

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République algérienne démocratique et populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique
جامعة عين تموشنت بلحاج بوشعيب
Université –Ain Temouchent- Belhadj Bouchaib
Faculté des Sciences et de Technologie
Département de Génie Mécanique



Projet de Fin d'Etudes
Pour l'obtention du diplôme de Master en :
Domaine : science et technologie
Filière : Génie Mécanique
Spécialité : Energétique
Thème

Etude expérimentale et numérique d'un échangeur à faisceau de tube et calandre

Présenté Par :

- 1) Melle OUDIA MENDIL Fatima Zohra
- 2) Melle BECHIKR Nour El Houda

Devant le jury composé de :

Pr BENSAAD	Bourasia	UAT.B.B (Ain Temouchent)	Président
Dr BELHAMIANI	Mohamed	UAT.B.B (Ain Temouchent)	Examineur
Dr BENZENINE	Hamidou MCA	UAT.B.B (Ain Temouchent)	Encadrant

Année Universitaire 2020/2021

Remerciement et dédicaces

Résumé

Liste des figures et des tableaux

Nomenclature

Introduction générale 1

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

I.1 Introduction 3

I.2 Principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur 3

I.3 Fonction d'un échangeur thermique 4

I.4 Classification des échangeurs 6

 I.4.1 Classement suivant la disposition des écoulements 7

 a. Circulation à contre-courant 7

 b. Circulation à Co-courant (courant-parallèle)..... 7

 c. Circulation à courants croisés 7

 d. Circulation à courants mixte 7

 I.4.2 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange 8

 a . Les échangeurs métalliques 8

 b. Les échangeurs non métalliques 8

 I.4.3 Classement suivant le mode de transfert de chaleur 8

 I.4.4 Classement suivant la technologie de construction..... 8

I.5 Les types des échangeurs de chaleur 9

 I.5.1 Échangeurs de chaleur à plaques 9

 a. Échangeur de chaleur à plaques étanches 9

 b. Échangeur à plaques tout soudé 9

 c. Échangeurs de chaleur à plaques lamelles 10

 I.5.2 Les échangeurs à ailettes 10

 I.5.3 Les échangeurs tubulaires 11

 a . Monotubes..... 11

b . Coaxial.....	12
c . Multitubulaires	12
c.1 Échangeur à tubes séparés.....	12
c.2 Echangeur à tubes rapprochés	13
c.3 Échangeurs de chaleur à faisceaux tubulaire et calandre	13
A . Les principaux composants d'un échangeur de chaleur à faisceaux et calandre	14
B. Les différents types d'échangeur tube et calandre	17
B.1 Echangeur de chaleur à tête flottante (type AES).....	17
B.2 Echangeur à plaque tubulaires fixes (type BEM)	17
B.3 Echangeur à tubes en U (type CFU).....	18
I.6 Problèmes de Fonctionnement.....	19
I.6.1 Type d'encrassement.....	19
I.6.1 .a. Encrassement particulière.....	19
I.6.1 .b. Encrassement dû à la corrosion.....	20
I.6.1 .c. Entartage.....	20
I.6.1 .d. Encrassement par réaction chimique	20
I.6.1 .e. Encrassement par solidification	21
I.6.1 .f. Maintenance des échangeurs.....	21
I.7 Conclusion.....	21

Chapitre II : Etude bibliographique

II.1 Recherche bibliographie	23
II.2 Résumé bibliographies	31

Chapitre III : Etude expérimentale et numérique

Partie 01 : Etude expérimentale par le TD360c

III.1.1 Introduction.....	31
---------------------------	----

III.1.2 Description et Caractéristiques techniques.....	32
III.1.2.1 Banc d'essai expérimental.....	32
III.1.2.2 Différents composants du module.....	32
III.1.2.3 Description de l'échangeur TD360c	34
III.1.2.4 Système VDAS (VERSATILEDATA ACQUISITION SYSTEM).....	35
III.1.2.5 Procédure de mesure	36

Partie02 :Etude numérique par COMSOL Multiphysics

III.2.1 Introduction	38
III.2.2 Présentation de COMSOL Multiphysics.....	38
III.2.3 Les éléments finis.....	39
III.2.4 Simulation de la phénomène.....	39
III.2.5 Conditions aux limites.....	41
III.2.6 Maillage	41
III.2.7 Modèle du calcul.....	42
III.2.8 Formulation mathématique	42
III.2.9 conclusion.....	44

Chapitre IV :Résultats et interprétation

Partie 01 : résultats expérimentaux obtenus par TD360c

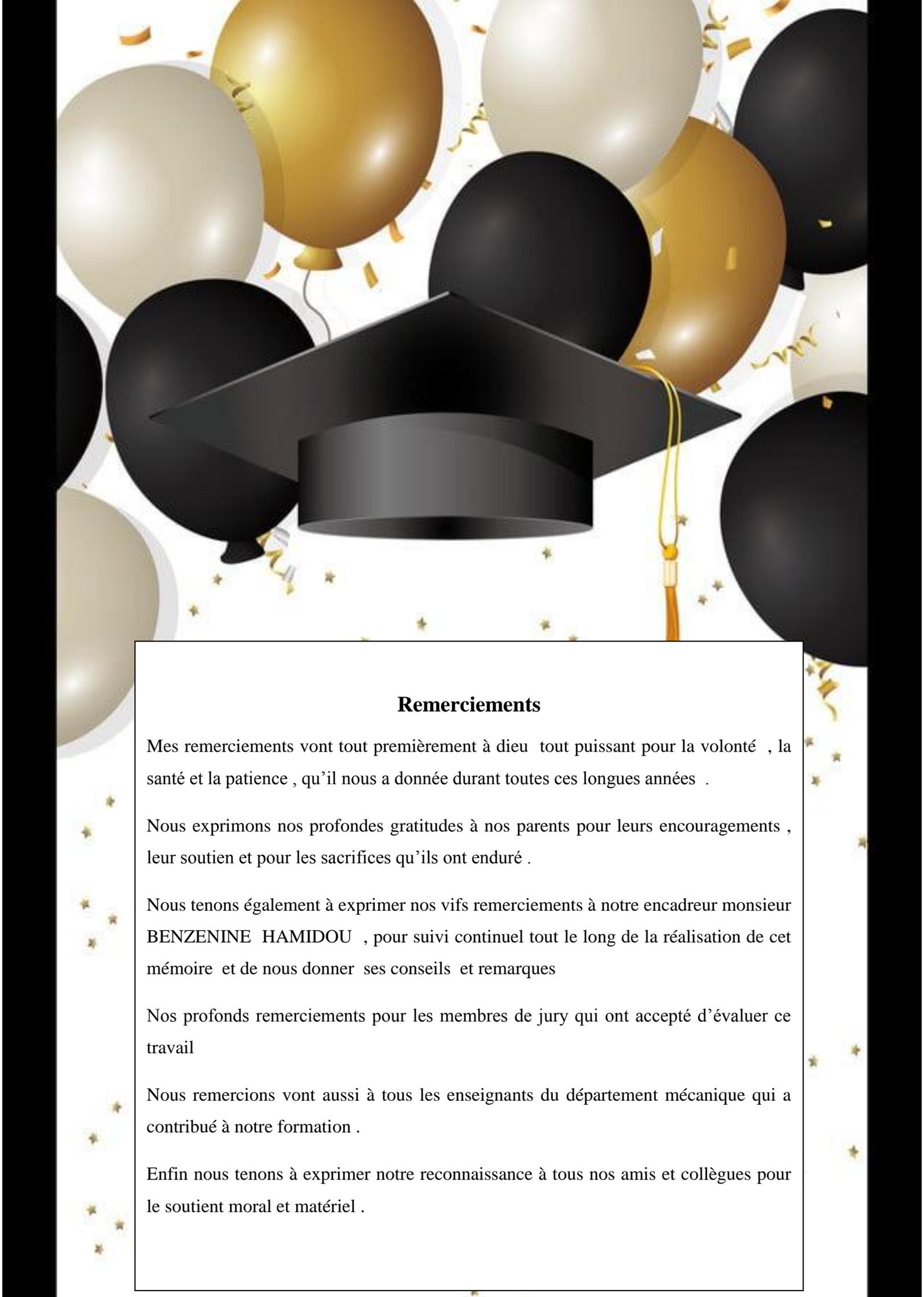
IV.1.1 Introduction	45
IV.1.2 Présentation et discussion des résultats.....	45

Partie 02 : résultats numérique obtenus par comsol

IV.2.1 Introduction.....	54
IV.2.2 Présentation et discussion des résultats.....	54
A .Variation de pression.....	54

SOMMAIRE

B .Variation de vitesse.....	56
C .Variation de température	57
IV.2.3 Conclusion	58
Conclusion générale	59



Remerciements

Mes remerciements vont tout premièrement à dieu tout puissant pour la volonté , la santé et la patience , qu'il nous a donnée durant toutes ces longues années .

Nous exprimons nos profondes gratitudes à nos parents pour leurs encouragements , leur soutien et pour les sacrifices qu'ils ont enduré .

Nous tenons également à exprimer nos vifs remerciements à notre encadreur monsieur BENZENINE HAMIDOU , pour suivi continuel tout le long de la réalisation de cet mémoire et de nous donner ses conseils et remarques

Nos profonds remerciements pour les membres de jury qui ont accepté d'évaluer ce travail

Nous remercions vont aussi à tous les enseignants du département mécanique qui a contribué à notre formation .

Enfin nous tenons à exprimer notre reconnaissance à tous nos amis et collègues pour le soutien moral et matériel .



Dédicace

Je rends grâce à dieu de m'avoir donné la santé , et la volonté ainsi que la conscience d'avoir terminé mes études .

Je dédié cette thèse :

*A mes très chères parents «**mon père** , la personne la plus chère dans ma vie , ma raison de vivre ,il m'a encouragé et il m'a aidé à accomplir ce mémoire , pour me faire réussir » et «**Ma chère mère** , la lumière de ma vie ,la source de tendresse, qui m'a soutenu et encouragé durant ces années d'etudes » .que dieu vous garde , Je vous aime de tout mon cœur .*

A toutes mes connaissances et tous mes amours ;

*A mes très chers frères «**Abd Aziz** » ; «**Abd Ali** » ; «**Marwa** » en reconnaissances de leurs amour , encouragements , que dieu me les garde*

*A ma chère proche amis et mon binôme «**Bechikr Nour El Houda** » pour son entente et sa sympathie , qui m'a supporté et m'a fait confiance tout au long de ce travail*

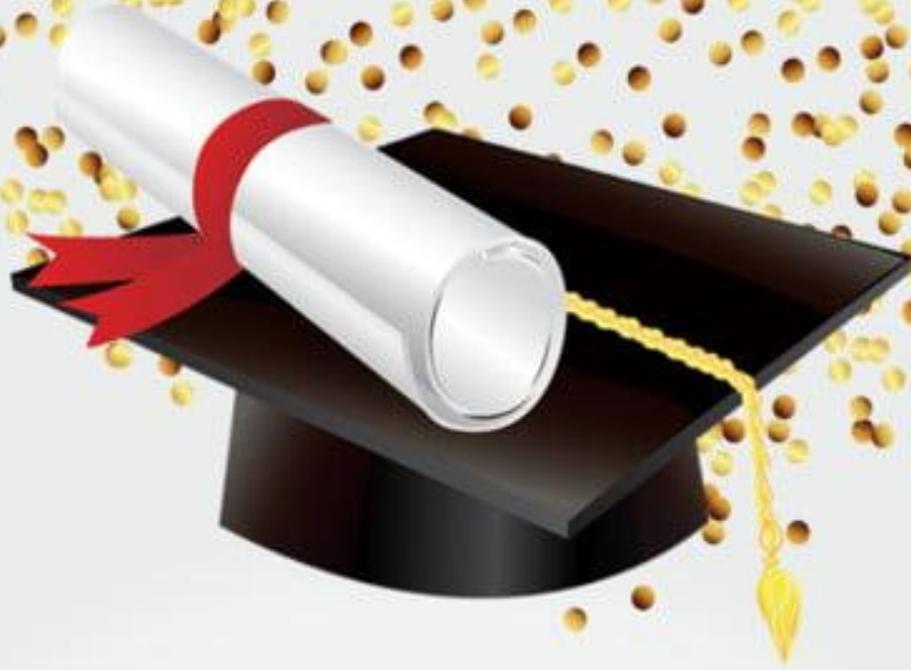
*A mon encadrant **Mr benzenine hamidou** qui m'a dirigé dans ce labeur*

A mes amis et mes collègues de la promotion 2021 { mécanique énergétique }

*A ma famille surtout ma chères tantes «**souad**» ; mes oncles«**ben attou, mouloude** » et mes meilleures amies ,*

Qu'elles m'ont encouragé et supporté tous au long de mon parcours , et m'ont soutenu de loin ou de près .

Oudia Mendil Fatima Zohra



Dédicace

Je rends grâce à dieu de m'avoir donné la santé , et la volonté ainsi que la conscience d'avoir terminé mes études .

Je dédié cette thèse :

*A mes très chères parents «**mon père** , la personne la plus chère dans ma vie , ma raison de vivre ,il m'a encouragé et il m'a aidé à accomplir ce mémoire , pour me faire réussir »et «**Ma chère mère** , la lumière de ma vie ,la source de tendresse, qui m'a soutenu et encouragé durant ces années d'études » .que dieu vous garde , Je vous aime de tout mon cœur .*

A toutes mes connaissances et tous mes amours ;

*A mes très chers frères «**Fatima Zohra**» ; «**Romaissa**» ; «**Mohamed Attaher** » et «**Sanaa Kawter** » en reconnaissances de leurs amour, encouragements , que dieu me les garde*

*A ma chère proche amis et mon binôme «**Oudia Mendil Fatima Zohra** » pour son entente et sa sympathie , qui m'a supporté et m'a fait confiance tout au long de ce travail*

*A mon encadrant **Mr benzenine hamidou** qui m'a dirigé dans ce labeur*

A mes amis et mes collègues de la promotion 2021 { mécanique énergétique }

*A mes meilleures amies«**Benchicha Ouahiba** et **Bendada Aicha** » ,Qu'elles m'ont encouragé et supporté tous au long de mon parcours , et m'ont soutenu de loin ou de près .*

Résumé

Dans les sociétés industrielles l'échangeur de chaleur est un élément essentiel pour la maîtrise de l'énergie, les problèmes relevant de la thermo hydraulique concernent avant tout le dimensionnement thermique des appareils. Pour cela, dans ce travail deux démarches sont décrites, l'une est expérimentale et l'autre démarche est numérique.

-Le démarche expérimentale consiste à l'exploitation d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre TD 360c, disponible au niveau du notre laboratoire de mécanique, pour comprendre son fonctionnement, réaliser tous les tests possible avec cet échangeur et effectuer une comparaison des résultats . .

-Pour le démarche numérique, Une étude sur le comportement thermique et dynamique d'un écoulement turbulent dans un échangeur de chaleur à tube et à calandre à contre-courant en régime stationnaire a été menée en utilisant le logiciel COMSOL Multiphysics basé sur la méthode des éléments finis. Le modèle de turbulence ($K-\epsilon$) est utilisé . La structure thermo convectif des deux fluides chaud et froid circulant respectivement dans les tubes et la calandre a été également présenté et interprété dans ce travail .

Mot clés : énergie, échangeur de chaleur a faisceaux tubulaires et calandre, chicanes , COMSOL Multiphysics

summary

In industrial companies, heat exchanger is an essential component of energy control, and thermal hydrological problems related to all the thermal volume of the equipment, and this has been clarified in this work through two pillars and the other digital.

- In the pilot axis we have exploited the heat exchanger available in our mechanical laboratory at the university, to understand it, and make all possible tests using this exchanger and compare results.

- As a digital side, a study on thermal and dynamic behavior for a troubled flow in a constant opposed thermal exchanger was implemented using the COMSOL Multiphysics on the basis of limited items method using a model (ϵ -k). The thermal load structure of hot and cold fluids respectively in the pipes and heat exchanger is also presented and interpreted in this work.

Key word: Energy, shell and tube heat exchanger, baffles, COMSOL Multiphysics

ملخص

في الشركات الصناعية ، يعتبر المبادل الحراري عنصرًا أساسيًا للتحكم في الطاقة ، والمشاكل المتعلقة بالهيدروليكيات الحرارية تتعلق قبل كل شيء بالحجم الحراري للأجهزة، و قد تم توضيح ذلك في هذا العمل من خلال محورين أولهما تجريبي و الآخر رقمي.

- في المحور التجريبي قمنا باستغلال للمبادل الحراري المتوفر في مخبرنا الميكانيكي بالجامعة ، لفهم تشغيله ، وإجراء جميع الاختبارات الممكنة باستخدام هذا المبادل ومقارنة النتائج.

-أما في الجانب الرقمي ، دراسة عن السلوك الحراري و الديناميكي لتدفق مضطرب في مبادل حراري ذو تيار معاكس ثابت تم تنفيذها باستخدام برنامج COMSOL Multiphysics على أساس طريقة العناصر المحدودة باستخدام نموذج (K-ε). هيكل الحمل الحراري للسائلين الساخن و البارد على التوالي في الأنابيب وواقية المبادل الحراري تم تقديمه و تفسيره أيضا في هذا العمل.

كلمات خاصة: الطاقة مولدات الانحراف . مبادل حراري ذو غطاء و انابيب . كومسل ميلتفزيك

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur

Figure I.1 :	Principe de fonctionnement d'un échangeur	3
Figure I.2 :	Échange de chaleur entre deux fluides dans un échangeur	3
Figure I.3 :	Exemple de Récupérateur thermique	4
Figure I.4 :	Capteur solaire thermique	5
Figure I.5 :	Principe de fonctionnement d'un déshumidificateur par condensation selon Dantherm	5
Figure I.6 :	Exemple d'un évaporateur	6
Figure I.7 :	Dissipateur thermique de processeur d'ordinateur avec caloduc en cuivre	6
Figure I.8 :	Circulation à contre-courant	7
Figure I.9 :	Circulation à co-courant	7
Figure I.10 :	Circulation à courant croisé	7
Figure I.11 :	Principales technologies des échangeurs thermiques.	8
Figure I.12 :	Échangeur de chaleur à plaques étanches	9
Figure I.13 :	Échangeur à plaques tout soudé	10
Figure I.14 :	Échangeurs de chaleur à plaques lamelles : (a) Vue en coupe, (b) Principe de circulation	10
Figure I.15 :	Échangeur à tube ailette	11
Figure I.16 :	Autre différents types d'ailettes	11
Figure I.17 :	Echangeur monotube en serpentif	12
Figure I.18 :	Échangeur coaxial	12
Figure I.19 :	Échangeur à tubes séparés	12
Figure I.20 :	Échangeur à tubes rapprochés	13
Figure I.21 :	(a) Echangeur de chaleur simple à double tube, (b) Échangeurs de chaleur à faisceau tubulaire et calandre avec des chicanes segmentaires	13
Figure I.22 :	Composants principaux d'un échangeur de chaleur à faisceaux et calandre	14
Figure I.23 :	La calandre d'un échangeur faisceau et calandre	14
Figure I.24 :	Plaques tubulaires	15
Figure I.25 :	Disposition des tubes	15

Figure I.26 :	Les différents types de chicane	16
Figure I.27 :	Type de chambre de distribution	16
Figure I.28 :	Plaque de protection du faisceau	17
Figure I.29 :	Échangeur à tête flottante	17
Figure I.30 :	Échangeur à plaque tubulaire fixe	18
Figure I.31 :	Echangeur à tubes en U	18
Figure I.32 :	échangeur sale et propre	19
Figure I.33 :	encrassement particulière	19
Figure I.34 :	importante de corrosion	20
Figure I.35 :	entartage d'une chaudière à tube d'un fuma	20

Chapitre II : Etude bibliographique

Figure II.1 :	Distribution du champ de vitesse axiale le long du canal	23
Figure II.2 :	Une photographie du montage expérimental	24
Figure II.3 :	Echangeur de chaleur a faisceaux tubulaire	25
Figure II.4 :	Schéma d'espacement des chicanes pour tous les cas	26
Figure II.5 :	chicanes à tige	27
Figure II.6 :	Disposition de déflecteurs hélicoïdaux chevauchés au milieu en quatre pièces	28
Figure II.7 :	Distributions de vitesse côté calandre dans un échangeur de chaleur à faisceaux tubulaires arrangé avec des chicanes hélicoïdales	29
Figure II.8 :	Structure côté coque de baffles hélicoïdal	29
Figure II.9 :	une seule chicane segmentaire	30
Figure II.10 :	simple chicane hélicoïdale	30
Figure II.11 :	deux couches de chicanes hélicoïdales	30

Chapitre III : Etude expérimentale et numérique

Partie 01 : Etude expérimentale par le TD360c

Figure III.1 :	le banc d'essai expérimental	33
Figure III.2 :	l'arrière du banc d'essai	33

LISTE DES FIGURES

Figure III.3 :	l'avant du banc d'essai	34
Figure III.4 :	TD360c	35
Figure III.5 :	Matériel VDAS	36
Figure III.6 :	logiciel VDAS	36
Figure III.7 :	le banc d'essai expérimental	37
Figure III.8 :	Distribution de température dans un échangeur à Co-courant	38
Figure III.9 :	Distribution de température dans un échangeur à contre courant	38

Partie02 :Etude numérique par COMSOL Multiphysics

Figure III.10 :	La géométrie de l'échangeur de chaleur étudié dans ce travail	39
Figure III.11 :	le domaine d'eau chaud	40
Figure III.12 :	le domaine d'eau froid	40
Figure III.13 :	la position des chicanes	40
Figure III.14 :	éléments de maillage	42

Chapitre IV :Résultats et interprétation

Partie 01 : résultats expérimentaux obtenus par TD360c

Figure IV.1 :	Température de sortie de l'eau chaude en fonction du débit d'eau froide d'un échangeur de chaleur en co-courant	45
Figure IV.2 :	Température de sortie de l'eau froide en fonction du débit d'eau froide d'un échangeur de chaleur en co-courant	46
Figure IV.3 :	Température de sortie de l'eau chaude en fonction du débit d'eau froide d'un échangeur de chaleur en contre-courant.	47
Figure IV.4 :	Température de sortie de l'eau froide en fonction du débit d'eau froide d'un échangeur de chaleur en Contre-courant.	48
Figure IV.5 :	puissance échangées dans les deux échangeurs en co-courant et contre-courant pour une température de l'eau chaude de 50°C	49
Figure IV.6 :	puissance échangées dans les deux échangeurs en co-courant et	50

contre-courant pour une température de l'eau chaude de 65°C

- Figure IV.7 : Efficacités thermique des échangeurs de chaleur en co-courant et contre-courant pour les températures d'entrée d'eau chaude de 50 °C et 65°C 52
- Figure IV.8 : le coefficient global en Co-courant et contre courant 53

Partie 02 : résultats numérique obtenus par consol

- Figure IV.9 : variation de la pression dans la calandre 54
- Figure IV.10 : variation de la pression dans les tubes 55
- Figure IV.11 : Contours de la vitesse dans la calandre 55
- Figure IV.12 : contours de vitesse dans les tubes 56
- Figure IV.13 : Lignes de courant 57
- Figure IV.14 : distribution de la température d'eau Froude dans la calandre. 57

Chapitre III : Etude expérimentale par le TD360c

Tableau III.1	Les éléments de maillage	42
---------------	--------------------------------	----

Lettres grecques

- ε l'efficacité thermique (sans dimension).
- ρ la masse volumique (kg/m^3).
- μ la viscosité dynamique du fluide [$\text{Pa}\cdot\text{s}$]

Abbreviations

- MEF method des element fine .
- RANS Reynolds averaged navier stokes.
- CFD computational fluid dynamics.
- VDAS versatile data acquisition system .
- STHE shell and tube heat exchanger .

