE utilisé dans la présente recherche et (b) les conditions aux limites de la géométrie simulée

Figure2.7 :lignes de courant tridimensionnelles en vue latérale

Figure2.8 :la conception schématique de HGHE avec ailettes

Figure2.9 :Croquis de l'échangeur de chaleur TPMS Schoen-G et PCHE ainsi que leurs paramètres géométriques

Figure2.10 :Un volume fini unique ; (a) dans un système de coordonnées cartésiennes (x, y) , (b) dans un système de coordonnées cartésiennes locales sans dimension $(x+1, y+1)$, $x+1 = (x - x_i) / x_i$, $y+1 = (y - y_i) / p_2$, $x_i = x_{i+1} - x_i$, $y_i = p_2$

Figure 3.1 : La disposition à contre-courant : (a) Schéma des canaux à contre-courant et (b) les distributions de température. L'arrangement à flux parallèle : (c) Schéma des canaux à flux parallèle et (d) les distributions de température

Figure 3.2 Écoulement parallèle : (a) éléments différentiels pour l'écoulement parallèle et (b) les distributions de température

Figure 3.3 :Organigramme de calcul par la méthode DTLM

Figure 3.4: Organigramme de calcul par la méthode NUT

Figure3.5 :Échangeur de chaleur à double tuyau (à contre-courant) et la section transversale avec les dimensions

Figure 3.6 :Échangeur de chaleur en épingle à cheveux

Figure4.1 : nombre de Reynolds critique

Figure5.1 : géométrie du passage ondulé de l'échangeur de chaleur compact

Figure 5.2 : Configuration du passage ondulé de l'échangeur de chaleur compact

Figure5.3 :Maillage utilisé dans le calcul comporte 17251 éléments

Liste de figures

Figure 5.4 : Champ de température et de vitesse obtenue par le modèle présenté

Figure 5.5 : Structure de l'écoulement dans le passage ondulé d'un échangeur de chaleur compact à $Re = 2000$: champ de vitesse

Figure 5.6 : Variation de vitesse avec longueur d'arc

Figure 5.7 : Variation de température avec longueur d'arc

Figure 5.8 : champs de température lorsqu'il est le nombre de Reynolds différent

Nomenclature :

q : flux de chaleur en(W/m²)

k : conductivité thermique en(W/m K)

T : température en (K)

h : coefficient de transfert de chaleur par convection(W/m² K)

t : temps (s)

C_p :chaleurspécifiqueà pressionconstante(J/kgK)

σ : constant de Stefan Boltzman(W/m².K⁴)

L :dimensioncaractéristique(m)

P : pression (Pa)

x, y, z : coordonnées cartésiennes

u, v, w : composant vitesse

Δ :Différence, écart

∂ :dérivée partielle

$\nabla \cdot$: divergence

∇ : gradient

I : matrice identité

Symboles grecs :

α :Diffusivitéthermique

β : Coefficientdedilatationthermique

ρ : masse volumique en (kg/m³)

μ :viscositédynamique(kg/m. s)

ν : viscosité cinématique (m²/s)

τ : Contraintede cisaillement

ϵ : est une propriété radiative de la surface connue comme émissivité

Nombres adimensionnels :

Nu : Nombre de Nusselt

Re : Nombre de Reynolds

Pr: Nombre de Prandtl

Gr: Nombre de Grashof

St: Nombre de Stanton ou de Marcoulis

Propriétés de l'écoulement :

Le diamètre hydraulique

La vitesse de masse G

Le diamètre équivalent

Chute de pression

Indices et exposants :

1 : chaud

2 : froid

i : entrée

o : sortie

A : surface

i : composante selon x

j : composante selon y

Abréviations:

ANN: Artificial Neural Network

ANOVA: Analysis Of Variance

CCD: Central Composite Design

CFD: Computational Fluid Dynamics

FTHE: fin tube heat exchanger

LMTD: Logarithmic Mean Temperature Difference

RSM: Response Surface Methodology

RWP: Rectangular Winglet Pair VG Vortex Generator

2D: two-dimensional

3D: three-dimensional

CO₂: carbon dioxide

CO₂BOL: CO₂ binding organic liquids

FEM: finite element method

PEC: performance evaluation criterion

PCHE: printed circuit heat exchanger

RANS: Reynolds-averaged Navier-Stokes equations

RGP: real gas property

SCO₂: supercritical carbon dioxide

SST: shear stress transport

TPMS: triply periodic minimal surface

In: Inlet

Out: Outlet

NTU: number of transfer units

DHE: downhole heat exchanger

The Lead-cooled Fast Reactors: (LFRs)

PHP: pulsating heat pipe

LiBr: Lithium Bromide absorption

F :Fanning

friction

factor

Introduction générale

Introduction Générale :

Le transfert de chaleur est un phénomène fondamental qui se produit lorsque l'énergie thermique se déplace d'une région à haute température vers une région à basse température. Dans le cas des échangeurs de chaleur, ce transfert de chaleur est facilité par un échangeur de chaleur qui agit comme un médiateur entre les deux fluides.

Lorsqu'il s'agit de transfert de chaleur, les échangeurs de chaleur jouent un rôle crucial dans de nombreux domaines industriels et technologiques. Ces dispositifs sont conçus pour faciliter l'échange de chaleur entre deux fluides à des températures différentes, afin d'optimiser l'efficacité énergétique et d'assurer le fonctionnement optimal des systèmes thermiques.

Les échangeurs de chaleur sont largement utilisés dans de nombreux processus industriels, tels que les centrales électriques, les raffineries de pétrole, les systèmes de climatisation, les réfrigérateurs et de nombreuses autres applications. Leur objectif principal est d'optimiser le transfert de chaleur entre les fluides afin d'atteindre des performances thermiques élevées tout en minimisant les pertes d'énergie.

Dans la littérature, il existe une multitude d'études portant sur la conception des échangeurs de chaleur. Ces études ont examiné diverses méthodes de conception largement reconnues, dont nous discuterons plus en détail dans ce travail. De plus, de nombreuses recherches ont été menées sur la modélisation et la simulation numérique des écoulements et des transferts de chaleur dans les échangeurs de chaleur. Dans ce contexte, ce travail se compose de Cinq chapitres, que nous présenterons.

Dans le premier chapitre nous abordons de manière générale le transfert de chaleur, ainsi que les échangeurs de chaleur, leurs différentes typologies et classifications.

Le deuxième chapitre se concentre sur l'Etat de l'art sur la modélisation et la simulation des écoulements avec transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur, l'optimisation de la taille et la forme des échangeurs de chaleur, la modélisation numérique des écoulements et transferts de chaleur dans les échangeurs de chaleur, les paramètres de performance et leurs techniques d'amélioration dans les échangeurs de chaleur.

Le troisième chapitre est consacré aux méthodes globales de calcul dans les échangeurs de chaleur et exemple de calcul thermique est présenté.

Introduction Générale

Le quatrième chapitre présente le modèle mathématique de l'écoulement avec transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur.

Le dernier chapitre présenter la simulation numérique (CFD) de l'écoulement laminaire dans le passage ondulé d'un échangeur de chaleur compact.

Nous terminerons notre travail par une **conclusion générale**.

*Chapitre 1 : Généralités sur les échangeurs de
chaleur.*

Chapitre 1 : Généralités sur les échangeurs de chaleur

1.1 Introduction :

On appelle transfert de chaleur, les processus par lesquels de l'énergie est échangée sous forme de chaleur entre des corps ou des milieux à des températures différentes T_1 et T_2 . La chaleur peut être transmise par conduction, convection ou rayonnement. Bien que les trois processus puissent avoir lieu simultanément, l'un des mécanismes est généralement prépondérant. Par exemple, la chaleur est principalement transmise par conduction à travers les murs en brique d'une maison, l'eau dans une casserole placée sur une cuisinière est surtout chauffée par convection, la Terre reçoit sa chaleur du Soleil en grande partie par rayonnement [1].

1.1.1 Modes de transfert de chaleur :

Les principaux modes de transfert de chaleur sont la conduction, la convection et le rayonnement[2].

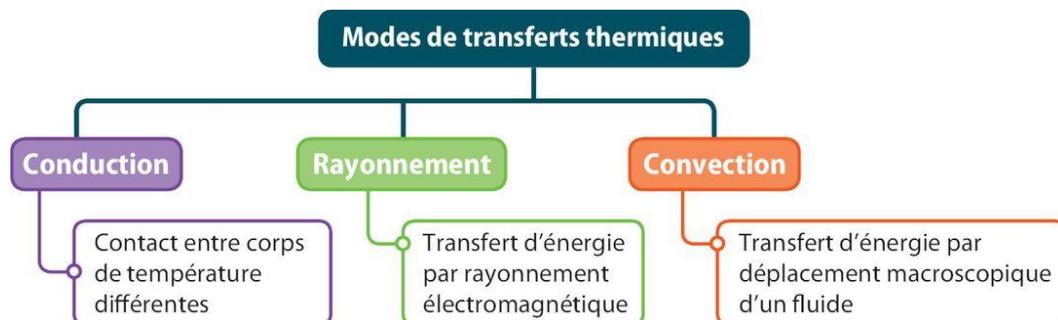


Figure 1.1 : Les différents modes de transferts thermiques

Transfert de chaleur par conduction :

Il s'agit du transfert de chaleur à travers un matériau solide ou entre des objets en contact direct. La chaleur se propage par le biais de collisions entre les particules du matériau, transférant l'énergie thermique des particules plus chaudes aux particules plus froides[2].

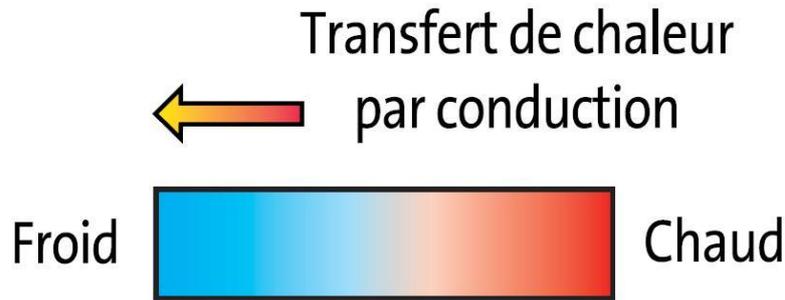


Figure 1.2 : Transfert de chaleur par conduction

Transfert de chaleur par convection :

Le transfert de chaleur par convection est le transfert de chaleur entre une surface solide et un fluide adjacent en contact avec la surface solide. Prenons l'exemple d'une plaque chauffante exposée à l'air ambiant. La chaleur est transférée de la surface de la plaque chauffante à l'air plus froid au moyen d'un mécanisme de convection. Il existe deux types de mécanismes de transfert de chaleur par convection : la convection libre ou naturelle et la convection forcée.

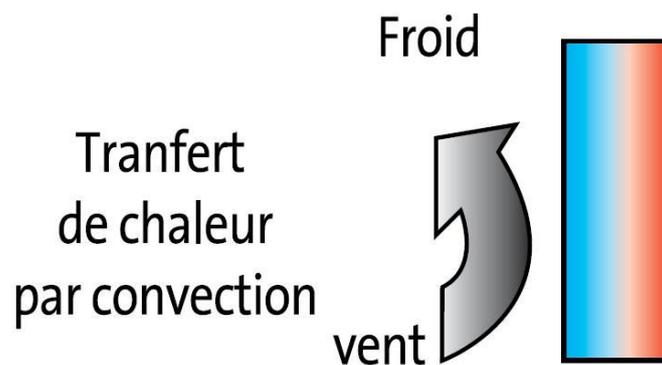


Figure1.3 : Transfert de chaleur par convection

Mécanismes de convection :

Il existe trois types de mécanismes de transfert de chaleur par convection, la convection libre ou naturelle et la convection forcée et la convection mixte.

Convection libre : La convection libre, également appelée convection naturelle, est un processus de transfert de chaleur qui se produit sans l'utilisation d'une force externe pour déplacer le fluide. Dans la convection libre, le transfert de chaleur est provoqué par les différences de densité dues aux variations de température à l'intérieur du fluide[2]. La convection libre est souvent utilisée dans la conception des systèmes de chauffage, de ventilation et de climatisation, ainsi que dans des domaines tels que la météorologie et l'étude des mouvements des masses d'air et des courants océaniques.

Convection forcée : La convection forcée est un processus de transfert de chaleur qui se produit lorsque le mouvement d'un fluide est provoqué par une force externe, telle qu'un ventilateur ou une pompe. Dans ce type de convection, la chaleur est transférée par le déplacement du fluide à travers une surface ou un milieu. Cela peut être observé, par exemple, dans les systèmes de refroidissement des moteurs, les radiateurs ou les échangeurs de chaleur industriels où un fluide est forcé à circuler pour augmenter le transfert de chaleur[2].

Convection mixte : La convection mixte, également connue sous le nom de convection mixte forcée-naturelle, est un processus de transfert de chaleur qui combine à la fois la convection forcée et la convection libre. Dans la convection mixte, à la fois une force externe et les différences de densité sont impliquées dans le mouvement du fluide et le transfert de chaleur. est le mode de transfert qui combine les deux modes précédents[3].

Transfert de chaleur par rayonnement :

Contrairement à la conduction et à la convection, le transfert de chaleur par rayonnement ne nécessite aucun support (solide ou fluide) (Fig. 1.4). Pour que le transfert de chaleur se produise. La chaleur rayonnante du soleil atteint la terre après avoir traversé un vaste espace vide (le vide). Ainsi, la seule exigence pour le transfert de chaleur par rayonnement est une différence de température entre les entités chaudes et les entités froides[2].

1.1.2 Combinaison des différents modes de transferts :

Dans beaucoup de situations, il y a coexistence de 2 ou même 3 des modes de transferts thermiques décrits précédemment. Fort heureusement, il est fréquent qu'un mode soit prépondérant et simplifie l'analyse. Signalons aussi que certains échanges de chaleur s'accompagnent d'un changement d'état (vaporisation, condensation, fusion, congélation).

Ces phénomènes se comportent alors comme une source (ex. de la condensation) ou un puits de chaleur (ex. de la vaporisation)[4].

Le dessin de la figure 1.5 qui représente une fenêtre à double vitrage synthétise l'ensemble des exemples cités auparavant.

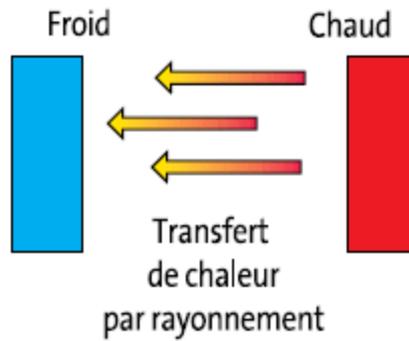


Figure1.4 :transfert de chaleur par rayonnement

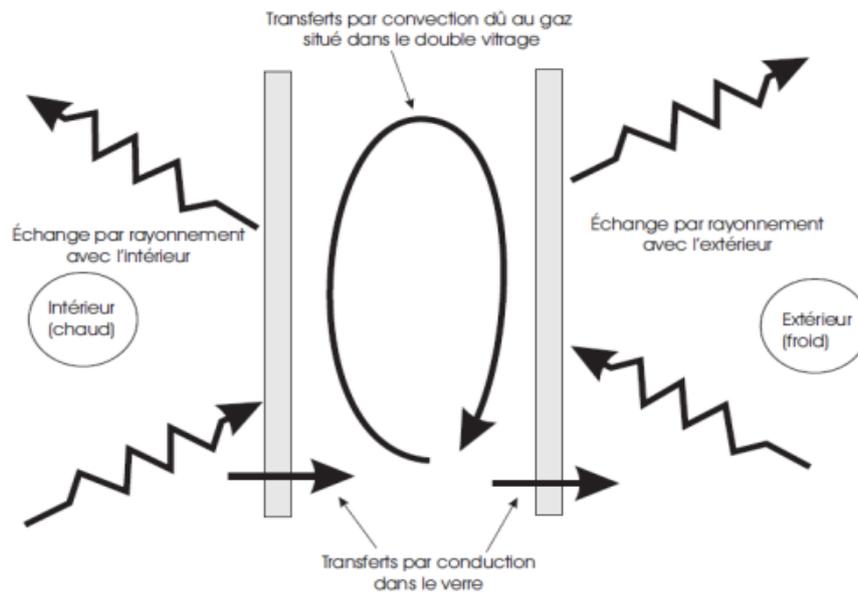


Figure1.5 :Exemple illustrant les différents types de transferts de chaleur[4]

1.1.3 Les lois de transfert de chaleur :

Il est important de quantifier la quantité d'énergie transférée par unité de temps et pour cela nous avons besoin de l'utilisation des équations de vitesse[5].

Loi de Fourier (Transfert de chaleur par conduction) : le flux de chaleur est par la loi de Fourier, qui est exprimée par la relation suivant :

$$q_x = -k \frac{dT}{dx} \quad (1.1)$$

Où q_x : est la densité de flux de chaleur dans la direction x en W/m^2 ,

k : est la conductivité thermique en $(W/m.K)$, une propriété de la matière, et

$\frac{dT}{dx}$: est le gradient de température en (K/m) .

Loi de refroidissement de Newton (Le transfert de chaleur par convection) :

L'équation de flux est donnée par la loi de Newton :

$$q = h(T_p - T_a) \quad (1.2)$$

Où q : est le flux de chaleur convective en (W/m^2) ,

$(T_p - T_a)$: est la différence de température entre la paroi et le fluide en (K) et

h : est le coefficient de transfert de chaleur par convection en $(W/m^2.K)$.

Loi de Stefan-Boltzmann (Transfert de chaleur par rayonnement) : Le flux maximum qui peut être émis par le rayonnement d'une surface noire est donné par la loi de Stefan-Boltzmann.

$$q = \sigma T_s^4 \quad (1.3a)$$

Où

q : est le flux de la chaleur radiative, en (W/m^2) ;

σ : est la constante de Stefan-Boltzmann $(\sigma = 5,669 \times 10^{-8} W/m^2 K^4)$,

T_s : est la température de surface en (K) .

Le flux de chaleur émis par rayonnement d'une surface réelle est inférieur à celle d'une surface noire et est donnée par :

$$q = \epsilon \sigma T_s^4 \quad (1.3b)$$

Avec ϵ est une propriété radiative de la surface connue comme émissivité.

1.2 Généralités sur les échangeurs de chaleur :

1.2.1 Définition :

Dans les installations industrielles (ex. [Fig.1.6](#)), il est souvent nécessaire d'apporter une quantité de chaleur importante à une partie du système, dans la majorité des cas, la chaleur est transmise à travers un échangeur de chaleur. On estime à une grande partie la part des transferts d'énergie réalisée par l'échangeur de chaleur dans l'industrie[\[6\]](#).

Un échangeur de chaleur est un dispositif conçu pour faciliter le transfert de chaleur d'un fluide à un autre, sans qu'ils se mélangent directement. Son objectif principal est de permettre l'échange efficace de chaleur entre deux fluides à des températures différentes[\[7\]](#).

Cependant, le terme « échangeur de chaleur » est omniprésent. Les échangeurs de chaleur sont également omniprésents ; presque tous les systèmes thermiques utilisent au moins et généralement plusieurs échangeurs de chaleur ([voir Fig.1.7](#)).



Figure 1.6 : les échangeurs de chaleur dans une installation industrielle de Sonatrach - Skikda
(photo prise lors de mon stage effectué à Sonatrach Skikda, février 2023)

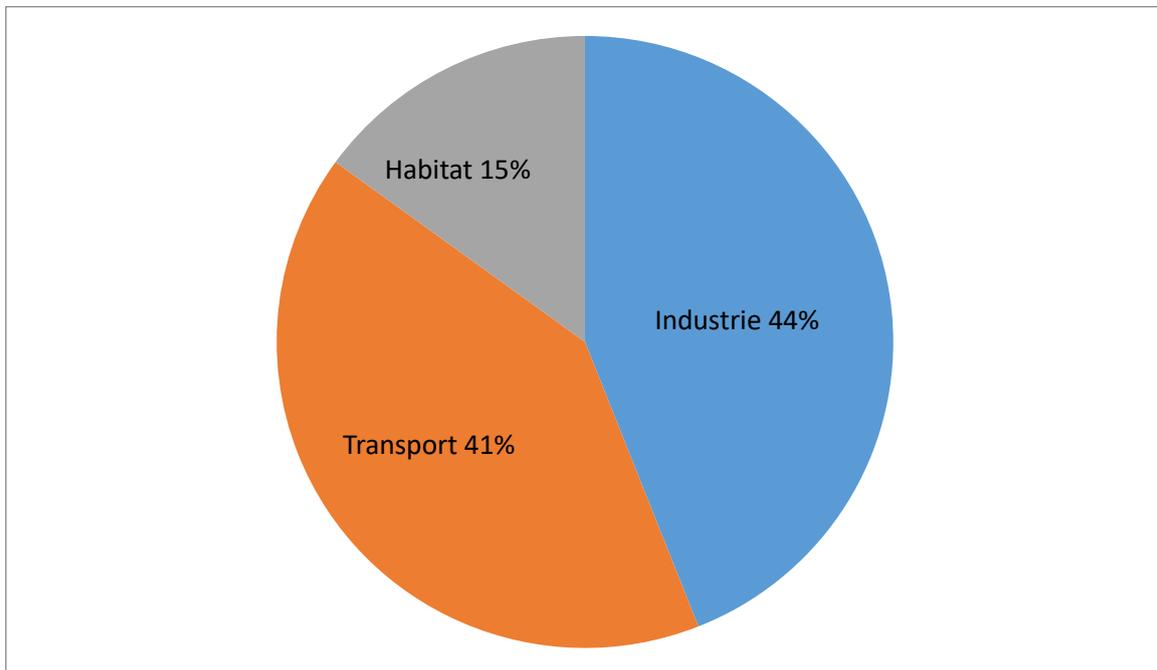


Figure 1.7 : Domaines d'application des échangeurs de chaleur. 90% de l'énergie thermique utilities dans l'industrie transite par des échangeurs.

1.2.2 Principe de fonctionnement :

Pour fonctionner, l'échangeur thermique dispose de réseaux parallèles à travers lesquels circulent les fluides à des températures différentes. Ces derniers sont séparés par une paroi aux capacités conductrices optimales. C'est l'écart de température entre les deux fluides qui permet l'échange de chaleur. En effet, le plus chaud va naturellement se diriger vers le plus froid, le réchauffant immédiatement, tout en perdant des calories. Ainsi, lorsqu'il entre chaud dans l'échangeur thermique, le fluide primaire va réchauffer le fluide secondaire qui est froid. Il sort alors refroidi, tandis que le second fluide est réchauffé.

1.2.3 Principales utilisations des échangeurs de chaleur

Les principaux domaines d'application des échangeurs de chaleur [7] sont :

- **Chauffage et climatisation :**
 - radiateurs
 - distribution de vapeur

- **Machines frigorifiques :**
 - évaporateurs, condenseurs
- **Industrie chimique et pétrolière :**
 - Distillation, séparations
 - récupération de chaleur
- **Production d'électricité :**
 - Condenseurs
 - Tours de refroidissement
- **Agro-alimentaire :**
 - pasteurisation du lait

1.2.4 Les fonctions des échangeurs de chaleurs :

Les échangeurs, sont des équipements permettant d'abaisser, de relever la température d'un fluide, ou de modifier son état physique. Dans les procédés pétrochimiques, il est nécessaire de modifier la température ou l'état d'un fluide pour le séparer, le distiller, le stocker et le transporter. Pour cela on doit lui ajouter ou lui enlever une certaine quantité de chaleur via des équipements de transfert de chaleur. Échangeur, condenseur, réchauffeur [8].

1. **Échangeur** : Il permet le transfert de chaleur d'un fluide vers un autre sans changement d'état de ces fluides.
2. **Condenseur** : Il permet le changement d'état d'un fluide : exemple passer de l'état liquide à l'état gazeux.
3. **Rebouilleur** : Est un échangeur de chaleur utilisé pour réchauffer ou vaporiser un fluide.
4. **Réchauffeur** : Il permet d'augmenter la température d'un fluide ou d'un solide pour l'utiliser dans un système exemple réchauffage de l'huile pour une meilleure circulation dans les pipes, réchauffage du gaz avant l'entrée dans une turbine.
5. **Cooler (refroidisseur)** : Il permet de refroidir un gaz ou un fluide après que celui-ci ait été utilisé exemple soustraire les calories emmagasinées par de l'huile lubrification d'un moteur thermique.

1.3 Critères de classification des échangeurs :

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. Nous énumérons les principaux :

1.3.1 Classification selon les processus de transfert :

Les échangeurs de chaleur sont classés, en fonction des processus de transfert, en types à contact indirect et à contact direct[9].

1.3.1.1 Échangeurs de chaleur à contact indirect :

Dans un échangeur de chaleur à contact indirect, les flux de fluides restent séparés et la chaleur est transférée en continu à travers une paroi de séparation imperméable ou à l'intérieur et à l'extérieur d'une paroi de manière transitoire. Dans l'idéal, il n'y a donc pas de contact direct entre les fluides en interaction thermique. Ce type d'échangeur de chaleur est également appelé échangeur de chaleur de surface et peut être subdivisé en échangeurs à transfert direct, échangeurs à accumulation et échangeurs à lit fluidisé.

1.3.1.2 Échangeurs de chaleur à contact direct :

Dans ce type d'échangeur, la chaleur est transférée en continu du fluide chaud au fluide froid à travers une paroi de séparation. Bien qu'un flux simultané de deux fluides (ou plus) soit nécessaire dans l'échangeur, il n'y a pas de mélange direct des deux fluides (ou plus) car chaque fluide circule dans des passages séparés. En général, il n'y a pas de pièces mobiles dans la plupart de ces échangeurs de chaleur. Ce type d'échangeur est connu sous le nom d'échangeur de chaleur à récupération ou, plus simplement, de récupérateur. Parmi les exemples d'échangeurs de chaleur à transfert direct, on peut citer les échangeurs tubulaires, les échangeurs à plaques et les échangeurs à surface étendue. Il convient de noter que le terme récupérateur n'est pas couramment utilisé dans l'industrie des procédés pour les échangeurs de chaleur tubulaires et à plaques, bien qu'ils soient également considérés comme des récupérateurs. Les récupérateurs sont subdivisés en échangeurs à surface principale.

1.3.2 Classification selon le type de l'écoulement :

La plupart des échangeurs de chaleur peuvent être classés dans l'une de plusieurs catégories sur la base de la configuration des trajets d'écoulement de fluide à travers l'échangeur de chaleur

1.3.2.1 Les échangeurs de chaleur à écoulement co-courant : Dans les unités à co-courant « Anti-méthodique » ou à écoulement parallèle, les deux flux de fluide entrent ensemble à une extrémité, s'écoulent dans la même direction et sortent ensemble à l'autre extrémité. Dans ce cas, les deux fluides circulent dans le même sens, de chaque côté de la paroi [10]. Il s'agit d'échangeur dit (co-courant) ou la température de fluide froid ne peut pas être supérieure à la température de sortie de fluide chaud. Les températures des fluides évoluent pendant leur traversée longitudinale de l'échangeur, (moins que l'un des fluides ne subisse un changement de phase).

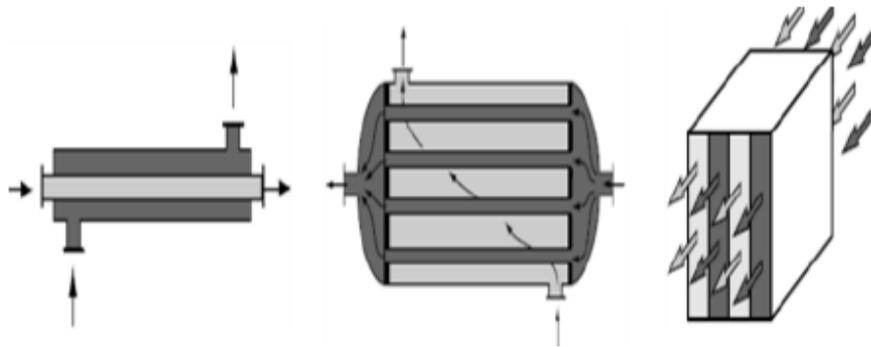


Figure1.8 : Circulation à co-courant.

1.3.2.2 Les échangeurs de chaleur à écoulement contre-courant: Dans les unités à contre-courant « méthodique » les deux fluides entre lesquels a lieu la transmission calorifique circulent en sens inverses le long de la surface. Dans ce cas, les deux fluides circulent dans un sens opposé, de chaque côté de la paroi. Il s'agit d'échangeur (contre-courant) ou la température de sortie du fluide froid peut dépasser la température de sortie de fluide chaud. Cette disposition est l'une des plus favorable pour l'échange thermique [10].

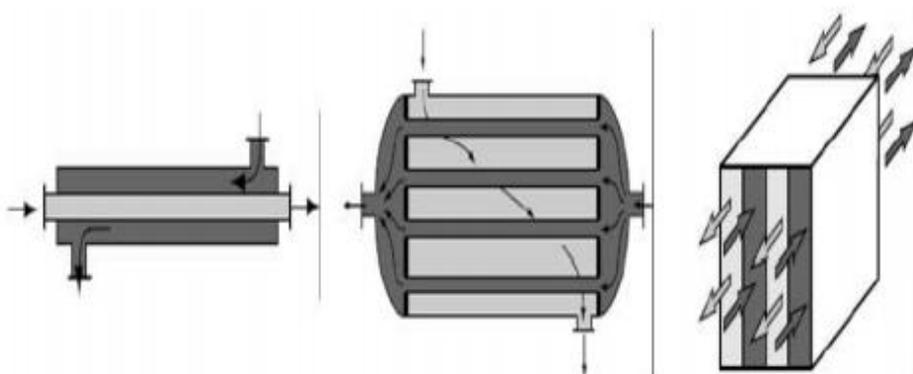


Figure1.9 : Circulation à contre-courant.

1.3.2.3 Les échangeurs de chaleur à écoulement croisés avec ou sans brassage :

Dans les unités à flux croisés à passage unique, un fluide se déplace à travers la matrice de transfert de chaleur perpendiculaire au trajet d'écoulement de l'autre fluide[11].

Le fluide non brassé est canalisé : c'est celui dont la veine est divisée entre plusieurs canaux parallèles distincts et de faible section. L'autre fluide circule librement entre les viens et peut être considéré comme partiellement brassé du fait des tourbillons générés par les tubes.