Nomenclatures

- A Surface du transfert de chaleur (m^2).
- Q_f Le débit massique de l'eau froide (m^2/s) .
- Q_c Le débit massique de l'eau chaude (m^2/s) .
- K Coefficient globale du transfert de chaleur $\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.
- \dot{m}_f Le débit massique de l'eau froide (m^2/s).
- C_p chaleur massique à pression constante ($\text{J}/\text{kg K}$).
- NUT nombre d'unités de transfert (sans dimension).
- L longueur du tube (m).
- A surface d'échange (m^2).
- D_{int} le diametre interieur de la conduite (m).

NOMENCLATURES

D_{ext}	le diametre exterieur de la conduite (m) .
D_{moy}	le diametre moyenne de la conduite (m)..
C_{min}	la plus faible valeur entre (J/Kg.°C).
C_c	capacité thermique du fluide chaude (J/Kg.°C).
C_f	capacité thermique du fluide froid (J/Kg.°C).
Q_{max}	la chaleur maximal (J/Kg).
$Q_{\text{réel}}$	la chaleur réel (J/Kg)..
L	la longueur de l'échangeur (m) .
T_{moyc}	température moyenne du fluide chaude (°C) .
T_{moyf}	température moyenne du fluide froide (°C).
T_{ce}	temperature du fluide chaude à l'entrée (°C).
T_{cs}	temperature du fluide chaude à la sortie (°C).
T_{fe}	temperature du fluide froide à l'entrée (°C).
T_{fs}	temperature du fluide froide à la sortie (°C).
S	represente la surface d'échange entre le fluide chaude et le fluide froide (m ²).
$d\dot{m}_f$	variation de débit massique (kg/s) .
dk	variation de Coefficient globale du transfert de chaleur (W/ m ² °k).

Introduction générale

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie et donc, par voie de conséquence, de protection de l'environnement. Une grande part de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés. Ils sont utilisés principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, froid, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.). Ils constituent donc un des dispositifs clé du thermicien.

L'existence au niveau du laboratoire de transfert de chaleur du département de génie mécanique d'un banc d'essai expérimental assisté par ordinateur sur les échangeurs de chaleur du type calandre et tubes, a donc naturellement conduit à définir ce travail de master avec comme trois objectifs assignés avant de commencer le travail :

- De faire une étude expérimentale d'un échangeur de chaleur de type calandre-tubes, de faire des mesures des températures et débits, de comprendre et interpréter ces résultats.
- D'utiliser le logiciel COMSOL Multiphysics, et se familiariser avec la simulation en utilisant des logiciels de thermodynamique et thermique.
- D'apprendre comment mener un travail de recherche, c'est-à-dire apprendre la méthodologie pour mesurer, calculer et comparer des résultats entre eux.

Ce mémoire est écrit avec le souci de présenter un document facile à comprendre. Il essaye donc de suivre une certaine logique dans la disposition des différents chapitres afin de permettre aux lecteurs éventuels de suivre facilement le cheminement de chaque étape fait et de tirer profit au maximum des résultats et conclusions de ce travail.

Ce mémoire est composé en quatre chapitres :

- ✓ Le premier chapitre expose des généralités sur les échangeurs de chaleur, dans laquelle nous allons présenter les classifications, les composantes, types et leur problèmes technologiques existants de ces dispositifs

- ✓ Le deuxième chapitre a été réservé à la présentation de l'étude bibliographique sur l'amélioration des performances d'échangeur .
- ✓ Le chapitre trois sera consacré dans sa première partie une présentation du banc d'essai expérimental quant dans la deuxième partie on présentera une simulation d'un écoulement contre-courant dans un échangeur de chaleur par le code COMSOL Multiphysics v5.4.
- ✓ la première partie du dernier chapitre présente les résultats expérimentaux obtenus par TD360c . Ces résultats sont exploités en présentant les différents paramètres intrinsèques de l'échangeur de chaleur de type co-courant et contre-courant .Parmi ces résultats son efficacité et le coefficient global d'échange de chaleur.
- ✓ Une présentation et interprétation des résultats numériques obtenus par le logiciel Comsol, précisément la variation de température, les contours des pressions et des vitesses et la visualisation des lignes de courants est également effectuée dans la deuxième partie de ce chapitre . Enfin une conclusion générale viendra compléter ce travail.

Chapitre I :

Généralités sur les échangeurs de chaleur

I.1 Introduction

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

I.2 Principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur

En principe, pour les échangeurs les plus couramment utilisés dans l'industrie, les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi ou cloison à faible inertie thermique au travers de laquelle les échanges se font par conduction. En effet, la chaleur que l'un des fluides cède à la paroi par convection le long de la surface de contact est transférée par conduction et, est cédée à l'autre fluide par convection le long de l'autre face (Figure I.1) . [1]

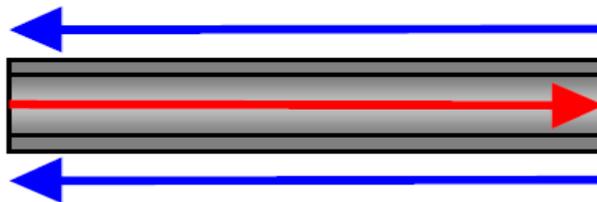


Figure I.1: Principe de fonctionnement d'un échangeur . [2]

L'échange de chaleur entre les deux fluides suit trois étapes (Figure I.2) [2]:

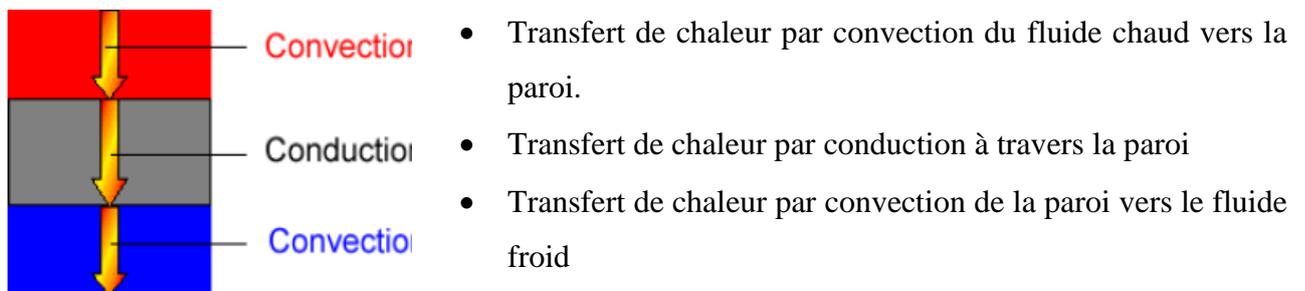


Figure I.2 : Échange de chaleur entre deux fluides dans un échangeur .

I.3 Fonction d'un échangeur thermique

La fonction principale de l'échangeur thermique est de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre à des niveaux de températures distincts. Les fonctionnalités des échangeurs thermiques sont extrêmement diverses et variées. On peut, entres autres, citer les principales fonctionnalités suivantes [3]:

- ❖ Préchauffeur ou refroidisseur d'un liquide ou d'un gaz (air par exemple) pour lesquels de très nombreux exemples pourraient être rappelés et qui se caractérise par une fonction simple : le contrôle de la température du fluide en un point particulier du procédé.
- ❖ Récupérateur thermique (Figure I.3) qui permet d'introduire la récente notion de valorisation de l'énergie thermique d'un procédé. La fonction de cet échangeur est alors d'assurer le transfert d'une capacité thermique maximale afin de permettre une valorisation maximale du rejet thermique sur des critères énergétiques et économiques.



Figure I.3 : Exemple de Récupérateur thermique .

- ❖ Condenseurs qui assurent la condensation complète ou partielle d'un gaz (vapeur) là encore par exemple pour la production d'énergie mécanique et frigorifique .
- ❖ Equipements qui permettent la congélation et la fusion d'une phase liquide ou Vapeur grâce à une paroi refroidie en dessous du point triple du fluide.
- ❖ Capteurs ou émetteurs thermiques dont les équipements ont pour fonction respectivement d'associer réception d'énergie thermique et transmission vers l'usage Les exemples les plus

courants sont les capteurs solaires thermiques (Figure I.4) ainsi que les radiateurs domestiques qui assurent le confort thermique dans un bâtiment.

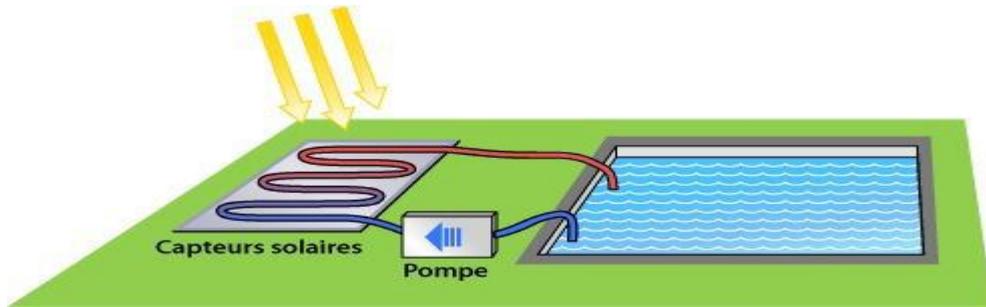


Figure I.4: Capteur solaire thermique .

❖ Déshumidificateurs (Figure I.5) ou condenseurs partiels qui assurent la condensation d'une vapeur en mélange avec un gaz incondensable pour obtenir, en fin d'opération, un gaz appauvri en vapeur : l'exemple rencontré fréquemment est le déshumidificateur d'air humide qui permet d'assurer un contrôle de l'humidité de l'air en sortie de Centrale de Traitement d'Air (CTA).

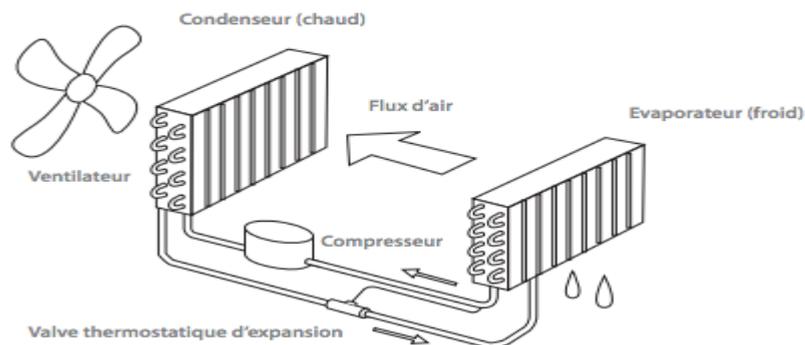


Figure I.5: Principe de fonctionnement d'un déshumidificateur par condensation selon Dantherm .

❖ Evaporateurs (Figure I.6) qui assurent l'évaporation complète ou partielle d'un liquide dans différents procédés notamment de production d'énergie mécanique (cycle moteur De Rankine, de Hirn) et de production frigorifique : cycle à compression (PAC) réfrigérateur.

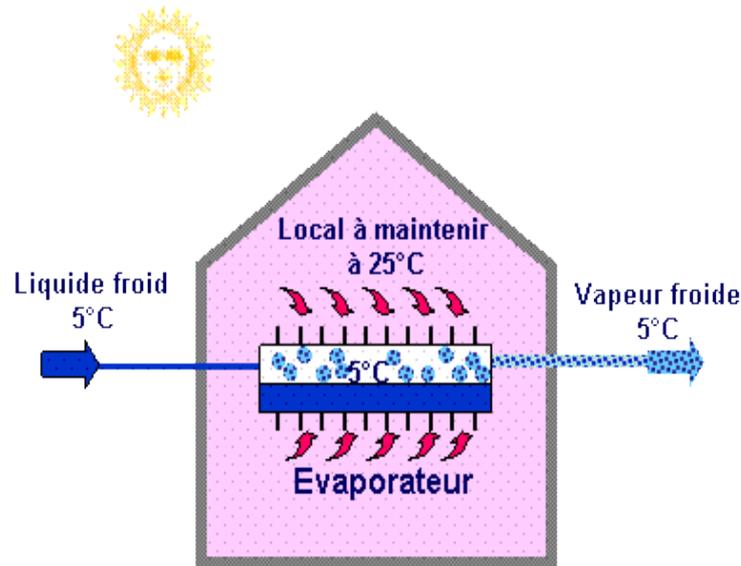


Figure I.6: Exemple d'un évaporateur.

❖ Le caloduc véritable système thermique diphasique, qui permet notamment d'assurer la dissipation de la chaleur générée par les éléments Electroniques (Figure I.7) (Microprocesseur ou électronique embarquée), la récupération d'énergie, le maintien en température stable et uniforme. [4-5]



Figure I.7: Dissipateur thermique de processeur d'ordinateur avec caloduc en cuivre.

I.4 Classification des échangeurs

Il existe plusieurs critères de classification des échangeurs de chaleur dont les plus importants sont cités ci-dessous :

I.4.1 Classement suivant la disposition des écoulements

a. **Circulation à contre-courant** : Dans ce cas, les deux fluides circulent dans un sens opposé, de chaque côté de la paroi (Figure I.8).

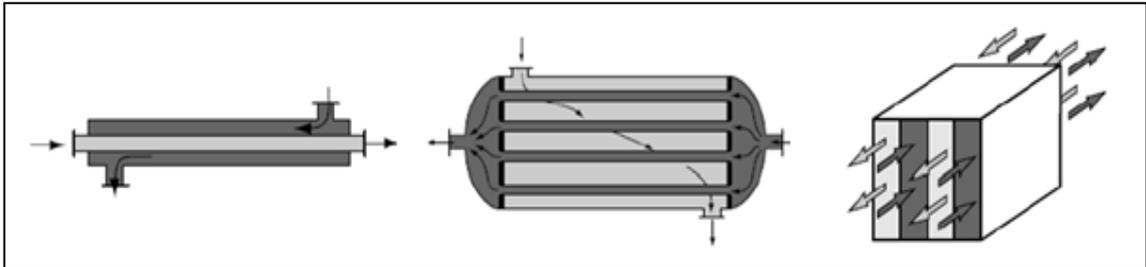


Figure I.8 : Circulation à contre-courant.[6]

b. **Circulation à Co-courant (courant-parallèle)** : Dans ce cas, les deux fluides circulent dans le même sens, de chaque côté de la paroi (Figure I.9).

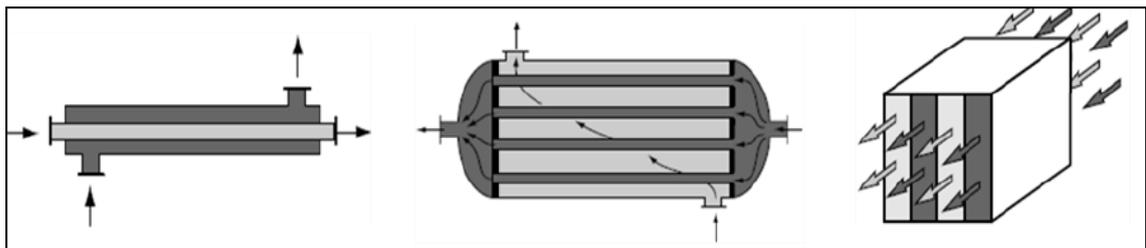


Figure I.9 : Circulation à Co-courant. [6]

c. **Circulation à courants croisés** : L'écoulement des deux fluides se fait dans deux directions perpendiculaires (Figure I.10).

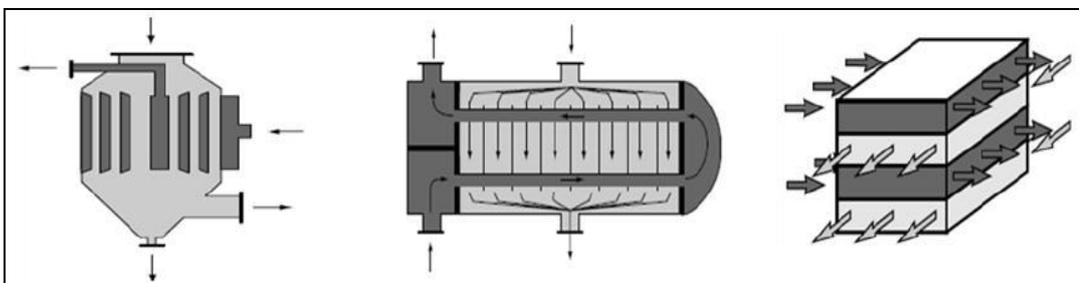


Figure I.10 : Circulation à courant croisé.[6]

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

I.4.2 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

On retiendra deux types de paroi : [7]

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

I.4.3 Classement suivant le mode de transfert de chaleur

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc.) ; il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient. [8]

I.4.4 Classement suivant la technologie de construction

Il nous est difficile d'être exhaustif sur la description technologique des échangeurs tant la diversité de ces appareils et de leurs variantes en fonction des constructeurs est importante. La (Figure I.11) rappelle de façon synthétique les principales classes d'échangeurs suivant des critères strictement technologiques :

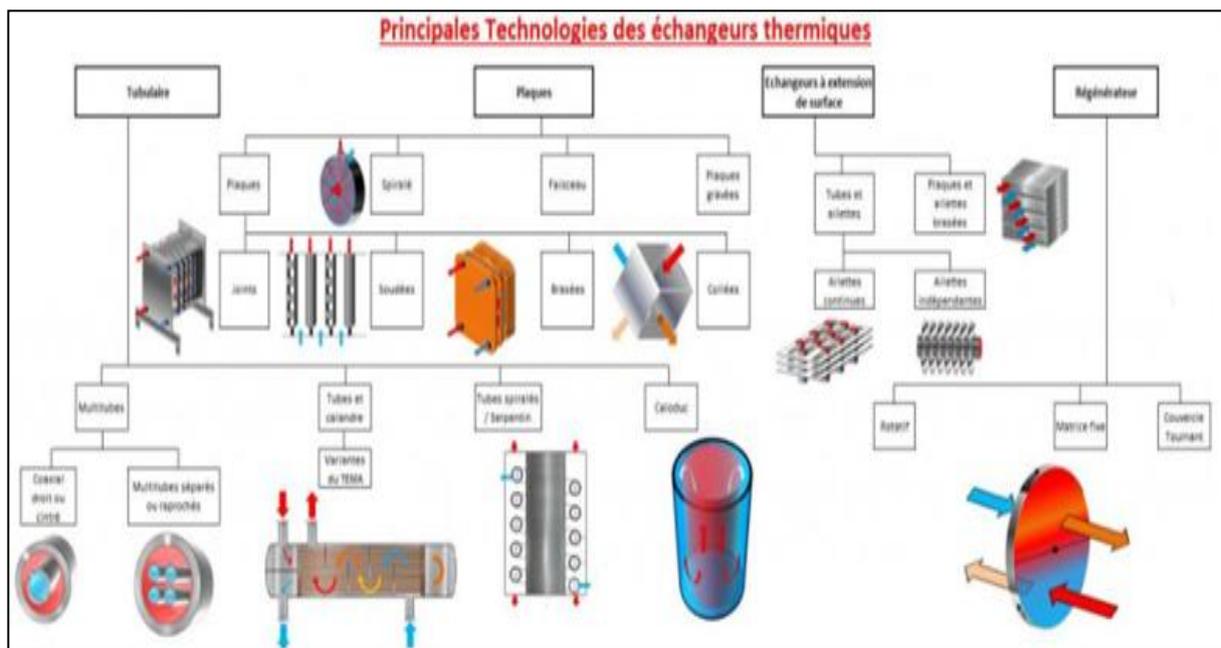


Figure I.11 :Principales technologies des échangeurs thermiques.