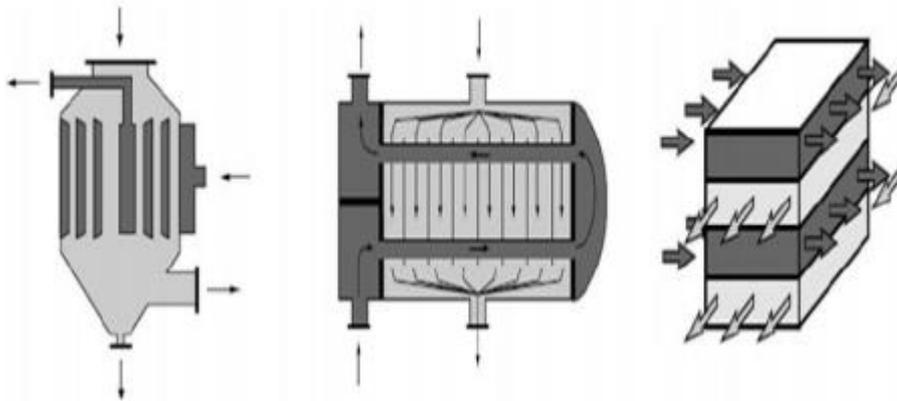


Figure 1.10 : Circulation à courant croisé.

1.3.2.4 Circulation à courants mixte : Dans ce cas, les trois modes de courant précédents coexistent.

1.3.2.5 Les différences entre les trois écoulements : L'avantage de l'échangeur (contre-courant) sur l'échangeur à co-courant est de nécessiter, pour un même flux de chaleur, des surfaces d'échanges plus faibles.

L'arrangement (contre-courant) est le plus efficace dans les arrangements des écoulements, il produit le plus grand changement de température pour chaque fluide comparé avec un autre arrangement à deux fluides.

La différence la plus importante entre ces types de base réside dans les quantités relatives de surface de transfert de chaleur nécessaires pour produire une élévation de température donnée.

1.3.3 Classification suivant la nature du matériau de la paroi d'échange :

On retiendra deux types de paroi :

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

1.3.4 Classification selon le type d'appareillage :

1.3.4.1 Échangeur coaxial (double tubes) :

Ces échangeurs sont constitués par des éléments rectilignes de deux tubes concentriques raccordés à leurs extrémités par des coudes. Les divers éléments sont tous assemblés par désaccords à démontage rapide, et le remplacement des tubes est possible. Les problèmes de dilatation thermique et d'étanchéité entre le tube intérieur et le tube extérieur sont résolus par l'utilisation de presse étoupe ou de joint torique [12].

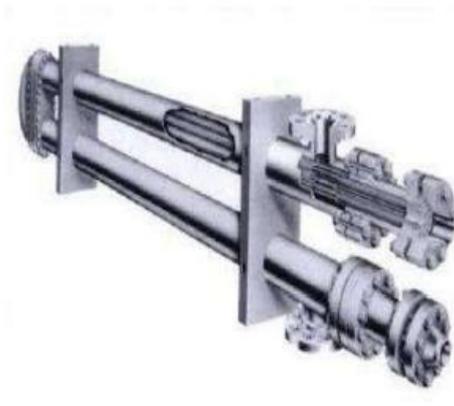


Figure 1.11 :Schéma et photographie d'un échangeur à double tubes.

Les tubes sont généralement en acier et les longueurs courantes sont de 3,6 - 4,5 ou 6 m. On utilise également des tubes en verre et en graphite dans des applications particulières. Ces échangeurs utilisés depuis l'origine, conviennent aux produits sales, pour des débits faibles et des températures et des pressions élevées.

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

- Risque de fuites aux raccords.
- Flexion du tube intérieur si la longueur est importante.
- Surface d'échange faible pour le volume global de l'appareil par suite du rayon minimal des coudes reliant les longueurs droites des tubes.

1.3.4.2 Échangeur à plaques :

Un échangeur à plaques est constitué d'un ensemble de plaques métalliques embouties au travers desquelles s'effectue le transfert de chaleur entre deux fluides. Les plaques : sont serrées entre un bâti fixe et un bâti mobile. Elles sont positionnées et guidées par 2 barres support inférieure et supérieure, Un joint : par plaque assure l'étanchéité de l'échangeur ainsi que la répartition des fluides dans les canaux formés par deux plaques[12].

Principales utilisations :

- Industrie laitière
- Industrie nucléaire
- Industrie chimique

Principal avantage :

- Compacité : grande surface d'échange dans un petit volume [13].

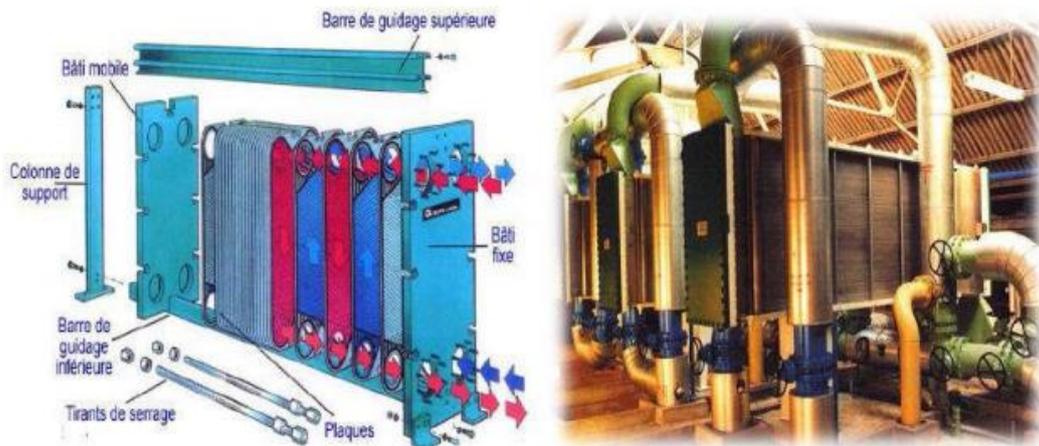


Figure 1.12: Schéma et photographie d'un échangeur à plaques.

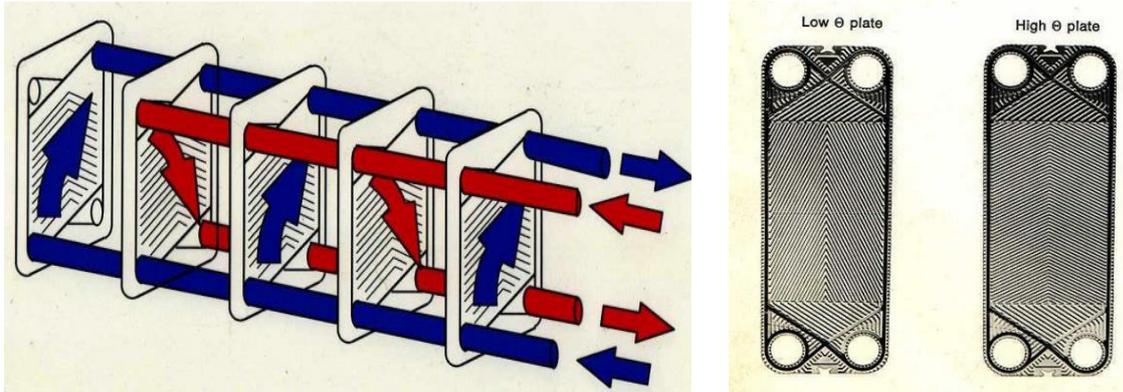


Figure 1.13 : Echangeur à plaques et joints.

1.3.4.3 Échangeur Tubulaire :

Ils présentent un certain nombre d'avantages : en particulier ils sont faciles à fabriquer, relativement bon marché, de maintenance aisée et surtout ils peuvent être utilisés à dépressions élevées et à de fortes températures. Leur robustesse et leur fiabilité contre balancent leur encombrement. On distingue, le plus souvent, les catégories suivantes [14] :

- a. Les échangeurs monotubes pour lequel le tube est placé dans un réservoir.
- b. Les échangeurs coaxiaux pour lesquels les tubes sont le plus souvent cintrés.
- c. Les échangeurs multitubulaires

1.3.4.4 Les échangeurs multitubulaires :

Ils existent sous 4 formes :

1. *Les échangeurs à tubes séparés* : à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre maintenus écartés par des entretoises.
2. *Les échangeurs à tubes rapprochés* : les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire de rubans enroulés en spirale autour de certains d'entre eux.

3. Les échangeurs à tubes ailettes qui permettent d'améliorer le coefficient d'échange: Lorsque l'un des fluides transitant dans l'échangeur s'avère moins bon caloporteur que l'autre, l'utilisation d'ailettes autour des tubes ou dans les tubes s'impose pour que la résistance thermique globale ne soit pas entièrement due au fluide ayant le plus petit coefficient d'échange thermique.



Figure 1.14 : échangeur à ailettes (photographié lors du stage effectué à Sonatrach-Skikda)[18].

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



Figure 1.15 : faisceau tubulaire[18].

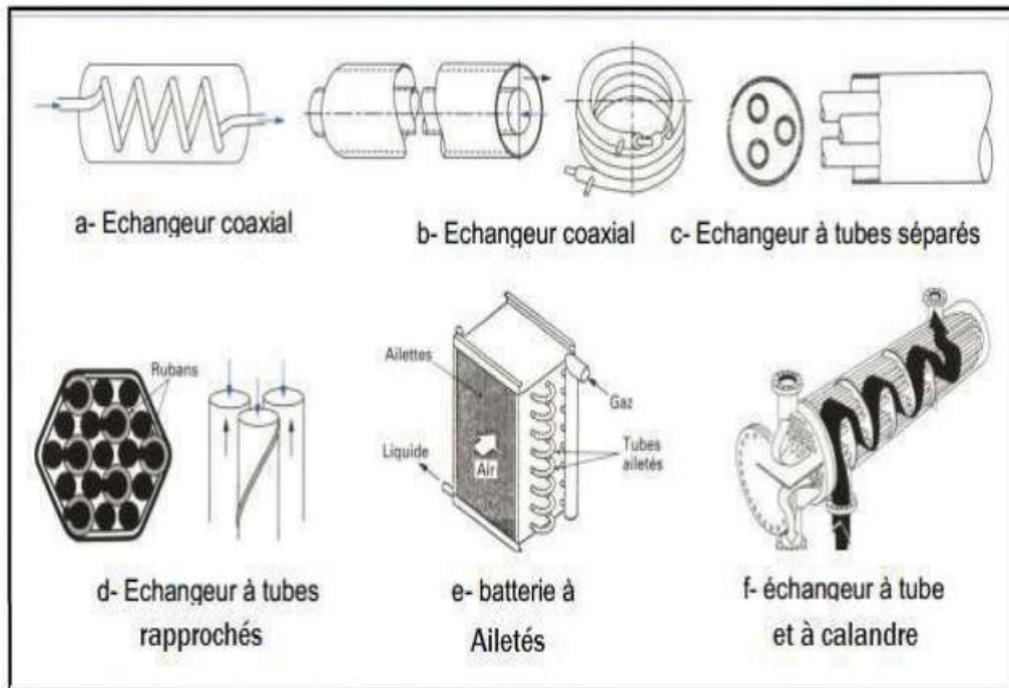


Figure 1.16 : Les différents types des échangeurs tubulaires.

1.3.4.5 Echangeurs de chaleur à tubes et calandre :

C'est le type d'échangeur le plus répandu mais la part qu'il représente ne cesse de diminuer au profit de configurations plus efficaces. Dans ce type d'échangeurs, l'un des fluides circule dans un réservoir autour de tubes qui le traversent tandis que l'autre fluide circule à l'intérieur des tubes. Le modèle le plus simple sera constitué d'un réservoir dans lequel sera plongé un serpentin. Le modèle le plus courant est constitué d'un faisceau de tubes traversant un réservoir de manière longitudinale. On parle alors d'échangeur multitubulaire. Des parois bien placées permettent de forcer la circulation du fluide à travers les tubes de manière à ce qu'il effectue un ou même plusieurs "aller-retour" [15].

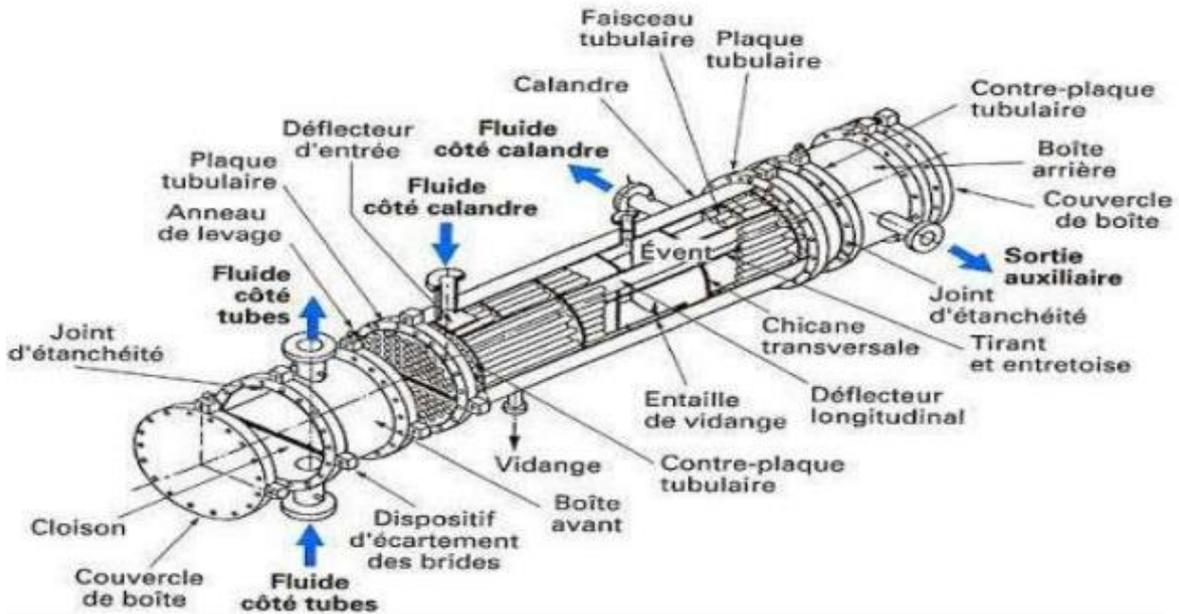


Figure1.17 :Echangeur à tubes et calandre détaillé.

Les différents composants d'échangeur en tubes et calandre :

a. La calandre (Shell) : C'est l'enveloppe métallique cylindrique entourant le faisceau tubulaire. Son matériau doit être compatible avec le fluide utilisé. Les matériaux les plus courants sont les aciers ordinaires, les aciers inoxydables, le cuivre ou les matières plastiques[16].

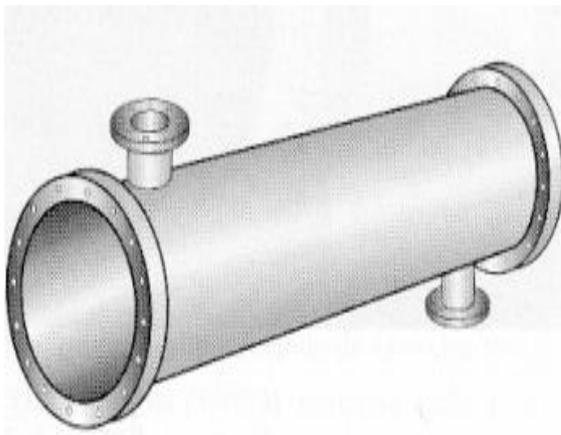


Figure1.18: calandre[18].

b. Les plaques tubulaires : Ce sont des plaques percées supportant les tubes à leurs extrémités. Leur épaisseur est calculée en fonction de la différence de pression entre le fluide dans la calandre et le fluide dans les boîtes d'une part, des contraintes dues aux différences de dilatation entre les tubes et la calandre d'autre part. Les plaques tubulaires peuvent être en acier ordinaire ou en acier spécial massif. Les tubes peuvent être fixés à la plaque tubulaire par dudgeonnage ou par soudure, quelquefois aussi par dudgeonnage allié à une soudure qui sert alors simplement à assurer l'étanchéité[16].



Figure1.19:plaque tubulaire[18].

c. Les tubes du faisceau : Ce sont généralement des tubes normalisés dont le diamètre annoncé correspond exactement au diamètre extérieur. Les matériaux utilisés dépendent des fluides choisis ; les plus courants sont les aciers ordinaires, les aciers inoxydables, le cuivre ou le laitone etc. Deux dispositions de tubes sont possibles : le pas triangulaire et le pas carré. La disposition en pas carré offre une plus grande facilité de nettoyage (toute la surface extérieure des tubes est accessible par un jet d'eau sous pression ou par un instrument de nettoyage).

- La disposition en pas triangulaire est plus compacte, donc plus économique.
- Les tubes sont fixés à chacune de leur extrémité par des soudures ou dudgeonnage sur deux plaques tubulaires.



Figure 1.20: Faisceaux de l'échangeur de chaleur[18].

d. Les chicanes (baffles) : L'existence des chicanes forcent le fluide à s'écouler perpendiculairement aux tubes d'une part et favorisent la turbulence d'autre part, améliorant ainsi l'échange de chaleur (voir Fig. 1.21).

- Elles ont pour rôle d'augmenter la vitesse du fluide dans la calandre et la rigidité du faisceau (pour éviter le phénomène de vibration).
- Les chicanes sont de même matériau que la calandre ; elles peuvent être de plusieurs types : chicanes classiques ou à barreaux dont le développement et

l'utilisation sont relativement récents. Dans ce dernier cas, les tubes sont tenus dans la calandre par des grilles de barreaux, alternativement de barreaux horizontaux puis verticaux.

e. La boîte de distribution : C'est l'organe qui distribue ou recueille le fluide aux extrémités des tubes c.-à-d. que la circulation dans le faisceau est assurée par l'adjonction d'une boîte de distribution, portant les brides d'entrée et de sortie, et d'une boîte de retour (voir Fig. 1.22).



Figure 1.21 : Les chicanes de l'échangeur de chaleur [19].



Figure 1.22 : Boîte de distribution [20].

*Chapitre 2 : Etat de l'art sur l'optimisation, la
modélisation et la simulation des écoulements avec
transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur*

Chapitre 2 : État de l'art sur l'optimisation, la modélisation et la simulation des écoulements avec transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur

2.1 Introduction :

De nombreuses études et recherches ont été menées sur l'optimisation de la taille et la forme des échangeurs de chaleur, la modélisation numérique des écoulements et transferts de chaleur dans les échangeurs de chaleur et les paramètres de performance et leur technique d'amélioration dans les échangeurs de chaleur. Nous essayons par la suite de présenter quelques études intéressantes parmi celles-ci.

2.2 Revue sur l'optimisation de la taille et la forme des échangeurs de chaleur :

Gholap et Khan [21] ont fourni une optimisation multi-objectifs d'un échangeur de chaleur utilisé en réfrigération (Fig. 2.1) et ont montré le compromis entre la consommation d'énergie et le coût des matériaux. En termes de consommation d'énergie, la meilleure conception présentait une réduction de 8,92 % par rapport à la conception de base, mais nécessitait une augmentation de 50,19 % du coût des matériaux. Le meilleur résultat en matière de coût des matières a été une réduction de 41,82 % au prix d'une augmentation de 6,15 % de la consommation d'énergie sur une base quotidienne (un jour). Dans ce cas, l'optimisation de l'échangeur de chaleur fournit les meilleures solutions de compromis, et le choix de conception final est basé sur la stratégie du concepteur concernant les objectifs concurrents. Cette brève revue de la littérature montre les avantages et les bénéfices obtenus grâce à l'utilisation d'outils d'optimisation avancés dans la conception des échangeurs de chaleur.

Guo et Xu [22] ont appliqué la théorie de la dissipation d'entrance à l'optimisation de la taille d'un échangeur de chaleur à calandre et à tube à l'aide d'un algorithme génétique (Fig. 2.2). Ils ont également montré l'avantage de diviser la dissipation d'entrance due au transfert de chaleur et à l'écoulement des fluides en deux fonctions objectives et de les utiliser dans une

optimisation multi-objectifs au lieu d'une optimisation à objectif unique. L'avantage d'une fonction multi-objectif est que le concepteur peut contrôler les préférences de maximisation du transfert de chaleur et de minimisation de la perte de charge. Les résultats ont montré que dans la conception d'un échangeur de chaleur avec une charge thermique fixe, l'optimisation à objectif unique améliore les performances de l'échangeur de chaleur. Cependant, lorsque la zone de transfert de chaleur est fixe, l'amélioration de l'efficacité de l'échangeur de chaleur se fait au détriment de l'augmentation de la puissance de pompage. L'optimisation multi objectif peut atteindre la même efficacité que l'optimisation mono-objectif avec une consommation moindre de puissance de pompage, dans le cas d'une zone de transfert de chaleur fixe.

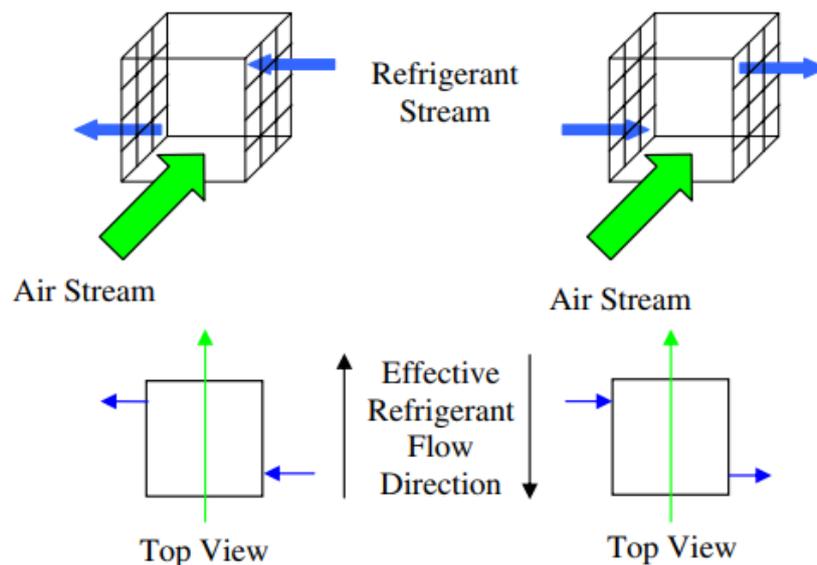


Figure 2.1: Configuration d'un échangeur de chaleur à flux parallèle et à contre-courant [21].

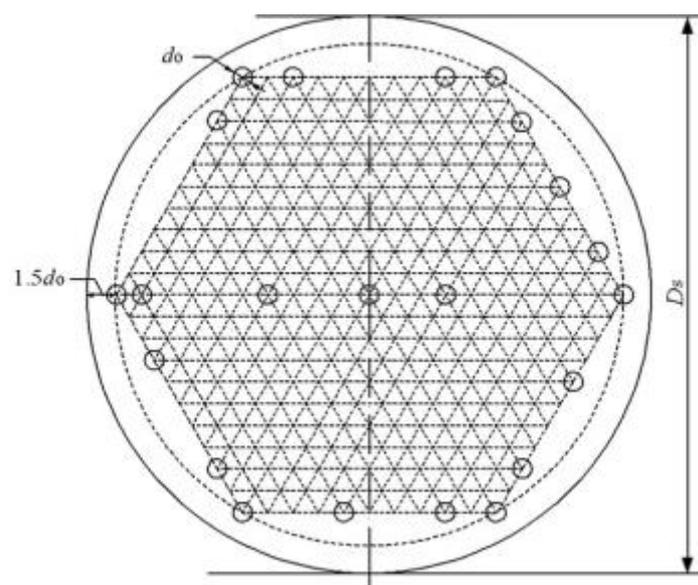


Figure 2.2 : Le diagramme schématique de la disposition des tubes [22].

Lee et al. [23] ont optimisé la forme des broches et leur disposition dans le canal d'un échangeur de chaleur à plaques (Fig. 2.3). Les variables de conception se composent de trois paramètres qui définissent la forme de la broche et d'un paramètre qui définit l'espacement entre les broches. L'optimisation est basée sur la minimisation des corrélations pour le nombre de Nusselt et le facteur de friction, couplés dans une fonction objectif unique. Ils ont utilisé la méthode du multiplicateur de Lagrange augmenté pour minimiser la fonction objective. Les variables de conception optimales ont défini la nouvelle forme et la nouvelle répartition des broches, ce qui a permis d'améliorer le transfert de chaleur de 227,9 % et de réduire la perte de charge de 32,9 % par rapport à la conception de base non optimisée.

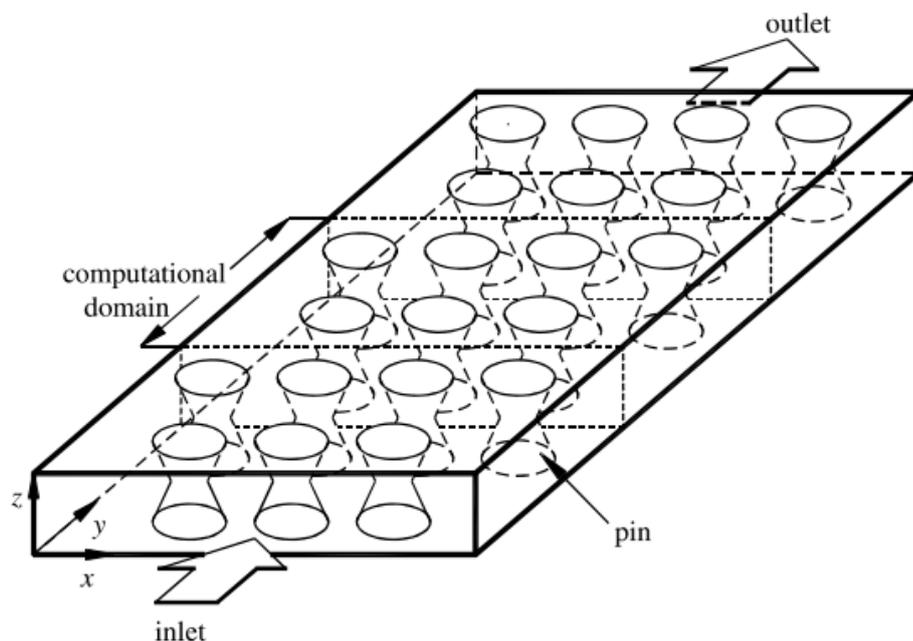


Figure 2.3 : diagramme schématisique du modèle physique [23]

Hilbert et al. [24] ont optimisé la forme des pales dans un échangeur de chaleur à faisceau tubulaire, en utilisant un algorithme génétique adapté à l'optimisation multi-objectifs. Les deux fonctions objectives sont la différence de température et la différence de pression aux limites du domaine d'optimisation. Les variables de conception sont quatre paramètres géométriques qui définissent la forme des pales. Le domaine d'optimisation se compose de quatre pales, dont la position le long du domaine est fixe et qui ont toutes la même forme. Gambit a été utilisé pour la génération de la géométrie et du maillage, et Fluent pour la résolution des équations physiques. L'ensemble des solutions optimales a formé le front de Pareto optimal, qui montre le conflit entre l'amélioration du transfert de chaleur et la perte de charge, comme le montre la figure 2.4. Des exemples de solutions de lames résultant du front de Pareto sont esquissés à la figure 2.5.

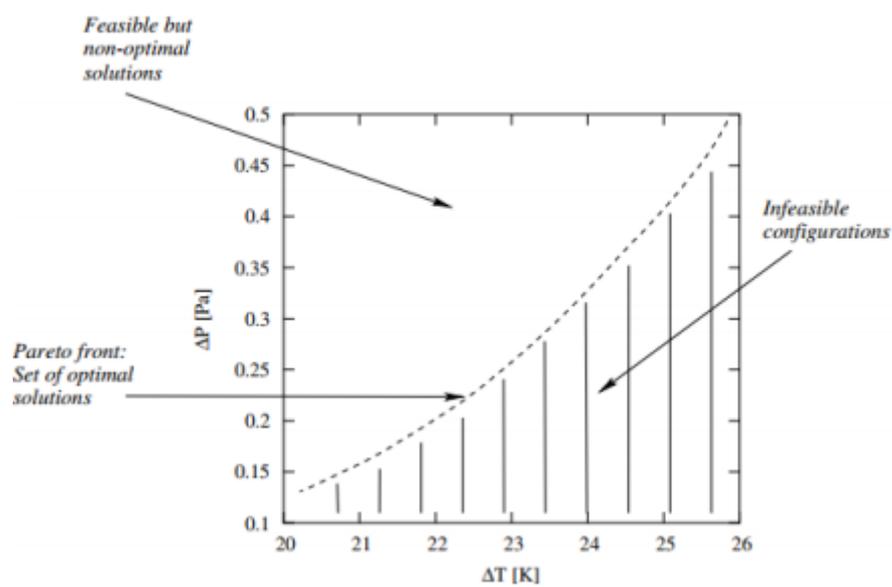


Figure 2.4 : Front optimal de Pareto dans l'optimisation de la forme [24]

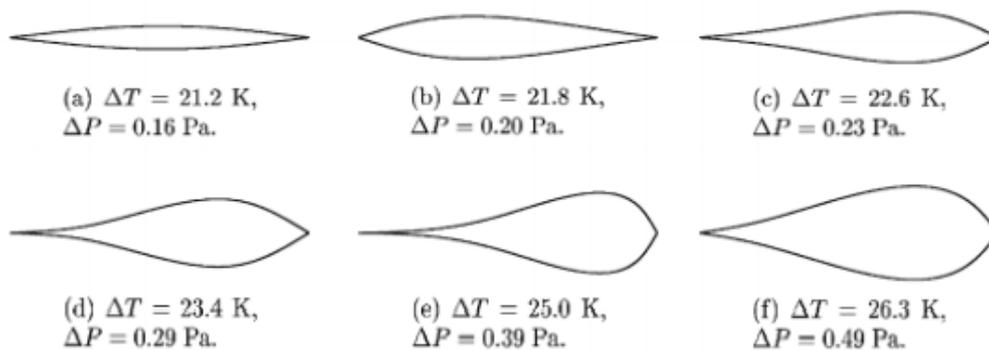


Figure 2.5 : Exemple d'aubes résultant de l'optimisation de la forme d'un échangeur de chaleur à réservoir tubulaire [24]

Ghadamian et al [25] ont optimisé les conditions de fonctionnement de l'échangeur de chaleur utilisé pour la récupération de chaleur dans une industrie du ciment. Un modèle mathématique a été développé pour déterminer la meilleure géométrie d'un échangeur de chaleur compact dans cette étude de recherche. En conséquence, une fonction objective a été introduite pour définir la structure optimisée de l'échangeur. Deux objectifs principaux ont été poursuivis à cet égard. Le premier était le taux d'écart existant entre le taux de transfert de chaleur possible dans l'échangeur et le taux maximal. Le second était le transfert de chaleur possible entre les gaz échangés et l'air entrant dans le four. En outre, un code complet permettant de concevoir un échangeur de chaleur compact optimisé pour la récupération de chaleur des fours a été présenté. Ensuite, la collecte de données et la synchronisation des

modèles ont permis une évaluation préliminaire de la qualité des modèles. Ainsi, pour augmenter le niveau de précision de la recherche mentionnée, avec le programme de correction des mesures, une modification du modèle a été effectuée et de nouveaux résultats ont été calculés. L'analyse du modèle d'optimisation a montré qu'en utilisant cette approche, non seulement une conservation significative de la chaleur peut être obtenue, mais aussi que la procédure suggérée peut être complètement économique.

2.3 Revue sur la modélisation numérique des écoulements avec transferts de chaleur dans les échangeurs de chaleur :

La modélisation et la simulation numérique des effets dynamiques et thermiques et de leurs influences dans les échangeurs de chaleur ont intéressé de nombreux chercheurs. En effet, de nombreuses recherches ont été effectuées sur ces aspects, nous citons par exemple :

Bougerard et al [26] ont utilisé la simulation numérique pour optimiser la taille des canaux d'un échangeur de chaleur. L'étude est réalisée sous une différence de pression fixe égale à 40 Pa, pour quatre types de canaux : circulaire, carré, triangle isocèle à angle droit et triangle équilatéral. Le problème vise à trouver la largeur optimale du canal de l'échangeur de chaleur en utilisant Gambit comme logiciel de génération de maillage, Fluent comme logiciel CFD et un logiciel d'optimisation, i-SIGHT-FD, dans lequel de multiples algorithmes d'optimisation sont mis en œuvre. La procédure d'optimisation consiste à calculer le flux de chaleur à l'aide de la CFD pour une valeur donnée du paramètre de conception, puis le programme d'optimisation génère une nouvelle valeur du paramètre de conception sur la base de la valeur du flux de chaleur calculée. L'optimisation de la taille à l'aide de la CFD a également été envisagée par Kwasi et al. [27] dans le cas d'un micro-échangeur de chaleur. L'objectif était de trouver le rapport d'aspect optimal, défini comme la hauteur du canal par rapport à sa largeur, pour un volume constant et variable de micro canaux.

Changui Xie et al [28] ont présenté une étude sur l'optimisation de l'écoulement et du transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur à tubes à ailettes avec des générateurs de vortex "FTHE" (Fig. 2.6) à l'aide de la méthode de surface de réponse (RSM) et du réseau neuronal artificiel (ANN). Afin de combler le vide et d'évaluer la performance de l'ANN et du RSM en comparaison avec la modélisation numérique classique basée sur la CFD. Cette recherche a pour but d'étudier comment l'ANN et le RSM permettront de maximiser les avantages liés à l'installation de VG dans l'échangeur de chaleur. Ensuite, en utilisant la méthode CCD, quinze combinaisons de conception ont été choisies pour être analysées, en

considérant trois variables de conception pour les VG : la longueur, l'angle d'arc et l'angle d'attaque. Après cette étape, en utilisant les résultats du modèle numérique comme données cibles, deux modèles RSM et deux modèles ANN ont été calibrés pour prédire individuellement le nombre de Nusselt et la valeur du facteur de friction pour l'échangeur de chaleur conçu. En fin de compte, selon que la performance de l'échange thermique ou la réduction de la perte de charge est l'objectif principal de la conception ou qu'une approche équilibrée des deux sont visée, trois configurations de conception optimales ont été proposées.

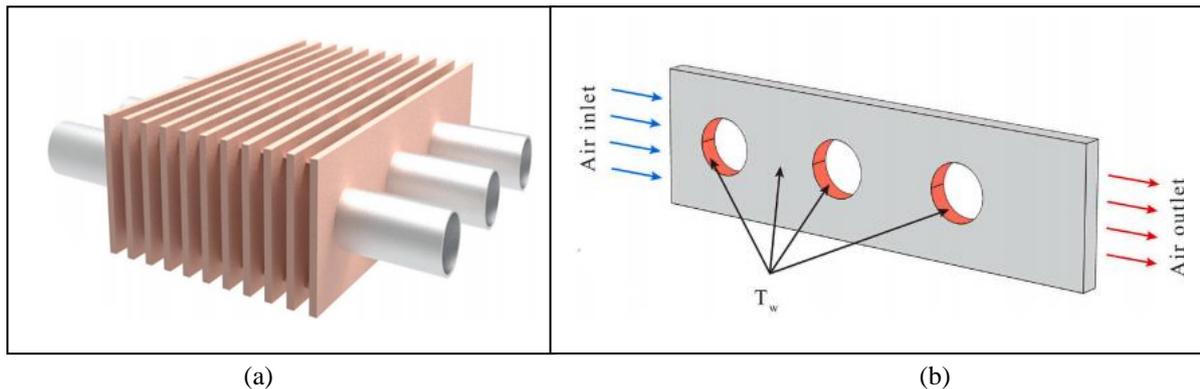


Figure 2.6 : (a) L'échangeur "FTHE" utilisé dans la recherche [28] et (b) les conditions aux limites de la géométrie simulée [28].

Juan Du et al [29] ont présenté une simulation numérique de l'écoulement des fluides et des caractéristiques de transfert de chaleur dans des échangeurs de chaleur tubulaires à nervures sinusoïdales vers l'intérieur "STHE" (Fig. 2.7), utilisés pour la récupération de la chaleur perdue. En effet, des études de comparaison et paramétriques ont été réalisées. Comme on le sait, les technologies d'amélioration du transfert de chaleur sont importantes pour améliorer l'efficacité du transfert thermique dans les applications de récupération de chaleur des gaz d'échappement, en particulier pour les échangeurs "STHE". Dans ce but, les SRT ont été proposés et étudiés numériquement par la dynamique des fluides numérique "CFD" à Re de 5000-10000 avec un modèle périodique turbulent RNG $k-\epsilon$ utilisé sous une condition de température de paroi constante. Des simulations numériques tridimensionnelles ont été réalisées pour prouver la nouveauté du tube à écoulement tourbillonnaire à nervures sinusoïdales intérieures proposé. Tout d'abord, les modèles physiques, le modèle numérique, la méthode numérique et la validation du modèle ont été décrits. En outre, les structures d'écoulement et les mécanismes de transfert de chaleur pour les échangeurs de chaleur à nervures sinusoïdales intérieures avec des paramètres géométriques variables ont également été illustrés. Les principaux résultats de cette recherche ont montré que dans des conditions similaires, le SRT a donné un nombre de Nusselt (Nu), un facteur de frottement (f) et un

critère d'évaluation de la performance thermique globale (PEC) plus élevés que les autres tubes améliorés typiques. Tous les résultats de cette étude sont destinés à compléter les informations supplémentaires pour la base de données des tubes à écoulement tourbillonnaire dans les applications potentielles de récupération de chaleur résiduelle.

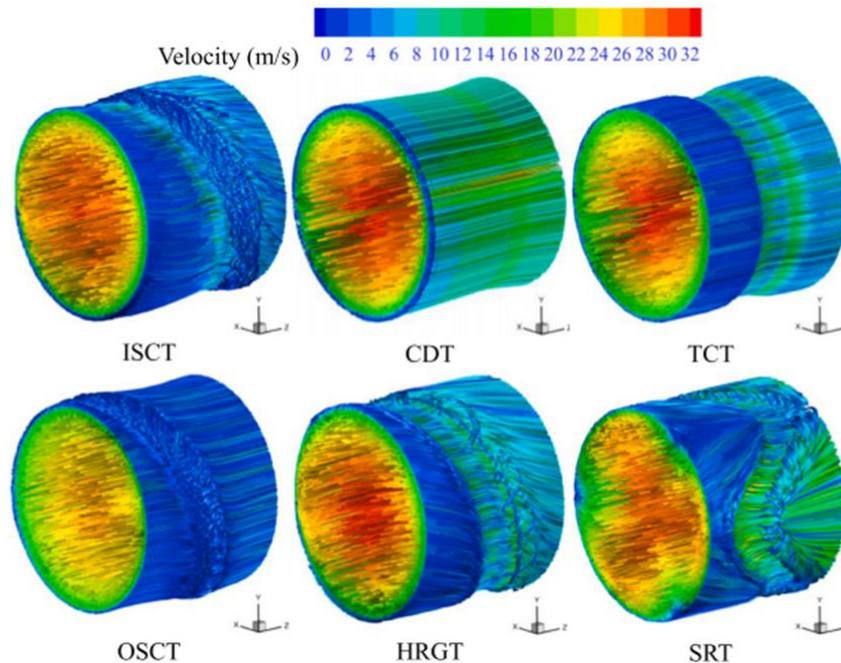


Figure 2.7 : lignes de courant tridimensionnelles en vue latérale [29]

Reza Saeidi et al [30] ont réalisé une étude sur les échangeurs de chaleur souterrains horizontaux avec des ailettes (HGHE, Fig. 2.8) dans le but d'augmenter le transfert de chaleur par unité de longueur de tuyau jusqu'à 20,7 %. Pour évaluer la performance du mode de refroidissement, ils ont augmenté la surface de contact d'ailettes avec le sol. Ces ailettes ont été examinées en faisant varier les paramètres tels que la longueur, le diamètre, la position et le matériau. La simulation du transfert de chaleur a été modélisée à l'aide du logiciel COMSOL multi-physiques en utilisant plusieurs matériaux d'ailette courants, notamment le cuivre, l'acier inoxydable 304, l'acier inoxydable 316 et l'acier ultra-haute résistance de type 300-M. De plus, deux modes horizontaux et en spirale ont été étudiés à l'aide d'un HGHE horizontal avec des ailettes. Finalement, ils ont trouvé que le tuyau horizontal se comporte mieux que le tuyau vertical, même si les performances des deux systèmes s'améliorent en présence d'ailettes. La conduite horizontale augmente les performances d'environ 3 % de plus que la spirale verticale avec le même nombre d'ailette. Par conséquent, la différence entre l'amélioration et l'augmentation du taux de transfert de chaleur est minimale lorsque la longueur de l'ailette est supérieure à 1 m.

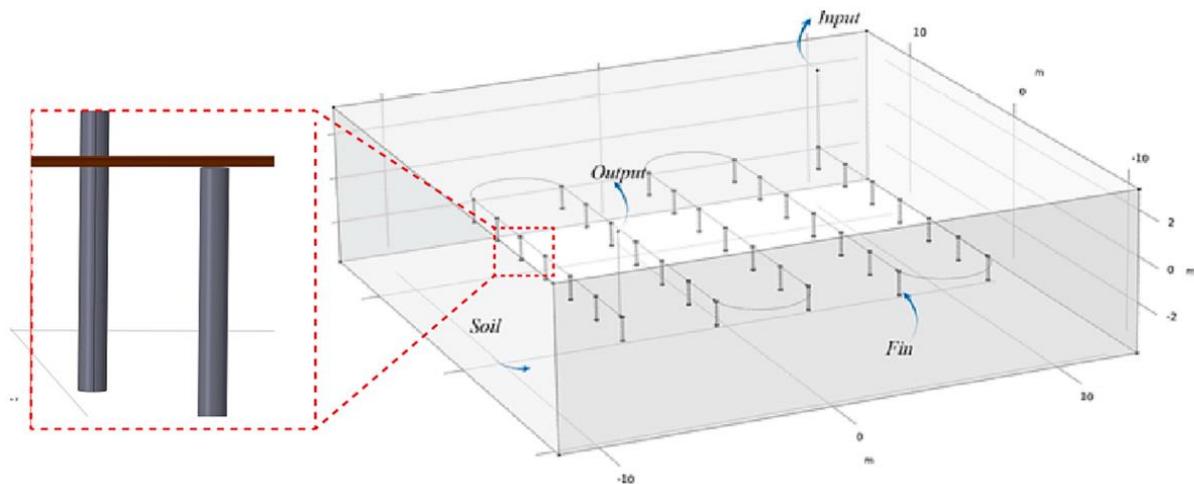


Figure 2.8 : la conception schématique de HGHE avec ailettes [30].

Wenguang et al [31] ont présenté une étude sur l'amélioration du transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur à surface minimale triplement périodiques refroidis par eau "PCHE"; le transfert de chaleur conjugué dans l'échangeur de chaleur Schoen-G TPMS et l'échangeur PCHE (Fig. 2.9) a été prédit avec le logiciel CFD ANSY CFX 19R2 à un débit de SCO_2 fixe mais à des températures d'entrée de SCO_2 variables lorsque le fluide froid est de l'eau à une température d'entrée et un débit fixe. L'objectif de l'étude est de vérifier si l'échangeur de chaleur TPMS Schoen-G et l'échangeur PCHE peuvent être potentiellement applicables aux systèmes de refroidissement ou de stockage du froid utilisant une boue d'hydrate de CO_2 comme fluide de travail et comme moyen de stockage. Les performances thermiques et hydrauliques de l'échangeur de chaleur TPMS Schoen-G ont été évaluées par rapport à celles de l'échangeur PCHE. En comparaison avec l'échangeur de chaleur TPMS Schwarz-D, l'échangeur de chaleur TPMS Schoen-G présente bien une meilleure amélioration du transfert de chaleur à un nombre de Reynolds $>16\ 000$. L'échangeur de chaleur TPMS Schoen-G peut potentiellement être utilisé comme un refroidisseur SCO_2 dans les systèmes de refroidissement ou de stockage du froid lorsque le SCO_2 sert de fluide de travail du point de vue des performances thermiques et hydrauliques.

Weglarz et al [32] ont accompli une étude analytique et numérique sur la méthode de calcul des échangeurs de chaleur tubulaires à écoulement transversal (Fig. 2.10) tenant compte des capacités thermiques des fluides dépendant de la température. L'échangeur de chaleur est divisé en un petit nombre de sections, à l'intérieur desquelles des formules analytiques déterminent la température des fluides et la température de la paroi du tube. La

méthode tient compte de la dépendance à la température des propriétés physiques du fluide. Le calcul des températures dans les sections finies ne nécessite pas la résolution du système d'équations algébriques, de sorte que le temps de calcul sur ordinateur est court. La température des deux fluides peut être calculée non seulement à la sortie de la section mais aussi à l'intérieur de celle-ci. L'application de la méthode a été démontrée sur l'exemple d'un réchauffeur de vapeur d'eau co-courant à deux passages. Les résultats des calculs du réchauffeur par la méthode approximative proposée ont été comparés aux résultats des calculs par une méthode exacte.

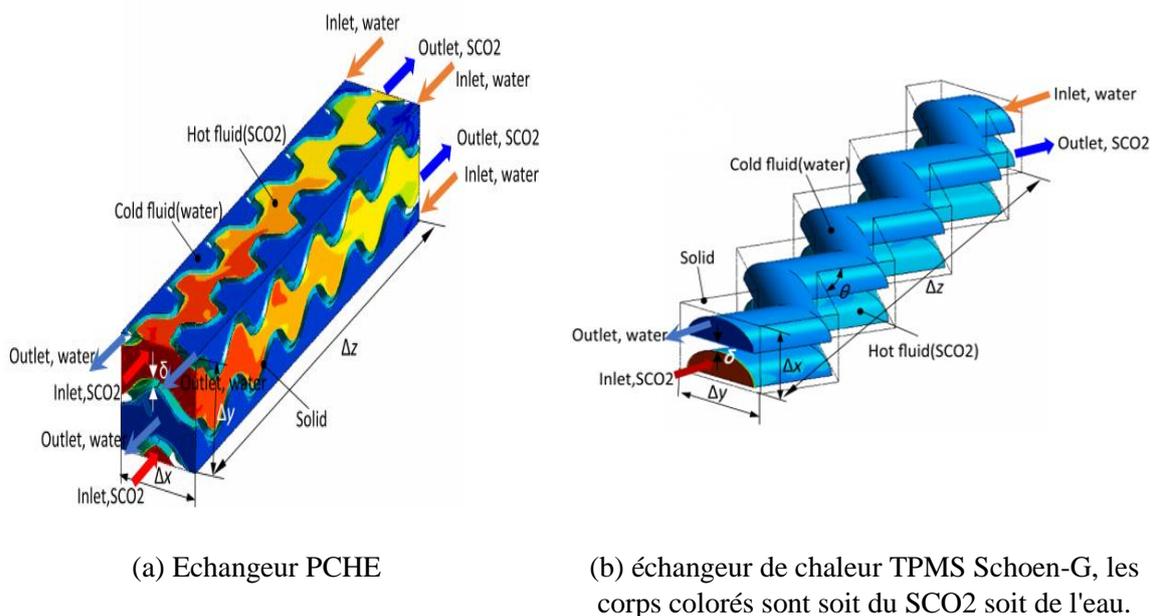


Figure 2.9 : Schémas de l'échangeur de chaleur PCHE de et l'échangeur TPMS Schoen-G ainsi que leurs paramètres géométriques [31]

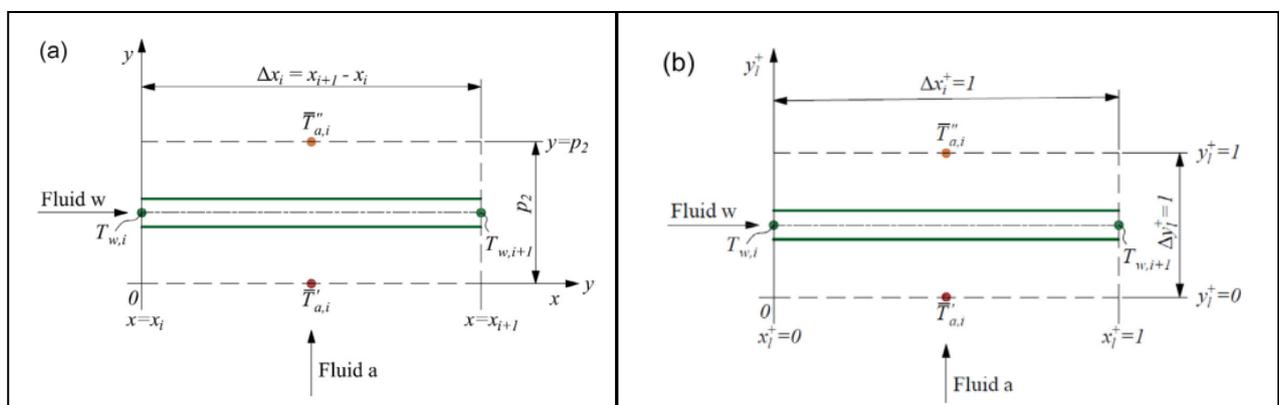


Figure 2.10 : Un volume fini unique ; (a) dans un système de coordonnées cartésiennes (x, y), (b) dans un système de coordonnées cartésiennes locales sans dimension (x+1, y+1), $x+1 = (x - x_i) / \Delta x_i$, $y+1 = (y - y_i) / \Delta y_i$, $\Delta x_i = x_{i+1} - x_i$, $\Delta y_i = p_2$ [32].

Jianping Yu et al [33] ont réalisé une étude de prédiction numérique des performances de transfert de chaleur d'un échangeur de chaleur à plaques (Fig. 2.11) basée sur l'assimilation de données expérimentales pour calibrer les constantes du modèle de turbulence, est appliquée pour étudier les caractéristiques d'écoulement et de transfert de chaleur d'un échangeur de chaleur à plaques et Pour prédire avec précision les caractéristiques de transfert de chaleur d'un échangeur de chaleur à plaques. Les résultats montrent que la technologie d'assimilation des données exploite pleinement les avantages de la recherche expérimentale et de la recherche par simulation numérique, et réalise l'intégration parfaite des deux dans la prédiction des performances des échangeurs de chaleur à plaques. En même temps, l'application de l'assimilation de données en ingénierie est élargie. Et exploite pleinement les avantages de la recherche expérimentale et de la recherche par simulation numérique des échangeurs de chaleur à plaques. Dans le même temps, la fiabilité de la prédiction des caractéristiques de transfert de chaleur d'un échangeur de chaleur à plaques est améliorée, l'application de l'assimilation de données dans l'ingénierie est étendue et le potentiel d'application de l'assimilation de données dans la recherche future sur la turbulence est mis en évidence.

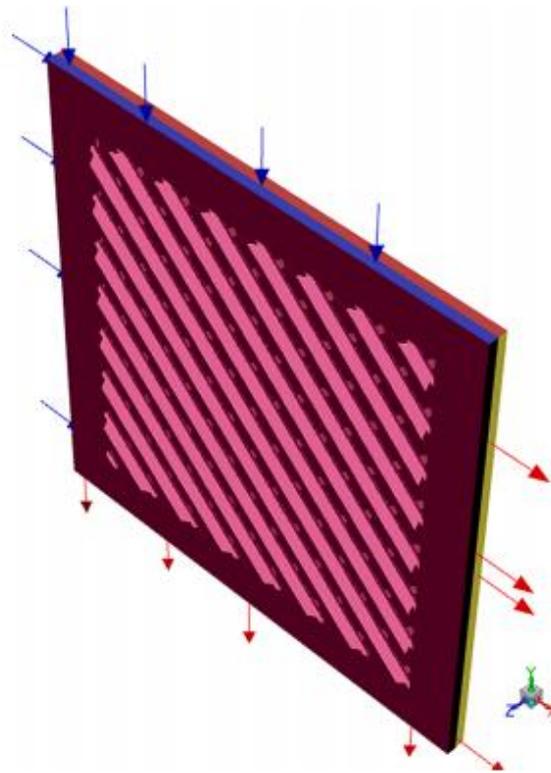


Figure 2.11: Modèle géométrique d'un échangeur de chaleur à plaques [33].

Jalili et al [34] ont réalisé une étude sur une nouvelle utilisation de l'ailette rectangulaire courbée sur le transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur à double tube avec un nanofluide (DPHE, Fig. 2.12 et 2.13). Le modèle monophasique pour la modélisation du nanofluide et le modèle k- ϵ standard avec fonction de paroi modulable pour la simulation de l'écoulement turbulent ont été utilisés. Pour mieux examiner cette nouvelle géométrie, ses performances sont comparées à celles de géométries à ailettes simples et rectangulaires. Les résultats montrent que le modèle tridimensionnel k- ϵ (standard) est suffisant pour simuler l'écoulement turbulent et le transfert de chaleur de l'eau et du nanofluide dans l'échangeur DPHE. Le coefficient de transfert de chaleur de l'échangeur DPHE avec une ailette rectangulaire est 81% meilleur que celui sans ailette. En augmentant la concentration du nanofluide, le CHTC augmente de près de 12 %. La nouvelle géométrie entraîne une chute de pression plus faible malgré un coefficient de transfert de chaleur par convection plus élevé. Il est également démontré qu'en augmentant le nombre de Reynolds et la concentration du nanofluide, la perte de charge augmente.

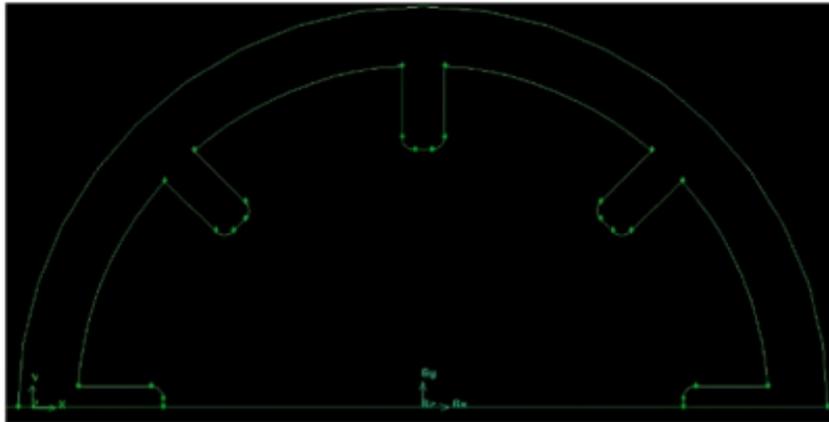


Figure 2.12: Géométrie de l'échangeur DPHE avec une ailette rectangulaire incurvée [34].

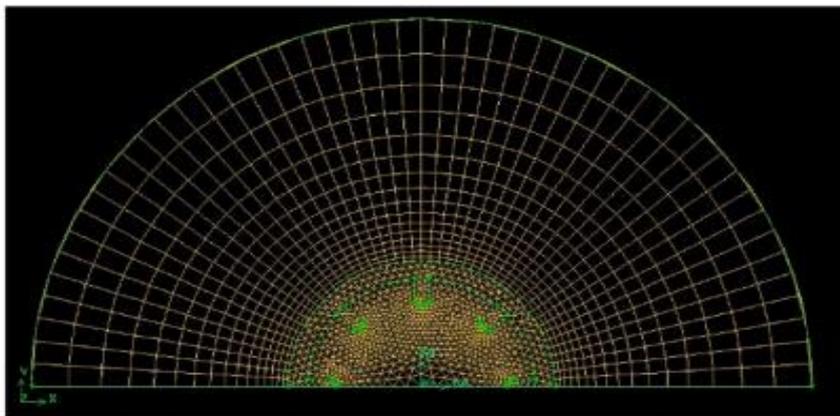


Figure 2.13 : Maillage de l'échangeur de chaleur DPHE avec une ailette rectangulaire incurvée [34].

Son Ich Ngo et al [35] ont conduit une étude sur le comportement de l'écoulement et transfert de chaleur dans un lit fluidisé bouillonnant (Fig. 2.14 et 2.15) avec tubes d'échange de chaleur immergés pour la méthanisation du CO₂. Cette étude vise à examiner l'hydrodynamique, la conversion du CO₂ et les caractéristiques de transfert de chaleur d'un réacteur BFB avec des tubes de changement de chaleur immergés pour la méthanisation du CO₂ à l'aide d'un modèle CFD EE. En utilisant un modèle bidimensionnel (2D) de dynamique des fluides computationnelle (CFD) gaz-solide eulérien. Le modèle CFD sans réactions chimiques a été validé par rapport aux données expérimentales existantes pour les particules Geldart B dans une large gamme de vitesses de gaz superficielles. L'hydrodynamique axiale et radiale, telle que la chute de pression, la vitesse du solide, la fraction volumique du solide et la température, a été comparée dans les trois types de réacteurs BFB initialement réglés à 400 °C et 5 bars : (1) BFB sans tube d'échange de chaleur et sans réactions chimiques (nnBFB), (2) BFB sans tube d'échange de chaleur et avec réactions (nrBFB), et (3) BFB avec une zone d'échange de chaleur de 25 % et des réactions (trBFB). Il a été démontré que la chaleur de réaction était efficacement éliminée dans le réacteur BFB avec une surface d'échange thermique de 25 % et que le réacteur maintenait des conditions isothermes. La conversion du CO₂ était de 92 % dans le réacteur BFB à 400 °C et 5 bars. Le coefficient global de transfert de chaleur du lit aux tubes d'échange de chaleur a été estimé à 114 W/m² /K pour une vitesse d'entrée du gaz de 0,13 m/s.

Batista et al [36] ont accompli une modélisation numérique validée expérimentalement du transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur air-eau à ailettes et tubes à écoulement transversal. L'objectif de ce travail est d'analyser différentes conditions limites d'entrée côté tube afin de modéliser correctement le mécanisme de transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur air-eau à ailettes et tubes (FTHEX) à écoulement transversal. Pour simplifier le problème, on utilise un domaine qui comprend un segment à l'intérieur de l'échangeur de chaleur dans le sens de l'écoulement de l'eau. On peut conclure que la résistance thermique côté eau ne peut pas être négligée, en particulier lors de l'évaluation de la température de sortie de l'air et du coefficient de transfert thermique global de l'échangeur de chaleur.

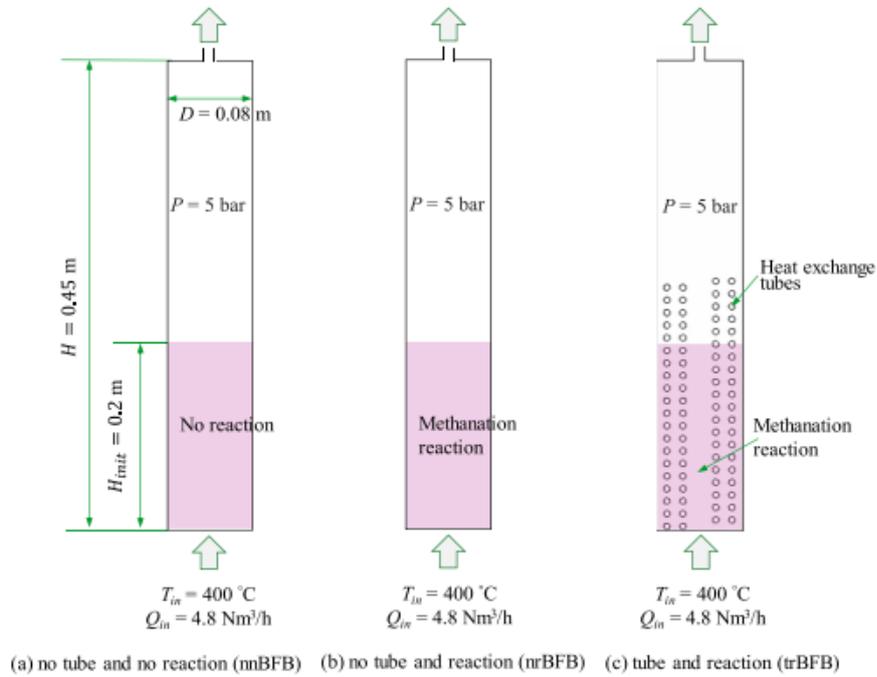


Figure 2.14 : Trois types de réacteurs à lit fluidisé bouillonnant (BFB) pour la méthanisation du CO₂ [35].