I.5 Les types des échangeurs de chaleur

I.5.1 Échangeurs de chaleur à plaques

Une grande surface d'échange dans un faible volume, l'idée assurée par les échangeurs de chaleur en plaques qu'ils sont constitués par des plaques minces formant des canaux d'écoulement, entre chaque en fait circuler les deux fluides.

a. Échangeur de chaleur à plaques étanches

Un échangeur de chaleur à plaques étanches se compose d'une série de plaques minces ondulées séparent les deux et imposent leur cheminement d'une manière alternative, un joint d'étanchéité empêcher le mélange et les fuites de ces fluides vers l'extérieur.

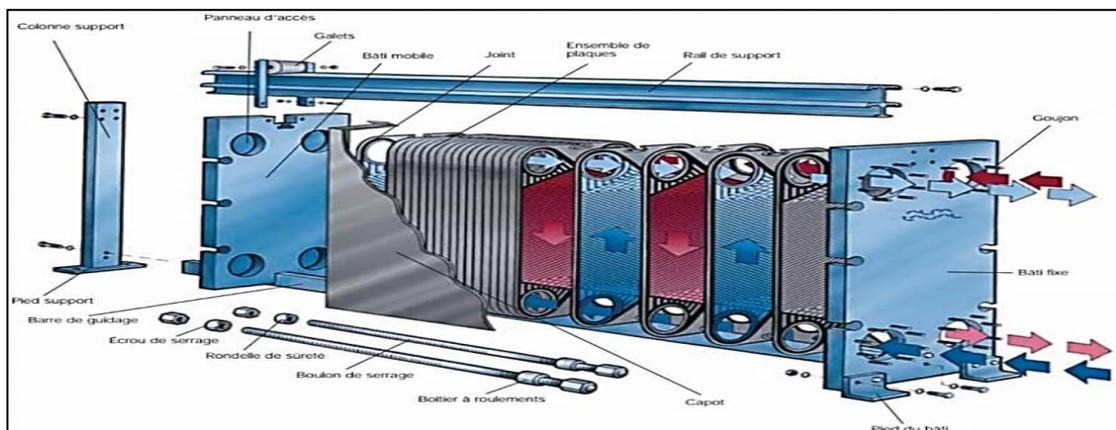


Figure I.12 : Échangeur de chaleur à plaques étanches .

b. Échangeur à plaques tout soudé

Ils ont un aspect extérieur similaire à celui des échangeurs à plaques et joints. Ils sont constitués d'un paquet de plaques enserrées entre deux flasques serrés par un jeu de tirants. Les plaques ont quatre ouvertures pour la distribution des deux fluides et une zone d'échange corrigée. Les joints sont remplacés par des soudures.

Ce type d'échangeur a été développé spécialement pour les fluides agressifs et pour les conditions de service cyclique entraînant des chocs thermiques.

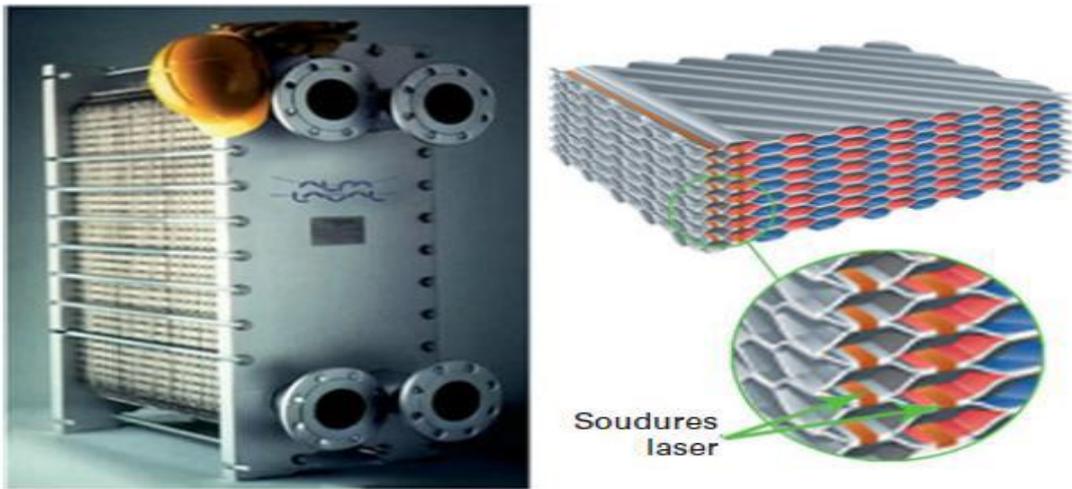


Figure I.13 : Échangeur à plaques tout soudé.[9]

c. Échangeurs de chaleur à plaques lamelles

Le principe de fonctionnement de ce type d'échangeur est similaire au fonctionnement des échangeurs tubulaires à calandre. La seule différence réside dans le fait que le fluide primaire circule à travers des faisceaux de tubes aplatis au lieu des faisceaux tubulaires dont le but d'augmenter la surface d'échange thermique, ces tubes aplatis sont réalisés avec deux tôles soudées et assemblées à leurs extrémités, formant ainsi des lamelles tubulaires.

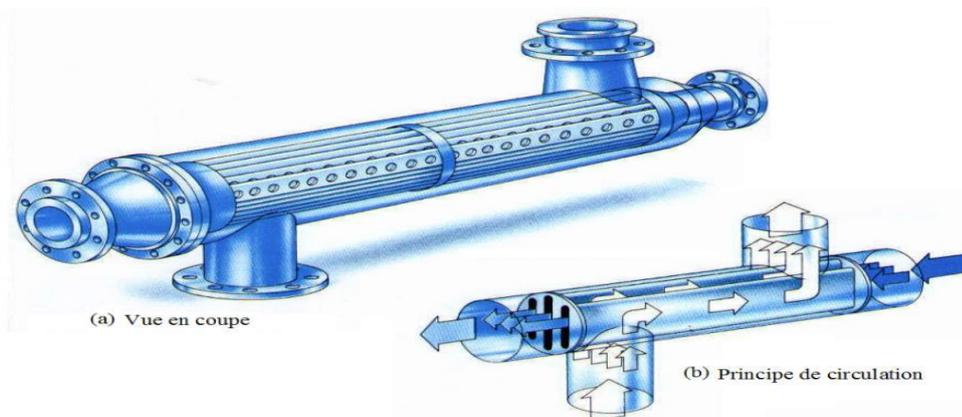


Figure I.14: Échangeurs de chaleur à plaques lamelles.

I.5.2 Les échangeurs à ailettes

- ❖ Echangeur à tubes ailettes : Ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique ; différents types d'ailettes sont toutefois présentés si contre figures (I.15), (I.16). [10]

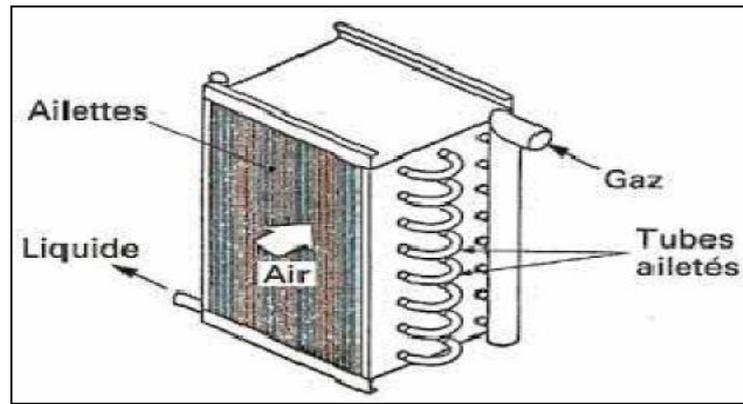
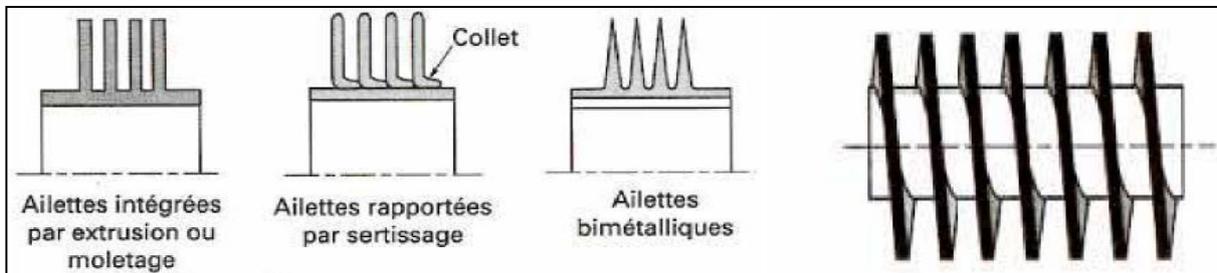


Figure I.15 : Échangeur à tube ailette .[11]

❖ Ailettes annulaires ou spirales



❖ Ailettes longitudinales

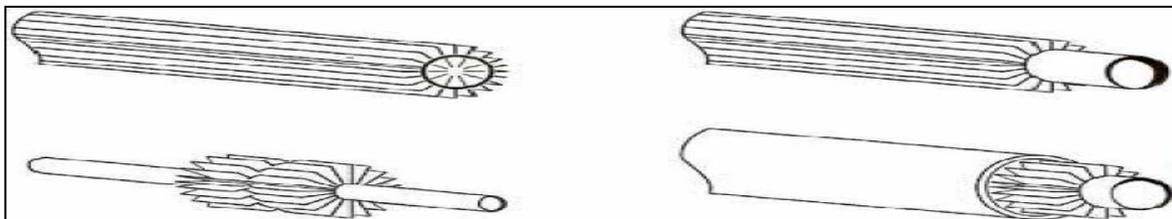


Figure I.16 : Autre différents types d'ailettes . [11]

1.5.3 Les échangeurs tubulaires

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

a. Monotubes : dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et généralement la forme d'un serpent (Figure I.17). [10]

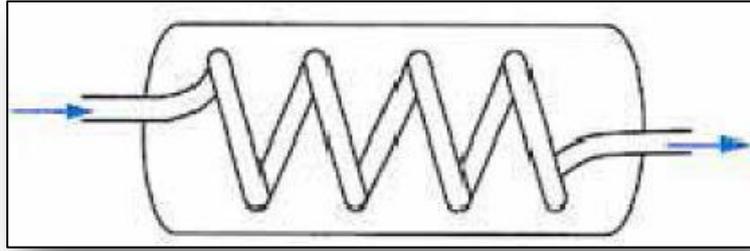


Figure I.17 : Echangeur monotube en serpentins . [11]

b. Coaxial : dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur comme montré à la (Figure I.18). [10]

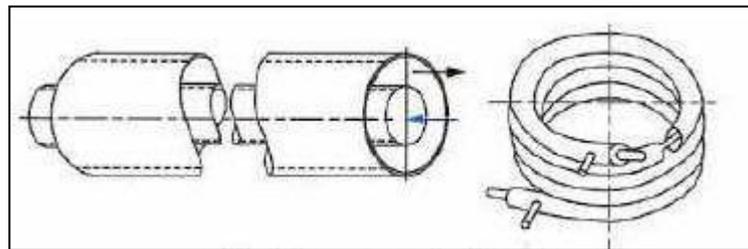


Figure I.18 : Échangeur coaxial .[10]

c. Multitubulaires

On distingue :

c.1 Échangeur à tubes séparés : à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm) maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit Enroulé (Figure I.19). [10]

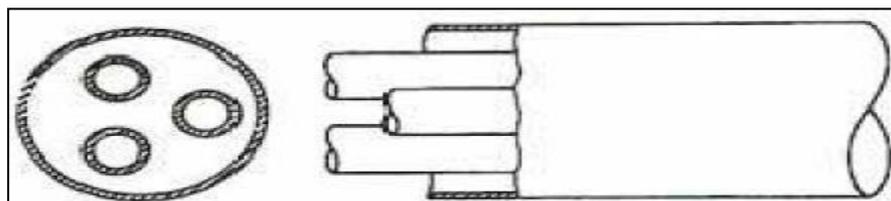


Figure I.19 : Échangeur à tubes séparés. [11]

c.2 Echangeur à tubes rapprochés : Pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans (Figure I.20).[10]

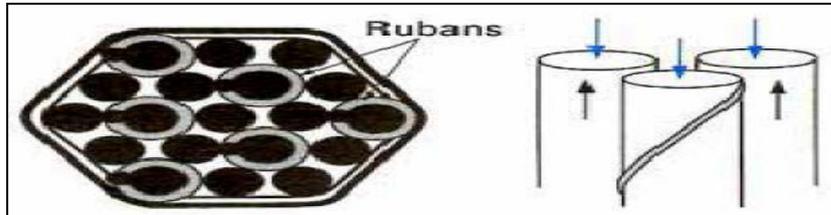


Figure I.20 : Échangeur à tubes rapprochés . [11]

c.3 Échangeurs de chaleur à faisceaux tubulaire et calandre

Ce type est considéré comme le plus utilisé par rapport aux d'autres échangeurs thermiques. Il est constitué par des tubes ronds dits faisceaux tubulaires disposés à l'intérieur d'une grande cylindrique dénommée calandre ou les axes des tubes sont parallèles à celui de la calandre. La circulation de fluide à l'intérieur des faisceaux est assurée par des boîtes de distribution qui fixent aussi les extrémités de ces tubes, le fluide secondaire s'écoule à l'intérieur de calandre à travers les faisceaux suivant le chemin imposé par les chicanes, qui jouent le rôle de promoteurs de turbulence améliorant la performance thermique du dispositif. [12-13]

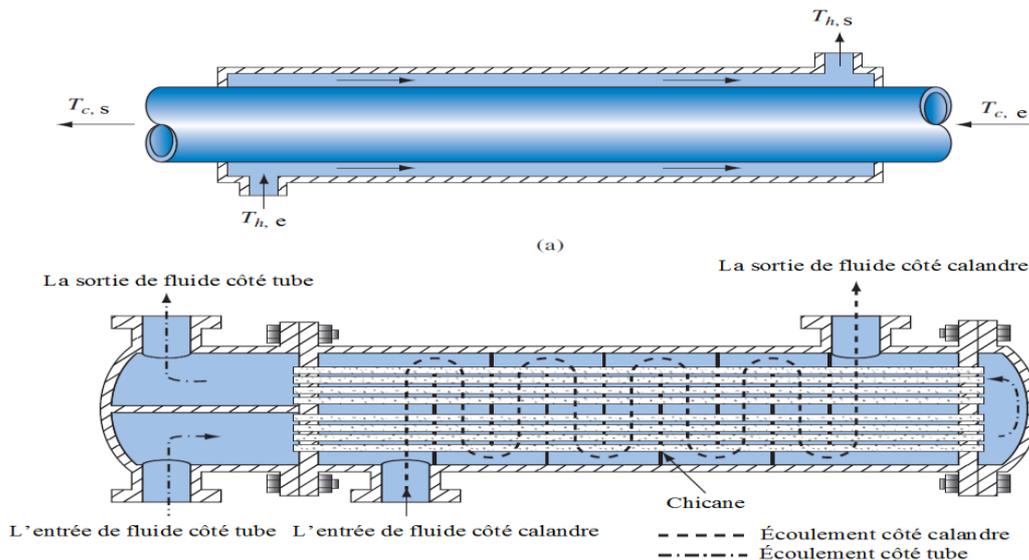


Figure I.21: (a) Echangeur de chaleur simple à double tube, (b) Échangeurs de chaleur à faisceau tubulaire et calandre avec des chicanes segmentaires.[14].

A. Les principaux composants d'un échangeur de chaleur à faisceaux et calandre

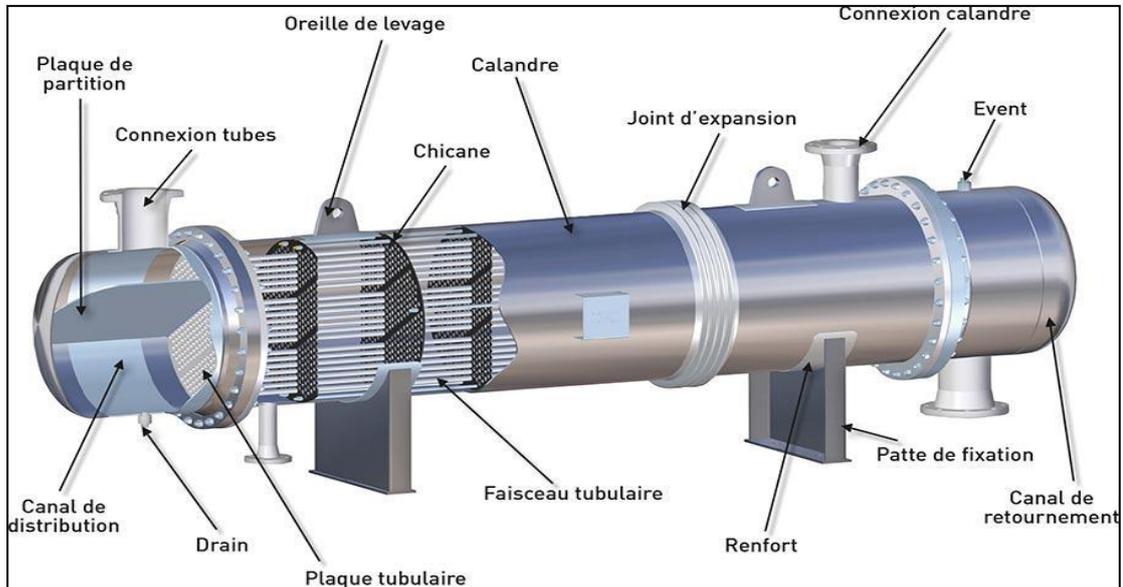


Figure I.22: Composants principaux d'un échangeur de chaleur à faisceaux et calandre.[15]

- **La boîte d'échangeur (distributeur)**

c'est l'organe qui reçoit et distribue le fluide à l'extrémité du faisceau de tubes. En général, un échangeur comporte deux distributeurs, à l'exception de la configuration de tubes en U ou en épingle.

- **Calandre (ou virole)**

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. Il semble que la limite technologique des calandres se trouve aux alentours d'un diamètre de 2 m.