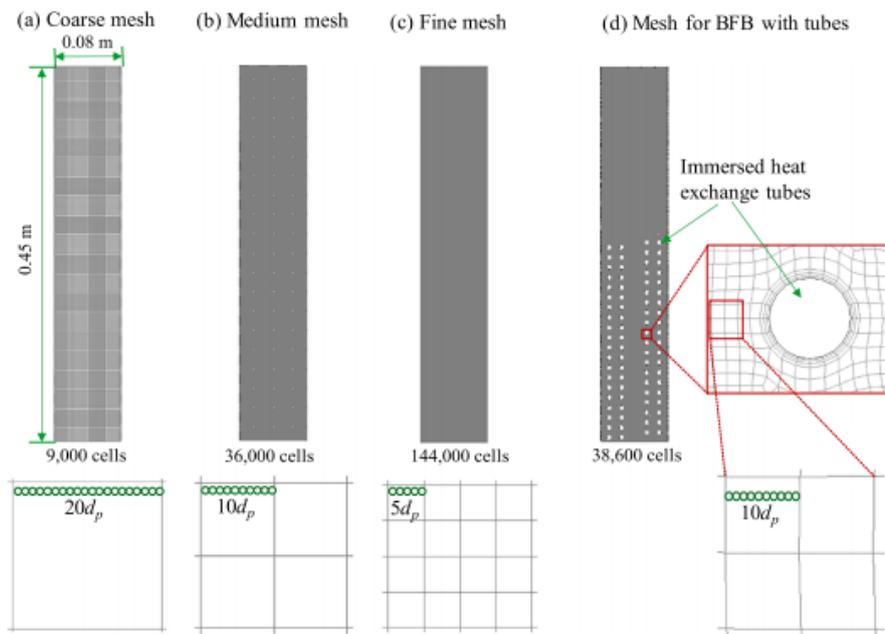


Figure 2.15 : Structure du maillage pour les domaines 2D-CFD [35].

2.4 Paramètres de performance et leurs techniques d'amélioration dans les échangeurs de chaleur :

Les paramètres de performance des échangeurs de chaleur sont l'efficacité, le coefficient de transfert de chaleur global et le taux d'extraction d'énergie. Afin d'améliorer ces performances, il existe plusieurs moyens (méthodes). Nous tentons ici d'éclairer ces aspects, en nous référant aux études menées sur ces aspects. Parmi les études les plus pertinentes nous citons par exemple :

Vaisi et al [37] ont réalisé une étude expérimentale sur les performances du transfert de chaleur par condensation dans les échangeurs de chaleur compacts multifluides avec des ailettes ondulées et des ailettes en bande (Fig. 2.16). Cette recherche s'est principalement concentrée sur les changements des paramètres géométriques dans le canal ondulé. L'influence de la modification des paramètres géométriques de l'ailette ondulée (canal) dans l'échangeur de chaleur central a été examinée pour différents états de l'écoulement du fluide froid. Les résultats montrent que le schéma d'écoulement diphasique dans les canaux ondulés de l'échangeur de chaleur central est stratifié et ondulé. Selon les résultats, un facteur de performance thermique plus élevé est obtenu lorsque le rapport entre la surface de transfert de chaleur du canal ondulé et la surface de transfert de chaleur des flux froids ou chauds est plus proche de 1. De même, un facteur de performance thermique plus élevé est obtenu avec des rapports amplitude des ondes/longueur d'onde plus élevés, un rapport pas/hauteur des ailettes plus faible, des rapports longueur d'onde/longueur des ailettes plus faibles et des rapports pas/amplitude des ondes plus faibles.

Wenzhe Li et al [38] ont conduit une étude qui porte sur l'effet d'une mauvaise distribution de l'écoulement monophasique sur la performance thermique de échangeurs de chaleur à plaques brasées des BPHE (Fig. 2.17). Étudié par un modèle de performance thermique validé expérimentalement. Un modèle de performance thermique des BPHEs est établi, dans lequel la mauvaise distribution du flux est prise en compte par un modèle de distribution développé précédemment. Le modèle développé est validé par les expériences. Sur la base des résultats de la simulation, des corrélations sont générées pour évaluer de manière convenue la dégradation de la capacité thermique des BPHEs due à une mauvaise distribution du flux monophasique, la performance thermique globale est considérablement détériorée en raison de la mauvaise distribution du flux des deux flux de fluides. De plus, il est prouvé que d'autres facteurs agissent également sur ce problème, notamment le nombre de plaques, la longueur

des plaques, la taille du collecteur/des orifices, le flux d'expansion soudaine à l'entrée de l'échangeur de chaleur et le rapport des taux de capacité thermique des deux flux. Ils modifient directement la distribution du flux ou affectent potentiellement l'efficacité thermique des BPHE, Des corrélations sont générées sur la base des résultats de la simulation, ce qui permet de prédire la dégradation de la capacité thermique due à une mauvaise distribution du flux sans qu'il soit nécessaire de connaître la distribution détaillée du flux et de construire des modèles d'échangeurs de chaleur.



Figure 2.16 : La structure géométrique de l'échangeur de chaleur compact à plaques et ailettes multifluide[37].

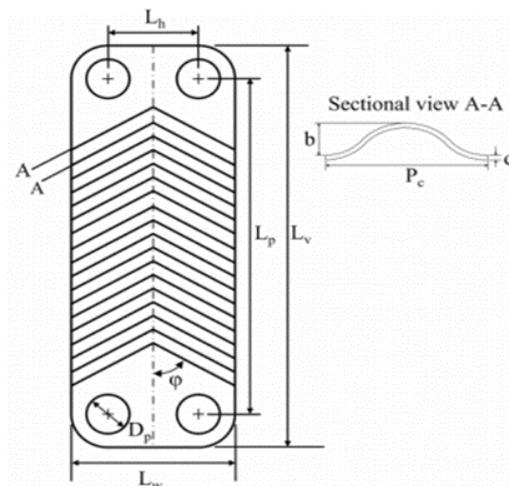


Figure 2.17 : Schéma de la plaque en BPHE [38].

Haojie Li et al [39] ont fourni un état de l'art complet sur l'amélioration du transfert de chaleur et des caractéristiques d'écoulement dans l'échangeur de chaleur à tubes concentriques (Fig. 2.18). L'échangeur de chaleur à tubes concentriques est largement utilisé dans le domaine du transfert de chaleur à cause de sa structure simple et de sa facilité de fabrication. Au cours des dernières décennies, de nombreuses recherches ont été réalisées sur les échangeurs de chaleur à tubes concentriques. Il en résulte que, cette revue de la littérature se concentre sur une vue d'ensemble de l'amélioration du transfert de chaleur et des caractéristiques d'écoulement de l'échangeur de chaleur à tubes concentriques qui implique essentiellement l'échangeur de chaleur à tubes concentriques double et triple. Les études connexes sont systématiquement analysées afin d'aborder les travaux de recherche ultérieurs sur les échangeurs de chaleur à tubes concentriques. Cette littérature renforce notre compréhension des caractéristiques d'écoulement et du mécanisme de transfert de chaleur de l'échangeur de chaleur à tuyaux concentriques, qui offre également quelques références pour les échangeurs de chaleur à tuyaux concentriques dans d'autres applications industrielles.

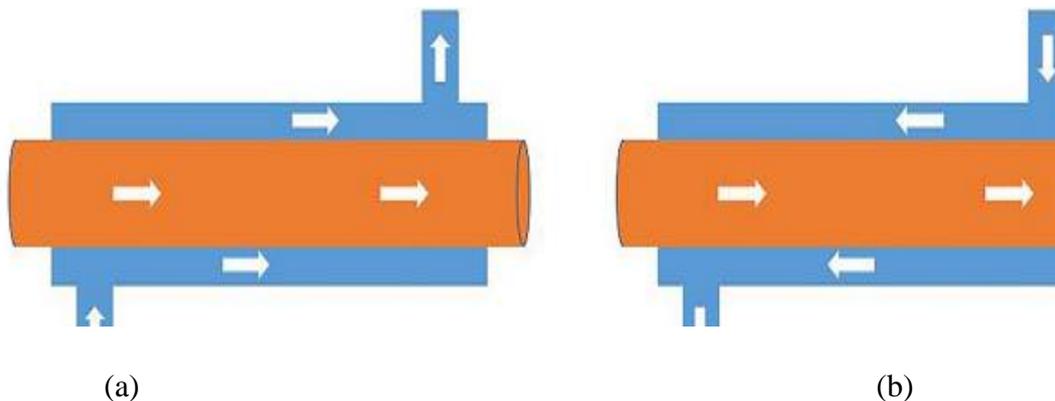


Figure 2.18 : écoulement dans l'échangeur de chaleur à tubes concentriques. (a) : Flux parallèle ; (b) : Contre-flux[39].

Seyed Mousavi et al [40] ont présenté une analyse le transfert de chaleur et de flux dans un échangeur de chaleur à double tube (DPHE). Dans le DPHE (Fig. 2.19), les turbulateurs (Fig. 2.20) sont ajoutés au tube interne pour le but d'augmenter sa performance thermique. Bien que cette approche augmente le transfert de chaleur, la chute de pression augmente, ce qui entraîne une plus grande consommation d'énergie. Par conséquent, la conception du turbulateur doit être optimisée. Cette étude optimise le transfert de chaleur et la chute de pression d'un DPHE avec des profils NACA symétriques à 4 chiffres avec un angle d'attaque nul comme turbulateur. Les performances thermiques de quatre types de turbulateurs en forme d'ailettes avec différents ensembles d'épaisseur (t), de rapport de pas (PR) et de nombre de Reynolds (Re) ont été évaluées par le biais de la dynamique des fluides expérimentale et

computationnelle. Dans ce contexte, la corrélation entre le nombre de Nusselt (Nu) et le facteur de frottement (f) a été calculée expérimentalement. Ensuite, une fonction objective comprenant la minimisation du facteur de frottement et la maximisation du nombre de Nusselt a été optimisée par un algorithme génétique pour trouver le front de Pareto. Par conséquent, les résultats ont mis en évidence que η augmente sous de petits ensembles de Re . De plus, une augmentation de t et une baisse de PR entraînent une augmentation de f et Nu , augmentant η dans l'ensemble. Finalement, le maximum de $\eta = 1.91$ a été atteint sous $Re = 6000$, $t = 0.3$, et $PR = 1.11$.



Figure 2.19 : Disposition des turbulateurs dans l'anneau [40].

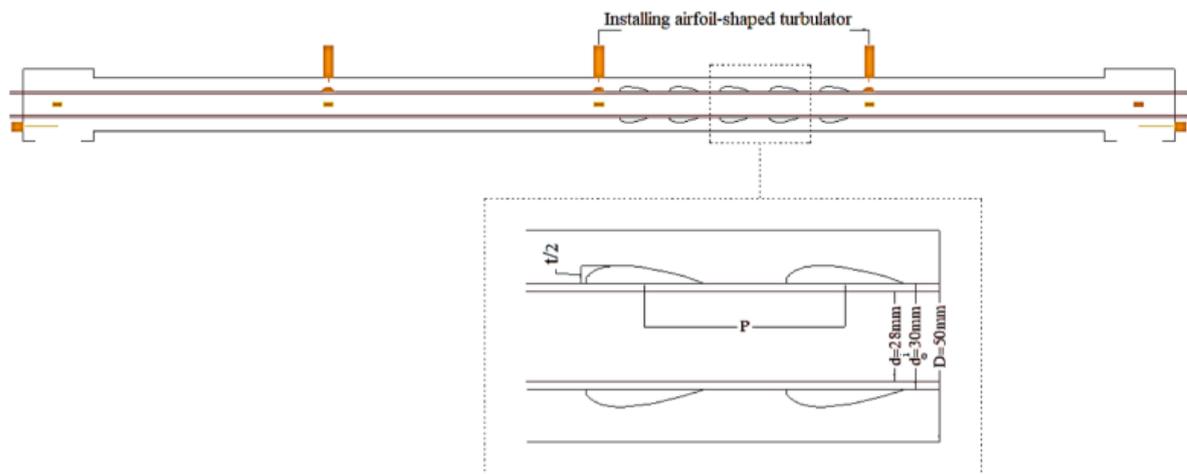


Figure 2.20 : Turbulateurs avec différentes épaisseurs [40].

Chao Yu et al [41] ont fourni un état de l'art complet sur l'évaluation complète des performances d'un échangeur de chaleur de fond de puits systèmes géothermiques avec diverses configurations et fluides de travail (Fig. 2.21). Néanmoins, des études complètes sur la performance de différents fluides de travail dans divers DHE U-tube font défaut. L'objectif de cet article est d'analyser le processus de transfert de chaleur transitoire et d'évaluer les performances d'extraction de chaleur des systèmes géothermiques DHE U-tube avec différents fluides de travail et configurations de manière exhaustive. Et Il a été largement utilisé pour le chauffage des locaux dans les bâtiments résidentiels et commerciaux de petite

taille. Les performances du tube en U simple, du tube en U double, du tube en U triple et du tube en spirale ont été comparées et la pertinence de chaque fluide de travail dans les mêmes conditions a été évaluée à l'aide du modèle d'évaluation exhaustif proposé. Les résultats de l'étude montrent qu'en utilisant le même fluide de travail, l'ordre de performance d'extraction de chaleur des quatre configurations de systèmes DHE est le suivant : tube en spirale > triple tube en U > double tube en U > tube en U simple. De plus, l'isopentane est le plus performant dans le tube en U simple et le butane est le plus performant dans les trois autres.

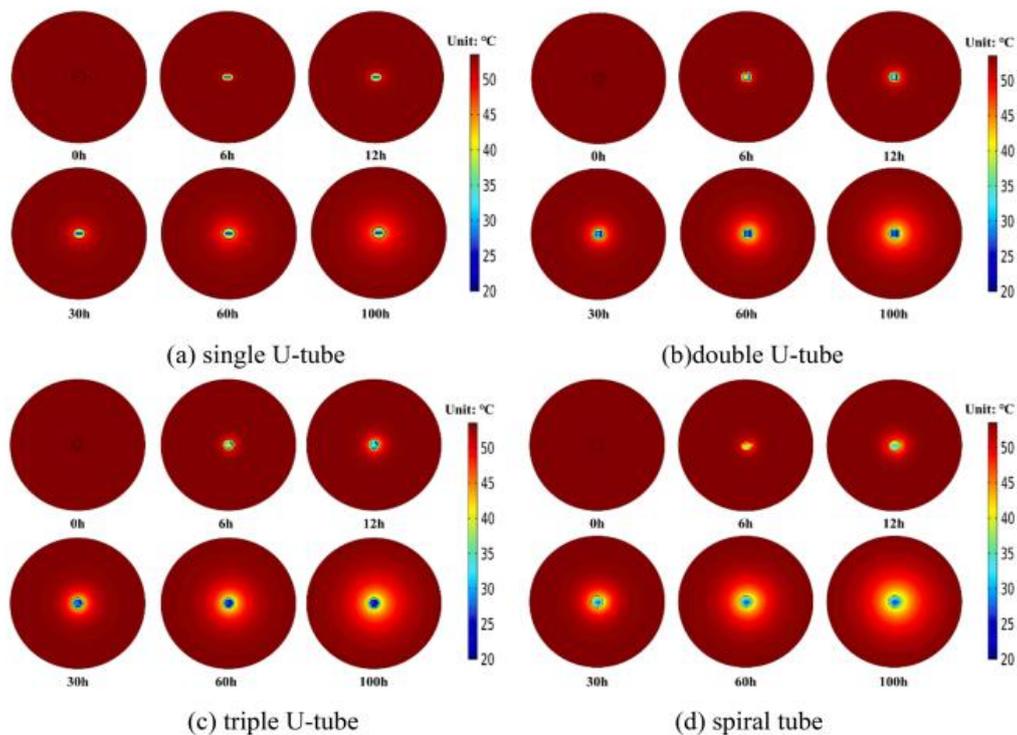


Figure 2.21 : Profils de température du fond de quatre configurations de systèmes DHE à différents temps de production [41].

Harpreet Kaur Aasi et al [42] ont présenté une étude sur l'impact de la pénétration de la chaleur ambiante sur les performances d'un échangeur de chaleur compact cryogénique à trois fluides et à flux croisés (Fig. 2.22). L'objectif est d'étudier dans des conditions d'ingestion de chaleur ambiante et certains résultats significatifs ont été observés. La configuration C1 (Figure 2.22) offre une baisse maximale de 41,8 % de l'efficacité thermique sous l'effet d'un facteur de pénétration de la chaleur uniforme variant de 1 à 10. Les fluides adjacents qui sont collés au mur extérieur non isolant reflètent un "croisement de température" considérablement précoce avec le fluide chaud central.

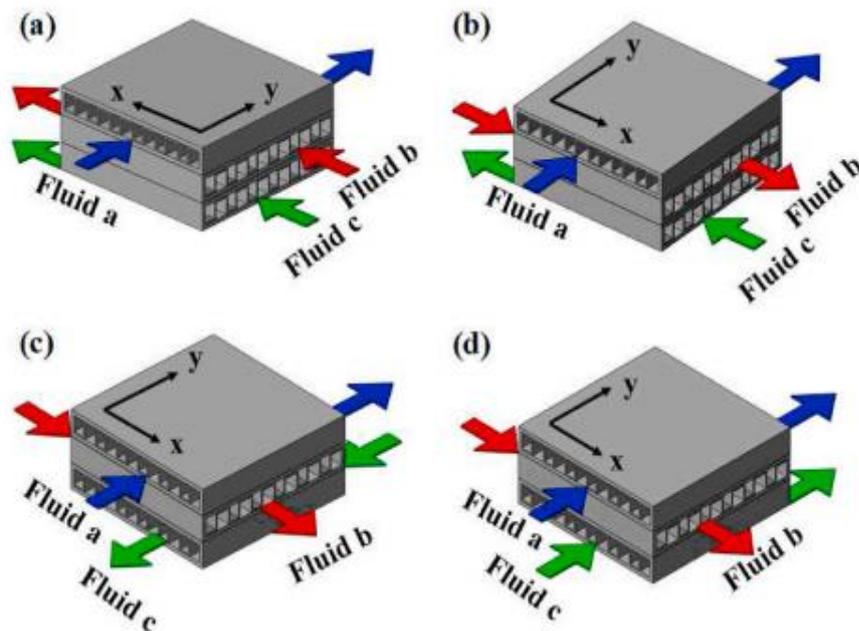


Figure 2.22 : Dispositions possibles des flux pour l'échangeur de chaleur à plaques et ailettes à flux croisé avec trois passages de fluide (a) Flux croisé à co-courant (C1) ; (b) Flux croisé à contre-courant (C2) ; (c) Flux croisé à contre-courant (C3) ; (d) Flux croisé à co-courant (C4)

[42].

Kaushik et al [43] ont mené une étude expérimentale et numérique des propriétés d'écoulement de fluide dans un échangeur de chaleur à tube enroulé (Fig. 2.23) avec une forme d'insert variable sur le profil du tube enroulé. L'objectif était l'analyse de l'effet de différentes formes d'inserts sur l'amélioration de la terminaison thermique, avec une augmentation du niveau de turbulence, qui affecte directement la durée de vie de diverses applications. Les inserts utilisés sont des inserts coniques, des inserts hémisphériques et des inserts hélicoïdaux, qui sont montés sur un échangeur de chaleur à tubes de cuivre en spirale en cascade. L'étude comparative de différentes formes d'inserts en fonction du débit de fluide et du nombre de Reynolds est considérée comme allant de 4236 à 18545. Les résultats ont révélé un aspect crucial des nanotechnologies, à savoir qu'une plus grande taille de particules à faible et à plus forte concentration améliore le phénomène d'ébullition, performances thermiques et physiques des fluides et des appareils.

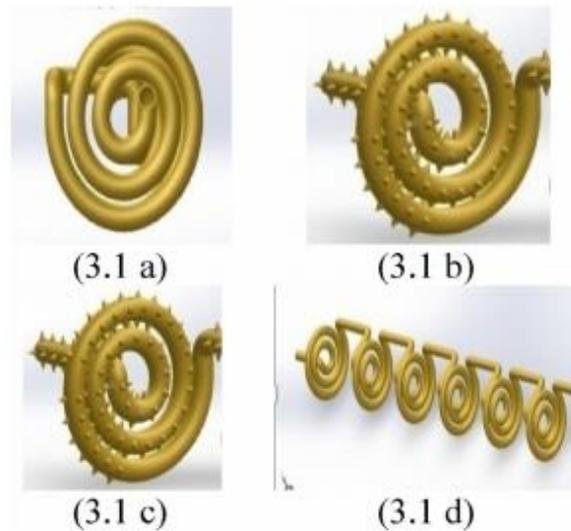


Figure 2.23 : (a) Schéma d'un profil en spirale plan (b) Schéma d'un profil en spirale plan avec insert conique (c) Schéma d'un profil en spirale plan avec insert hémisphérique (d) Vue latérale d'un profil en spirale plan [43].

Hanbin Shi et al [44] ont présenté une étude expérimentale du coefficient de transfert de chaleur dans les réacteurs d'échangeurs de chaleur à canaux carrés millimétriques en zigzag (Fig. 2.24). Les performances de transfert de chaleur des réacteurs à échangeur de chaleur compact ont été caractérisées expérimentalement et les incertitudes de mesure ont été évaluées en utilisant la méthode de dérivation. Des prototypes présentant deux types de configurations de canaux de traitement (canaux en zigzag et droits) avec une section transversale carrée ont été étudiés, de 2 mm à 4 mm de profondeur (Fig. 2.24). De l'eau ou un mélange glycérol-eau ont été utilisés comme fluide de traitement, refroidis par de l'eau comme fluide utilitaire. D'après les mesures Les coefficients de transfert de chaleur locaux ont été calculés à partir des mesures des températures et des débits des fluides. Les données expérimentales ont ensuite été utilisées pour établir une corrélation pour le nombre de Nusselt dans les canaux en zigzag en fonction de la géométrie du canal, des propriétés du fluide et des débits exprimés en termes de nombres sans dimension. La différence relative moyenne entre les valeurs expérimentales et calculées était de 9,1%.

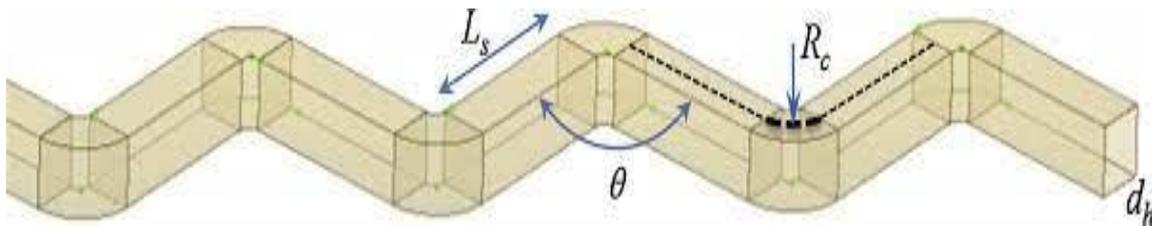


Figure 2.24 : Schéma du canal en zigzag $d_h = 2 - 4 \text{ mm}$, $L_s = 7 \text{ mm}$, $R_c = 1.5 - 3 \text{ mm}$, $\theta = 90$ [44].

Xiaohui Huang et al [45] ont présenté une étude expérimentale de l'ébullition à haute température de mélanges zéotropiques de R134a/R245fa dans un échangeur de chaleur à plaques. En outre, les performances prédictives de plusieurs méthodes de prédiction existantes pour le coefficient de transfert de chaleur et la chute de pression ont été évaluées et, sur la base des résultats, de nouvelles méthodes de prédiction du transfert de chaleur et de la chute de pression ont été développées. Les résultats expérimentaux suggèrent que le transfert de chaleur est dominé par l'ébullition nucléée (Fig. 2.25). Le mélange ayant une composition massique de 0,427/0,573 présente la dégradation la plus importante du transfert de chaleur, jusqu'à 42 %, par rapport aux fluides purs. En ce qui concerne la perte de charge, les résultats suggèrent que les mélanges zéotropes ont les mêmes caractéristiques de perte de charge que les fluides purs, et que les cinq mélanges ont presque la même perte de charge par frottement en raison de leurs propriétés thermophysiques similaires. Les méthodes existantes permettent une bonne prédiction des données de transfert de chaleur.

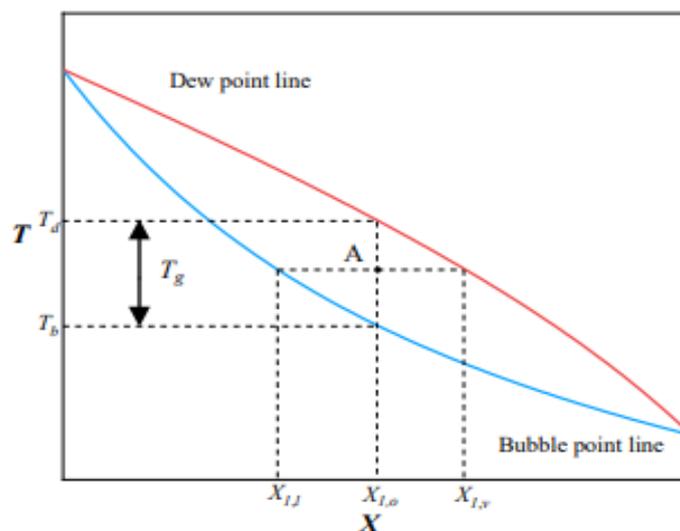


Figure 2.25 : Schéma du comportement d'un mélange zéotrope dans la région biphasée. La pression constante [45].

Mahmoud Khaled et al [46] ont présenté un travail sur le concept de multi-passage appliqué aux échangeurs de chaleur à tubes et ailettes à flux croisés eau-air (Fig. 2.26) : - Modélisation thermique et étude de faisabilité. Le nouveau concept proposé permet de diviser en plusieurs passages les débits élevés d'eau entrant dans un échangeur de chaleur à flux d'eau. Cette division permet de maintenir la performance thermique presque constante à des débits élevés, et donc d'augmenter globalement la performance thermique. Dans une première étape du projet. La faisabilité de ce concept a été examinée et prouvée par des calculs sur un échangeur de chaleur à double passage à l'aide d'un code de calcul bidimensionnel interne qui a été développé et validé pour évaluer la performance thermique des échangeurs de chaleur (HX) en utilisant un ensemble prescrit de paramètres. Il a été observé que la performance thermique augmente rapidement avec les débits d'eau à faibles débits et devient presque constante à des débits élevés. En outre, les résultats ont révélé que le nouveau concept proposé peut augmenter la performance thermique d'un échangeur de chaleur eau-air standard à flux croisé jusqu'à 25,7 %. L'amélioration est plus importante lorsque la vitesse moyenne de l'air est élevée et que le débit d'eau est faible (Fig. 2.27). L'amélioration est plus significative lorsque la vitesse moyenne de l'air est élevée et que le débit d'eau est faible.

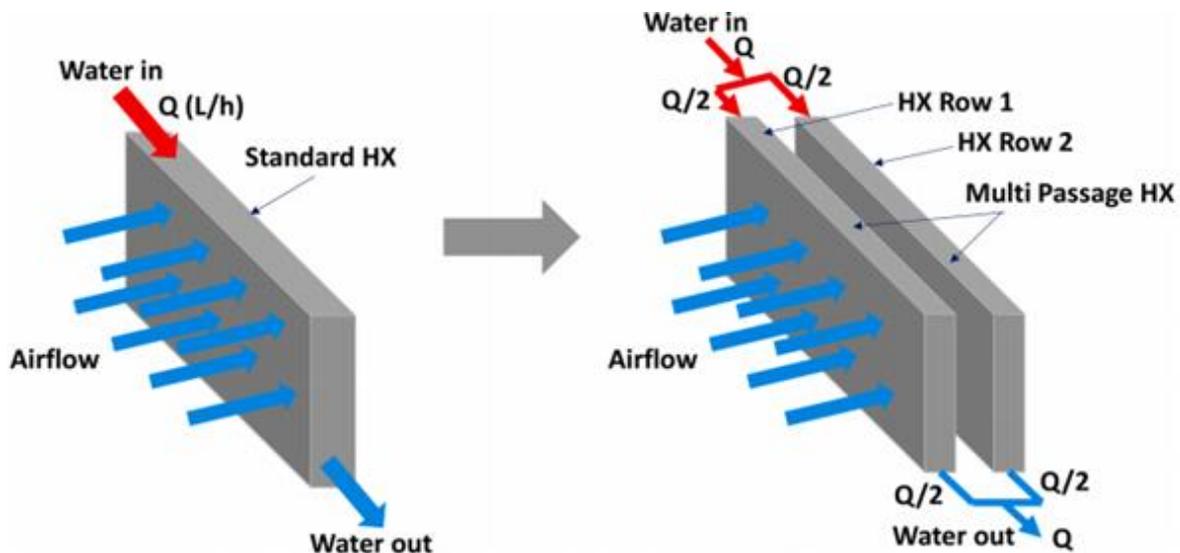


Figure 2.26 : Concept de double passage appliqué aux échangeurs de chaleur eau-air à flux transversal à tubes et ailettes [46].

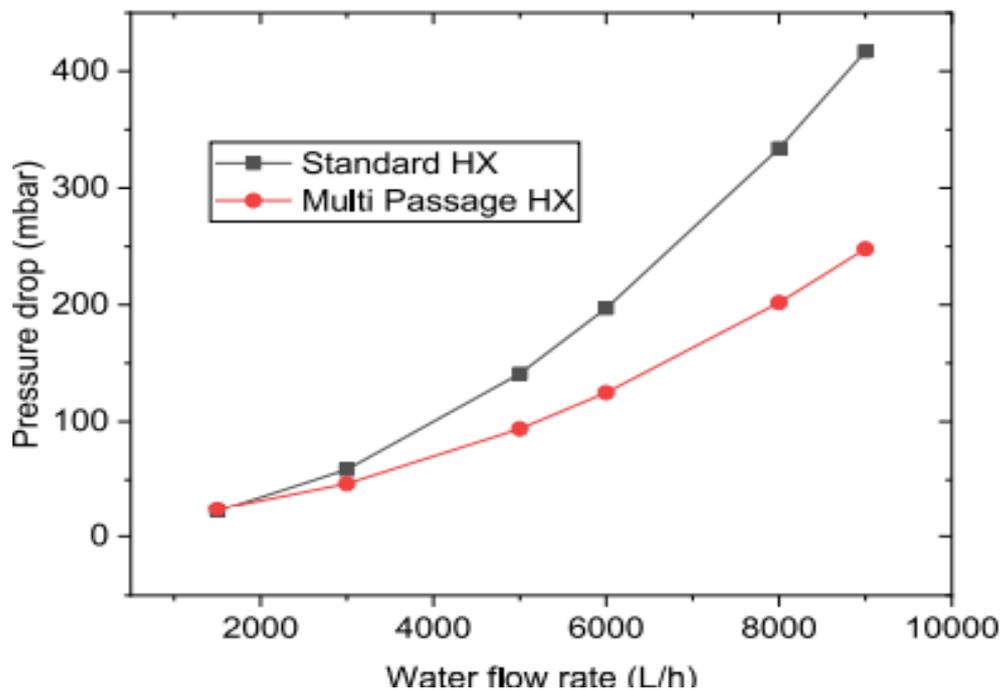


Figure 2.27 : Variation en fonction du débit d'eau des pertes de charge dans l'échangeur de chaleur (HX) obtenues expérimentalement avec un HX standard et simulées pour le multi passage [46].