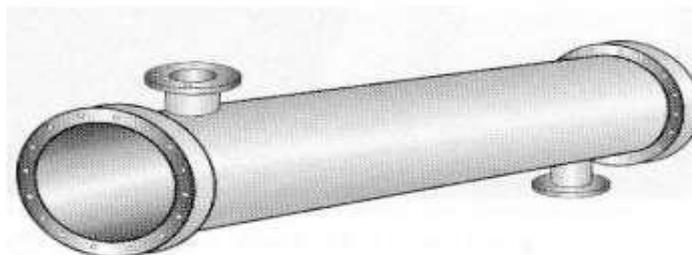


Figure I.23 : La calandre d'un échangeur faisceau et calandre. [16]

- **Les Plaques tubulaires**

Ce sont des plaques percées supportant les tubes à leurs extrémités, leurs épaisseurs varient entre 5 et 10 cm. Les tubes généralement sont fixés par : mandrinage, dudgeon nage, et par soudage dans les applications à haute pression. [17]

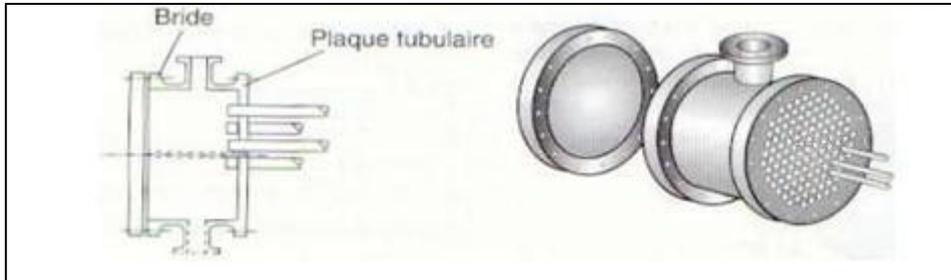


Figure I.24: Plaques tubulaires. [17]

- **Le Faisceau**

C'est l'ensemble des tubes constituant le faisceau. Les épaisseurs de tubes sont normalisées selon le calibre BWG (Birmingham wire Gage). La perforation des trous dans les plaques tubulaires est normalisée; elle s'effectue selon une disposition soit au pas carré, soit au pas triangulaire. Le pas est la distance centre à centre de deux tubes voisins.

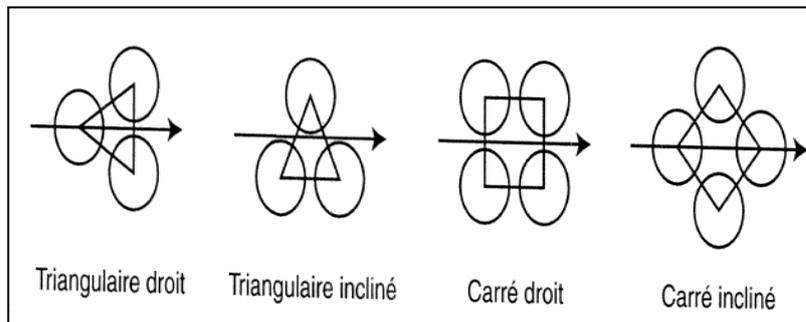


Figure I.25: Disposition des tubes. [17]

Le pas triangulaire permet de placer environ 10% de tubes de plus que le pas carré sur une plaque tubulaire de diamètre donné, mais en contrepartie, la disposition des tubes rend impossible leur nettoyage extérieur par insertion de grattoirs ou de racloirs à travers le faisceau. Pour ces appareils, il faut avoir recours au nettoyage chimique et réserver leur emploi pour des fluides propres. [17]

• **Les chicanes**

Des chicanes sont installées côté calandre pour orienter le cheminement du fluide, et forcer son contact avec la totalité de la surface des tubes. Ces chicanes peuvent être orientées perpendiculairement ou parallèlement à l'axe de l'échangeur .La coupure de la chicane peut être disposée horizontalement ou verticalement. Les chicanes contribuent au sup portage des tubes.

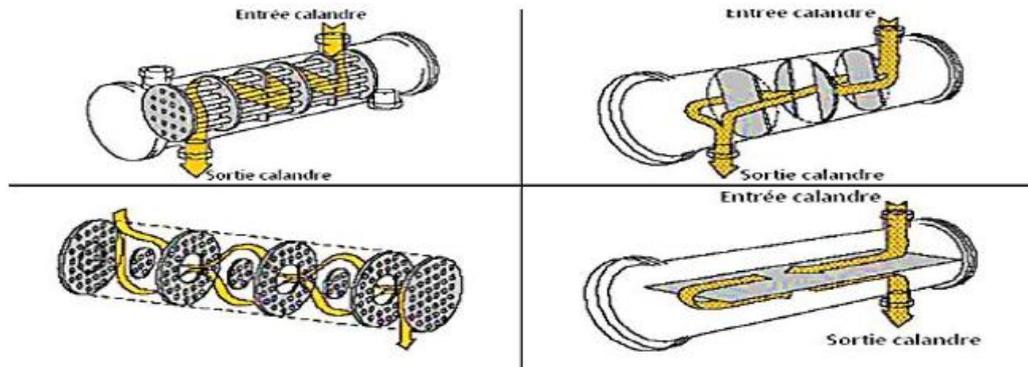


Figure I.26 :Les différents types de chicane. [18]

• **Boîtes de distribution ou chambres de distribution**

La chambre de distribution ou boîtes de distribution permet de distribuer le fluide en vue de réaliser 1, 2, 4,6 ou 8 passes. Le nombre de passe est généralement limité par la perte de charge admissible. Le second facteur limitant est si la différence de température à l'entrée et à la sortie est importante ; pour une différence de 150 °C une seule passe s'impose .[17]

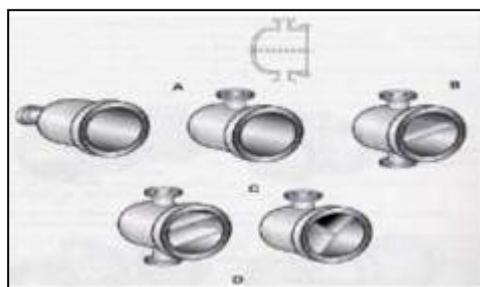


Figure I.27: Type de chambre de distribution.[17]

• **Défecteurs ou plaque de protection du faisceau**

Pour éviter ou du moins minimiser l'érosion de tube du faisceau, des déflecteurs de protection peuvent être installés faces aux tubulures d'entrée du fluide côté calandre, l'obligation de leur mise en place est définie dans les standards (TEMA) en fonction

de la nature, de l'état du fluide et du produit. [17]

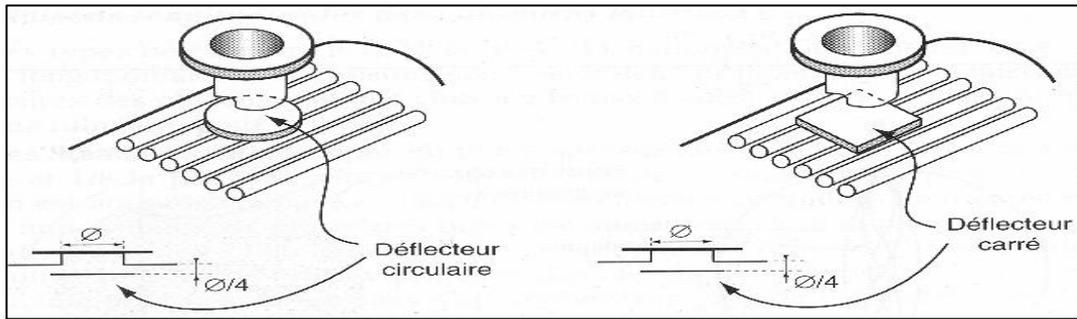


Figure I.28 : Plaque de protection du faisceau. [17].

B. Les différents types d'échangeur tube et calandre

B.1 Echangeur de chaleur à tête flottante (type AES)

L'une des plaques tubulaires est fixée, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre. [19]

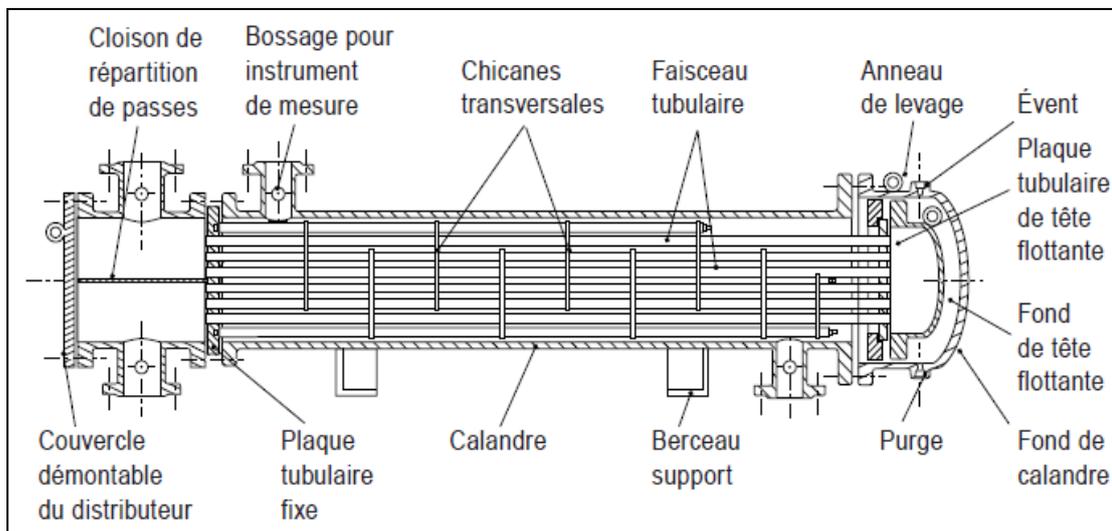


Figure I.29 : Échangeur à tête flottante .

B.1 Echangeur à plaque tubulaires fixes (type BEM)

Les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre.

ces appareils permettent de loger le maximum de tube à l'intérieur de l'enveloppe , mais ils ne peuvent être utilisés que si la différence de température entre le fluides chaud et froid est

suffisamment faible pour que la dilatation ou la contraction du faisceau soit acceptable. [19]

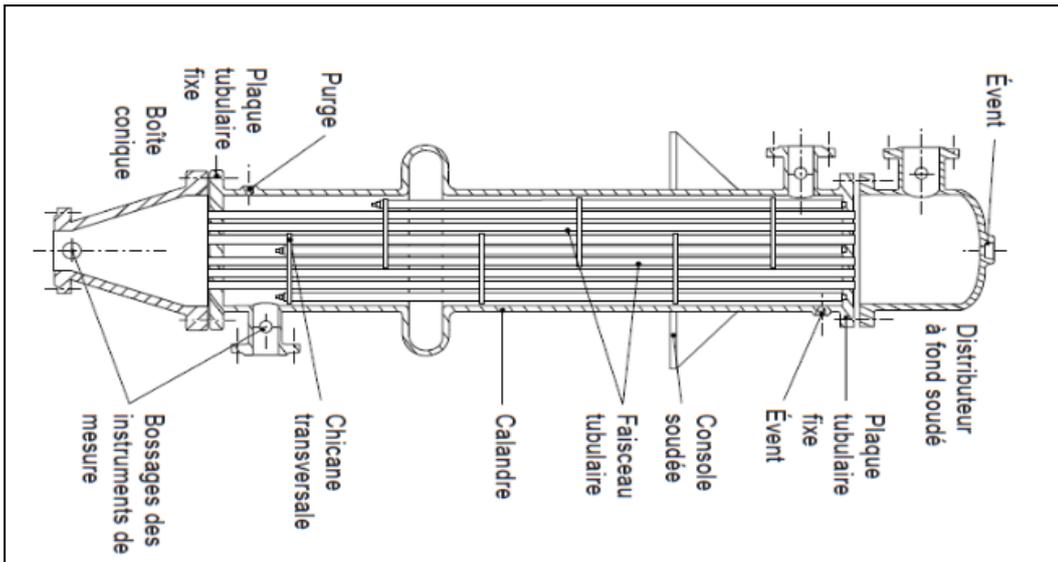


Figure I.30 :Échangeur à plaque tubulaire fixe.

B.1 Echangeur à tubes en U (type CFU)

Le faisceau est constitué de tubes coudés en forme d'épingle, il n'est donc porté que par une seule plaque tubulaire. Ce système permet la libre dilatation du faisceau. En revanche, le nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique. [19]

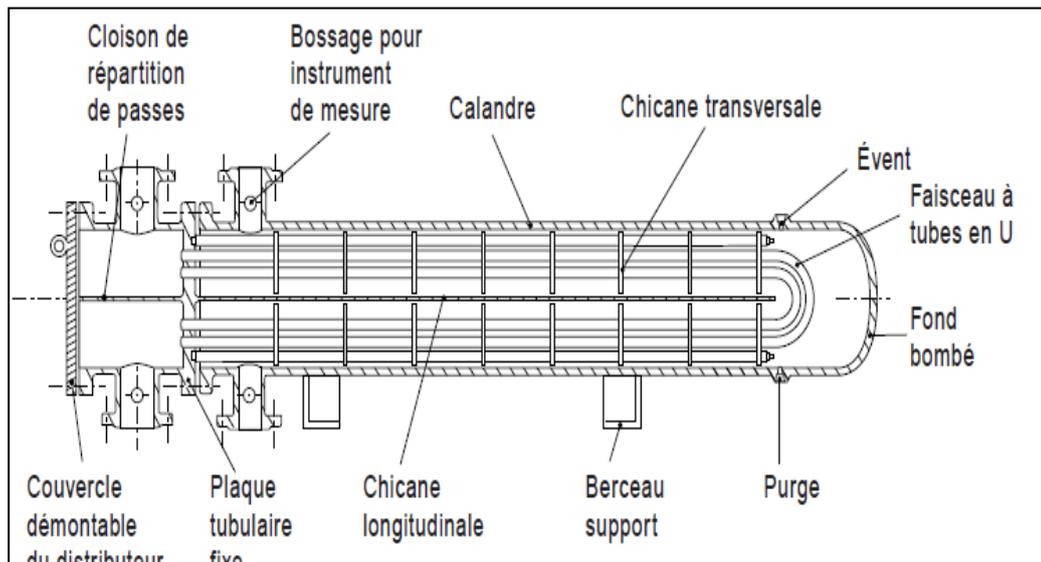


Figure I.31: Echangeur à tubes en U.[19]

I.6 Problèmes de Fonctionnement

Les transferts thermiques dans les échangeurs thermiques sont favorables au développement de phénomènes d'encrassement dans les liquides et sur les parois thermiques. Ils se traduisent par l'accumulation d'éléments solides indésirables sur les surfaces d'échange. Il existe différents types d'encrassement, classés en fonction de la vitesse de développement de la résistance.



Figure I.32: échangeur sale et propre. [20]

I.6.1 Type d'encrassement

I.6.1.a Encrassement particulaire

Il s'agit du dépôt de particules transportées par l'écoulement des fluides industriels de provenance diverses :

- l'eau des chaudières contenant des produits corrosifs (oxydes et hydroxydes de fer).
- eaux des tours de refroidissement.
- particules transportées par l'air.
- écoulements gazeux pouvant être fortement chargés de particules de poussières.
- fumées industrielles de résidus solides de combustion.

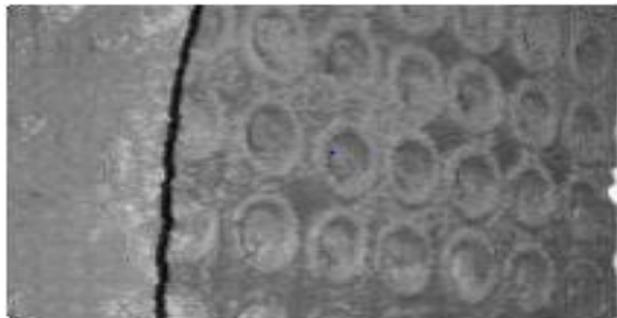


Figure I.33 : encrassement particulaire. [20]

I.6.1.b Encrassement dû à la corrosion

L'encrassement par corrosion est le résultat d'une réaction chimique ou électrochimique entre la surface de transfert de chaleur et le fluide en écoulement permettant de produire des particules(oxydes) provoquant l'encrassement particulaire.

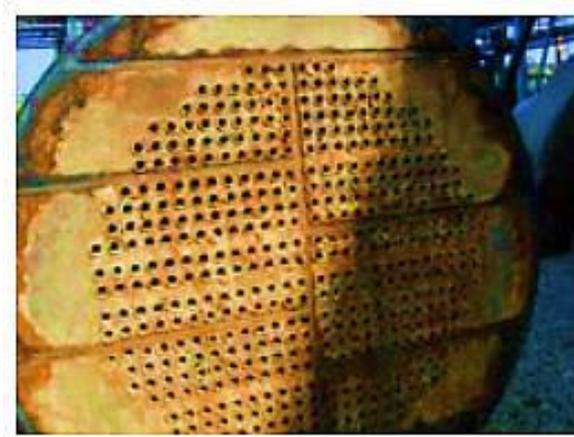


Figure I.34 :importante de corrosion. [20]

I.6.1.c Entartage

Il est généralement associé à la production d'un solide cristallin (tarte) à partir d'une solution liquide. Il est dépendu donc de la composition de l'eau industrielle. Il reflète le déplacement de l'équilibre calco-carbonique de l'eau dans le sens de production de tarte en raison de la dureté de l'eau et de l'augmentation de température.



Figure I.35 : entartage d'une chaudière à tube d'un fuma .[21]

I.6.1.d Encrassement par réaction chimique

On rencontre ce type d'encrassement quand une réaction chimique se produit près d'une surface d'échange et que les solides produits par la réaction s'y déposent. Ce type d'encrassement est souvent lié aux réactions de polymérisation produisant la formation d'un dépôt. Les domaines concernés sont essentiellement l'industrie pétrochimique et l'industrie agroalimentaire.

I.6.1.e Encrassement par solidification

Il s'agit de la solidification d'un liquide pur au contact d'une surface d'échange sous refroidie (formation d'une couche de glace ou de givre à l'intérieur des conduits) ou du dépôt d'un constituant à haut point de fusion d'un liquide au contact d'une surface de transfert de chaleur froide (dépôt d'hydrocarbures par aphoniques). Une vapeur peut également se déposer sous une forme solide sans passer par l'état liquide (formation de givre) [20].

I.6.1.f Maintenance des échangeurs

- Durant l'exploitation, il faut faire attention à la réduction de la vitesse d'écoulement qui peut augmenter
- Veiller à la formation du personnel exploitant qui doit être au courant des mécanismes d'augmentation de l'encrassement.
- Les échangeurs compacts sont plus sensibles à l'encrassement que le reste des échangeurs, il faut faire autant attention aux filtres, aux doseurs chimiques, ... que pour les pompes.
- Etablir des procédures claires lors de blocages.
- Etablir des procédures claires pour l'entretien des échangeurs.
- Le nettoyage des échangeurs se fait de plusieurs façons selon le type d'échangeur, la nature de l'application, la nature des fluides en circulation...

Lorsqu'on ne peut pas démonter les échangeurs, on peut : Faire circuler de l'eau, des solutions alcalines ou acides, ou autre solution chimique permettant de dissoudre les dépôts, d'injecter de l'air ou de l'azote dans le fluide ce qui permet de disloquer les dépôts

I.7 Conclusion

- Les échangeurs de chaleurs sont des équipements très importants ;Vu de l'importance industrielle, il existe une diversité des différents types qui ont des nombreuses applications.

En outre leurs domaines d'étude sont vastes, citons : le transfert thermique, la mécanique des fluides, mécanique des matériaux, encrassement.

- L'échangeur de chaleur ne contient aucune pièce mécanique mobile, et il peut subir plusieurs problèmes techniques, donc un bon programme de maintenance préventive est nécessaire afin d'éviter ses problèmes car leurs maintenance corrective est coûteuse.

Chapitre II :

Etude bibliographique

II.1 Recherche bibliographique

Les appareils d'échange thermique sont largement utilisés dans l'industrie chimique, production d'électricité, et les industries de raffinage du pétrole. En particulier les chicanes sont de première importance dans les échangeurs de chaleur, car ils commandent le parcours du fluide côté calandre et par voie de conséquence ils assurent des taux élevés de transfert de chaleur.

Tsay et al [22], ont étudié numériquement le perfectionnement du transfert thermique d'un écoulement dans un canal muni d'une chicane verticale. L'influence de la taille de la chicane et des revêtements en arrière sur la structure d'écoulement, est étudiée en détail pour une gamme de nombre de Reynolds de 100 à 500. Ils ont constaté que l'introduction d'une chicane dans l'écoulement pourrait augmenter le nombre de Nusselt moyen de 190%. Ils ont également observé que les caractéristiques thermiques et dynamiques de l'écoulement sont fonction de la position de la chicane.

Saimet al.[23], ont présenté une étude numérique du comportement dynamique et thermique d'un écoulement d'air turbulent dans un canal horizontal de section rectangulaire muni des chicanes transversales. Ils ont utilisé pour résoudre ce système muni des conditions aux limites la méthode des volumes finis, qui est basée sur l'algorithme SIMPLE.