Jiayuan Zhao et al [47] ont conduit une étude sur les caractéristiques d'écoulement et de transfert de chaleur du métal liquide et du CO₂ supercritique dans un échangeur de chaleur à tubes torsadés (Fig. 2.28). Des tubes elliptiques torsadés sont utilisés comme principaux tubes d'échangeur de chaleur dans la présente étude pour générer un flux tourbillonnaire et renforcer le mélange vertical à la fois du côté du tube et du côté de l'enveloppe sans augmenter considérablement la perte de charge. Une étude préliminaire est menée par calcul théorique et analyse numérique sur la base d'un modèle unitaire d'échangeur de chaleur à calandre et à tubes. En outre, les tubes droits sont également étudiés pour être comparés aux tubes elliptiques torsadés. L'objectif est d'obtenir la distribution de quantités physiques spécifiques telles que la température et la vitesse dans la section entièrement développée de l'échangeur de chaleur en utilisant les deux fluides de travail particuliers SCO₂ et LBE, et d'avoir une idée des performances de transfert de chaleur des faisceaux de tubes elliptiques torsadés. Les résultats montrent que l'écoulement transversal dans les tubes torsadés améliore les performances globales de transfert de chaleur de l'échangeur de chaleur en renforçant le mélange et la turbulence du fluide de travail. Par rapport aux tubes droits, le facteur

d'évaluation des performances globales des tubes torsadés est d'environ 1596 fois. Les études théoriques et numériques sont utiles pour la conception de l'échangeur de chaleur principal dans le LFR.

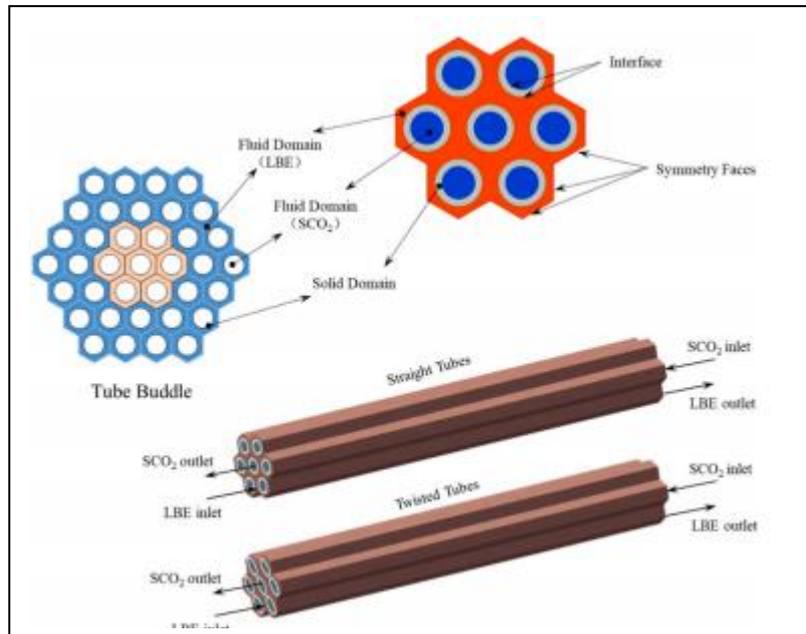


Figure 2.28 : Modèle d'unité périodique de l'échangeur de chaleur [47].

El Achkar et al [48] ont conduit une étude qui porte sur une caractérisation thermohydraulique expérimentale menée sur l'ébullition et la condensation de l'écoulement dans un échangeur de chaleur à ailettes à plaques fabriqué par additif (Fig. 2.29). L'échangeur de chaleur se compose principalement de deux canaux identiques de section rectangulaire avec une structure en treillis interne, chacun d'un diamètre hydraulique de 3 mm, avec du pentane et de l'eau utilisés comme réfrigérant et fluide de transfert de chaleur, respectivement. La chute de pression totale dans la zone diphasique a également été déterminée et comparée avec des modèles de chute de pression bien connus disponibles dans la littérature, montrant un bon accord avec le modèle de Lockhart et Martinelli en régime laminaire. Comme les données expérimentales obtenues dans cette étude ne sont pas suffisantes pour fournir des corrélations généralisées pour la structure en treillis présentée, des campagnes expérimentales supplémentaires avec une grande variété de conditions de fonctionnement, telles que les conditions de saturation, la vitesse de masse, le flux de chaleur et le fluide de travail sont fortement demandées. Tous les résultats obtenus ont été analysés et comparés aux données disponibles dans la littérature.

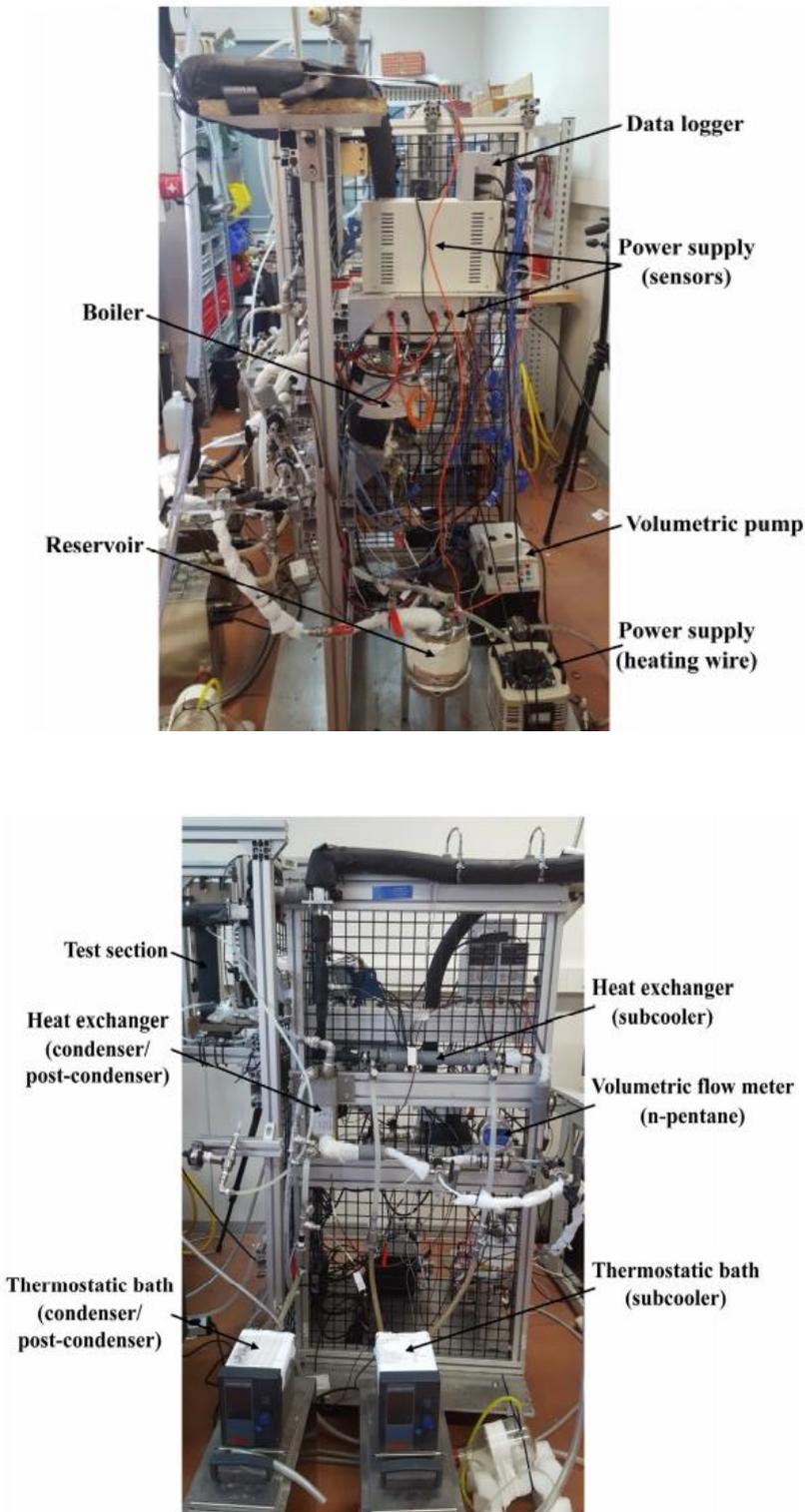


Figure 2.29 : Photographies de la plate-forme d'essai développée pour la caractérisation des modes d'ébullition et de condensation en flux [48].

Po-Shen Chenga et al [49] ont étudié un système d'échangeur de chaleur à caloducs (Fig.2.30) modifié à partir d'un échangeur de chaleur air-air commercial fonctionne sans pulsations pour les fluides de travail à diélectrique HFE-7000 ou R134a, ou sous de faibles charges thermiques pour l'eau, en raison du grand diamètre interne du tube de 5,6 mm. Pour réduire les pulsations et améliorer les performances thermiques, une plaque de cuivre droite est insérée dans la section droite de chaque tube pour former deux compartiments semi-circulaires d'un diamètre hydraulique effectif de 3,4 mm. Les caractéristiques de transfert de chaleur et les performances thermiques en fonction de la température d'entrée de l'air chaud pour le nouveau modèle à compartiments et le modèle sans compartiments ont été étudiées expérimentalement avec trois fluides de travail (eau, HFE-7000 et R134a) dans six taux de remplissage (35 %, 38,5 %, 50 %, 55 %, 65 %, 71,5 %). Comme l'eau fonctionne déjà en mode PHP dans le modèle non encastré sous des charges thermiques élevées, la performance thermique dans le modèle encastré s'est légèrement améliorée de 2,7 % à 10,6 %. En revanche, pour le HFE-7000 et le R134a, le mode de transfert de chaleur est passé avec succès du thermosiphon dans le modèle non embarqué au PHP dans le modèle embarqué. L'amélioration la plus significative des performances thermiques a été observée pour le HFE-7000, de 8,3 % à 24,5 %. Cette amélioration peut être attribuée au changement de mode de transfert de chaleur, aux coins créés pour l'accumulation de condensat et à la conduction thermique supplémentaire via le panneau de cuivre.

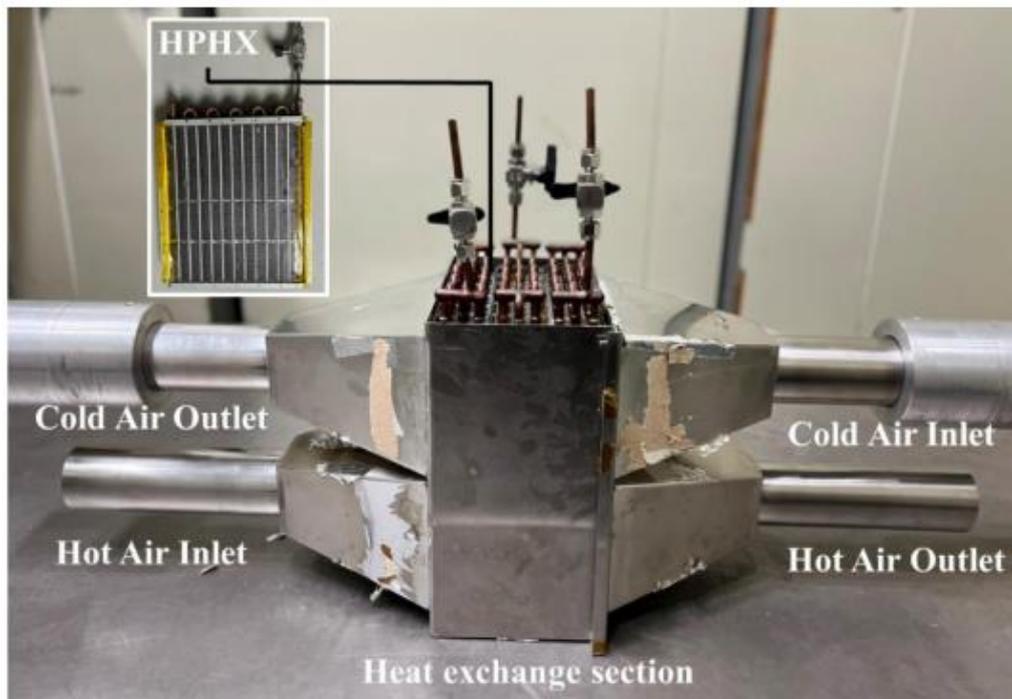


Figure 2.30 : Le système d'échange de chaleur par caloducs [49].

Jeonggyun Ham et al [50] ont réalisé une étude expérimentale sur le transfert de chaleur et la perte de charge dans un échangeur de chaleur à plaques brasées (Fig. 2.30) utilisant une solution de Libre. Pour le but d'améliorer les performances et la miniaturisation du système d'absorption, il est nécessaire d'utiliser un échangeur de chaleur à plaques comme échangeur de chaleur à solution et de prévoir ses performances avec précision. Dans cette étude, les performances thermiques des échangeurs de chaleur à solution ont été étudiées dans les conditions de fonctionnement de l'échangeur de chaleur à solution dans le système d'absorption à double effet et de nouvelles corrélations de Nu et du facteur de friction de Fanning ont été développées et comparées. En conséquence, le Nu côté chaud de l'échangeur de chaleur à solution à haute température était de 6,3-23,1, ce qui était plus élevé que celui de l'échangeur de chaleur à solution à basse température (4,8-20,1). Les propriétés thermiques de la solution de Libre en fonction de la température étaient significativement sensibles. Le facteur de frottement de Fanning développé était plus faible que dans d'autres publications parce que le facteur de frottement de Fanning était affecté par les paramètres géométriques (angle, pas, hauteur et taille du chevron).

Muhammad Ibrahim et al [51] ont fait une étude qui porte sur le taux de transfert de chaleur (HTR) et l'écoulement du nanofluide d'Al₂O₃ à base de carboxyméthylcellulose (CMC) dans un échangeur de chaleur hélicoïdal équipé de turbulateurs communs et nouveaux (Fig. 2.31) en utilisant un modèle biphasique. Les exigences en matière de réduction des dimensions et des coûts ainsi que les économies d'énergie dans les systèmes thermiques constituent l'objectif principal de cette étude. Selon les résultats obtenus, l'utilisation d'un canal ondulé dans un échangeur de chaleur hélicoïdal a une influence considérable sur l'indice des critères d'évaluation des performances thermiques et hydrauliques (THPEC) de l'échangeur de chaleur hélicoïdal et peut améliorer l'indice THPEC. Ainsi, Re= 5000 est obtenu comme une valeur optimale, dans laquelle la valeur THPEC maximale est atteinte. Comme le montre cet article, l'utilisation d'un nouvel échangeur de chaleur au lieu du système lisse de base permet d'augmenter les propriétés thermiques (en tenant compte du nombre de Nusselt) d'environ 210 %, de réduire les performances hydrauliques (facteur de friction) d'environ 28 %, d'augmenter l'indice des critères d'évaluation des performances d'environ 57 % et de réduire la consommation de matériaux (dans le cas d'un THPEC similaire) d'environ 31 %. En d'autres termes, en considérant l'analyse économique pour le système de base et le nouveau système qui ont les mêmes efficacités, le nouveau système a une longueur plus faible et par conséquent 31% de matériaux en moins.

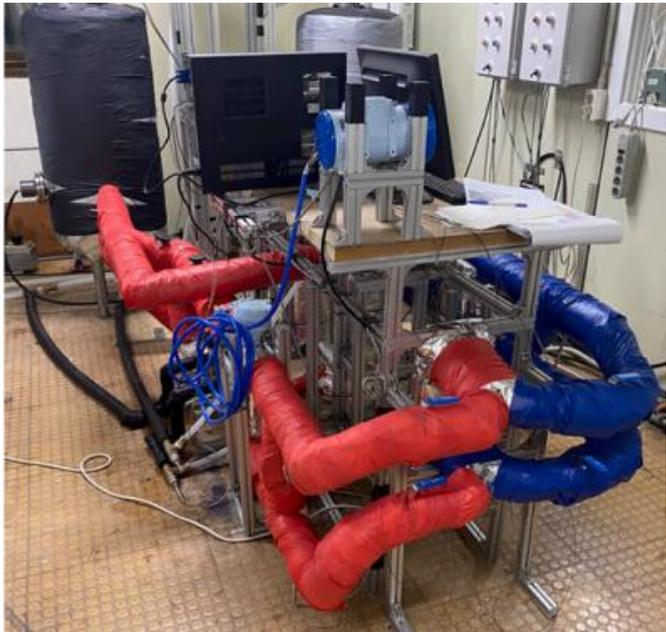
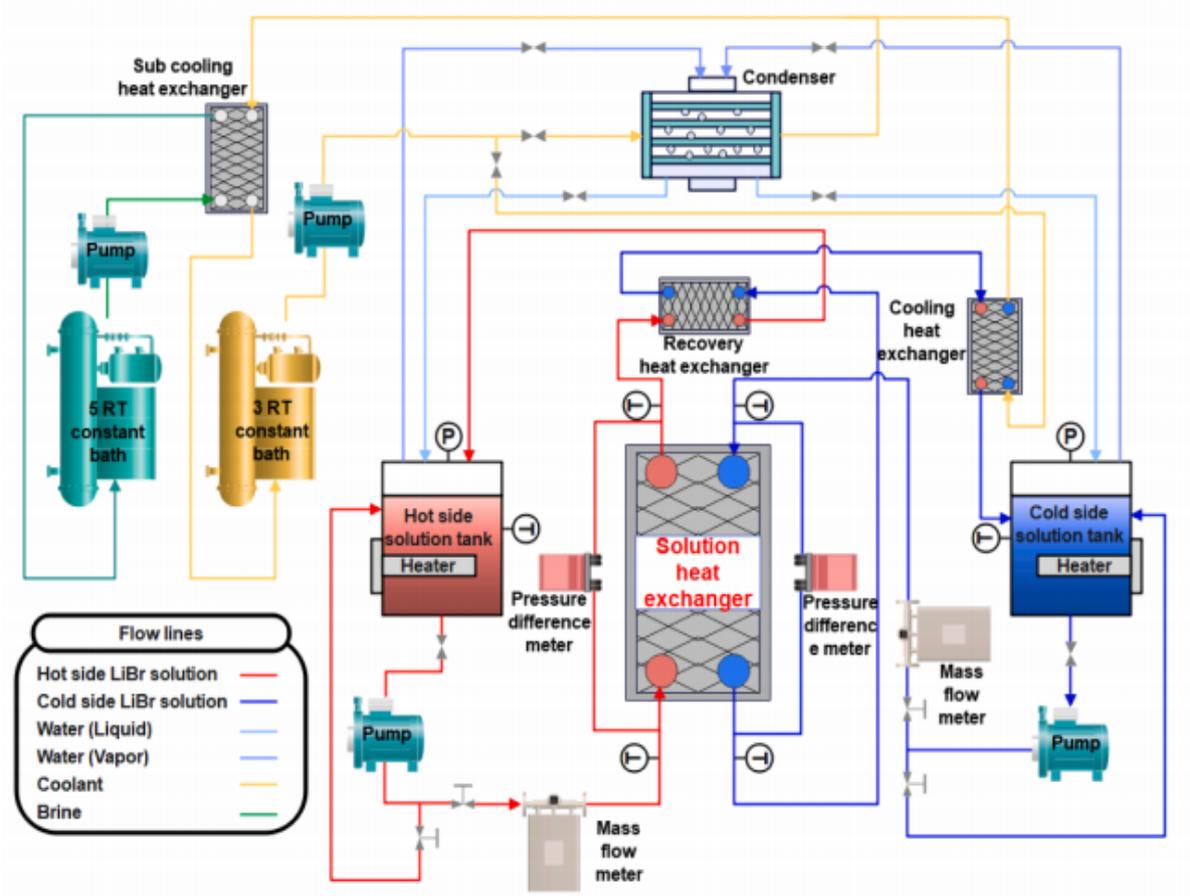


Figure 2.30 : Schéma et photographie du dispositif expérimental [50].

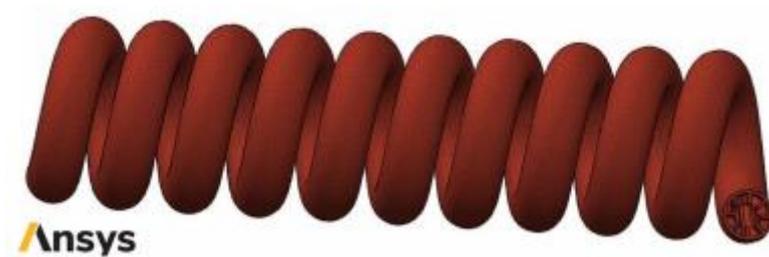


Figure 2.31 : Schéma de l'échangeur de chaleur hélicoïdal étudié avec des tabulateurs communs [51].

***Chapitre 3 : Calcul thermique d'un échangeur de
chaleur en utilisant les méthodes de conception DTLM
et NUT***

Chapitre 3 : Méthodes de calcul utilisées dans la conception des échangeurs de chaleur

3.1 Introduction :

Les échangeurs de chaleur facilitent le transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid. Les deux échangeurs de chaleur les plus utilisés sont les échangeurs de chaleur à faisceau tubulaire et les échangeurs de chaleur à double tuyau. La disposition des flux peut être soit parallèle (les deux fluides ont le même sens de circulation), soit à contre-courant (les deux fluides s'écoulent dans des directions opposées). La disposition à contre-courant est généralement préférée car elle permet d'obtenir une différence de température moyenne plus importante entre les fluides chauds et froids[51].

3.2 Bilan thermique dans un échangeur :

Le bilan thermique d'un échangeur de chaleur est une application du principe de conservation de l'énergie. Idéalement, l'échangeur est bien isolé, de sorte que le transfert de chaleur vers/depuis l'environnement est négligeable. Dans cette hypothèse raisonnable les indices 1 et 2 désignent respectivement les fluides chaud et froid et les indices i et o indiquent respectivement l'entrée et la sortie. Le débit massique est noté \dot{m} et le taux d'échange de chaleur entre les fluides chauds et froids est également connu comme le "flux de chaleur" de l'échangeur, représenté par le symbole q . L'équation du bilan thermique est la suivante [51] :

Pour le fluide chaud, le taux de transfert de chaleur est :

$$q = \dot{m}_1 C_{p1} (T_{1i} - T_{1o}) \quad (3.1)$$

Où \dot{m}_1 : est le débit massique du fluide chaud et C_{p1} la chaleur spécifique du fluide chaud.

Pour le fluide froid, le même transfert de chaleur s'exprime comme suit :

$$q = \dot{m}_2 C_{p2} (T_{2o} - T_{2i}) \quad (3.2)$$

Où \dot{m}_2 : est le débit massique du fluide froid et C_{p2} est la chaleur spécifique du fluide froid.

Le même taux de transfert de chaleur peut être exprimé en termes de coefficient de transfert de chaleur global. Il convient de noter que :

$$UA = U_1A_1 = U_2A_2$$

L'équation du bilan thermique est particulièrement importante pour résoudre les problèmes liés aux échangeurs de chaleur. Elle est utilisée pour calculer tout paramètre inconnu dans l'échangeur de chaleur. En règle générale, la puissance calorifique est exprimée en Watts (W) ou en kiloWatts (kW) en unités S I.

3.2.1 Propriétés de l'écoulement :

Dans le cadre des transferts thermiques, nous sommes souvent conduits à utiliser les nombres adimensionnels suivants [52] :

- **Nombre de Nusselt** : le nombre de Nusselt, noté Nu, est une mesure commode du coefficient d'échange de chaleur par convection. Il représente le rapport du flux de chaleur globalement transféré au flux de chaleur transféré par conduction. Dans le cas d'un écoulement cylindrique, Nu peut être interprété comme étant le rapport du diamètre du tube à l'épaisseur du film de fluide dans lequel se trouverait concentré le gradient de température :

$$Nu = \frac{hD}{\lambda} \quad (3.3)$$

Où

h : est le coefficient de transfert par convection (W/m²°C)

D : est le diamètre de la conduite (m)

λ : est la conductivité thermique du fluide (W/m°C)

Une fois la valeur de Nu connue, on peut facilement calculer le coefficient d'échange de chaleur par convection

- **Nombre de Reynolds** : indispensable pour la caractérisation de l'écoulement, c'est en effet le rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité :

$$Re_D = \frac{\rho u_m D_h}{\mu} = \frac{\dot{m} D_h}{A_c \mu} = \frac{G D_h}{\mu} \quad (3.4)$$

Où : D_h est le diamètre hydraulique, μ est la viscosité absolue et A_c est la section d'écoulement. Il convient de noter que l'écoulement est laminaire lorsque $Re_D < 2300$ et turbulent lorsque $Re_D > 2300$.

- **Nombre de Prandtl** : c'est le rapport de deux diffusivités (quantité de mouvement et thermique). Pour les gaz, Pr est inférieur à 1 et ne varie pas avec la température alors que, pour les liquides usuels, Pr est supérieur à 1 :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} = \left(\frac{\rho C_p}{\lambda}\right) \cdot \left(\frac{\mu}{\rho}\right) = \frac{\nu}{\alpha} \quad (3.5)$$

Où C_p : est la capacité calorifique du fluide (J/kg°C), ν : est la viscosité cinématique (m^2/s) et α : est la diffusivité thermique (m^2/s).

- **Nombre de Grashof** : il caractérise le mouvement du fluide provoqué par les variations de température pour la convection naturelle et joue un rôle analogue au nombre de Reynolds dans ce type de convection (rapport des forces de gravité aux forces visqueuses) :

$$Gr = \frac{g \cdot \rho^2 \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3}{\mu^2} \quad (3.6)$$

Où g : est l'accélération de la pesanteur ($9,81 m/s^2$, à 1 atm), β : est le coefficient de dilatation, ΔT : est la différence de température (fluide libre et paroi) et L : est la grandeur caractéristique associée à la configuration géométrique du problème étudié. Lorsque $Gr < 10^9$ le régime de l'écoulement est qualifié laminaire. Il est cependant turbulent pour $Gr \geq 10^9$.

- **Nombre de Stanton ou de Marcoulis** : C'est le rapport du flux de chaleur à un flux de chaleur de référence par convection

$$St = Ma = \frac{h}{\rho \cdot V \cdot C_p} = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} \quad (3.7)$$

- **Le diamètre hydraulique** : Les diamètres non circulaires dans les canaux d'écoulement sont approximés en utilisant le diamètre hydraulique D_h pour le nombre de Reynolds et le diamètre équivalent D_e pour le nombre de Nusselt. Il est défini comme suit :

$$D_h = \frac{4A_c L}{P_{wetted} L} = \frac{4A_c L}{A_t} = D_i - d_o \quad (3.8)$$

Où : P_{wetted} est le périmètre mouillé, A_t est la surface totale de transfert de chaleur et L est la longueur du canal.

- **La vitesse de masse G est définie comme suit :**

$$G = \rho u_m$$

Où : ρ est la densité (masse volumique) du fluide et u_m la est la vitesse moyenne du fluide.

Le débit massique \dot{m} est défini comme suit :

$$\dot{m} = \rho u_m A_c = G A_c$$

- **Le diamètre équivalent :** Il est souvent utilisé pour les calculs de transfert de chaleur, est défini comme suit :

$$D_e = \frac{4A_c}{P_{heated}} = \frac{D_i^2 - d_o^2}{d_o} \quad (3.9)$$

Où : P_{heated} : est le périmètre chauffé.

- **Chute de pression :** nous avons une forme générale de la perte de charge pour un conduit circulaire ou non circulaire sur la longueur L comme suit :

$$\Delta_p = \frac{4fL}{D_h} \times \rho u_m^2 = \frac{2fL}{D_h} \times \frac{G^2}{\rho} \quad (3.10)$$

Où : G est la vitesse de la masse.

3.2.2 coefficient global de transfert de chaleur :

Le coefficient global de transfert de chaleur utilisé dans la conception des échangeurs de chaleur est l'inverse de la résistance globale au transfert de chaleur [53]. Il est donné tel que :

$$\frac{1}{uA} = \frac{1}{h_i A_i} + R + \frac{1}{h_o A_o}$$

En effet, dans le cas le plus général, il existe quatre résistances au transfert de chaleur entre les fluides chauds et froids dans un échangeur de chaleur. En partant du fluide à l'intérieur des tubes vers l'atmosphère extérieure, les résistances sont les suivantes :

1. Résistance à la convection due au fluide à l'intérieur du tube = $\frac{1}{h_i A_i}$
2. Résistance à la conduction due à la paroi intérieure du tuyau = $\frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi\lambda L}$
3. Résistance à la convection due au fluide extérieur = $\frac{1}{h_o A_o}$
4. R est la résistance thermique de la paroi.

- Pour les parois planes, la résistance thermique de la paroi est :

$$R = \frac{e}{\lambda A}$$

Donc :

$$\frac{1}{uA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{e}{\lambda A} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (3.11)$$

Où :

e : est l'épaisseur de la paroi plane,

λ : est la conductivité thermique de la paroi et

A :est la surface de transfert de chaleur de la paroi,

- Pour les tubes concentriques (échangeur de chaleur à deux tubes), la résistance thermique de la paroi est de :

$$R = \frac{\ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right)}{2\pi\lambda L}$$

Donc :

$$\frac{1}{uA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right)}{2\pi\lambda L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (3.12)$$

3.3 Méthodes de dimensionnement globales :

Le dimensionnement d'un échangeur de chaleur passe par la prédiction de la puissance thermique échangée entre les fluides, en fonction des débits des fluides, des températures d'entrée et de la surface d'échange. Les présents travaux considèrent un échangeur mettant en jeu deux fluides, un chaud et un froid. Il existe principalement deux méthodes pour estimer la puissance thermique cédée par le fluide chaud au fluide froid. On distingue la méthode de la différence de température moyenne logarithmique, abrégée DTLM, et la méthode efficacité-nombre d'unité de transfert, abrégée ϵ -NUT . Ces deux méthodes reposent sur le premier principe de la thermodynamique [54].

3.3.1 Différence de température moyenne logarithmique (DTLM) :

La force motrice du transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur est la différence de température entre le fluide chaud et le fluide froid. Cette différence de température varie sur la longueur de l'échangeur. La différence de température moyenne logarithmique (DTLM) représente une différence de température moyenne entre les fluides chauds et froids dans l'échangeur [55].

En appliquant le bilan thermique au volume de contrôle (Fig. 3.2) du fluide chaud en régime

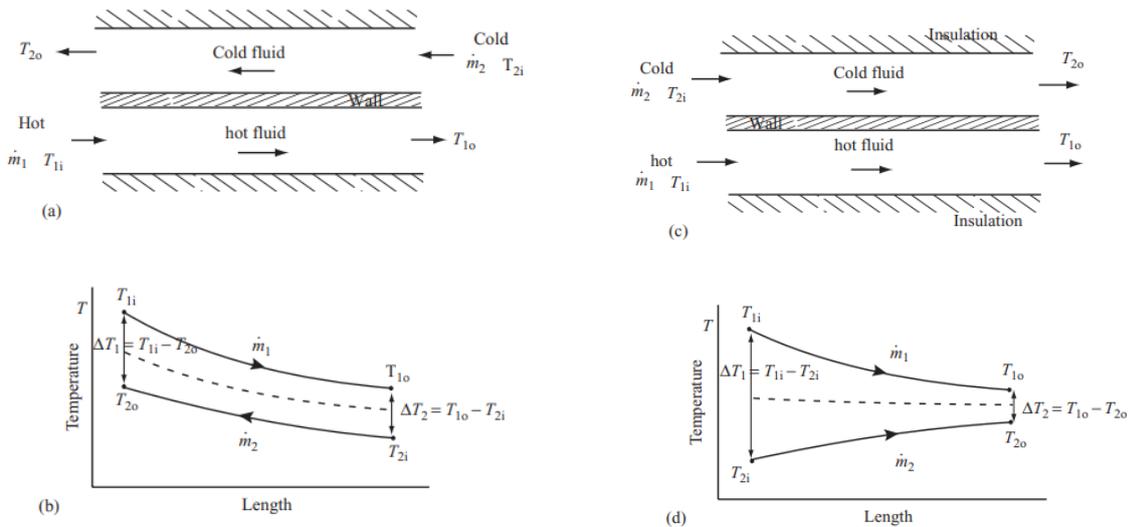


Figure 3.1 : La disposition à contre-courant : (a) Schéma des canaux à contre-courant et (b) les distributions de température. L'arrangement à flux parallèle : (c) Schéma des canaux à flux parallèle et (d) les distributions de température.

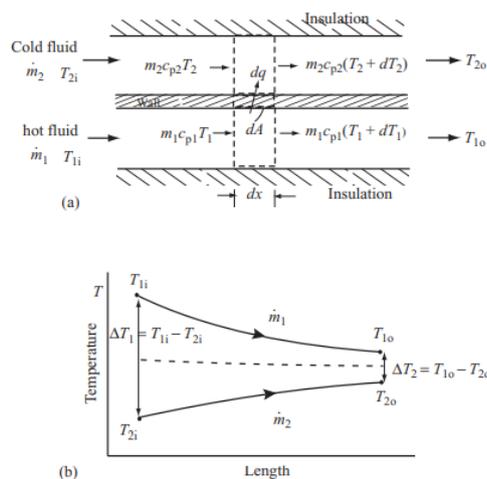


Figure 3.2 : Écoulement parallèle : (a) éléments différentiels pour l'écoulement parallèle et (b) les distributions de température.

En réarrangeant cela, on obtient :

$$\frac{dq}{\dot{m}_1 c_{p1}} = -dT_1 \quad (3.14)$$

En appliquant également le bilan thermique au volume de contrôle pour le fluide froid et en notant la direction du transfert de chaleur différentiel dq dans le volume de contrôle, on obtient :

$$\dot{m}_2 c_{p2} T_2 - \dot{m}_1 c_{p1} (T_2 + dT_2) - dq = 0 \quad (3.15)$$

En réarrangeant l'équation (3.15), on obtient :

$$\frac{dq}{\dot{m}_2 c_{p2}} = dT_2 \quad (3.16)$$

L'addition des équations (3.14) et (3.16) donne :

$$dq \left(\frac{1}{\dot{m}_1 c_{p1}} + \frac{1}{\dot{m}_2 c_{p2}} \right) = -dT_1 + dT_2 = -d(T_1 - T_2) \quad (3.17)$$

Le transfert de chaleur différentiel local peut être formulé comme suit :

$$dq = \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{U dA}} = U dA (T_1 - T_2) \quad (3.18)$$

L'insertion de l'équation (3.18) dans l'équation (3.17) donne :

$$U dA (T_1 - T_2) \left(\frac{1}{\dot{m}_1 c_{p1}} + \frac{1}{\dot{m}_2 c_{p2}} \right) = -d(T_1 - T_2) \quad (3.19)$$

En réarrangeant cela, on obtient :

$$\frac{-d(T_1 - T_2)}{T_1 - T_2} = U \left(\frac{1}{\dot{m}_1 c_{p1}} + \frac{1}{\dot{m}_2 c_{p2}} \right) dA \quad (3.20)$$

La différence de température à l'entrée est $T_{1i} - T_{2i}$ et la différence de température à la sortie est $T_{1o} - T_{2o}$. L'intégration des deux côtés de l'équation (3.20) donne :

$$\int_{T_{1i} - T_{2i}}^{T_{1o} - T_{2o}} \left[\frac{-d(T_1 - T_2)}{T_1 - T_2} \right] = U \left(\frac{1}{\dot{m}_1 c_{p1}} + \frac{1}{\dot{m}_2 c_{p2}} \right) \int_A dA \quad (3.21)$$

Ce qui donne :

$$-\ln \left(\frac{T_{1o} - T_{2o}}{T_{1i} - T_{2i}} \right) = U \left(\frac{1}{\dot{m}_1 c_{p1}} + \frac{1}{\dot{m}_2 c_{p2}} \right) A \quad (3.22)$$

Les équations (3.1) et (3.2) sont réarrangées pour obtenir l'inverse du produit du débit massique et de la chaleur spécifique, que l'on substitue à l'équation (3.22).

$$\begin{aligned} -\ln\left(\frac{T_{1o} - T_{2o}}{T_{1i} - T_{2i}}\right) &= UA \left(\frac{T_{1i} - T_{1o}}{q} + \frac{T_{2o} - T_{2i}}{q} \right) \\ &= UA \left[\frac{(T_{1i} - T_{2o}) - (T_{1o} - T_{2o})}{q} \right] \end{aligned}$$

La résolution pour q permet d'obtenir :

$$q = UA \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3.23)$$

Avec :

$$\Delta TLM = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3.24)$$

Où : $\Delta T_1 = (T_{1i} - T_{2i})$ et $\Delta T_2 = (T_{1o} - T_{2o})$ pour l'écoulement co-courant. Et $\Delta T_1 = (T_{1i} - T_{2o})$ et $\Delta T_2 = (T_{1o} - T_{2i})$ pour l'écoulement contre-courant.

Surface d'échange : Globalement, la **surface d'échange** ne peut être calculée qu'en admettant les hypothèses suivantes :

- On définit une température moyenne caractéristique.
- On suppose constant le coefficient d'échange global h déterminé à la température caractéristique d'échange. La surface d'échange s'obtient par la relation :

$$A = \frac{\phi}{U \Delta TLM} \quad \text{En } (m^2)$$

Dans la pratique, on préfère exprimer la DTLM à partir de la différence moyenne logarithmique d'un échangeur à contre-courant calculée avec les mêmes températures d'entrée et de sortie des fluides. Le déroulement des calculs peut se faire comme il est montré dans l'organigramme de la [Fig. 3.3 \[56\]](#).

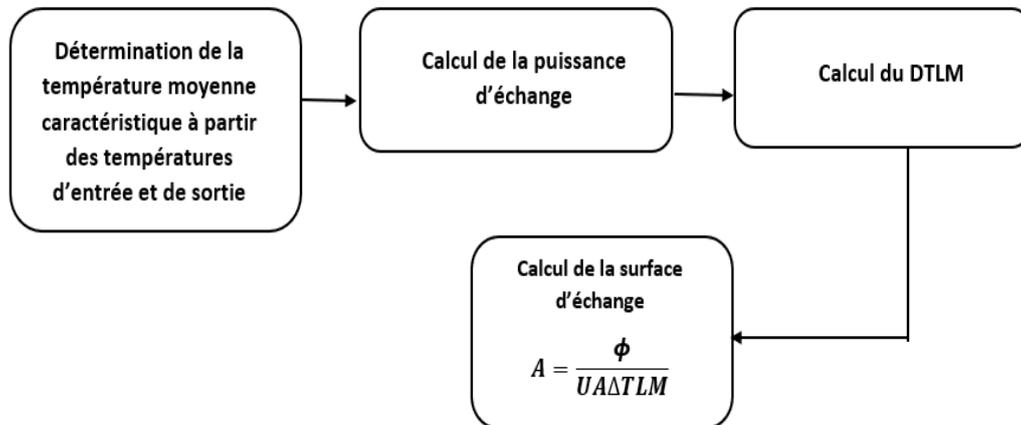


Figure 3.3 : Organigramme de calcul par la méthode DTLM[56].

3.3.2 Efficacité d'un échangeur :

On définit l'efficacité d'un échangeur comme le rapport du flux de chaleur effectivement transféré dans l'échangeur au flux de chaleur maximal qui serait transféré dans les mêmes conditions de températures d'entrée des deux fluides. Dans un échangeur tubulaire de longueur infinie fonctionnant à contre-courant [57], l'efficacité est donnée par :

$$\varepsilon = \frac{\phi}{\phi_{max}} \quad (3.26)$$

Où le flux de chaleur maximal est calculé par l'équation suivante :

$$\phi_{max} = (\dot{m} \cdot C_p)_{min} \cdot (T_{1i} - T_{2i}) \quad (3.27)$$

et le flux échangé :

$$\phi = C_1(T_{1i} - T_{1o}) = C_2(T_{2o} - T_{2i}) \quad (3.28)$$

Débits de capacité thermique : En désignant le débit masse par \dot{m} et la capacité thermique par C_p , il est possible d'introduire les débits de capacité thermique des deux fluides comme le produit de ces deux quantités :

$$C_c = (\dot{m} \cdot C_p)_1 \quad \text{et} \quad C_f = (\dot{m} \cdot C_p)_2 \quad (3.29)$$

Les débits de capacité thermique minimum et maximum et le rapport des débits de capacité thermique s'expriment alors :

$$C_{min} = \min(C_1, C_2)$$

et

$$C_{max} = \max(C_1, C_2)$$

Donc :

$$R = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (3.30)$$

Avec :

R représente le rapport calorifique.

3.3.3 Nombre d'unités de transfert (NUT) :

Il est facile d'utiliser la méthode DTLM lorsque l'on connaît les températures d'entrée et de sortie (lorsqu'elles sont imposées typiquement). Dans le cas où seules les températures d'entrée sont connues, une procédure itérative fastidieuse est nécessaire. Il est alors préférable d'utiliser la méthode ε -NUT qui caractérise le pouvoir d'échange de l'échangeur. Le nombre NUT est défini comme :

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \quad (3.30)$$

Ce nombre est sans dimension.

Utilisation de la méthode NUT : La méthode NUT permet d'apporter une réponse élégante et rapide à la plupart des problèmes qui se posent dans les études d'ingénierie relatives aux échangeurs. Ceux-ci se répartissent en deux grandes classes :

- Des problèmes de conception dans lesquels les températures d'entrée et de sortie sont imposées, les débits étant connus. La question est : sélectionner le modèle d'échangeur le plus approprié, et chercher sa taille, c'est-à-dire la surface d'échange nécessaire pour obtenir la température de sortie désirée.
- Des problèmes de performance où les données sont le modèle et la taille de l'échangeur, les débits et les températures d'entrée. Il s'agit alors de déterminer la

puissance et les températures de sortie. La méthode permet de calculer NUT à partir des données initiales, d'où l'en déduit la valeur de l'efficacité et les deux températures de sorties.

La méthode NUT consiste à la détermination du NUT puis l'efficacité pour calculer finalement la surface d'échange nécessaire [59]. Le déroulement du calcul par la méthode NUT peut être schématisé sur le diagramme de la Fig. 3.4 ([58]).

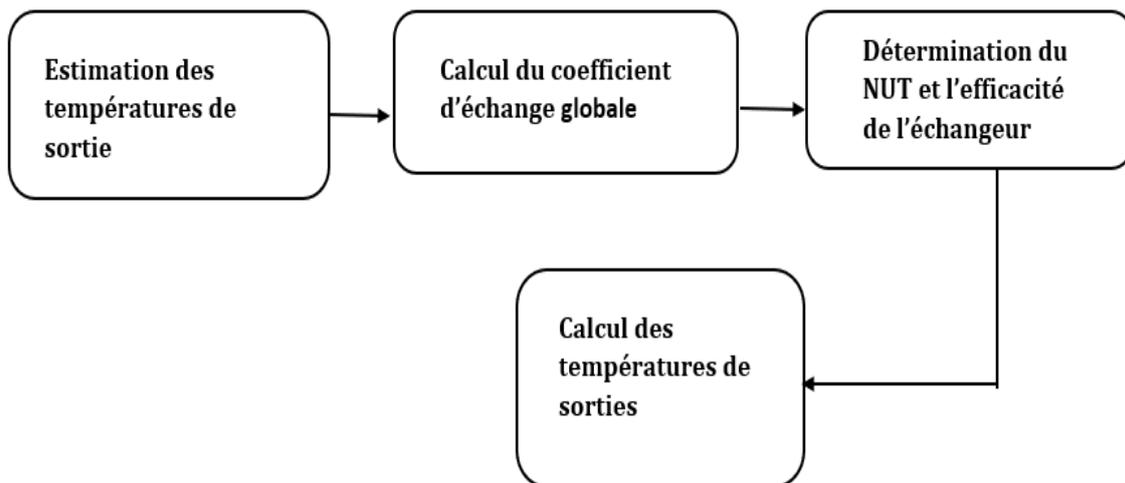


Figure 3.4: Organigramme de calcul par la méthode NUT[58].

Relation entre l'efficacité et NUT : La relation entre l'efficacité ε et le nombre d'unités de transferts NUT est donnée par l'équation :

$$NUT = -\ln(1 - (\varepsilon))$$

3.4 Calcul thermique d'un échangeur de chaleur en utilisant les méthodes de conception DTLM et NUT :

Exemple de calcul d'un échangeur à double tuyau (à contre-courant) par les méthodes DTLM et NUT :

Considérons l'échangeur de chaleur à double tuyau à contre-courant montré à la Fig. 3.5. Cet échangeur est utilisé pour refroidir l'huile d'un gros moteur [60]. L'huile à un débit de 0,82 kg/s doit être refroidie de 95°C à 90°C en utilisant de l'eau à un débit de 1,2 kg/s et à 25°C.

Une broche ou ailette en forme d'épingle à en acier au carbone de 7 m de long doit être utilisée (voir Fig. 3.6). Les dimensions des tuyaux de l'échangeur de chaleur en épingle sont respectivement : $d_i = 35,05 \text{ mm}$, $d_o = 42,16 \text{ mm}$, $D_i = 52,50 \text{ mm}$. L'huile du moteur circule dans le tube intérieur.

Il est demandé de

- Calculer le nombre d'épingles qui seront nécessaires ?
- Lorsque l'échangeur de chaleur est initialement en service (sans encrassement) avec les épingles, déterminer la température de sortie, le taux de transfert de chaleur et la chute de pression pour l'échangeur.

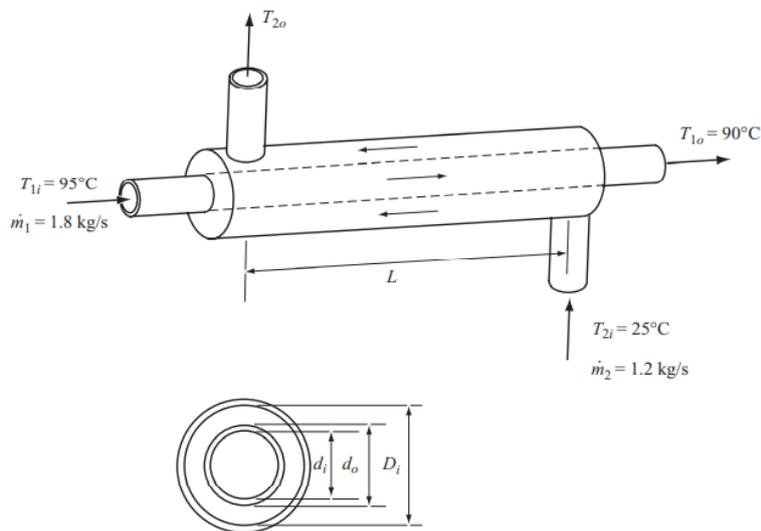


Figure 3.5 : Échangeur de chaleur à double tuyau (à contre-courant) et la section transversale avec les dimensions [60]

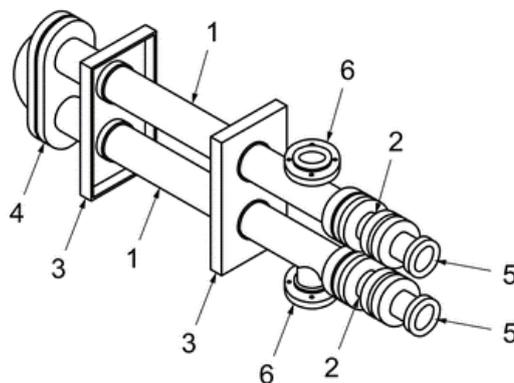


Figure 3.6 : Éléments caractéristiques d'un échangeur thermique en épingle [60]

Calculs :

Comme nous avons exposé auparavant il existe deux méthodes pour résoudre ce problème, la méthode DTLM et la méthode ϵ -NTU. Les propriétés de l'huile et de l'eau sont obtenues à partir du [Tableau 3.1](#) avec les températures moyennes estimées en supposant que la température de sortie de l'eau est de 30°C.

Tableau 3.1 : Caractéristiques thermophysiques des deux fluides

<i>Fluide</i>	<i>Huile moteur (chaud) "fluide 1"</i>	<i>Eau froid "fluide 2"</i>
<i>masse volumique</i>	$\rho_1 = 848 \text{ kg/m}^3$	$\rho_2 = 995 \text{ kg/m}^3$
<i>Capacité calorifique</i>	$C_{p1} = 2161 \text{ J/kg.K}$	$C_{p2} = 4178 \text{ J/kg.K}$
<i>conductivité thermique</i>	$\lambda_1 = 0.137 \text{ W/m.K}$	$\lambda_1 = 0.62 \text{ W/m.K}$
<i>Viscosité dynamique</i>	$\mu_1 = 2.52 \times 10^{-2} \text{ N.s/m}^2$	$\mu_1 = 769 \times 10^{-6} \text{ N.s/m}^2$
<i>Nombre de Prandtl</i>	$Pr = 395$	$Pr = 5.2$

Calcul des températures :

$$T_{\text{huile}} = \frac{T_{1i} + T_{1o}}{2} = \frac{95^\circ\text{C} + 90^\circ\text{C}}{2} = 92.5^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{eau}} = \frac{T_{2i} + T_{2o}}{2} = \frac{25^\circ\text{C} + 30^\circ\text{C}}{2} = 27.5^\circ\text{C}$$

Les débits massiques donnés sont définis :

$$\dot{m}_1 = 0.82 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_2 = 1.2 \text{ kg/s}$$

Les températures d'entrée et de sortie sont comme suit :

$$T_{1i} = 95^\circ\text{C} \quad T_{1o} = 90^\circ\text{C} \quad T_{2i} = 25^\circ\text{C}$$

Les équations (3.1) et (3.2) permettent de calculer facilement le taux de transfert de chaleur et la température de sortie de l'eau. La température de sortie réelle sera recalculée avec un nombre final d'épingles (longueur du tube).

- Calcul du taux de transfert de chaleur (à partir l'éq (3.1)) :

$$q = \dot{m}_1 C_{p1} (T_{1i} - T_{1o}) = 0.82 \times 2161 \times (95 - 90)^\circ\text{C} = 8860,1 \text{ W}$$

à l'équilibre on a : $q_1 = q_2 = q = 8860,1 \text{ W}$

- Calcul de la température de sortie de l'eau T_{2o} (à partir l'éq (3.2)) :

$$q = \dot{m}_2 C_{p2} (T_{2o} - T_{2i})$$

implique que :

$$T_{2o} = \frac{q}{\dot{m}_2 C_{p2}} + T_{2i}$$

alors :

$$T_{2o} = \frac{8860,1}{1,2 \times 4178} + 25 = 26,767^\circ\text{C}$$

La température de sortie réelle sera recalculée avec un nombre final d'épingles (longueur du tube).

Le tuyau étant en acier au carbone, la conductivité thermique est obtenue dans le Tableau A.3 de l'annexe A en utilisant une température moyenne de paroi de :

$$T_w = \frac{1}{2} \left(\left(\frac{95^\circ\text{C} + 90^\circ\text{C}}{2} + \frac{25^\circ\text{C} + 26.767^\circ\text{C}}{2} \right) \right) = 333,15 \text{ K}$$

Projection sur le Tableau A.3 dans la température $333,15^\circ\text{C}$: $\lambda_w = 56,7 \text{ W/m.K}$

Supposons d'abord la longueur de tube L_t pour l'itération, en commençant par $L_t = 7\text{m}$ (une épingle) et en augmentant le nombre d'épingles jusqu'à ce que T_{1o} atteigne 90°C , ou un peu moins.

$$L_t = 21\text{m}$$

Calculer les sections transversales du tube et de l'anneau :

- Section du tube : $A_1 = \frac{\pi d_i^2}{4}$

Application numérique :

$$A = \frac{3.14 \times (35.05 \times 10^{-3})^2}{4} = 9.643 \times 10^{-4} m^2$$

○ Section de l'anneau : $A_2 = \frac{\pi}{4} (D_i^2 - d_o^2)$

Application numérique :

$$A = \frac{\pi}{4} ((52.50 \times 10^{-3})^2 - (42.16 \times 10^{-3})^2) = 7.704 \times 10^{-4} m^2$$

Les équations (3.8) et (3.9) permettent de calculer le diamètre hydraulique et le diamètre équivalent de l'espace annulaire. Le diamètre équivalent sera utilisé pour le calcul du nombre de Nusselt.

$$D_h = D_i - d_o$$

Application numérique :

$$D_h = 52.50 - 42.16 = 10.34 mm = 1.036 cm$$

$$D_e = \frac{D_i^2 - d_o^2}{d_o}$$

Application numérique :

$$D_e = \frac{52.50^2 - 42.16^2}{42.16} = 23.27 mm = 2.327 cm$$

L'équation (3.4) permet de calculer les nombres de Reynolds :

➤ Ecoulement de l'huile :

$$Re_D = \frac{\dot{m}_1 \times d_i}{A_1 \times \mu_1}$$

Application numérique :

$$Re_D = \frac{0.82 \times 35.05 \times 10^{-3}}{9.643 \times 10^{-4} \times 2.52 \times 10^{-2}} = 1182 < 2300$$

➤ Ecoulement de l'eau :

$$Re_D = \frac{\dot{m}_2 \times D_h}{A_2 \times \mu_2}$$

Application numérique :

$$Re_D = \frac{1.2 \times 1.036 \times 10^{-2}}{7.704 \times 10^{-4} \times 769 \times 10^{-6}} = 20980 > 2300$$

Ce qui indique que l'écoulement d'huile est laminaire tandis que l'écoulement d'eau est turbulent, puisque le nombre de Reynolds critique est de 2 300.

➤ Ecoulement d'huile : laminaire

$$Re_D = 1182$$

Calcule la vitesse :

$$\dot{m} = \rho_1 \times V_1 \times A_1 \Rightarrow V_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1 \times A_1}$$

Application numérique :

$$V_1 = \frac{0.82}{848 \times 9.643 \times 10^{-3}} = 1.003 \text{ m/s}$$

Les facteurs de frottement sont programmés pour prendre en compte l'écoulement laminaire ou turbulent, en utilisant l'équation suivant :

$$f = \frac{16}{Re_D} = \frac{16}{1182} = 13.536 \times 10^{-3}$$

Le nombre de Nusselt est programmé pour un écoulement turbulent ou laminaire à l'aide de équations (3.3) et en supposant que μ change modérément avec la température

$$Nu = \frac{hD_e}{\lambda} = 1.86 \left(\frac{D_h \times Re_D \times Pr}{L_t} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Application numérique :

$$Nu = 1.86 \left(\frac{1.036 \times 10^{-2} \times 1182 \times 395}{21} \right)^{\frac{1}{3}} = 11.40$$

Donc :

$$Nu = \frac{hD_e}{\lambda} \Rightarrow h = \frac{Nu \times \lambda}{D_e}$$

Application numérique :

$$h = \frac{11.40 \times 0.137}{2.327 \times 10^{-2}} = 67.11 \text{ w/m}^2 \cdot \text{k}$$

Le surface de transfert de chaleur sont calculée comme suit :

$$A_i = \pi d_i L_t$$

Application numérique :

$$A_i = \pi \times 35.05 \times 10^{-3} \times 21 = 2.312 \text{ m}^2$$

➤ Écoulement d'eau : turbulent

$$Re_D = 20980$$

Calcule la vitesse :

$$\dot{m} = \rho_2 \times V_2 \times A_2 \Rightarrow V_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 \times A_2}$$

Application numérique :

$$V_2 = \frac{1.2}{995 \times 7.704 \times 10^{-4}} = 1.565 \text{ m/s}$$

Les facteurs de frottement sont programmés pour prendre en compte l'écoulement laminaire ou turbulent, en utilisant l'équation suivant :

$$f = (1.58 \ln(Re_D) - 3.28)^{-2} = (1.58 \ln(20980) - 3.28)^{-2} = 6.458 \times 10^{-3}$$

Le nombre de Nusselt est programmé pour un écoulement turbulent ou laminaire à l'aide de équations (3.3) et en supposant que μ change modérément avec la température

$$Nu = \frac{hD_e}{\lambda} = \frac{\left(\frac{f}{2}\right)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}$$

Application numérique :

$$Nu = \frac{\left(\frac{6.458 \times 10^{-3}}{2}\right)(20980 - 1000)5.2}{1 + 12.7 \left(\frac{6.458 \times 10^{-3}}{2}\right)^{\frac{1}{2}} (5.2^{\frac{2}{3}} - 1)} = 137.24$$

Donc :

$$Nu = \frac{hD_e}{\lambda} \Rightarrow h = \frac{Nu \times \lambda}{D_e}$$

Application numérique :

$$h = \frac{137.24 \times 0.62}{2.327 \times 10^{-2}} = 3656.58 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Le surface de transfert de chaleur sont calculée comme suit :

$$A_o = \pi d_o L_t$$

Application numérique :

$$A_o = \pi \times 42.16 \times 10^{-3} \times 21 = 2.780 \text{ m}^2$$

Le coefficient de Transfer de chaleur global est calculé à l'aide de l'équation (3.12) :

$$UA_o = \frac{1}{\frac{1}{h_1 A_i} + \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi\lambda_w L} + \frac{1}{h_2 A_o}}$$

Application numérique :

$$UA_o = \frac{1}{\frac{1}{67.11 \times 2.312} + \frac{\ln\left(\frac{42.16}{35.05}\right)}{2 \times 3.14 \times 56.7 \times 21} + \frac{1}{3.65 \times 10^3 \times 2.780}} = 152.250 \text{ W/K}$$

La méthode ϵ -NTU est utilisée pour déterminer les températures de sortie. Définir les capacités thermiques pour les flux d'huile et d'eau

$$C_1 = \dot{m}_1 \times C_{p1} = 0.82 \times 2161 = 1772.02 \text{ W/K}$$

$$C_2 = \dot{m}_2 \times C_{p2} = 1.2 \times 4178 = 5013.6 \text{ W/K}$$

Donc : $C_{min} = \frac{1772.02 \text{ W}}{m^2} \Rightarrow \text{coté chaud}$

$$C_{min} = \min(C_1, C_2)$$

$$C_{max} = \max(C_1, C_2)$$

Définissez les capacités thermiques minimale et maximale C1 et C2 pour la méthode ϵ -NTU à l'aide des fonctions MathCAD. Et définissez le rapport de capacité thermique R.

$$R = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{1772.02}{5013.6} = 353.442 \times 10^{-3} = 0.353$$

Le NUT :

$$NUT = \frac{U \times A_o}{C_{min}}$$

Application numérique :

$$NUT = \frac{152.250}{1772.02} = 0.086$$

L'efficacité de l'échangeur de chaleur à double tube pour le contre-courant est calculée à l'aide de l'équation suivante :

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{(-NUT(1-R))}}{1 - Re^{(-NUT(1-R))}}$$

Application numérique :

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{(-0.086(1-0.353))}}{1 - 0.353e^{(-0.086(1-0.353))}} = 0.081$$

En utilisant l'équation (3.26), l'efficacité est donnée par :

$$\varepsilon = \frac{\phi}{\phi_{max}} = \frac{C_1(T_{1i} - T_{1o})}{C_{min}(T_{1i} - T_{2i})} = \frac{C_2(T_{2o} - T_{2i})}{C_{min}(T_{1i} - T_{2i})}$$

Les températures de sortie réelles sont calculées comme suit :

$$\varepsilon = \frac{C_1(T_{1i} - T_{1o})}{C_{min}(T_{1i} - T_{2i})} \Rightarrow T_{1o} = T_{1i} - \varepsilon \times \frac{C_{min}}{C_1} (T_{1i} - T_{2i})$$