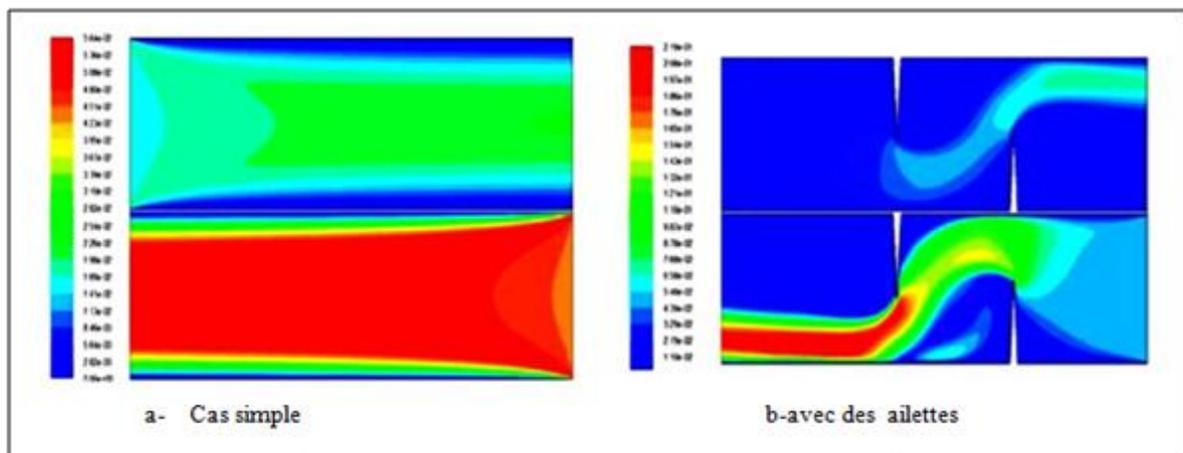


Figure II.1: Distribution du champ de vitesse axiale le long du canal.[23]

Les résultats numériques obtenus ont indiqué que les profils et la distribution de la vitesse axiale montrent une zone de recirculation relativement intense au-dessus des facettes de chaque chicane qui se déplace vers l'aval. La perturbation la plus élevée est obtenue en amont

de la deuxième chicane. Ces zones tourbillonnaires sont responsables des variations locales du nombre de Nusselt le long des surfaces de chicanes et de la paroi en particulier au niveau de celles situées côté inférieur.

Les effets hydrauliques et thermiques de l'emplacement des chicanes à l'intérieur d'un canal en 3D, ont été étudiés numériquement par **Lopez et al** [24,25]. Une analyse de la convection forcée laminaire a été effectuée avec des chicanes soumises à un flux uniforme de la chaleur. Par contre les fondations supérieures et les parois latérales sont supposées adiabatiques. Leurs résultats montrent que les effets tridimensionnels sur le facteur de frottement, d'un canal avec l'allongement d'unité et un rapport de blocage de 0.5, ont augmenté avec l'augmentation du nombre de Reynolds Re .

S. Kasumiet al.[26], ont étudié expérimentalement sur un banc d'essai un échangeur de chaleur à tube et calandre au niveau du laboratoire.



Figure II.2: Une photographie du montage expérimental. [26]

Le travail consiste à évaluer les facteurs qui affectent le transfert thermique au sein de l'appareil. Deux modes de transfert de chaleur sont étudiés, la convection à l'intérieur des tubes et la condensation en dehors des tubes. Ces mesures expérimentales sont employées pour estimer le coefficient de transmission de chaleur général pour des débits variables du liquide froid, qui est comparé à celle obtenue à partir des corrélations tirées de la littérature. L'étude a montré des résultats très satisfaisants.

L'étude de **A. A. Abdet al.** [27], consiste à la vérification des effets du diamètre et la longueur de tube sur la chute de pression et sur le coefficient de transmission de chaleur pour deux géométries munies des ailettes de forme triangulaires et carrés de différents espacements. L'augmentation du diamètre des tubes avec des ailettes triangulaires induit une augmentation du coefficient de transfert de la chaleur de 3% pour une augmentation de 0.05m du diamètre des tubes. Par contre la réduction des espaces entre les ailettes de 0.2 provoque une diminution de coefficient de transfert de 15,15%. En plus l'augmentation de la longueur de 0.61m des tubes fait augmenter à la fois le transfert de chaleur de 31,9% et les pertes de charge. Cette étude peut aider d'autres ingénieurs pour mieux comprendre d'autres aspects sur les échangeurs de chaleur tube –calandre.

La recherche de l'amélioration de la performance thermo hydraulique d'un échangeur de chaleur à faisceaux tubulaire et calandre a été parmi les points et les facteurs essentiels qui entrent dans les mesures d'efficacité énergétique et les stratégies suivies pour conserver et rationaliser la consommation d'énergie. La plupart des recherches ont été portées sur le côté calandre de ce type, afin d'améliorer leurs performances par le test d'un plusieurs paramètres entrants dans la conception des échangeurs tel que : la forme, le métal utilisé, le fluide utilisé, le nombre des tubes, l'espacement et l'arrangement des tubes, la coupe des chicanes et l'espacement entre les chicanes, etc. Ci-dessous nous résumons les plus importants travaux qui ont été réalisés pour améliorer les performances Hydro-thermique côté calandre d'un échangeur de chaleur à faisceau tubulaire.

L'article de **Miça et al.** [28] par une investigation expérimentale consiste à étudier l'écoulement de fluide et le transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur à faisceaux tubulaire avec un passage d'eau chaude côté calandre et deux passages d'eau froide dans le faisceau des tubes.



Figure II.3 :Echangeur de chaleur a faisceaux tubulaire .[28]

Les auteurs ont montré que les performances d'échange d'un STHE est fortement liée aux paramètres de la géométrie côté calandre tels que le nombre de chicanes, la taille et la distance entre ces chicanes, la position de la première et la dernière chicanes côté entrée et sortie de fluides. De plus les codes CFD peuvent également nous donner l'opportunité de créer un prototype virtuel pour le système étudié et de tester de nombreux paramètres dans un court laps de temps et avec un minimum de coût.

Afin d'analyser les paramètres de transfert de chaleur et l'écoulement des fluides, une étude numérique aborde une gamme des propriétés physique variantes dans un échangeur de chaleur LBE-hélium a été réalisée par **Chen et al.** [29]. Dans cette étude les auteurs ont constaté que les performances thermiques de l'échangeur de chaleur peuvent être sensiblement variées par l'augmentation du débit massique d'hélium côté calandre.

Bayram et al.[30] ont présenté des analyses numériques et théoriques dans lesquelles ils testent l'effet de l'espacement entre les chicanes côté calandre sur les caractéristiques thermiques et hydrauliques d'un échangeur de chaleur à faisceaux tubulaire et calandre. L'idée consiste à étudier le paramètre d'espacement avec cinq différents cas, le premier possède des espacements égaux et les autres avaient des espacements variables, afin d'évaluer les pertes de charge côté calandre par des simulations numériques tridimensionnelles (CFD). Par ailleurs les calculs théoriques effectués par l'utilisation de la méthode de Bell-Delaware et de Kern.

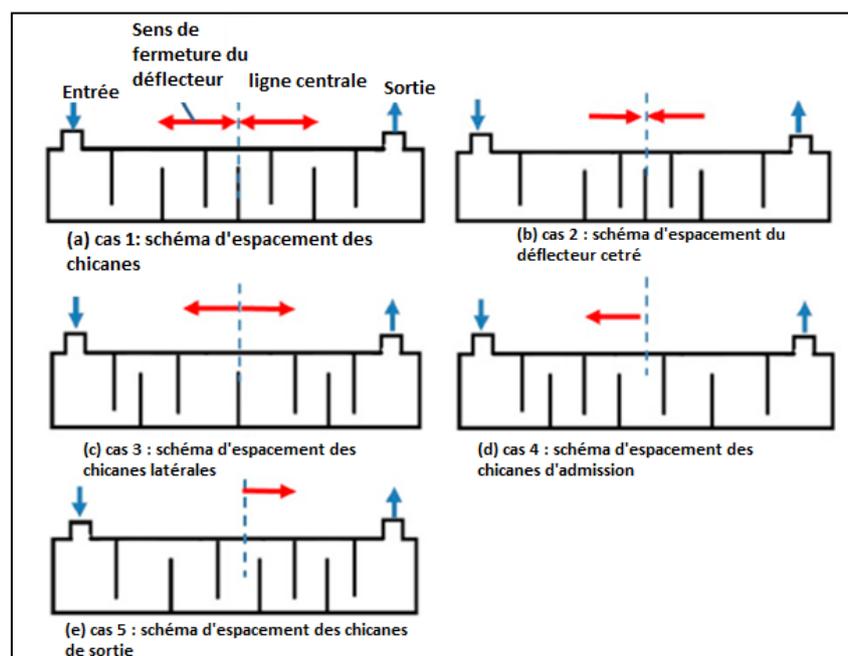


Figure II.4 : Schéma d'espacement des chicanes pour tous les cas .[30]

L'étude montre que l'espacement variable avec un plan d'espacement centré peut être proposé comme une disposition idéale de construction du côté calandre comparé à un schéma des espacements égaux.

Dong et al. [31] ont adopté un modèle de conduit pour analyser l'influence des chicanes type barreaux sur les performance thermo-hydraulique côté calandre pour un échangeur de chaleur a faisceaux tubulaires et a calandre (STHX).

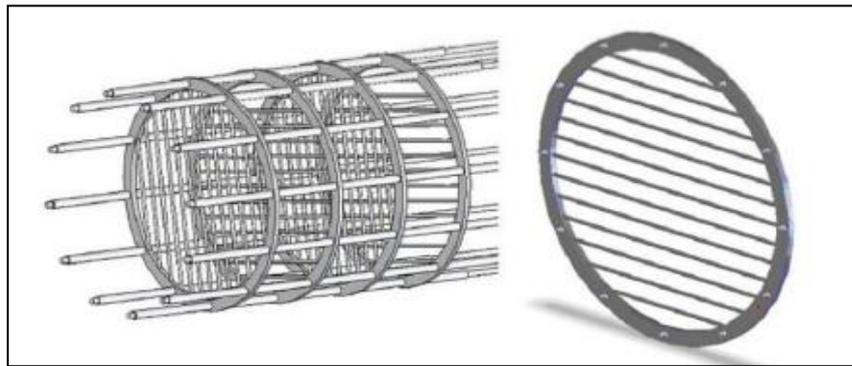


Figure II.5 : chicanes à tige. [31]

Les résultats des simulations effectuées montrent que les chicanes à tige placées verticalement et horizontalement dans le conduit ont continuellement cisailées et broyées les lignes de courant et lorsque le fluide traverse les barres, la direction du flux est forcément changée et entraîner une rupture dans la continuité et la stabilité d'écoulement du fluide.

S. Resatet al. [32], ont testés par l'utilisation de l'algorithme génétique, l'effet de plusieurs paramètres tel que : le diamètre interne de la calandre, le diamètre externe du tube, nombre de passe et l'arrangement des tubes, l'espace entre les chicanes et la coupure de chicanes, sur la performance thermo-hydraulique d'un échangeur de chaleur a faisceaux tubulaires et calandre. Cette étude confirme l'importance des paramètres étudiées et montre la fiabilité d'application de l'algorithme génétique dans la conception et l'optimisation des échangeurs de chaleur.

Zhang et al. [33], ont présenté une étude basée sur le modèle périodique simplifié, afin d'évaluer les performances thermo-hydrauliques d'un échangeur de chaleur à faisceaux tubulaires arrangé avec des chicanes hélicoïdales par une simulation numériques 3D pour trois

angles d'hélice différents (30° , 40° et 50°), utilisant les codes commerciaux : GAMBIT et FLEUNT.

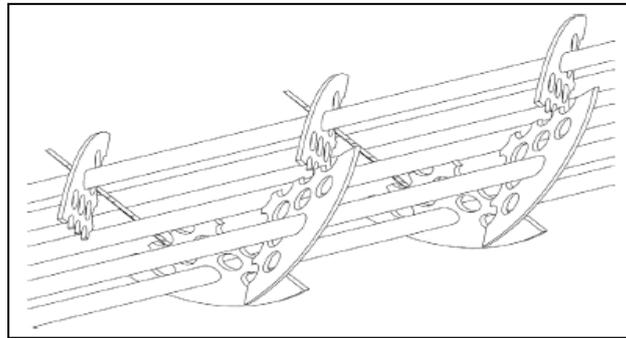


Figure II.6 : Disposition de déflecteurs hélicoïdaux chevauchés au milieu en quatre pièces.

[33]

Les auteurs ont prouvé que le modèle périodique avec l'angle 40° d'hélice possède des meilleures performances par rapport aux deux autres angles étudiés.

Afin d'améliorer les performances de transfert de chaleur et simplifier la géométrie pour une construction facile. **Wang et al.** [34], ont composé un échangeur de chaleur à faisceaux tubulaires et à calandre multi-passe (Combined multiple shell-passshell-and-tube heatexchanger (CMSP-STHX)), arrangé avec des chicanes hélicoïdales continues. Par l'utilisation de la méthode de la dynamique des fluides computationnelle (CFD), les auteurs ont comparé la performance globale du CMSP-STHX avec celle d'un échangeur de chaleur à faisceaux tubulaires conventionnel arrangé avec des chicanes segmentaires (SG-STHX), utilisant le logiciel commercial FLUENT. Les résultats numériques ont montré que, avec le même débit massique et le même taux global de transfert de chaleur, la perte de charge globale moyenne du CMSP-STHX est inférieure en moyenne de 13% à celle du SG-STHX. Par ailleurs, sous la même perte de charge globale côté calandre, le taux global de transfert de chaleur du CMSP-STHX est supérieur de près de 5,6% à celui de SG-STHX.

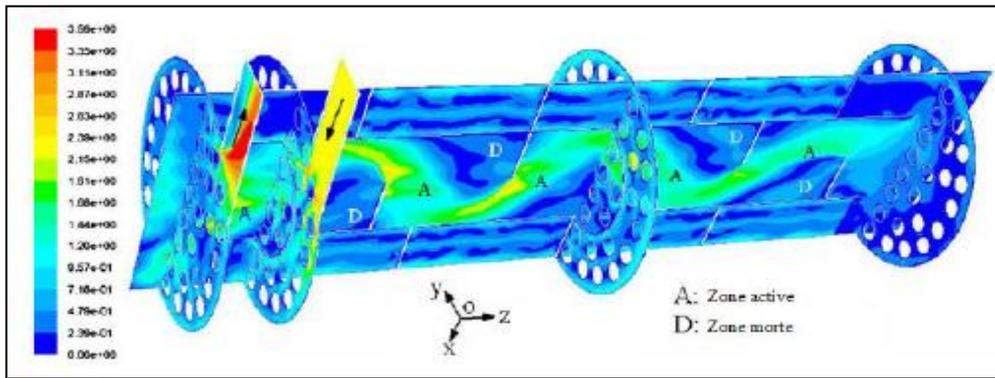


Figure II.7 : Distributions de vitesse côté calandre dans un échangeur de chaleur à faisceaux tubulaires arrangé avec des chicanes hélicoïdales.

Xiao et al [35] ont étudié numériquement les caractéristiques d'écoulement du fluide et de transfert de chaleur pour un échangeur de chaleur à chicanes hélicoïdales avec des différents fluides, des différents nombres de Prandtl (Pr) et des différents angles d'inclinaison des chicanes hélicoïdale (β).

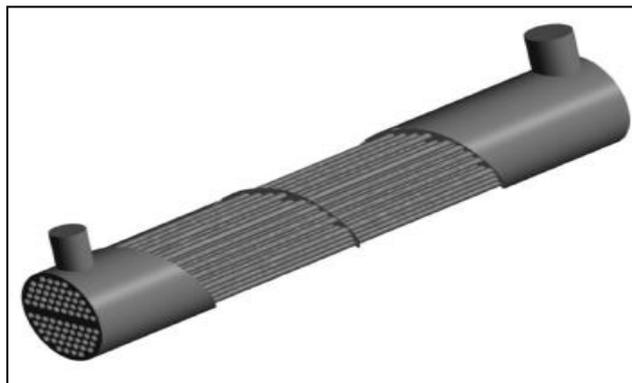


Figure II.8 : Structure côté coque de baffles hélicoïdal. [35]

Les auteurs ont trouvé que l'échangeur de chaleur utilise l'eau côté calandre obtient des meilleurs coefficients de transfert de chaleur lorsque $\beta = 40^\circ$. Cependant, avec un nombre de Prandtl plus élevé, la conception de petit angle est la sélection optimale. En outre, ils ont conclu que la chute de pression fournie par la chicane hélicoïdale est faible par rapport aux chicanes segmentaires.

Lei et al. [36] ont étudié expérimentalement et numériquement les caractéristiques hydrodynamiques et thermiques d'un échangeur de chaleur à faisceaux tubulaires en comparant l'effet de ces trois différents arrangements des chicanes : une seule chicane segmentaire, simple chicane hélicoïdale et deux couches de chicanes hélicoïdales.

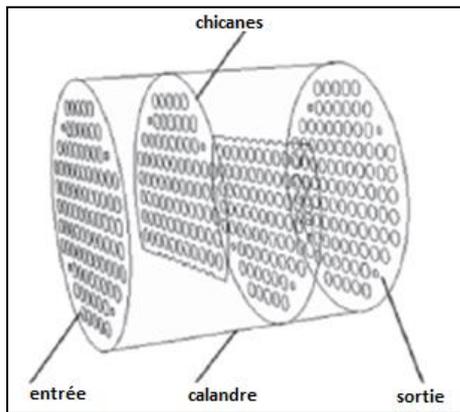


Figure II.9 : une seule chicane segmentaire

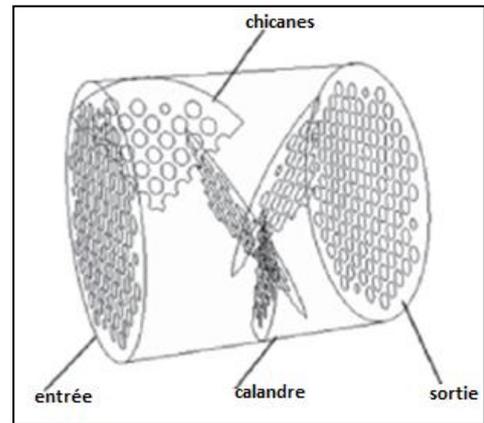


Figure II.10 : simple chicane hélicoïdale

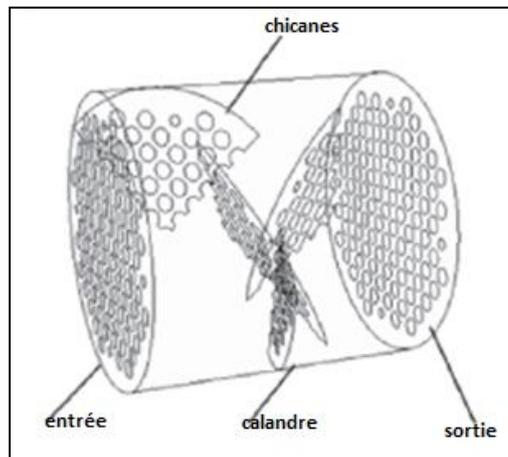


Figure II.11 : deux couches de chicanes hélicoïdales.

Les résultats ont montré que la configuration des chicanes hélicoïdales bicouches présente de meilleures performances qu'avec les chicanes mono-hélicoïdales.

Ozden et al. [37], ont utilisé le code CFD Fluent pour étudier les performances thermiques et hydrauliques côté calandre pour un échangeur de chaleur à faisceaux tubulaires et calandre arrangé avec des chicanes segmentaires. Les auteurs ont étudié différents paramètres, trois débits massiques, quatre espacements entre les chicanes pour deux valeurs de coupe de chicanes. Les résultats sont validés utilisant les méthodes de Kern et Bell-Delaware. Cette étude a montré que les performances thermo-hydraulique côté calandre et la répartition de la

température sont très sensiblement dépende aux paramètres étudiés sans oublier le modèle numérique et le maillage utilisé.

II.2 Résumé bibliographies

Tous ces travaux cités ci-dessus montrent que les échanges thermiques interviennent dans de nombreux secteurs d'activités humaines. Dans la plupart de ces activités, le transfert de chaleur doit s'effectuer sans altération des milieux intervenant dans le transfert thermique. Le souci technologique majeur des échangeurs de chaleur est l'amélioration de l'échange thermique entre les deux fluides tout en générant le moins de pertes de charges ou de leur réduire à leur plus bas niveau possible c'est pour ca la plupart des recherches concentrent sur le côté calandre par étudier l'effet de plusieurs paramètres, les plus important « l'arrangement des tubes, l'espacement entre les chicanes, la coupe des chicanes ...etc. ».est qui trouvent que :

La forme et l'emplacement des chicanes restent toujours la plus importante technique qui conduit à l'amélioration des performances thermiques cote calandre de ce type d'échangeur, elles intensifient la turbulence d'écoulement du fluide travers les tubes pour assurer un coefficient de transfert thermique élevés et fourni une résistance mécanique au faisceau.

Chapitre III :

**Etude expérimental et
numérique**

Partie 01 : Etude expérimentale par le TD360c

III.1.1 Introduction

La première partie de ce chapitre résume l'étude et l'exploitation d'un échangeur de chaleur à faisceau de tube et calandre, disponible au niveau du laboratoire thermique du département de génie mécanique, et cela afin de comprendre son fonctionnement, de réaliser tous les tests possible avec cet Échangeur.

L'échangeur de chaleur étudié est assisté par ordinateur et fonctionne avec le système VDAS (Versatile Data Acquisition System) de TecQuipment et cela dans le but d'enregistrer automatiquement les résultats des expériences et ne perdre pas de temps.

L'échangeur de chaleur en question peut être utilisé en deux configuration distinctes , « Co-courant ou contre-courant » . Ce type d'échangeur de chaleur est couramment utilisé dans les industries. Le transfert de chaleur s'assure entre un fluide circulant dans les tubes et un autre fluide circulant dans l'enveloppe cylindrique autour des tubes.

En fonctionnement normale, la circulation de l'eau chaude passe par le faisceau de tubes en acier inoxydable .Le fluide froid de l'alimentation en eau froide passe à travers l'enveloppe cylindrique. Cette disposition minimise les pertes thermique de l'échangeur de chaleur , sans utiliser une isolation supplémentaire. L'anneau , les capuchons sont construits à partir d'acrylique claire pour permettre la visualisation de l'écoulement du fluide froide dans la calandre. Les 4 capteurs de température sont étiquetés de T1 à T4 pour les identifier et chaque fil du thermocouple se termine par une fiche miniaturisée pour la prise appropriée sur le cote de la gauche de la console sur l'unité de service .Un tuyau flexible est attaché à chaque entrée et sortie du fluide , et est terminé par un embout. Ceci permet une connexion rapide à l'unité de service , et la conversion de courant de type parallèle en contre-courant . Les flexible colorés en rouge sont utilisés pour l'eau chaude et le bleu pour l'eau froide.

III.1.2 Description et Caractéristiques techniques

III.1.2.1 Banc d'essai expérimental

La partie principale est le module de service TD360 (Figure III.1) C'est un cadre compact avec deux circuits d'eau (chaud et froid) et des instruments pour mesurer et afficher le débit et la température de l'eau, permettant d'accueillir plusieurs types d'échangeurs de chaleur. Ce

module assure une alimentation stable du débit et de la température d'eau chaude et d'eau froide à l'échangeur. Les circuits d'eau froide et d'eau chaude ont des connecteurs.

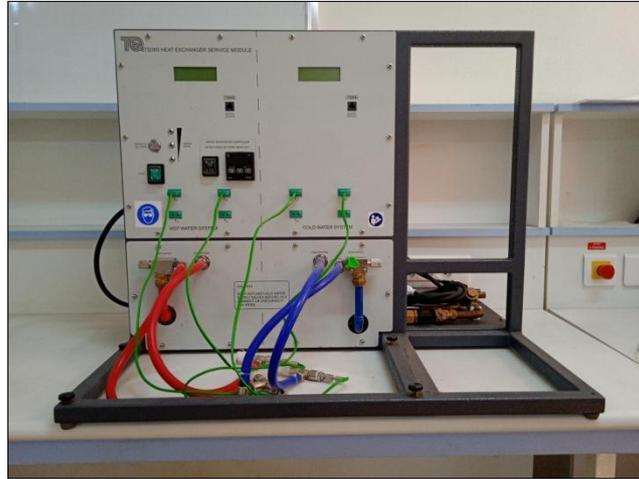


Figure III.1 : le banc d'essai expérimental.

III.1.2.2 Différents composants du module

- Réservoir d'eau de capacité 7.5 litres comportant un indicateur de niveau d'eau avec une résistance électrique contrôlée par un régulateur PID (1).
- Une pompe avec un débit de 4,5 l/min à 1 bar (2) .
- Une vanne électrique ouvrira l'alimentation en eau du réservoir (3) .



Figure III.2 : l'arrière du banc d'essai.

- Lampes témoin de l'état du réservoir : plein, à moitié plein, vide (4) .
- Le circuit d'eau froide possèdera un régulateur de débit (5) .
- Quatre connecteurs pour thermocouple de type K avec un afficheur numérique (6).
- Des thermocouples au niveau des connecteurs rapides pour le retour ou la sortie de chaque fluide (7).
- Deux afficheurs numériques multi lignes afficheront les valeurs des températures et des débits pour chacun des fluides (8).

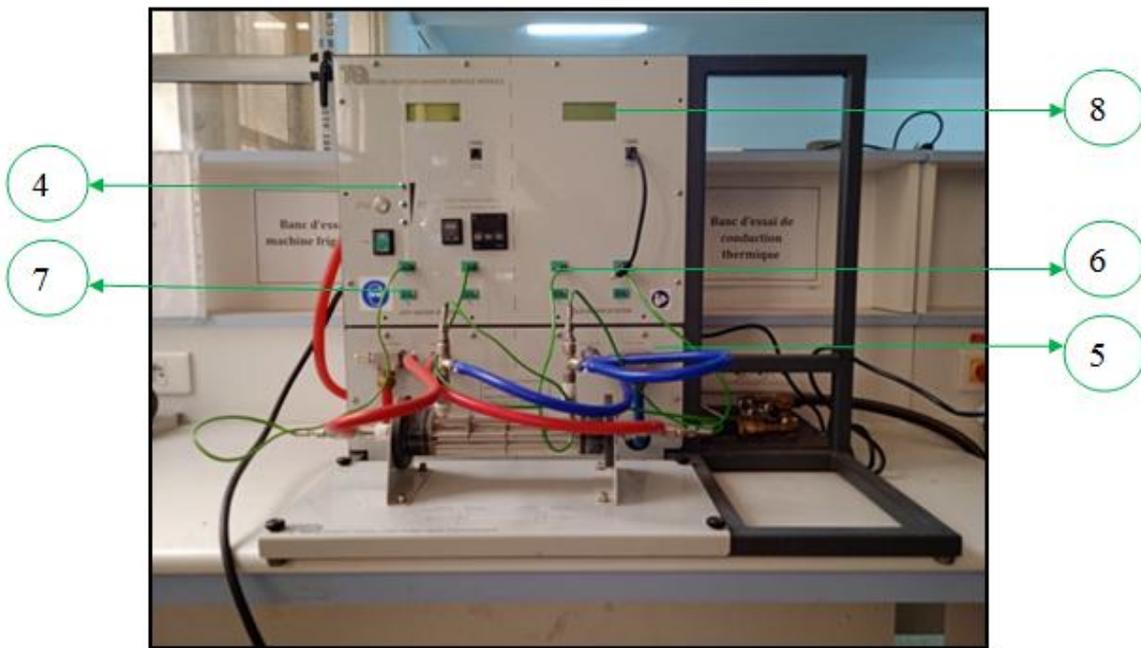


Figure III.3 : l'avant du banc d'essai.

L'échangeur possède une plaque support pour le fixer sur la base du banc à l'aide de quatre écrous moletés avec schéma synoptique montrant le détail des raccordements à effectuer

III.1.2.3 Description de l'échangeur TD360c

L'échangeur TD360c fait partie de la série d'appareils permettant d'effectuer des essais; il constitué d'un :

- tube extérieur (coque) en Acrylique transparent de diamètre extérieur de 60 mm et 50 mm de diamètre intérieur.
- un Faisceau de tubes qui contiennent 6 tubes en acier inoxydable de 6 mm de diamètre extérieur et 4 mm de diamètre intérieur.

- Trois chicanes avec un angle de 180° , donc une surface moyenne de transfert de chaleur est égale à $0,02 \text{ m}^2$.

Les débits d'eau chaude et froide sont ajustés à l'aide des vannes situées sur l'unité d'alimentation.

Des capteurs de température permettant de mesurer les températures d'entrée et de sortie se trouvent sur les raccords d'alimentation de la Td360c.

Un diagramme sur la plaque d'assise de l'échangeur de chaleur montre comment connecter l'échangeur de chaleur.

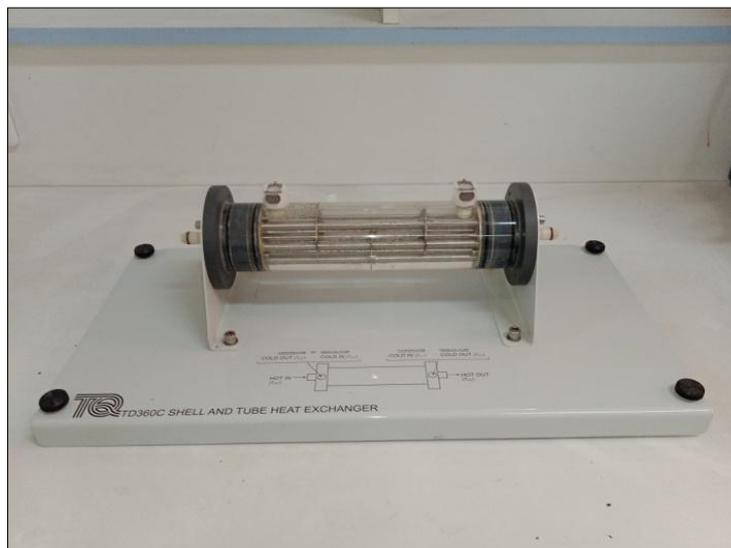


Figure III.4: TD360c.

III.1.2.4 Système VDAS(VERSATILEDATA ACQUISITION SYSTEM)

VDAS signifie SYSTEME D'ACQUISITION DE DONNÉES POLYVALENT. C'est un produit en deux parties:

1. Matériel VDAS (ou «module d'interface ordinateur»)
2. Logiciel VDAS

Le matériel VDAS se connecte aux capteurs et instruments compatibles VDAS du produit TecQuipment et convertit leurs signaux de sortie électroniques en signaux numériques pour le logiciel VDAS.



Figure III.5 : Matériel VDAS

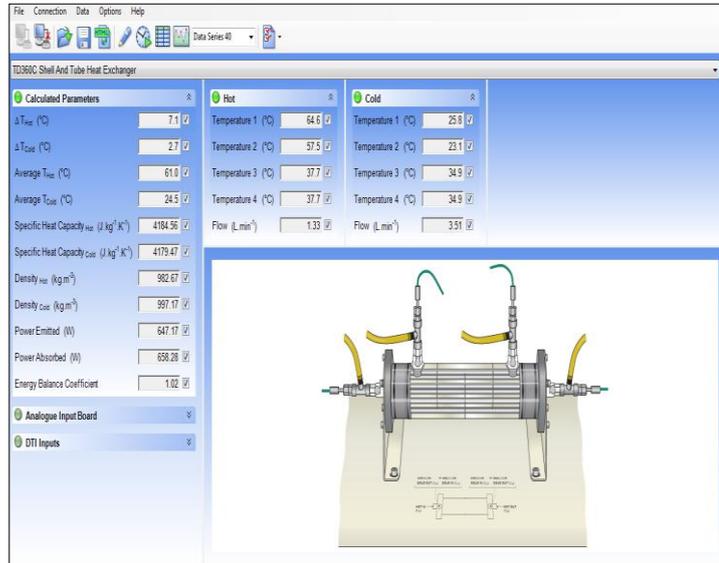


Figure III.6 : logiciel VDAS

III.1.2.5 Procédure de mesure

Avant faire fonctionner l'équipement , c'est on assuré que l'échangeur et l'unité de base ont été assemblé et installé conformément aux instructions du fabricant .Les étapes listées ci-dessous ont été accomplies et cela afin de se préparer à effectuée expériences :

- remplir le réservoir en versant une eau propre (de préférence déminéralisée) .
- allumez l'appareil.
- Régler la température dans le banc arrière du banc d'essai à $50\text{ }^{\circ}\text{C}$; on laisse alors l'eau chaude circuler pendant 15 mn a fine que l'écoulement soit complètement établi et le régime sera permanent.
- allumer la pompe puis régler la vanne de réglage de fixation de l'eau chaude jusqu'à atteindre une valeur de débit volumique de 4 L/min .
- Régler la vanne de réglage de fixation de l'eau froide pour obtenir le débit volumique de l'eau froide désiré.
- laisser la température se stabiliser à une constante.

- lancer le logiciel.



Figure III.7 : le banc d'essai expérimental.

Partie02 :Etude numérique par COMSOL Multiphysics**III.2.1 Introduction**

Dans cette section, une simulation numérique tridimensionnelle a été effectuée pour analyser l'écoulement de fluide turbulent et le transfert thermique dans un échangeur de chaleur à faisceaux tubulaires et à calandre (shell and tube heat exchanger 'STHE'). Les investigations sont effectuées avec le logiciel de CFD COMSOL Multiphysics 5.4 en utilisant la méthode d'éléments finis.

III.2.2 Présentation de COMSOL Multiphysics

Notre logiciel est un environnement interactif puissant utilisé pour modéliser et résoudre toutes sortes de problèmes scientifiques et techniques afin de trouver des solutions approchées aux problèmes des valeurs-limites pour les équations différentielles à l'aide de « MEF ».

Le logiciel a été l'idée des étudiants de Germund Dahlquist, au Institut royal de technologie à Stockholm en Suède, La première version publiée en 1998 s'appelait FEMLAB, après 2005, le nom de logiciel est devenu COMSOL Multiphysics.

Les problèmes que nous voulons résoudre dans la vie réelle sont toujours basés sur des phénomènes multiphysiques. Ainsi, il est nécessaire de prendre en compte l'interaction entre deux domaines de physique ou plus à la fois, avec COMSOL nous pouvons facilement étendre les modèles conventionnels pour un seul type de physique dans le modèle multiphysique qui résolvent les phénomènes de physiques couplés.

COMSOL Multiphysics nous permet de minimiser les besoins en prototypes physiques, de diminuer les délais de développement des produits et de réaliser des économies substantielles dans le processus de développement.

L'utilisation de COMSOL est facile et il doit passer par diverses entrées. En commençant par sélectionner le multi-physique type désiré, il peut être à la fois uniques et différents multi physiques. Ensuite, il s'agit de définir les paramètres souhaités, de dessiner des structures, puis de définir les conditions du sous-domaine et des limites en donnant des valeurs appropriées ou en sélectionnant des lois pour le projet. Après avoir rempli toutes les conditions requises, nous devons initialiser le maillage en fonction de ces exigences, puis exécuter la simulation pour obtenir les résultats.

III.2.3 Les éléments finis

En analyse numérique, la méthode des éléments finis est utilisée pour résoudre numériquement des équations aux dérivées partielles. Celles-ci peuvent par exemple représenter analytiquement le comportement dynamique de certains systèmes physiques (mécaniques, thermodynamiques, acoustiques, etc.), par exemple de calculer numériquement le comportement d'objets même très complexes, à condition qu'ils soient continus et décrits par une équation aux dérivées partielles linéaire : mouvement d'une corde secouée par l'un de ses bouts, comportement d'un fluide arrivant à grande vitesse sur un obstacle, déformation d'une structure.[38]

III.2.4 Simulation de phénomène

La simulation numérique d'un échangeur de chaleur à débit direct et à écoulement transversal a été menée. La configuration géométrique du modèle étudié est montrée dans la Figure III.10. L'échangeur de chaleur étudié est de type à faisceaux de tube et calandre et est fabriqué en acier structuré. Deux fluides écoulent dans l'échangeur de chaleur, le premier fluide l'eau chaude s'écoule dans les tubes Figure III.11, le deuxième fluide l'eau froide circule dans la calandre de l'échangeur de chaleur mais à l'extérieur du tubes Figure III.12. Ces deux fluides ont des températures différentes, les chicanes Figure III.13 sont aussi mises en place afin d'augmenter la surface d'échange de chaleur, un autre avantage de chicanes est de réduire les vibrations en raison du mouvement de fluide.

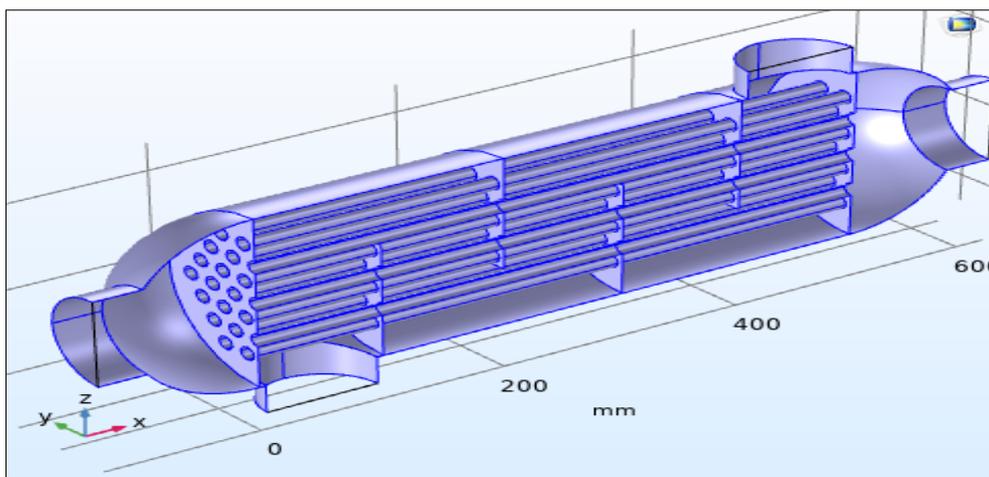


Figure III.10 : La géométrie de l'échangeur de chaleur étudié dans ce travail.

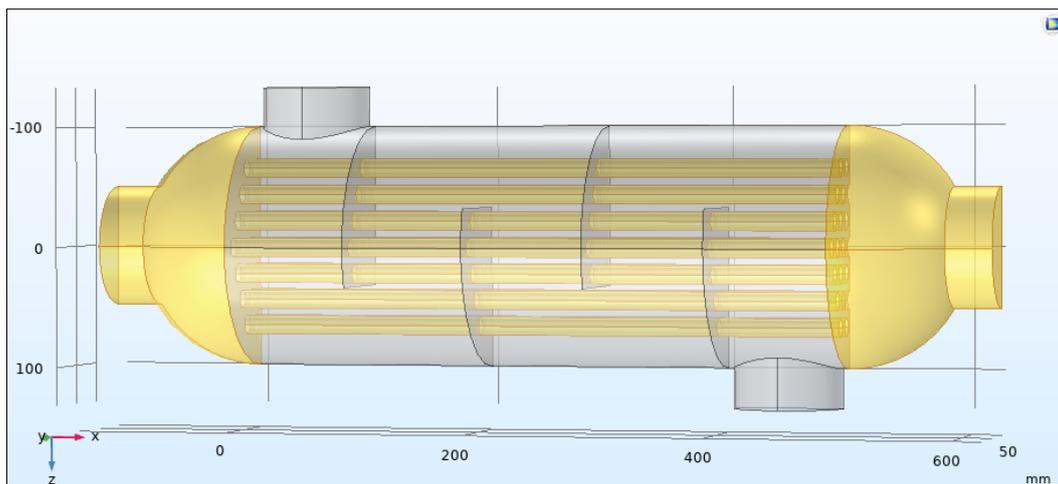


Figure III.11 : le domaine d'eau chaud.

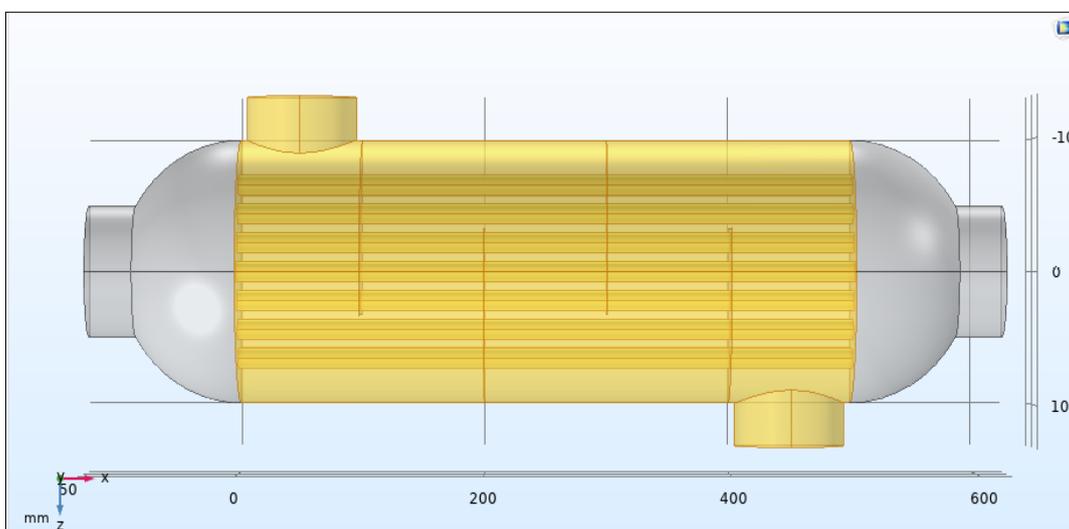


Figure III.12 : le domaine d'eau froid.