Application numérique :

$$T_{1o} = 95 - 0.081 \times (95 - 25) = 89.33^\circ\text{C}$$

$$\varepsilon = \frac{C_2(T_{2o} - T_{2i})}{C_{min}(T_{1i} - T_{2i})} \Rightarrow T_{2o} = T_{2i} + \varepsilon \times \frac{C_{min}}{C_2} (T_{1i} - T_{2i})$$

Application numérique :

$$T_{2o} = 25 + 0.081 \times 0.353(95 - 25) = 27^\circ\text{C}$$

Le taux de transfert de chaleur est :

$$\varepsilon = \frac{q_{réel}}{q_{max}} = \frac{q_{réel}}{C_{min}(T_{1i} - T_{2i})} \Rightarrow q_{réel} = \varepsilon \times C_{min}(T_{1i} - T_{2i})$$

Application numérique :

$$q_{réel} = 0.081 \times 1772.02(95 - 25) = 10.047 \times 10^3 \text{Watt}$$

Les chutes de pression pour les deux fluides sont calculées à l'aide de l'équation (3.10) :

$$\Delta p = \frac{4fL}{D_h} \times \rho u_m^2 = \frac{2fL}{D_h} \times \frac{G^2}{\rho}$$

Donc :

$$\Delta P_1 = \frac{4 \times f(Re_1) \times L_t}{d_i} \times \frac{1}{2} \rho_1 \times V_1^2$$

Application numérique :

$$\Delta P_1 = \frac{4 \times 13.53 \times 10^{-3} \times 21}{35.05} \times \frac{1}{2} 848 \times (1.003)^2 = 13831.10 \text{Pa}$$

$$\Delta P_2 = \frac{4 \times f(Re_2) \times L_t}{D_h} \times \frac{1}{2} \rho_2 \times V_2^2$$

Application numérique :

$$\Delta P_2 = \frac{4 \times (6.45 \times 10^{-3}) \times 21}{1.036 \times 10^{-2}} \times \frac{1}{2} \times 995 \times (1.565)^2 = 63723.70 \text{Pa}$$

Le nombre d'épingles pour l'exigence d'une température de sortie d'huile inférieure à 90° C est maintenant de trois (3).

$$N_{épingle} = \frac{L_t}{7} = \frac{21m}{7m} = 3$$

Calcul ΔTLM :

à partir l'équation (3.24) :

$$\Delta TLM = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{(T_{1i} - T_{2o}) - (T_{1o} - T_{2i})}{\ln \frac{(T_{1i} - T_{2o})}{(T_{1o} - T_{2i})}}$$

Application numérique :

$$\Delta TLM = \frac{(95 - 26.76) - (90 - 25)}{\ln \frac{(95-26.76)}{(90-25)}} = 66^\circ C$$

Le flux échangé entre les deux fluides : à partir l'équation 3.23

$$\phi = U.A.\Delta TLM$$

Application numérique :

$$\phi = 152.250 \times 66 = 10048.5W$$

Tableau3.2 : Résultats numériques des calculs

	Huile	Eau
$V(m/s)$	1.003	1.565
Re	1182	20980
Nu	11.40	137.24
$h(W/m^2.K)$	67.11	3.656×10^3
ϵ	0.0812	
$Q(W)$	8860.1	
$Q_{réel}$	10.047×10^3	
T_{2o}	26.76	
$T_w(K)$	333.15	
$A(m^2)$	9.643×10^{-2}	7.704×10^{-4}
$\Delta TLM(^\circ C)$	66	
f	13.53×10^{-3}	6.458×10^{-3}
$U (W/m^2.K)$	54.76	
C_{min}/C_{max}	1772.02	5013.6
R	0.353	
NUT	0.086	
$\Delta p (Pa)$	13831.10	63723.70
$N (m)$	3	

*Chapitre 4 : Modèles mathématiques de l'écoulement
dans un conduit d'un échangeur de chaleur*

Chapitre4 : Modèles mathématiques de l'écoulement dans un conduit d'un échangeur de chaleur

4.1 Introduction :

En utilisant des fluides divers (viscosité différente), en faisant varier le débit et le diamètre de la canalisation, Reynolds a montré que le paramètre qui permettait de déterminer si l'écoulement est laminaire ou turbulent est un **nombre sans dimension** appelé **nombre de Reynolds Re** donné par la relation :

- Nombre de Reynolds dans une conduit :

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \text{ ou } Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Où

ρ : est la masse volumique du fluide

ν : est la viscosité cinématique ; avec $\nu = \frac{\mu}{\rho}$

V : est une vitesse moyenne

D : est le diamètre du cylindre

μ : est la viscosité dynamique du fluide

- Nombre de Reynolds dans une plaque plane :

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot L}{\mu} \text{ Ou } Re = \frac{V \cdot L}{\nu}$$

Où

L : est la longueur caractéristique de l'écoulement sur une plaque plane.

Ce nombre sans dimension présente une valeur seuil :

- Le nombre de Reynolds critique $Re_c = 2300$, en dessous duquel l'écoulement est laminaire. Au-delà de cette valeur seuil, le régime d'écoulement devient turbulent.
- Laminaire : $Re < 2000$ à 2300



- Turbulent : $Re > 4000$

Figure 4.1 : nombre de Reynolds critique.

Dans ce qui suit, nous donnons un aperçu des équations qui régissent les écoulements turbulents avec transfert de chaleur en régime laminaire et en régime turbulent (convection turbulente).

4.2 Écoulement laminaire (laminar flow) :

On l'appelle aussi écoulement lamellaire visqueux calme ou écoulement laminaire poiseuille. Il est rarement rencontré dans l'industrie en raison des faibles vitesses, de la viscosité élevée ou des petits diamètres des tubes nécessaires à ce régime.

4.2.1 Équations régissant la convection laminaire dans un conduit d'un échangeur :

Le modèle mathématique de tout problème fondamental de dynamique des fluides est régi par les équations de Navier-Stokes. Ces équations sont importantes et représentent le fluide comme un **continuum**. Les équations conservent la masse, la quantité de mouvement et l'énergie, et peuvent être dérivées selon une approche intégrale ou différentielle.

1. Conservation de la masse ou équation de continuité:

L'équation de conservation de la masse garantit que la masse totale est conservée ou, en d'autres termes, que la masse totale d'un système fluide est entièrement prise en compte.

Pour les écoulements tridimensionnels, l'équation de continuité est :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_1)}{\partial x_1} + \frac{\partial(\rho u_2)}{\partial x_2} + \frac{\partial(\rho u_3)}{\partial x_3} = 0 \quad (4.1)$$

Si la densité est supposée constante, l'équation ci-dessus se réduit à :

$$\frac{\partial u_1}{\partial x_1} + \frac{\partial u_2}{\partial x_2} + \frac{\partial u_3}{\partial x_3} = 0 \quad (4.2)$$

En utilisant la notation vectorielle, l'équation ci-dessus s'écrit comme suit (champ de vitesse sans divergence) :

$$\text{div } \mathbf{U} = 0 \quad (4.3)$$

Ou, en utilisant une notation indicielle,

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.4)$$

Où $i = 1, 2$ pour un cas bidimensionnel et $i = 1, 2, 3$ pour des écoulements tridimensionnels

2. Conservation de la quantité de mouvement :

L'équation de conservation de la quantité de mouvement peut être dérivée d'une manière similaire à l'équation de conservation de la masse. L'équation de la quantité de mouvement a des composantes directionnelles et est donc une équation vectorielle.

Pour un écoulement de fluide incompressible, les équations de quantité de mouvement sous forme indicielle sont :

Dans la direction x_1 :

$$\rho \left(\frac{\partial u_1}{\partial t} + u_1 \frac{\partial u_1}{\partial x_1} + u_2 \frac{\partial u_1}{\partial x_2} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x_1} + \mu \left[\frac{\partial^2 u_1}{\partial x_2^2} \right] \quad (4.5)$$

et :

Dans la direction x_2 :

$$\rho \left(\frac{\partial u_2}{\partial t} + u_1 \frac{\partial u_2}{\partial x_1} + u_2 \frac{\partial u_2}{\partial x_2} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x_2} + \mu \left[\frac{\partial^2 u_2}{\partial x_1^2} + \frac{\partial^2 u_2}{\partial x_2^2} \right] \quad (4.6)$$

En notation vectorielle, les équations de la quantité de mouvement peuvent être écrites comme suit :

$$\rho \left[\frac{\partial u}{\partial t} + \nabla \cdot (u \times u) \right] = \nabla \cdot [-pI + \tau] \quad (4.7)$$

Ou, sous forme indicielle :

$$\rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \right) \quad (4.8)$$

Notons que l'équation ci-dessus est applicable dans n'importe quelle dimension.

3. Équation de l'énergie :

L'équation de l'énergie peut être dérivée en suivant une procédure similaire à celle de l'équation de la quantité de mouvement. Cependant, la différence est que la température, ou l'équation de l'énergie, est une équation scalaire.

Le transfert de chaleur est régi par :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u_i \frac{\partial T}{\partial x_i} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (4.9)$$

Cette équation est applicable dans n'importe quelle dimension de l'espace.

Dans une géométrie bidimensionnelle (2D), l'équation de conservation de l'énergie s'écrit :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u_1 \frac{\partial T}{\partial x_1} + u_2 \frac{\partial T}{\partial x_2} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x_1^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial x_2^2} \quad (4.10)$$

où $\alpha = k/\rho C_p$ est appelée diffusivité thermique.

L'équation énergétique sous forme de vecteur est la suivante :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + U \cdot \nabla T = \alpha \nabla^2 T \quad (4.11)$$

4.3 Régime turbulent (turbulent flow) :

On l'appelle encore écoulement tourbillonnaire ou hydraulique. Il se produit aux moyennes et grandes vitesses, avec formation de tourbillons plus ou moins désordonnés, provoqués par le frottement des diverses couches du fluide. L'écoulement turbulent est très présent dans la pratique industrielle puisqu'il correspond à des écoulements à grandes vitesses compatibles avec les contraintes de productivité industrielle.

4.3.1 Modélisation de la turbulence :

La simulation numérique d'écoulements turbulents en tout point de l'espace et du temps est difficile à réaliser en général. Néanmoins, il existe deux approches pour la faire :

- La **simulation numérique directe** des équations instantanées de Navier Stokes est l'approche qui semble la plus naturelle, mais cette approche n'est limitée qu'aux écoulements à faible nombre de Reynolds et pour des configurations géométriques simples par rapport aux préoccupations industrielles.
- Une **alternative** consiste à se concentrer uniquement sur des quantités moyennes ou de grandes échelles turbulentes. En effet, la simulation moyenne est aujourd'hui l'approche la plus utilisée dans la plupart des calculs industriels. L'approche « **RANS** » consiste à simuler uniquement le débit moyenné dans le temps. Dans ces approches dites « **RANS** » (Reynolds averaged Navier Stokes), l'accent est en principe mis sur la moyenne des phénomènes dans le temps. Mathématiquement cela revient à trouver la moyenne en temps des équations de l'écoulement et à modéliser les termes inconnus qui résultent des termes non linéaires, ces approches (RANS) sont assez répandues et nous exposons quelques-uns des modèles les plus connus dans la suite de ce chapitre.

4.3.2 Équations régissant la convection turbulente dans une conduite basée sur certains modèles de turbulence existants :

Pour obtenir les équations régissant les mouvements turbulents d'un fluide, on introduit dans les équations de Navier Stokes la décomposition de Reynolds.

1. Équation de continuité moyennée (moyenne) :

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.12)$$

2. Équations de quantité de mouvement moyennées (moyennes) :

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{\tau}_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{\rho u'_i u'_j}) \quad (4.13)$$

Où \bar{u}_i sont les composantes de la vitesse moyenne (vitesse moyennée)

\bar{p} : est la pression moyennée

ρ : est la masse volumique (densité) du fluide

$\bar{\tau}_{ij}$: est le tenseur des contraintes de cisaillement laminaire donné par l'équation

$$\bar{\tau}_{ij} = \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.14)$$

$(-\rho \overline{u'_i u'_j}) = \bar{\tau}_{ij}^R$: est le tenseur des contraintes de Reynolds.

3. Équation d'énergie moyennée (moyenne) :

L'équation de l'énergie, en termes de nombre de Prandtl turbulent et de viscosité tourbillonnaire, peut être écrite comme suit :

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} + \frac{\nu_T}{Pr_T} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right) \quad (4.15)$$

Avec :

$\nu_T = \frac{\mu_T}{\rho}$: est la viscosité turbulente du tourbillon

4.3.3 problèmes de fermeture :

La différence entre les équations de Navier-Stokes et les équations de Reynolds est en fait essentielle, car les contraintes $-\overline{u'_i u'_j}$ sont des inconnues, supplémentaires et les a priori on n'a que le même nombre d'équations.

Dans un problème laminaire, nous avons 4 fonctions inconnues, u_1, u_2, u_3 et P et quatre équations : l'équation de continuité et les trois équations de Navier-Stokes. Pour un problème turbulent, on a le même nombre d'équations, les équations de Reynolds remplaçant celle de Navier-Stokes, mais en plus des inconnues de l'écoulement moyen u_1, u_2, u_3 et P, on a 6 inconnues, du tenseur de Reynolds $-\overline{u'_i u'_j}$ donc dans le cas général, on a 10 fonctions inconnues, mais seulement 4 équations. On dit que le système n'est pas fermé.

Pour pouvoir résoudre ce système, il faut trouver des équations supplémentaires en nombre suffisant, c'est le problème central de la turbulence, problème de la fermeture.

Pour cela, beaucoup de chercheurs se sont investis dans le domaine et plusieurs contributions de modèles de résolution ont été proposés. Parmi ces modèles on peut citer les modèles les plus utilisés qui sont le modèle $(k - \varepsilon)$, le modèle $(RNGk - \varepsilon)$ et le modèle $(k - \omega)$.

4.4 Les modèles à deux équations de turbulence $(k - \varepsilon)$ et $(k - \omega)$:

Le k représente l'énergie cinétique de la turbulence, le ε est le taux de dissipation de l'énergie cinétique de la turbulence et le ω est le taux spécifique de dissipation de l'énergie cinétique de la turbulence. L'énergie cinétique de la turbulence k et le taux de dissipation des tourbillons qui lui est associé sont deux paramètres qui peuvent faciliter la classification et l'analyse des conditions d'écoulement turbulent moyen. La connaissance de l'énergie cinétique de la turbulence permet de comprendre comment les échelles turbulentes sont produites et propagées ; tandis que le taux de dissipation des tourbillons permet de comprendre la vitesse à laquelle l'énergie passe en cascade des grands tourbillons aux petits. Les modèles de sillage peuvent être résolus par une analyse appropriée et précise en tant que contribution des fonctions de ces paramètres.

4.4.1 Les modèles de turbulence $(k - \varepsilon)$:

Ils sont constitués de deux équations de transport qui donnent le taux de variation de l'énergie cinétique de la turbulence k et le taux de dissipation ε en fonction de la combinaison du transport par convection et diffusion, ainsi que le taux de production et de désintégration de k et ε . Les équations standard du modèle $k - \varepsilon$, écrites sous la forme de conservation, sont les suivantes :

$$k : \quad \rho \left(\frac{\partial k}{\partial t} + U \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2\mu_t S^2_{ij} - \rho \varepsilon \quad (4.16)$$

$$\varepsilon : \quad \rho \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + U \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + 2C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t S^2_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4.17)$$

où μ_t : est la viscosité de tourbillon donnée comme suit :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.18)$$

S_{ij} : est lié au taux de déformation de l'élément fluide dans un écoulement turbulent.

Dans un écoulement turbulent :

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.19)$$

Où : U et u' sont la composante moyenne et la composante fluctuante de la vitesse d'écoulement.

Les équations (4.16)-(4.18) font apparaître cinq constantes inconnues dont les valeurs approximatives ont été obtenues par une série d'ajustements de courbes pour plusieurs écoulements turbulents. Les valeurs suivantes ont été attribuées à ces constantes :

$$C_\mu = 0.09 \quad \sigma_k = 1.00 \quad \sigma_\varepsilon = 1.30 \quad C_{1\varepsilon} = 1.44 \quad C_{2\varepsilon}\rho = 1.92$$

4.4.2 Les modèles de turbulence ($k - \omega$) :

L'une des principales limites des modèles de turbulence ($k - \varepsilon$) est leur imprécision à prédire les structures d'écoulement près de la paroi, les conditions de paroi sans glissement et les écoulements près du sillage. La limitation de la turbulence près de la paroi exacerbe encore son incapacité à prédire correctement la séparation et le rattachement de l'écoulement dans le sillage d'un système de rotor de turbine. L'analyse de l'impact des équations de transport montre que les erreurs sont généralement associées à l'équation ε . Cela s'explique par le fait que l'équation ε présente un extrema local à proximité de la paroi. Pour résoudre ces problèmes, Wilcox (2008) a développé les modèles de turbulence $k - \omega$. Tout comme l'expression des modèles de turbulence $k - \varepsilon$, les modèles de turbulence $k - \omega$ sont également composés de deux équations de transport qui donnent le taux de variation de l'énergie cinétique de la turbulence k et le taux de dissipation spécifique ω en fonction de la combinaison du transport par convection et diffusion et du taux de production et de décroissance de k et ω .

Les équations du modèle standard $k - \omega$, écrites sous la forme de conservation, sont les suivantes

$$k : \rho \left(\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial (u_j k)}{\partial x_j} \right) = \rho \left(\tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* k \omega \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \rho \frac{k}{\omega}) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (4.20)$$

$$\omega : \rho \left(\frac{\partial \omega}{\partial t} + \frac{\partial (u_j \omega)}{\partial x_j} \right) = \rho \left(\alpha \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta \omega^2 \right) + \sigma_d \frac{\rho}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \rho \frac{k}{\omega}) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (4.21)$$

La contrainte de Reynolds est calculée à l'aide de l'équation de Boussinesq :

$$\tau_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (4.22)$$

où : β^* , σ_k , α , β , σ_d , σ_ω sont des constantes décrites comme des coefficients de fermeture, dont les valeurs sont disponibles dans Wilcox (2008)

***Chapitre 5 : Simulation numérique de l'écoulement
dans le passage ondulé d'un échangeur de chaleur
compact***

Chapitre 5 : Simulation numérique de l'écoulement dans le passage ondulé d'un échangeur de chaleur compact

5.1 Introduction :

Au chapitre 4, nous avons introduit le système d'équations aux dérivées partielles décrivant l'écoulement d'un fluide, qui se compose de l'équation de continuité, de l'équation de quantité de mouvement et de l'énergie. La résolution de ce système permet de déterminer les propriétés du champ thermique et du champ de vitesse dans un système énergétique tel que l'échangeur de chaleur. Cette résolution est souvent obtenue à l'aide de la dynamique des fluides numérique ou CFD (Computational Fluid Dynamics). La technique repose sur l'utilisation de logiciels robustes tels que COMSOL, Ansys etc. (pour plus de détails voir le cours CFD et logiciels [55]).

5.2 Présentation du logiciel COMSOL Multiphysiques :

COMSOL Multiphysiques est un logiciel de simulation numérique développé par la société COMSOL Inc. Il est utilisé pour modéliser et résoudre une large gamme de problèmes physiques et d'ingénierie.

COMSOL Multiphysiques utilise la méthode des éléments finis pour résoudre des équations différentielles aux dérivées partielles ; ce qui permet de modéliser des systèmes complexes impliquant plusieurs phénomènes physiques couplés. Il offre une interface graphique conviviale qui permet aux utilisateurs de créer et de modifier facilement des modèles, d'assigner des propriétés matérielles et de définir les conditions aux limites.

En utilisant COMSOL, les ingénieurs et les chercheurs peuvent simuler et analyser le comportement des systèmes physiques, optimiser la conception des produits, prédire les performances, étudier les interactions complexes entre différents phénomènes physiques, et prendre des décisions éclairées en matière de conception et d'ingénierie.

5.3 Simulation numérique de l'écoulement dans le passage ondulé d'un échangeur de chaleur compact simplifié

5.3.1 Considérations générales et hypothèses simplificatrices :

Comme évoqué précédemment, il est possible d'effectuer une analyse numérique sur des parties spécifiques ou des sections d'un échangeur de chaleur pour évaluer l'impact de différents paramètres. L'exemple de calcul de simulation suivant offre un aperçu de l'écoulement convectif à travers une section ondulée d'un échangeur de chaleur compact, permettant ainsi une analyse plus approfondie.

Dans le but de simplifier la situation, nous choisissons de modéliser l'écoulement convectif monophasique en deux dimensions à travers la section ondulée d'un échangeur de chaleur compact. Cette configuration simplifiée est représentée de manière schématique dans la figure 5.1.

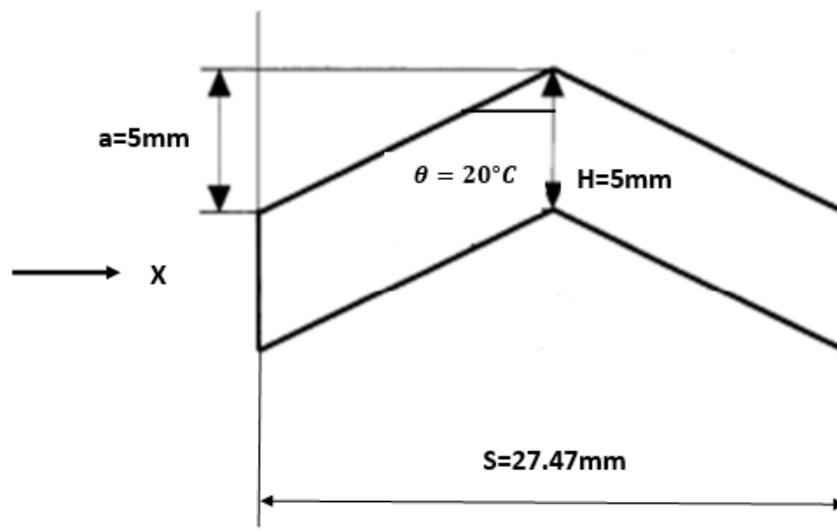


Figure 5.1 : Configuration du passage ondulé de l'échangeur de chaleur compact [25]

5.3.2 Description du modèle étudié :

La Figure ci-dessous présente la configuration ondulée considérée pour la simulation numérique réalisée avec COMSOL. Cette forme géométrique est couramment utilisée dans les échangeurs de chaleur compacts. Les résultats obtenus peuvent être facilement généralisés à d'autres sections similaires du canal de l'échangeur afin de comprendre le schéma de l'écoulement et de transfert de chaleur. Cette géométrie peut être étudiée à l'aide de simulations bidimensionnelles et/ou tridimensionnelles, en fonction de la précision requise et

des conditions de calcul complexes dans de telles situations. Toutefois, dans un souci de simplicité, nous avons opté pour une simulation en deux dimensions.

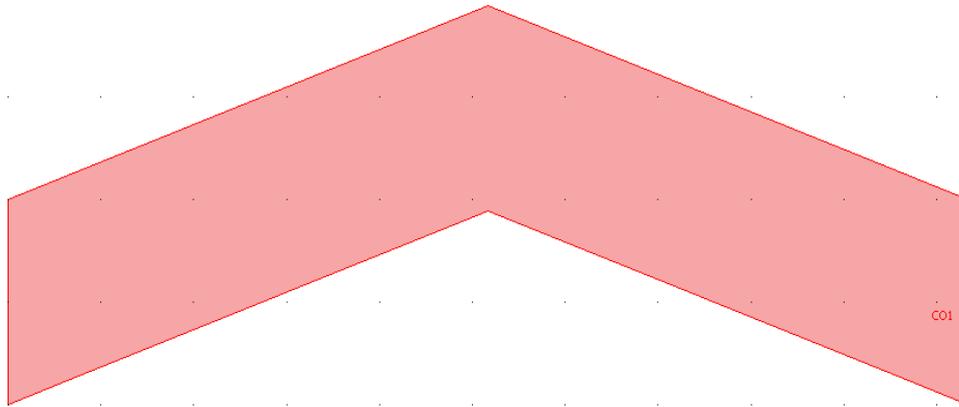


Figure 5.1 : Géométrie du passage ondulé de l'échangeur de chaleur compact étudié.

5.3.3 Modèle mathématique :

Les équations qui décrivent l'écoulement convectif dans un échangeur de chaleur sont généralement les équations de Navier-Stokes pour un fluide incompressible, ainsi que l'équation d'énergie présentée dans la première section du chapitre 4. Cependant, les nombres de Reynolds des écoulements dans les échangeurs de chaleur en conditions de fonctionnement normal sont généralement élevés ou modérés. Pour simplifier nous devons considérer le régime laminaire. Donc les équations régissant le problème étudié sont:

- **Équation de continuité :**

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (5.1)$$

- **Quantité de mouvement selon x :**

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right] \quad (5.2)$$

- **Quantité de mouvement selon y :**

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right] \quad (5.3)$$

▪ **Équation de l'énergie:**

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] \quad (5.4)$$

5.3.4 Propriétés de l'air et conditions aux limites :

En utilisant les équations non dimensionnelles, les propriétés de l'air et le régime de l'écoulement sont caractérisées respectivement par les nombres dimensionnels :

- Le nombre de Prandtl $Pr = 0,72$, et
- Le nombre de Reynolds $Re = 20$.

En outre, dans le calcul CFD réalisé les conditions aux limites utilisées sont :

- La vitesse d'entrée est uniforme (parallèle aux parois),
- Des conditions de non-glissement sur les parois et
- Une pression constante à la sortie
- La température de la paroi supérieure à celle de la température du fluide d'entrée.

5.3.5 Résultats et discussion :

➤ **Maillage :**

La figure 5.3 présente la structure non structurée du maillage d'éléments finis fourni par COMSOL et utilisé dans l'analyse présentée. Il est important de noter que la résolution du maillage joue un rôle crucial dans la convergence du schéma numérique dans ce problème complexe, caractérisé par un nombre de Reynolds relativement élevé ($Re = 2000$).

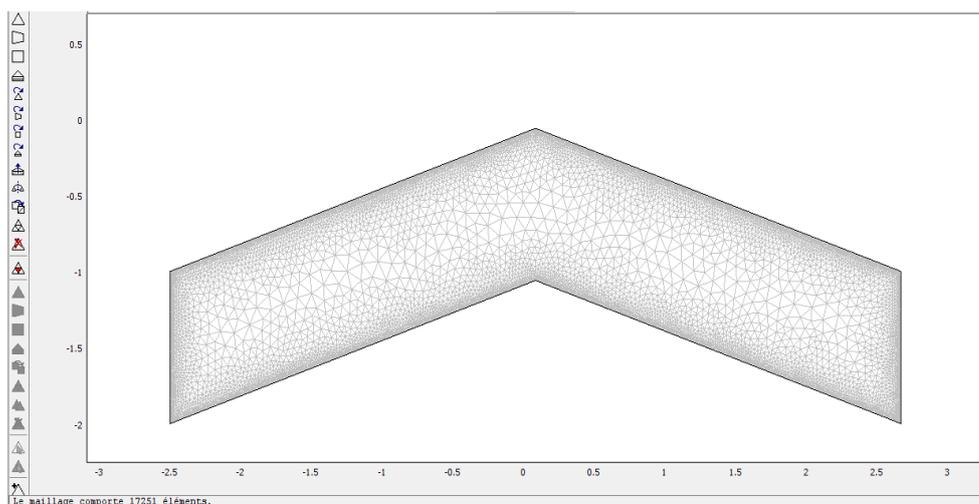


Figure 5.3:Maillage utilisé dans le calcul comporte 17251 éléments.

➤ **Champs de vitesse :**

La distribution de la vitesse le long de la section ondulée du canal de l'échangeur pendant l'écoulement du fluide est présentée dans la Fig. 5.5. Initialement, la vitesse est constante jusqu'à ce qu'elle atteigne sa valeur maximale. Cette valeur maximale est atteinte lorsque la longueur correspond à 0.5 ; ce qui correspond à la mi-hauteur du canal, soit 5mm (Fig. 5.7). En se déplaçant vers les parois latérales supérieure ou inférieure du canal, la vitesse diminue progressivement jusqu'à atteindre zéro. Cette variation de vitesse est également visualisée dans la Fig. 5.5, où les flèches colorées représentent les vecteurs de vitesse, comme illustré dans la Fig. 5.5. Ainsi, la vitesse diminue graduellement en s'éloignant de la mi-hauteur du canal et atteint zéro au niveau des parois latérales.

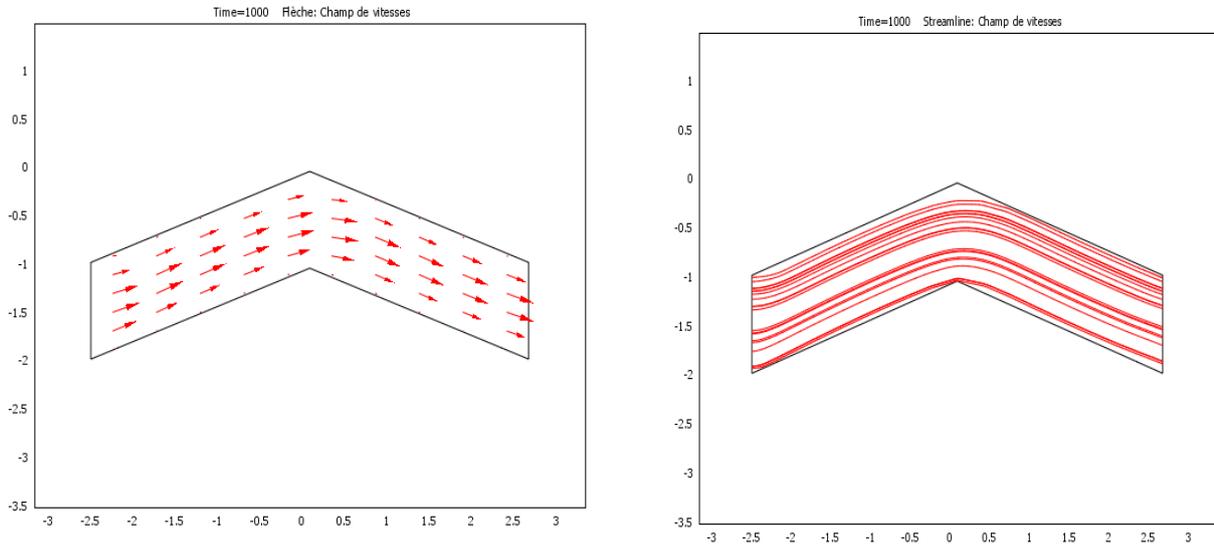
➤ **Champs de température :**

La figure 5.6 illustrent la distribution de la température à travers le canal. Comme on peut le voir. La température de la paroi supérieure à celle de la température du fluide d'entrée, Au début, la température est inexistante, puis elle commence à augmenter progressivement jusqu'à atteindre une valeur maximum, et plus on se rapproche des parois latérales plus la température augmente.