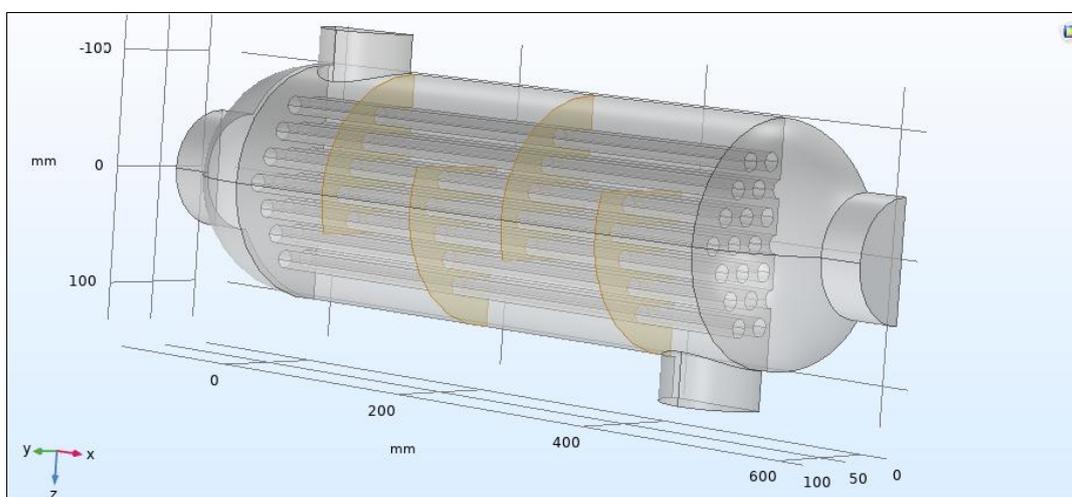


Figure III.13 : la position des chicanes.

III.2.5 Conditions aux limites

Toutes les conditions aux limites sont définies en fonction des besoins du modèle qui a été sélectionné pour effectuer cette simulation.

- La loi de parois est appliquée par le logiciel comme conditions aux limite au voisinage de toutes les parois de l'échangeur et de chicane en contact avec le fluide et cela afin de simuler les parois avec le modèle de turbulence k-ε.
- La calandre est mise en acier et ayant une épaisseur de 5 mm.
- La vitesse et la température de l'eau à l'entrée côté tube sont uniformes.
- La vitesse et la température de l'eau à l'entrée côté calandre sont uniformes.
- Pour l'entrée de l'eau coté tube ,le rayon est égal à 4.5 mm et pour l'entrée d'eau froid , il est de 5 cm à côté du plan de symétrie,
- Toutes les limites extérieures restantes sont isolées thermiquement.
- La première partie du processus de modélisation est le prétraitement, cela inclut la définition des paramètres, la préparation de la géométrie et la définition des sélections à étudiés. Définir les paramètres correctement, permet de mettre en place directement une étude paramétrique, En outre, cela fournit un aperçu rapide des conditions de fonctionnement dans les instructions de modélisation, plusieurs sélections sont également créés.

III.2.6 Maillage

DESCRIPTION	VALUE
Nombre d'éléments de sommet	432
Nombre d'éléments de frontière	23488
Nombre d'éléments	120414
Temps de maillage gratuit	17.72s
Eléments minimaux	0.1263
Nombre d'éléments edage	4430

Qualité minimale des éléments	0.02439
-------------------------------	----------------

Tableau III.1 : Les éléments de maillage

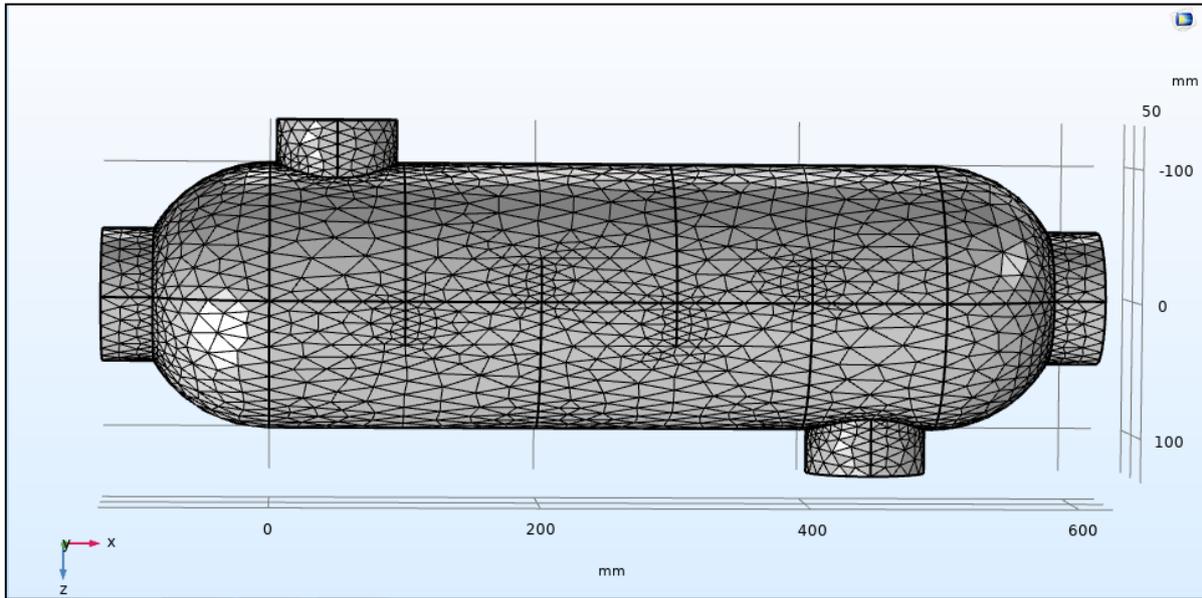


Figure III.14 : éléments de maillage.

III.2.7 Modèle du calcul

COMSOL Multiphysics 4.5 qui est basé sur la méthode d'éléments finis, est le code numérique employé pour simuler et caractériser le phénomène d'écoulement turbulent et le transfert thermique côté calandre d'un échangeur à faisceaux tubulaires et calandre.

Le modèle couplé d'écoulement non isotherme prédéfini Multi-physique configuré avec le modèle de Reynolds-Moyenne Navier-Stokes (RANS) qui contient le modèle de turbulence κ - ϵ standard est le modèle utilisé dans cette étude.

III.2.8 Formulation mathématique

Les équations de l'écoulement de fluide et de transfert de chaleur utilisées dans cette étude sont écrites selon les conditions du cas simulé. Pour les modèles stationnaires avec un écoulement incompressible, les équations régissant les résultats sont [38] :

Équation de continuité

$$\nabla \cdot (\rho u) = 0 \quad \text{III.1}$$

Equation de conservation de quantité de mouvement

$$(\nabla \cdot U)\rho u = -\nabla p + \nabla \cdot \mu(\nabla u + (\nabla u)^T) \quad \text{III.2}$$

Equation d'énergie

$$\rho c_p u(\nabla T) = \nabla \cdot (K\nabla T) + Q \quad \text{III.3}$$

Le modèle de la turbulence standard k-ε qui est basé sur l'énergie de dissipation (ε) (Eq.III.4) et l'énergie cinétique turbulente (k) (Eq.III.5) est employé dans cette étude.

$$\rho(u \cdot \nabla)\varepsilon = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad \text{III.4}$$

$$\rho(u \cdot \nabla)k = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad \text{III.5}$$

Où, le terme de production est :

$$P_k = \mu_T [\nabla u : (\nabla u + (\nabla u)^T)] \quad \text{III.6}$$

La viscosité turbulente est modelée comme suit :

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad \text{III.7}$$

Les constantes empiriques pour le modèle standard de k-ε sont assignés les valeurs suivantes:

$$C_{\varepsilon 1} = 1.44, C_{\varepsilon 2} = 1.92, \quad C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1, \sigma_\varepsilon = 1.3$$

III.2.9 conclusion

- les essais expérimentaux menés au cours de cette chapitre ont été effectuée pour traiter l'effet de variation de débit d'eau froide pour deux température d'entrée de l'eau chaude et pour deux configurations d'écoulement (Co et contre –courant) à l'aide d'un système VDAS qui est un système d'acquisition pour augmenter la pression des résultats obtenue.
- Dans la partie numérique de cette chapitre nous allons effectuée une simulation 3D pour analyser l'écoulement dans un échangeur à tube et calandre par un logiciel « COMSOL Multiphysique » de version « v5.4 »qui utilisée la méthode des élément finis pour résoudre numériquement des équation aux dérivées partielles.

Chapitre IV :

Résultats et interprétation

Partie 01 : résultats expérimentaux obtenus par TD360c

IV.1.1 Introduction

Les résultats obtenus par le TD360c de l'échangeur à faisceau de tube et calandre seraient discutés dans cette partie. Les essais expérimentaux menés au cours de ce travail ont été effectués pour traiter les cas suivant :

Effet de variation de débit d'eau froide pour deux températures d'entrée de l'eau chaude et pour deux configurations d'écoulement (Co et contre-courant) sur :

- la température de sortie de l'eau chaude
- la température de sortie de l'eau froide
- la puissance gagnée et perdu
- efficacité de l'échangeur
- coefficient global d'échange thermique

IV.1.2 Présentation et discussion des résultats:

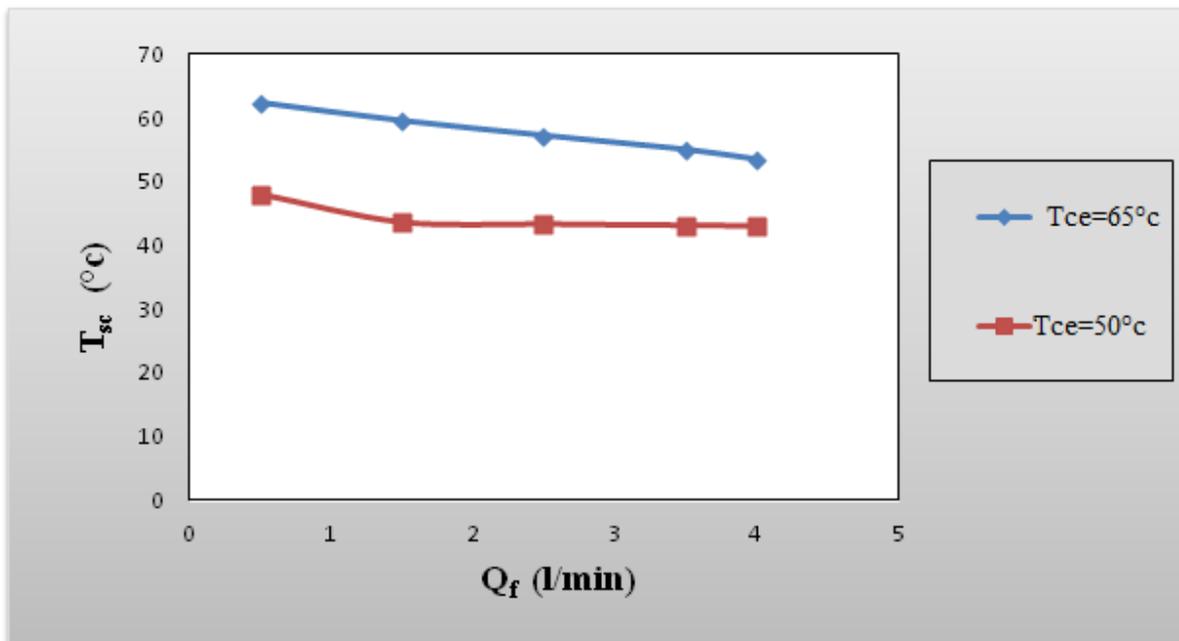


Figure IV.1 : Température de sortie de l'eau chaude en fonction du débit d'eau froide d'un échangeur de chaleur en co-courant.

La variation de la température de sortie de l'eau chaude en fonction du débit d'eau froide d'un échangeur de chaleur en co-courant est montrée sur la Figure IV.1 , on remarque que la température de l'eau chaude décroît avec l'augmentation de débit de l'eau froide .Ceci est bien lisible pour les deux températures d'entrée de l'eau chaude à savoir 50°C et 65°C .Le gradient de la variation est pratiquement le même pour les deux températures , de ce fait , la chute de température est donc la même pour ces deux cas .

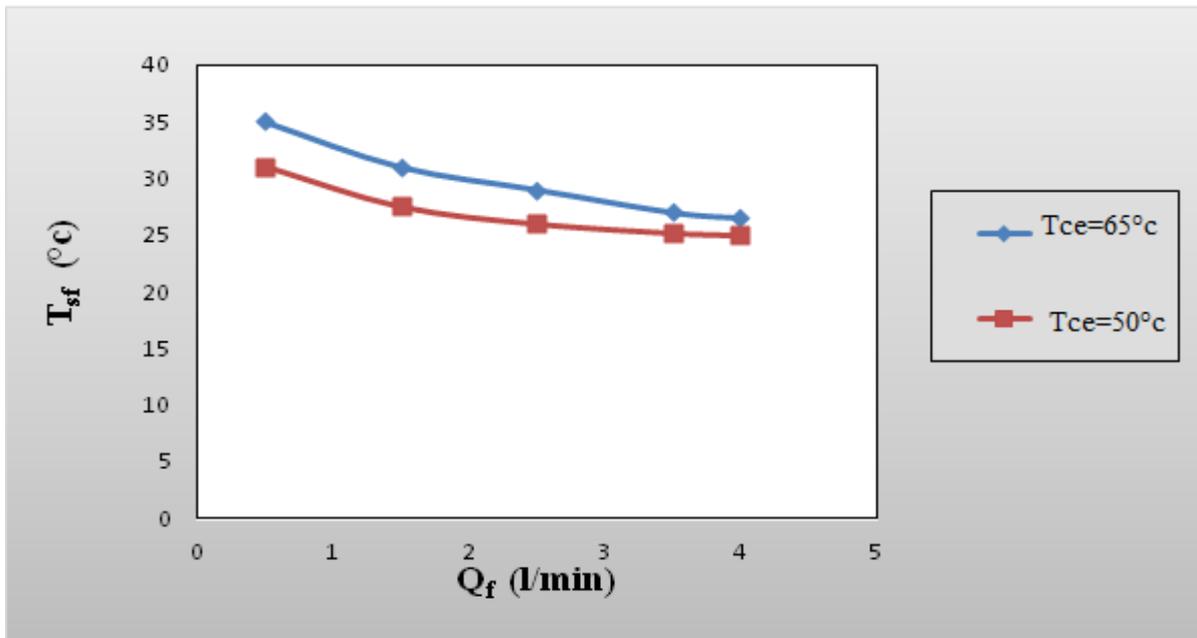


Figure IV.2 : Température de sortie de l'eau froide en fonction du débit d'eau froide d'un échangeur de chaleur en Co-courant.

La variation de la température de sortie de l'eau froide en fonction du débit volumique de l'eau froide est présentée sur la Figure IV.2. On remarque , que malgré le fait que la température de l'eau froide à sa sortie de l'échangeur de chaleur est logiquement supérieur à celle de son entrée , cette augmentation diminue avec l'augmentation du débit de l'eau froide , ce qui se traduit par une décroissance assez nette pour des valeurs de débit d'eau froide compris entre les valeurs de 1 et 2.5 L/min . Pour des valeurs supérieures à 2.5 L/min , la température de sortie d'eau froide ne varie pratiquement plus . de plus , remarquera que pour les deux températures d'entrée de l'eau chaude 50°C et 65°C , la différence entre les températures de sortie de l'eau froide diminue de plus en plus avec l'augmentation de débit de l'eau froide . Pour expliquer ces

constations expérimentales, il faudra examiner la formule donnant la quantité de chaleur gagnée par l'eau froide, on a :

$$Q_f = \dot{m}_f \cdot C_{pf} \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \rightarrow T_{fs} = \frac{Q_f}{\dot{m}_f \cdot C_{pf}} + T_{fe} \quad \text{IV.1}$$

D'après l'équation IV.1 , la température de sortie de l'eau froide T_{fs} diminue avec l'augmentation du débit d'eau froide \dot{m}_f et cette variation est de la forme (A/\dot{m}_f) avec A une constante , avec l'augmentation du débit , la température de sortie de l'eau froide tend vers une valeur asymptotique qui est la valeur d'entrée de l'eau froide (équation IV.1) T_{fe} quelque soit la température d'entrée de l'eau chaude . Tout ceci est observable dans la Figure IV.2

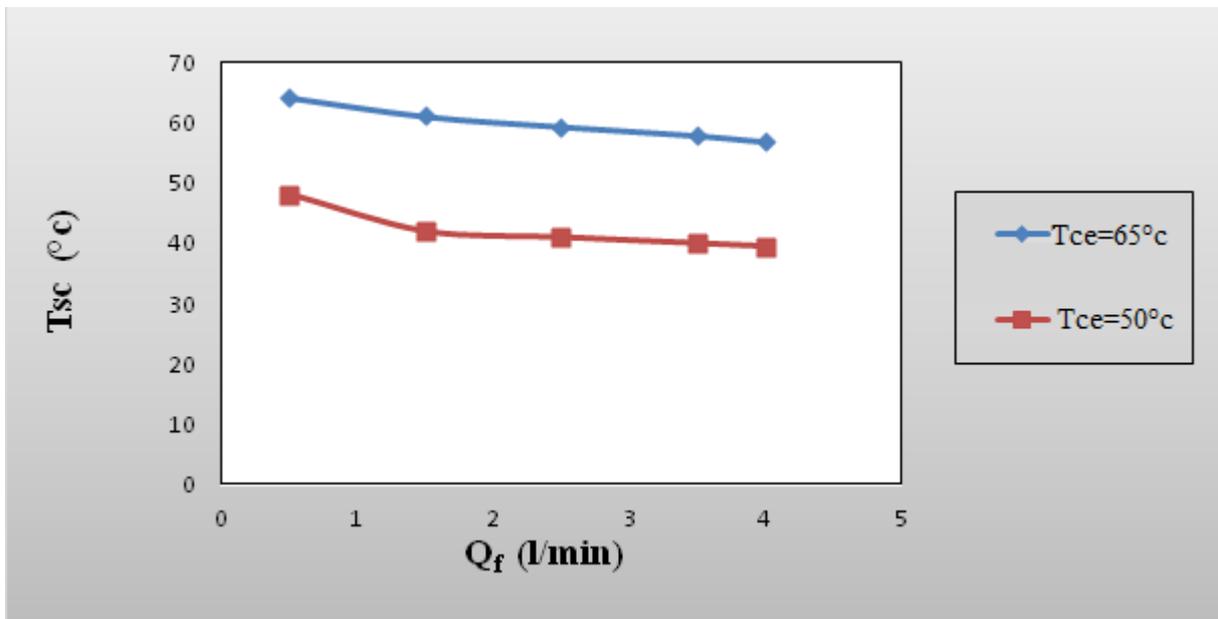


Figure IV.3 : Température de sortie de l'eau chaude en fonction du débit d'eau froide d'un échangeur de chaleur en contre-courant.

Sur la Figure IV.3 la variation de sortie de l'eau chaude en fonction du débit d'eau froide pour un écoulement à contre-courant est présentée. Comme pour le cas d'écoulement Co-courant, deux cas sont étudiés pour deux température d'entrée eau chaude, à savoir : 50°C et 65°C , respectivement . Dans ce cas aussi une diminution nette de la température de l'eau chaude avec l'augmentation du débit froide est présente. Cependant la variation dT_{cs}/dQ_f Est plus importante que pour le cas de l'écoulement en Co-courant. Ceci s'explique par un transfert de la chaleur beaucoup plus important en écoulement en contre-courant.