Cette différence de température est due à une température de l'air significativement plus élevée à la sortie du canal par rapport à l'entrée (Fig. 5.8).

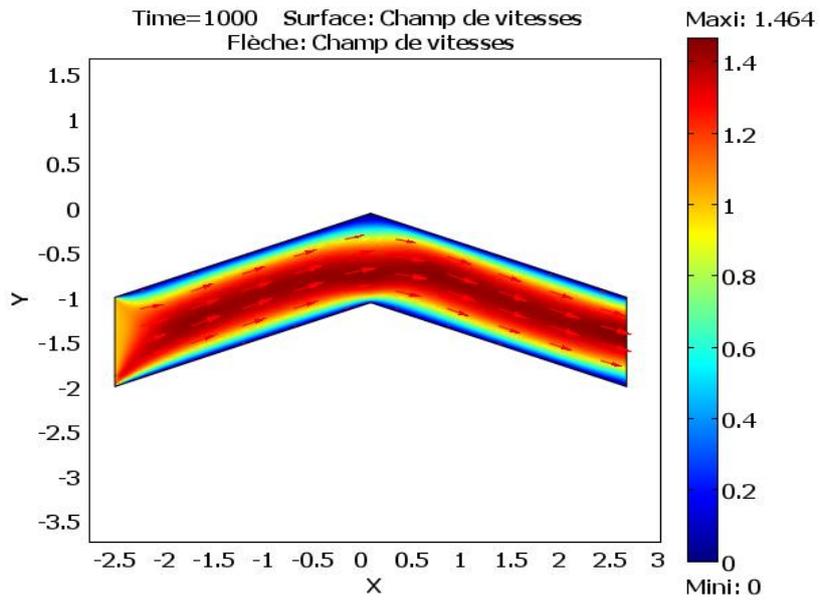
➤ **Influence du nombre de Reynolds**

Pour montrer l'influence du nombre de Reynolds sur la structure des champs dynamique et thermique dans le canal de l'échangeur, nous avons réaliser des simulations avec $Re = 40$ et $Re = 60$. Les champs dynamique et thermique sont montrés sur la Fig. 5.9. On remarque sur cette figure que plus le nombre de Reynolds augmente, plus la vitesse diminue, et inversement.



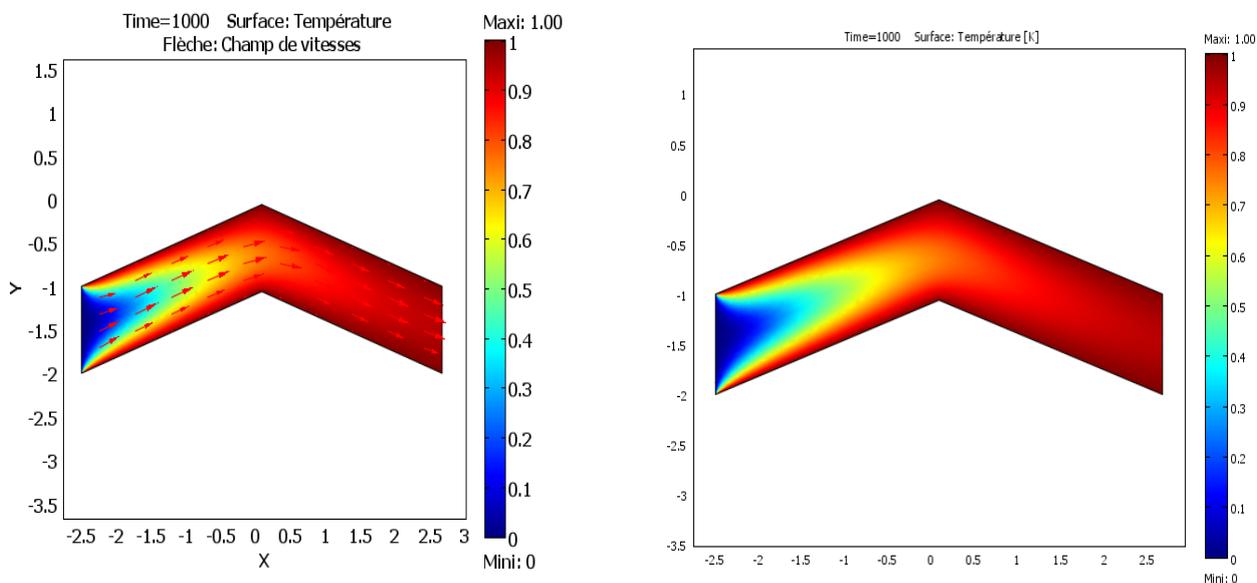
Vecteurs de vitesse

Lignes de courant



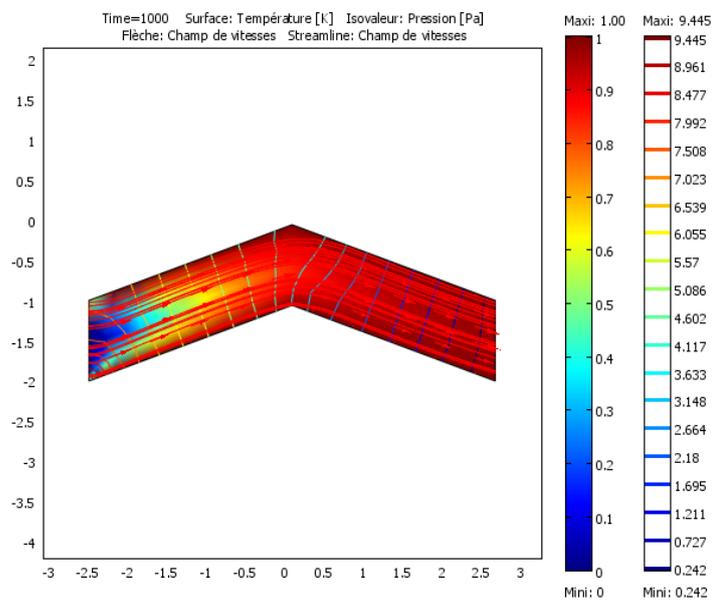
Champ de vitesse

Figure 5.5 : Structure de l'écoulement dans le passage ondulé d'un échangeur de chaleur compact à $Re = 20$.



Champ de température et vecteurs de vitesse

Champ de température



Superposition des champs de vitesse de température et de pression

Figure 5.6 : Champ de température dans le passage ondulé d'un échangeur de chaleur compact à $Re = 20$.

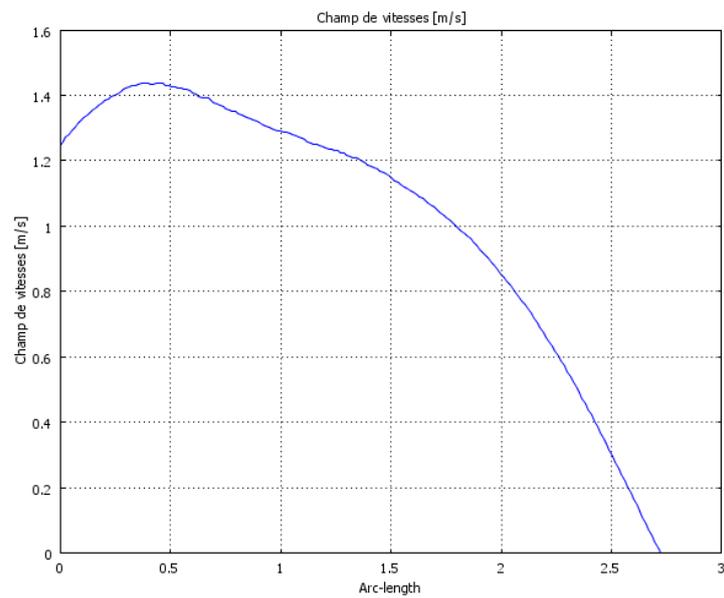


Figure 5.7 : Variation de la vitesse en fonction de la longueur du canal de l'échangeur à $Re = 20$.

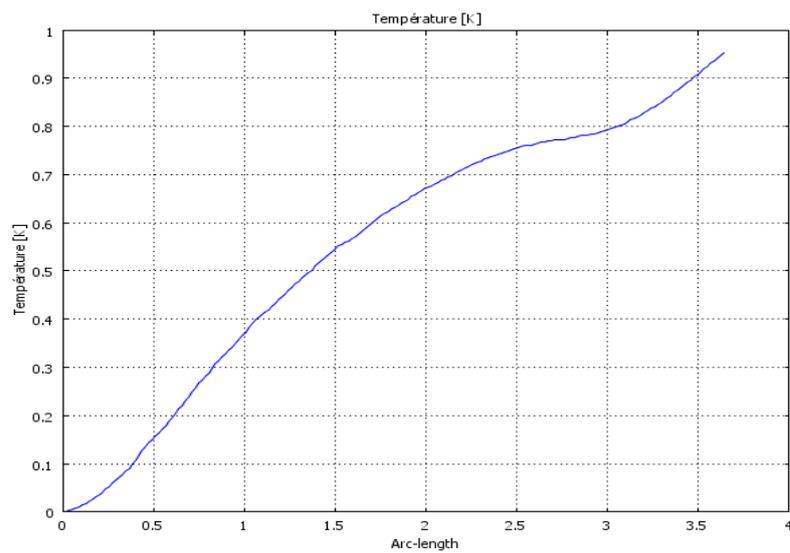


Figure 5.8 : Variation de la température en fonction de la longueur du canal de l'échangeur à $Re = 20$.

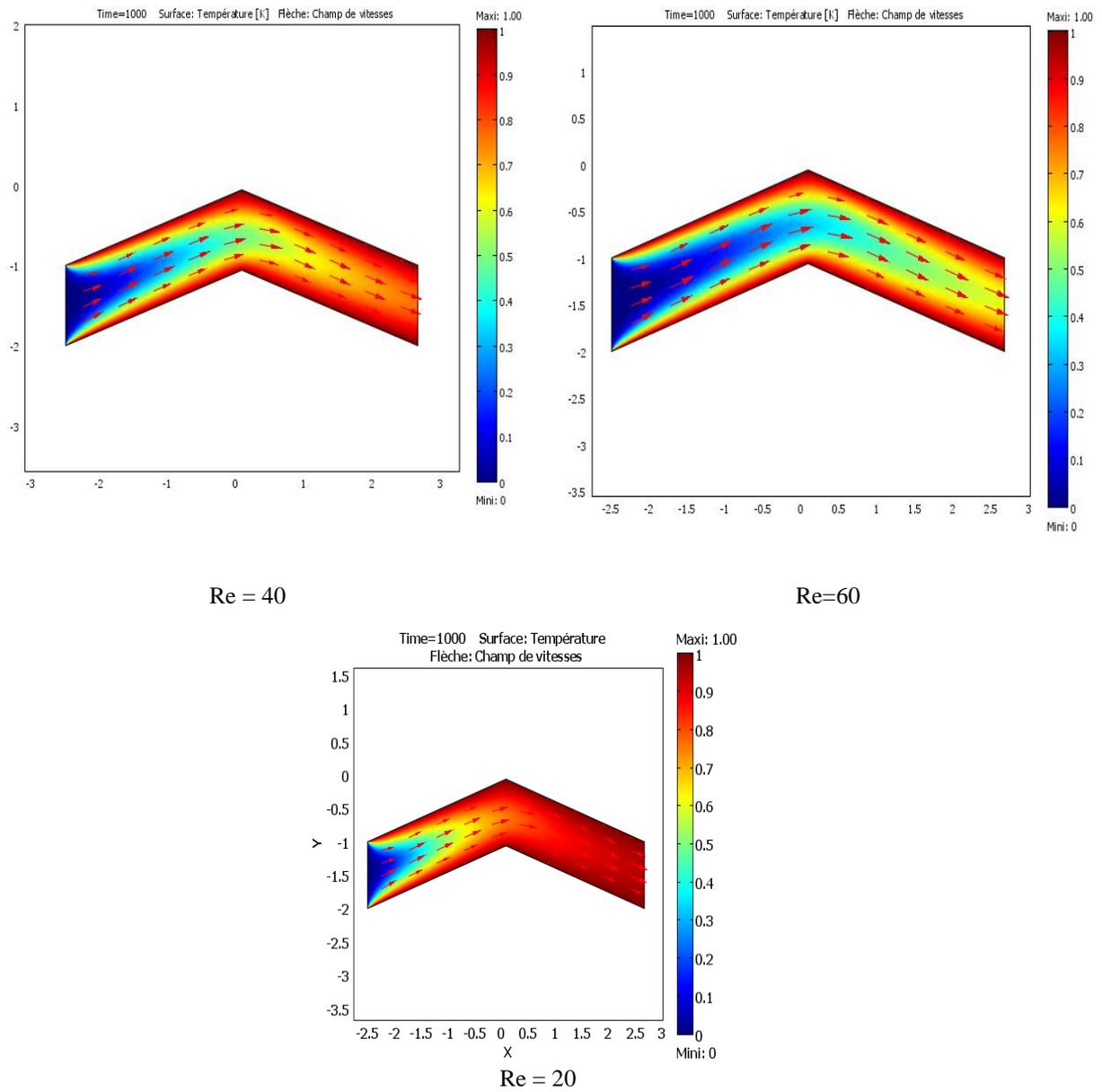


Figure 5.8 : Champs de température et de vitesse pour différentes valeurs Re .

Conclusion générale

Conclusion Générale

Les échangeurs de chaleur sont des dispositifs essentiels pour l'optimisation des processus thermiques dans de nombreux secteurs. Leur classification en fonction de leur configuration, de leur mode d'écoulement et de la nature des fluides facilite la sélection et la conception de l'échangeur approprié pour une application spécifique. Comprendre les généralités sur les échangeurs de chaleur et leur classification permet d'améliorer l'efficacité énergétique.

A travers ce travail, nous avons présenté un aperçu du transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur, y compris leurs types et leurs classifications. Une revue de la littérature a été réalisée pour explorer les aspects modélisation et simulation des flux de chaleur dans les échangeurs de chaleur, ainsi que l'optimisation de la taille et de la forme des échangeurs de chaleur, la modélisation numérique des flux avec transferts de chaleur dans les échangeurs de chaleur, les performances paramètres et techniques d'amélioration des échangeurs thermiques utilisés dans ces dispositifs.

De plus, pour évaluer leur performance, optimiser leur conception et comparer différentes configurations d'échangeurs, nous avons utilisé les méthodes DTLM et NUT dans le calcul d'un échangeur.

La modélisation mathématique de l'écoulement avec transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur, en considérant les régimes laminaire et turbulent, est basée sur les équations de Navier-Stokes et le modèle RANS a été introduit dans le présent travail. Ces approches fournissent des outils puissants pour comprendre et optimiser les performances thermiques des échangeurs de chaleur, tout en prenant en compte les interactions complexes entre écoulement et transfert de chaleur.

Dans ce travail, nous avons également pu simuler un écoulement dans le passage d'un échangeur de chaleur compact ondulé à l'aide du logiciel multiphysique COMSOL, permettant d'obtenir des résultats précis et détaillés, favorisant ainsi le développement de solutions plus performantes dans le domaine des échangeurs de chaleur et de la visualisation du comportement du fluide et des transferts thermiques qui se produisent réellement dans un conduit d'un échangeur.

D'autre part, la simulation présentée dans ce mémoire nous a permis de connaître l'importance et la capacité des méthodes CFD notamment la méthode des éléments finis dans le calcul des échangeurs.

Conclusion Générale

Nous concluons en soulignant que grâce à ce travail nous avons pu atteindre les objectifs suivants :

- Faire la lumière sur les échangeurs de chaleur
- Connaissance des méthodes de calcul
- Modéliser l'écoulement convectif dans un échangeur
- Simuler l'écoulement convectif dans un échangeur

Références

- [1] Du 11 au 15/03//2006 IAP-CU SKIKDA – FORMATION INDUSTRIE
- [2]Nuggenhalli S. Nandagopal, PE, Fluid and Thermal Sciences, 2022, Département of Engineering Tech (retired) University of Houston - Downtown Bengaluru, India, A Practical Approach for Students and Professionals, ISBN 978-3-030-93940-3 (eBook).
- [3] M.C. Laouici et F. MECHIGHEL (2016) : Modélisation et simulation numérique de la Convection mixte dans des canaux rectangulaires ou axisymétriques, Mémoire de Master en Énergétique (encadré par Pr F. Mechighel), Université Badji Mokhtar – Annaba, 2016.
- [4]Philippe Marty ; Cours de Transferts Thermiques ; Université Joseph Fourier, Grenoble ; 2012-2013
- [5] R. W. Lewis ; P. Nithiarasu ; Kankanhally N. Seetharamu : « Fundamentals of finite Elément Method for Heat and fluide flow » (2004) Wiley & Sons, Ltd ISBN :0-470-84788-3(HB) ;0-470-84789-1(pb)
- [6] BONTEMPS, A. GAREIGUE, CH. GOUBIER, J. HUETZ, CH. MARVILLET et R. VIDIL « Description des échangeurs de chaleur », technique de l'ingénieur [B 2 341].
- [7] IUT DE ST DENIS LICENCE PROFESSIONNELLE INGENIERIE TECHNOLOGIQUE, INGENIERIE THERMIQUE, ECHANGEURS DE CHALEUR.
- [8] Documentation Total. Support de formation Exploration et production Cours des équipements. Total (EXP-PR-EQ120-FR). Révision 0.1 (16-04-2007).
- [9] Bahman Zohuri, Nuclear Energy for Hydrogen Generation through Intermediate Heat Exchangers, A Renewable Source of Energy, Nuclear Energy for Hydrogen Generation through Intermediate Heat Exchangers, Albuquerque, NM, USA,<https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-319-29838-2> a
- [10] P. TRAMBOUZE. « Le raffinage du pétrole ». Edition TECHNIP. Tome IV matériels et équipements. Paris. 1972. ISBN 2-7108-0685-1.
- [11] A. BONTEMPS, A. GAREIGUE, CH. GOUBIER, J. HUETZ, CH. MARVILLET et VIDIL « Description des échangeurs de chaleurs », technique de l'ingénieur [B 2 341].
- [12] Documentation Total. Support de formation Exploration et production Cours des équipements. Total (EXP-PR-EQ120-FR). Révision 0.1 (16-04-2007).

[13] IUT DE ST DENIS LICENCE PROFESSIONNELLE INGENIERIE TECHNOLOGIQUE, INGENIERIE THERMIQUE, ECHANGEURS DE CHALEUR.

[14] HARKAT YAMINA « Diagnostic de l'encrassement par monitoring des paramètres de service aux bornes d'un échangeur de chaleur », Mémoire Magister, Université Mohammed Bougerra -Boumerdes, 2007, IFP 2005 ENSPM training. MATERIEL THERMIQUE « rôle des échangeurs de chaleur », Edition TECHNIP. EN ECH-02359_A_F-Rév.1 (18/04/2005).

[15] Documentation Total. Support de formation Exploration et production Cours des équipements. Total (EXP-PR-EQ120-FR). Révision 0.1 (16-04-2007).

[16] Mémoire master 2 « SIMULATION D'UNE CONCEPTION D'UN ÉCHANGEUR DE CHALEUR À FAISCEAU ET CALANDRE », D. NADJEM EDDINE, SCIENCES ET TECHNOLOGIE - UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA-2017.

[17] Mémoire de Master « CALCUL THERMIQUE ET MECANIQUE DE L'ECHANGEUR DE CHALEUR EA4501 » BENABDELHALIM Houssine, FEGAS Abderrazak, Mécanique des unités pétrochimiques-Université de Boumerdes-2017.

[18] Photos réel de SonatrachSkikda

[19] W. Rohsenow, J. Hartnett, Y. Cho, Handbook of Heat Transfer, third ed., McGraw-Hill, New York, 1998.

[20] W.M. Kays, M.E. Crawford, Convective Heat and Mass Transfer, third ed., McGraw Hill, New York, 1993

[21] “Design and multi-objective optimization of heat exchangers for refrigerators - ScienceDirect.”, Applied Energy 84 (2007) 1226–1239, doi : 10.1016/j.apenergy.2007.02.014.

[22] J. Guo and M. Xu, “The application of entransy dissipation theory in optimization design of heat exchanger,” Appl. Therm. Eng., vol. 36, pp. 227–235, Apr. 2012.

[23] K.-S. Lee, W.-S. Kim, and J.-M. Si, “Optimal shape and arrangement of staggered pins in the channel of a plate heat exchanger,” Int. J. Heat Mass Transf., vol. 44, no. 17, pp. 3223–3231, Sep. 2001.

- [24] R. Hilbert, G. Janiga, R. Baron, and D. Thévenin, “Multi-objective shape optimization of a heat exchanger using parallel genetic algorithms,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 49, no. 15, pp. 2567–2577, Jul. 2006.
- [25] “Energy Consumption Minimization of an Industrial Furnace by Optimization of Recuperative Heat Exchange | *Journal of Mechanics* | Cambridge Core.”
- [26] Daniel BOUGEARD, Vincent LEMAIRE, Serge RUSSEIL, and Jean Luc HARION, “Optimisation de la géométrie de canaux d’échangeurs thermiques par simulation numérique.”
- [27] K. Foli, T. Okabe, M. Olhofer, Y. Jin, and B. Sendhoff, “Optimization of micro heat exchanger: CFD, analytical approach and multi-objective evolutionary algorithms,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 49, no. 5, pp. 1090–1099, 2006.
- [28] Changgui Xie, Gongxing Yan, Qiong Ma, Yasser Elmasry, Pradeep Kumar Singh, A.M. Algelany, MakatarWae-hayee, 2022, Flow and heat transfer optimization of a fin-tube heat exchanger with vortex generators using Response Surface Methodology and Artificial Neural Network, <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102445>.
- [29] Juan Du, Yuxiang Hong, 2021, Numerical simulation on fluid flow and heat transfer characteristics in inward sinusoidal rib enhanced tube heat exchangers for waste heat recovery : Comparisons and parametric studies, <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2021.107030>.
- [30] Reza Saeidi, Younes Noorollahi, Soowon Chang, Hossein Yousefi 2023 A comprehensive study of Fin-Assisted horizontal ground heat exchanger for enhancing the heat transfer performance <https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2023.100359>.
- [31] Wenguang Li, Weihong Li, Zhibin Yu, 2022, Heat transfer enhancement of water-cooled triply periodic minimal surface heat exchangers, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119198>.
- [32] Katarzyna Weglarz, Dawid Taler a, Magdalena Jaremkiwicz, Jan Taler, Mateusz Marcinkowski a, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 183 (2022), Analytical-numerical method for calculating cross-flow tube heat exchangers considering temperature-dependent fluid heat capacities, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.122202>.

- [33] Jianping Yu a, Hongwei Qiu, Yanping Jiao, Youwen Tian, Yue Meng, Wenjiao Wang, Huaiyu Min, Xuanxuan Li b 2022, Numerical prediction of heat transfer performance of plate heat exchanger based on experimental data assimilation to calibrate turbulence model constants, <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2022.101433>.
- [34] Bahram Jalili, NargesAghaee, Payam Jalili, Davood DomarGanji, 2022, Novel usage of the curved rectangular fin on the heat transfer of a double-pipe heat exchanger with a nanofluid, <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102086>.
- [35] Son Ich Ngo, Young-Il Lima, Doyeon Lee b, Myung Won Seo, 2020, Flow behavior and heat transfer in bubbling fluidized-bed with immersed heat exchange tubes for CO₂ methanation <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2020.11.027>, Powder Technology 380 (2021) 462–474.
- [36] Josip Batista, AnicaTrp, Kristian Lenic, Experimentally validated numerical modeling of heat transfer in crossflow air-to-water fin-and-tube heat exchanger, Applied Thermal Engineering 212 (2022) 118528, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118528>.
- [37] Ahmad Vaisi, KouroshJavaherdehb, RouhollahMoosavi, International Journal of Heat and Mass Transfer 182 (2022) 121968, Condensation heat transfer performance in multi-fluid compact heat exchangers with wavy and strip fins, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121968>.
- [38] Wenzhe Li, PegaHrnjak, 2022, Effect of single-phase flow maldistribution on the thermal performance of brazed plate heat exchangers, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119465>.
- [39] Haojie Li, Yuan Wang, You Han, Wenpeng Li, Lin Yang, Junheng Guo a, Yudong Liu, Jinli Zhang, Mingqing Zhang a, Feng Jiang, 2021 Published by Elsevier B.V.
- [40] Seyed Mahdi Seyed Mousavi, Seyed Mahmoud AbolhasanAlavi, 2022, Experimental and numerical study to optimize flow and heat transfer of airfoil-shaped turbulators in a double-pipe heat exchanger, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118961>.
- [41] Chao Yu, Yiqun Zhang a, Yawen Tan a, Xianzhi Song, Yu Shi, Gaosheng Wang, Haochen Huang, 2022, Performance comprehensive evaluation of downhole heat exchanger geothermal systems with various configurations and working fluids, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118745>.

- [42] Harpreet Kaur Aasi, Manish Mishra, The impact of ambient heat ingress on performance of cryogenic three-fluid cross-flow compact heat exchanger, *International Journal of Thermal Sciences* 176 (2022) 107494, <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2022.107494>.
- [43] Shivsheesh Kaushik, Satyendra Singh, Kuldeep Panwar, Experimental study of fluid flow properties in spiral tube heat exchanger with varying insert shape over spiral tube profile, *Materials Today : Proceedings xxx*, <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.10.117>.
- [44] Hanbin Shi, Nathalie Di Miceli Raimondi, Michel Cabassud, Christophe Gourdon, 2022, Experimental study of heat transfer coefficient in heat exchanger reactors with square millimetric zigzag channels, <https://doi.org/10.1016/j.cep.2022.109194>.
- [45] Xiaohui Huang, Ji Zhang, Fredrik Haglind, Experimental analysis of high temperature flow boiling of zeotropic mixture R134a/R245fa in a plate heat exchanger, *Applied Thermal Engineering* 220 (2023) 119652, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119652>.
- [46] Mahmoud Khaled, Khairaldin Faraj, Hicham El Hage, Jalal Faraj, Rani Taher, Mehdi Mortazavi, *International Journal of Thermofluids* 17 (2023) 100291, Multi-passage concept applied to water-air cross flow tubes-and-fins heat exchangers – Thermal modelling and feasibility study, <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2023.100291>.
- [47] Jiayuan Zhao, Liangxing Li, Wei Xie, Haoxiang Zhao, Flow and heat transfer characteristics of liquid metal and supercritical CO₂ in a twisted tube heat exchanger, *International Journal of Thermal Sciences* 174 (2022) 107453, <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2021.107453>.
- [48] Georges El Achkar, Cédric Septet, Olivier Le Metayer, Jean-Michel Hugo, 2022, Experimental thermohydraulic characterisation of flow boiling and condensation in additive manufactured plate-fin heat exchanger, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123465>.
- [49] Po-Shen Chenga, Shwin-Chung Wonga, Shih-Kuo Wub 2022, Pulsation incitation and performance investigations for 3D Fin-and-Tube heat pipe heat exchanger by inserting dividing boards for various working fluids, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123461>.

- [50] Jeonggyun Ham, Junhyeok Yong, Ohkyung Kwon, Kyungjin Bae, Honghyun Cho, Experimental investigation on heat transfer and pressure drop of brazed plate heat exchanger using LiBr solution, Applied Thermal Engineering 225 (2023) 120161, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120161>.
- [51] Nuggenhalli S. Nandagopal, PEFluid and Thermal Sciences A Practical Approach for Students and Professionals, <https://doi.org/10.1007/978-3-030-93940-3>.
- [52] Compact Heat Exchangers – Analysis, Design and Optimization using FEM and CFD Approach, C. Ranganayakulu and K.N. Seetharamu.
- [53] Nuggenhalli S. Nandagopal, PEFluid and Thermal Sciences A Practical Approach for Students and Professionals, <https://doi.org/10.1007/978-3-030-93940-3>.
- [54] TH_T2666_fmastrippolito.
- [55] Thermal Design, Heat Sinks, Thermoelectrics, Heat Pipes, Compact Heat Exchangers, and Solar Cells, HoSung Lee, ISBN : 978-0-470-49662-6.
- [56] Anastasios, J. Karablas " Scale Formation in Tubular Heat Exchangers Research Priorities », Research Institute, 2002.
- [57] Long Huang, Moon Soo Lee, Khaled Saleh, Vikrant Aute, Reinhard Radermacher, A computational fluid dynamics and effectiveness-NTU based co-simulation approach for flow mal-distribution analysis in microchannel Heat exchanger headers, Applied Thermal Engineering, 65 (2014) 447-457.
- [58] Memento " Technique De L'eau De Degremont ET Nalco" Waters Hand Book- Mac Grawn Hill Book Company.
- [59] [(Heat Exchanger Design Handbook)] [By (author) KuppanThulukkanam] published on (June, 2013).
- [60] Thermal Design, Heat Sinks, Thermoelectrics, Heat Pipes, Compact Heat Exchangers, and Solar Cells, HoSung Lee, ISBN : 978-0-470-49662-6.
- [61] <https://www.techno-science.net/glossaire-definition/Nombre-de-Reynolds.html> .
- [62] Thèse de magister
http://www.univusto.dz/theses_en_ligne/doc_num.php?explnum_id=2275

[63] R. W. Lewis ; P. Nithiarasu ; KankanhallyN.Seetharamu : « Fundamentals of finite Element Method for Heat and fluid flow » (2004) Wiley & Sons, Ltd ISBNs :0-470-84788-3(HB) ;0-470-84789-1

[64] P. Nithiarasu, RW. Lewis, KN. Seetharamu (2016) Fundamentals of the Finite Element Method for Heat and Mass Transfer, 2nd Ed., by John Wiley & Sons, Ltd 2016

[65] Oluseyi. Ajayi, Logan Unser, Joseph O. Ojo: Implicit rule for the application of the 2-parameters RANS turbulence models to solve flow problems around wind turbine rotor profiles, 2023, 100609, <https://doi.org/10.1016/j.clet.2023.100609>.