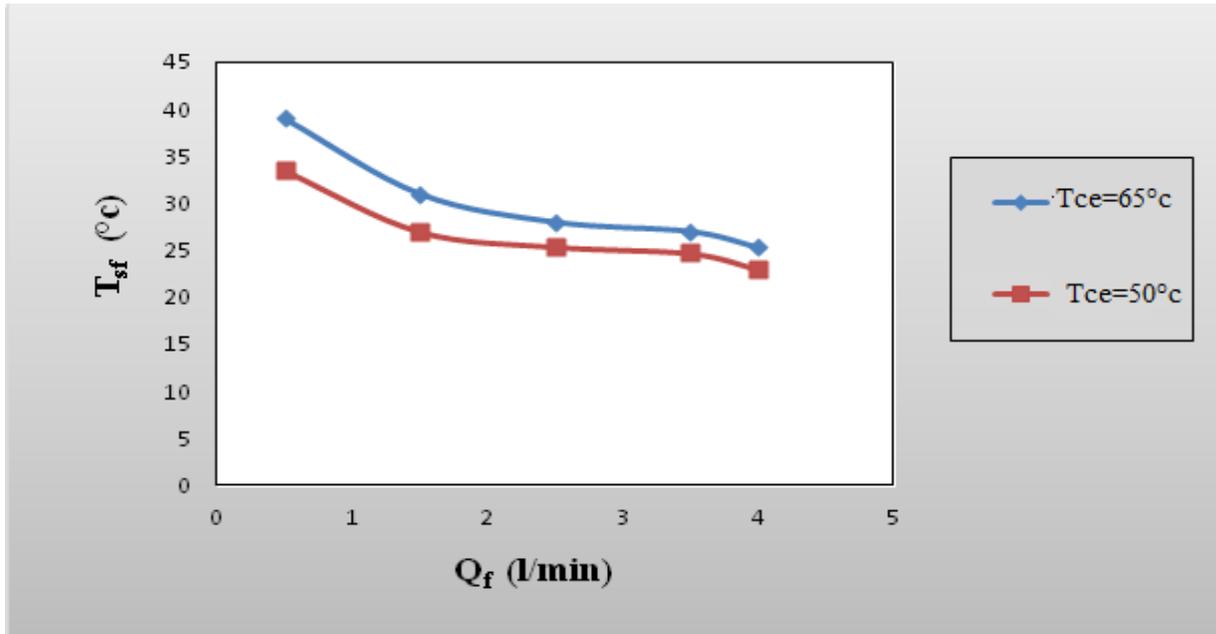


Figure IV.4 :Température de sortie de l'eau froide en fonction du débit d'eau froide d'un échangeur de chaleur en Contre-courant.

On remarque sur la Figure IV.4 que la décroissance de la température de l'eau froide avec l'augmentation du débit d'eau froide et aussi vérifiée comme pour l'écoulement en Co-courant. la valeur asymptotique correspondant à la température d'entrée de l'eau froide soit $T_{fe}(22.5^{\circ}C)$ pour laquelle les courbes correspondantes aux température d'entrée de l'eau chaude ($50^{\circ}C$ et $65^{\circ}C$) se rapprochent l'une des autres de cette valeur . On remarque aussi d'après l'allure des deux courbes (Figure. IV.4 et IV.2) , que les mesures faites pour l'écoulement en contre courant sont moins empreintes d'erreurs de mesures que celles faites lors de l'écoulement en concourant (ou courant parallèle). La symétrie des deux courbes est de ce fait assez remarquable sur la Figure IV.4 .En comparant aussi les courbes des Figures IV.4 et IV.2, correspondantes aux écoulements Co-courant et contre courant , respectivement , on remarque que le gradient dT_{cs}/dQ_f est plus important dans le cas d'un échangeur de chaleur en contre courant . Pour avoir comprendre les différences existantes entre les échangeurs de chaleur types co-courant et contre-courant, il faudra les quantités de chaleurs perdues par l'eau chaude et celles gagnées par l'eau froide dans une même figure.

Ceci est montré sur la Figure IV.5 , et il apparaît clairement que les puissances fournies (KW) par l'eau chaude et celle gagnée par l'eau froide dans un échangeur de chaleur en contre courant sont nettement supérieures à celle correspondantes à un échangeur de chaleur avec

écoulement en Co courant . Malgré le fait que la température d'entrée d'eau froide dans les mesure faites sur un échangeur contre-courant (22.3°C) est également différent de celle pour un échangeur en Co-courant (21.57°C) (impossibilité de contrôler la température vu que le circuit est ouvert, et l'eau froide est celle du réseau), qualitativement la conclusion reste cependant valable.

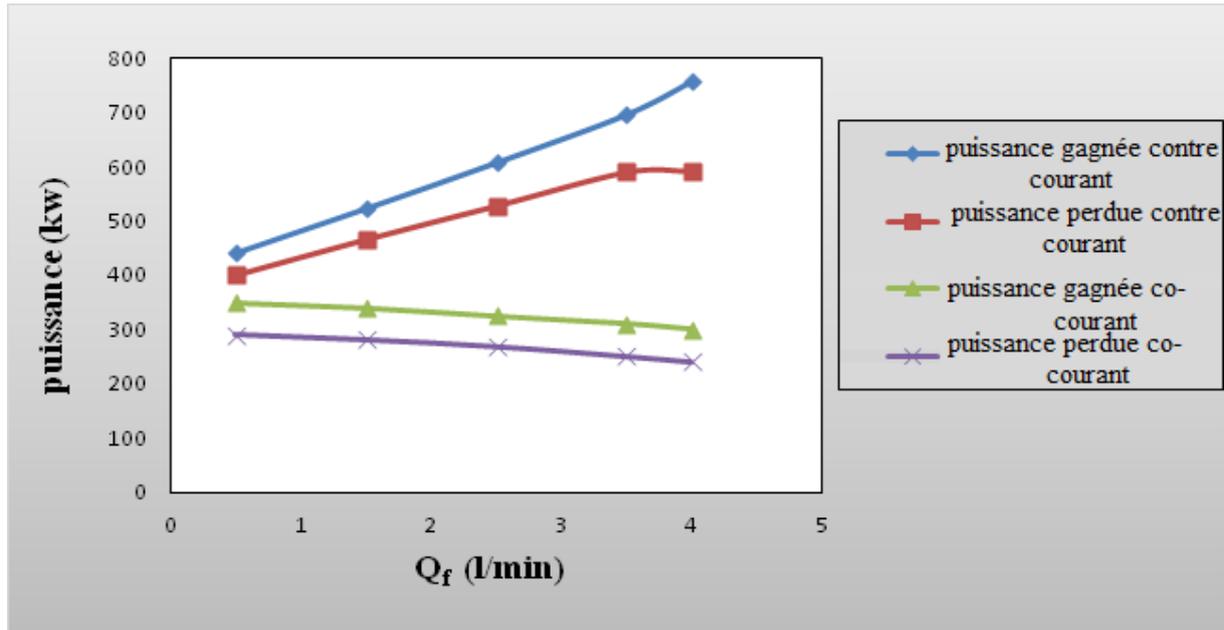


Figure IV.5 : puissance échangées dans les deux échangeurs en co-courant et contre-courant pour une température de l'eau chaude de 50°C.

Autre fait remarquable est donné par la Figure IV. 6 ($T_{ce}=50^{\circ}C$) . Dans cette figure les courbes donnant les puissances perdues par l'eau chaude en Co-courant et contre courant sont plus proches l'une de l'autre que dans le cas où T_{ce} est égale à 65°C

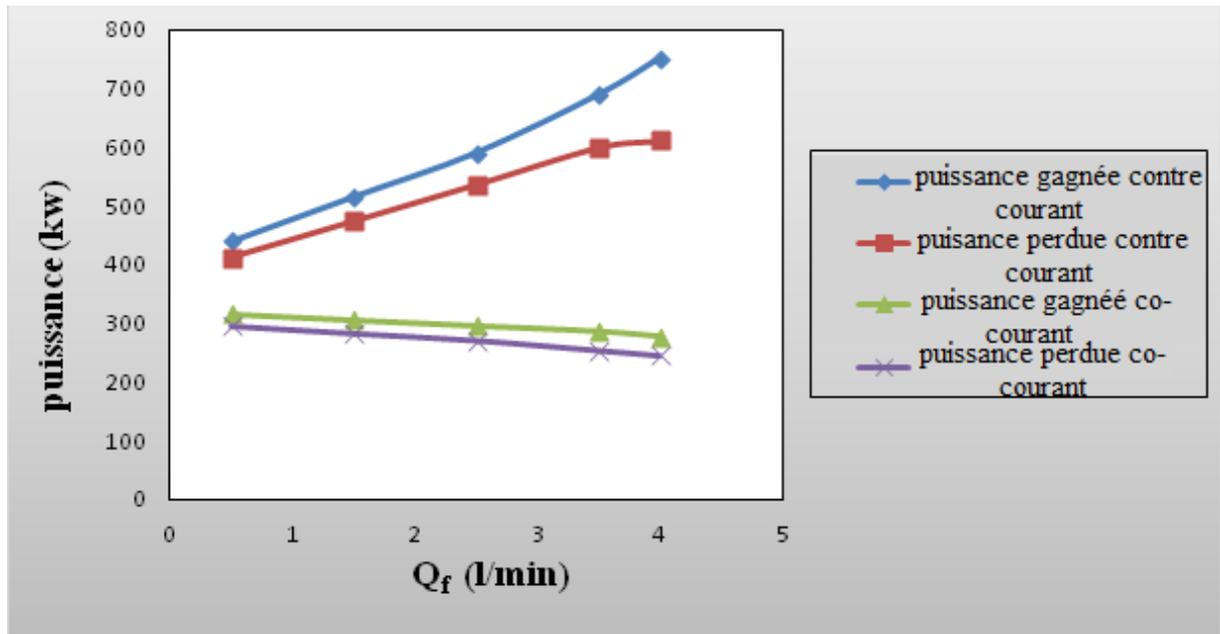


Figure IV.6 : puissance échangées dans les deux échangeurs en co-courant et contre-courant pour une température de l'eau chaude de 65°C .

Pour rendre compte complètement des critères de sélection du point de vue thermique d'un échangeur de chaleur , il faudra introduire un paramètre très important à savoir son efficacité thermique ϵ .Ce paramètre est défini comme le rapport entre la quantité de chaleur réelle à la quantité de chaleur maximum qu'un échangeur de chaleur puisse échanger si sa surface de transfert de chaleur est infinie (impossible à réaliser) . Ces deux quantités sont définies par la méthode de NTU- ϵ de la manière suivante :

$$Q_{\max} = C_{\min} \cdot (T_{ce} - T_{fe}) \text{ et } Q_{\text{réel}} = C_c(T_{ce} - T_{cs}) = C_f (T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{IV.2})$$

Avec :

T_{ce} : température du fluide chaude à l'entrée

T_{cs} :température du fluide chaude à la sortie

T_{fe} :température du fluide froide à l'entrée

T_{fs} :température du fluide froide à la sortie

C_{\min} est la plus faible valeur entre C_c (capacité thermique du fluide chaude) et C_f (capacité thermique du fluide froid)

D'après les expériences faites, le débit d'eau chaude restant fixe tout au long des expériences, par contre le débit de l'eau froide est varié de 0.5 L/min à 4 L/min. Par conséquent, comme la chaleur spécifique de l'eau reste pratiquement constante dans la plage des températures considérées, c'est-à-dire à peu près égale à 4.18 (J/Kg.°C), $C_{\min} = C_c$ puisque $C_c < C_f$

$$C_c(T_{ce} - T_{cs}) = C_f(T_{fs} - T_{fe})$$

L'efficacité est définie comme :

$$\varepsilon = \frac{Q_{réel}}{Q_{max}} = \frac{C_c(T_{ce} - T_{cs})}{C_{\min} \cdot (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{C_c(T_{ce} - T_{cs})}{C_c(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} \quad (IV.3)$$

En utilisant les valeurs mesurées des températures d'entrée et sortie de l'eau chaude et la température d'entrée de l'eau froide on a pu déterminer l'efficacité des échangeurs de chaleur de type co-courant et contre-courant, ceci pour les deux températures d'entrée chaude (50°C et 65°C)

Pour une différence de température ($T_{ce} - T_{fe}$) pratiquement la même pour un échangeur de chaleur en co-courant et en contre-courant; l'efficacité ε dépendra donc de la valeur de la différence de température ($T_{ce} - T_{cs}$) et celle-ci est plus importante dans le cas d'un échangeur de chaleur type contre-courant que dans celui à co-courant ($\approx 34.7^\circ\text{C}$ et 23.6°C). Ce résultat prévu du reste par la théorie a été vérifié effectivement lors des résultats expérimentaux montrés sur la Figure IV.7

La croissance de ε avec le débit de l'eau froide est observable, cependant, un phénomène intéressant montrant une croissance supérieure dans le cas d'une température d'entrée de l'eau chaude de 50°C comparée à celle de 65°C. La pente est plus importante car la différence de température ($T_{ce} - T_{cs}$) s'amenuise de plus en plus avec la croissance du débit d'eau froide, alors que ($T_{ce} - T_{fe}$) est plus importante pour le cas 65°C et ne change pas avec le débit d'eau froide. La Figure IV.7 montre que des débits supérieurs à 2.5 L/min, l'efficacité ε pour des températures de ($T_{ce} - T_{fe}$) $\approx 34.7^\circ\text{C}$ et 23.6°C , sont pratiquement les mêmes. Cette efficacité pour le cas 50°C dépassera même celle de 65°C avec l'augmentation du débit d'eau froide.

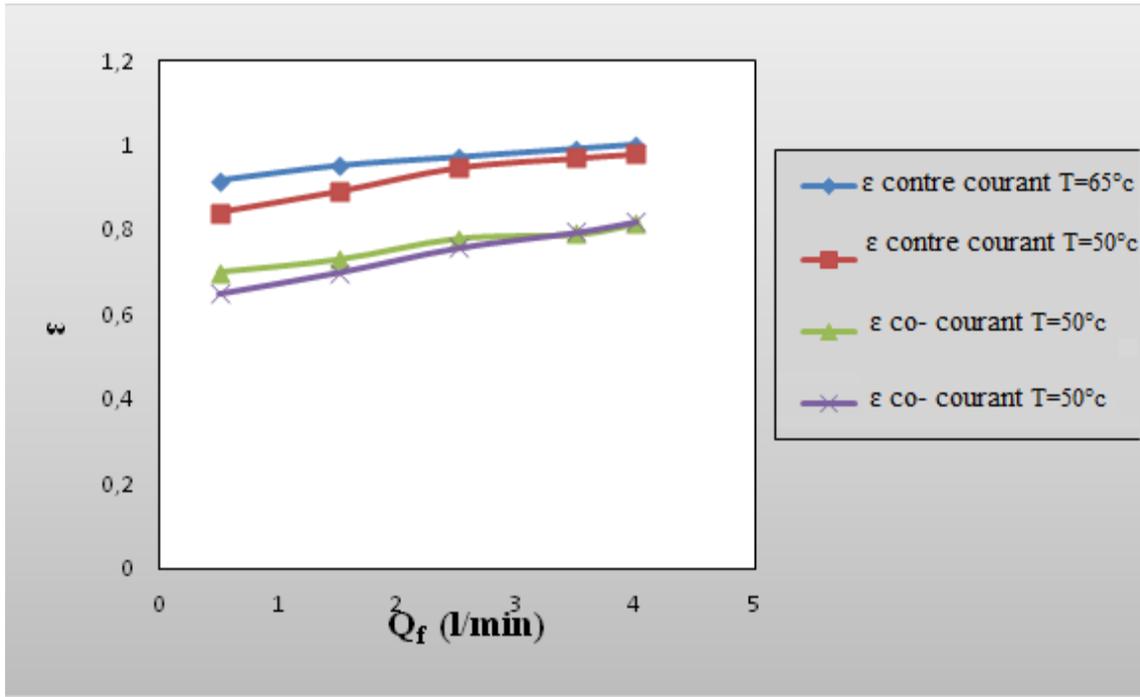


Figure IV.7 : Efficacités thermique des échangeurs de chaleur en co-courant et contre-courant pour les températures d'entrée d'eau chaude de 50 °C et 65°C .

Afin de comprendre encore mieux ces différences dans les valeurs de ϵ avec le débit d'eau froide , on doit calculer les coefficients globale d'échange de chaleur K ($w/m^2 \cdot ^\circ C$) . ce coefficient lie à l'efficacité ϵ à travers la méthode du NUT- ϵ (Number of Transfer Unit) , mais on peut aussi le déterminer en utilisant d'autre méthode :

$Q_c \approx Q_f$ Avec :

$$Q_c = \dot{m}_c \cdot C_{p_c} \cdot (T_{c_e} - T_{c_s}) \quad \text{IV.4}$$

$$Q_f = \dot{m}_f \cdot C_{p_f} \cdot (T_{f_s} - T_{f_e}) \quad \text{IV.5}$$

Alors :

$$Q = K \cdot S \cdot (T_{moy,c} - T_{moy,f}) \rightarrow K = \frac{Q}{S \cdot (T_{moy,c} - T_{moy,f})} \quad \text{IV.6}$$

S représente la surface d'échange entre le fluide chaude et le fluide froide. Elle se calcule en utilisant le rayon moyen (puisque l'eau chaude circule dans des tubes cylindriques de section

droite circulaire) . On donc $D_{moy} = (D_{int}+D_{ext}) / 2$, avec D_{int} et D_{ext} sont les diametres interieur et exterieur de la conduite , respectivement . S est donc égale à $S = \Pi.D_{moy}.L$

L étant la longueur totale des tubes de l'échangeur de chaleur ., il existe 6 tube identique , de diametre interieur $D_{int}=0.05$ m , le diametre exterieur $D_{ext}=0.06$ m .donc $D_{moy}= 0.055$ m avec S est égale à 0.02 m²

Le coefficient globale de transfer de chaleur K croit donc avec le débit d'eau froide et ce quelque soit le type d'échangeur de chaleur . Par contre , il est clair que le transfert de chaleur est meilleur dans le cas d'un échangeur à contre courant comparativement à celui à co-courant . On remarque aussi que la variation de K en fonction du débit d'eau froide ($dK/d\dot{m}_f$) est nettement meilleur dans le cas ou la temperature d'entrée eau chaude est croissance 50°C par rapport à celle de 65°C .Ce constat est valable quelque soit le type d'échangeur étudié .Ces résultats présentés dans la Figure IV.8

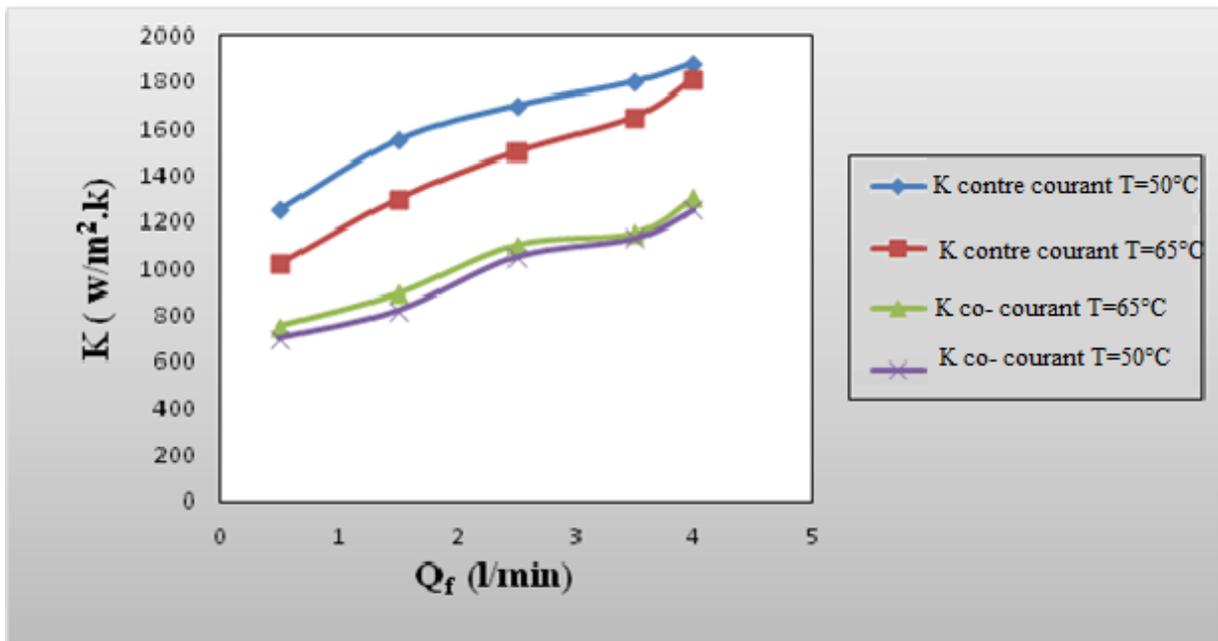


Figure IV.8 : le coefficient global en Co-courant et contre courant.

Partie 02 : Résultats numériques obtenus par Comsol Multiphysics

IV.2.1 Introduction

Dans cette partie de ce chapitre nous avons présenté les résultats obtenus numériquement par Comsol multiphysics d'un modèle d'échangeur de tube et calandre . La discussion et l'interprétation des résultats en termes de variation de la pression, de vitesse et de la température et aussi vérifier.

IV.2.2 Présentation et discussion des résultats

A. Variation de pression

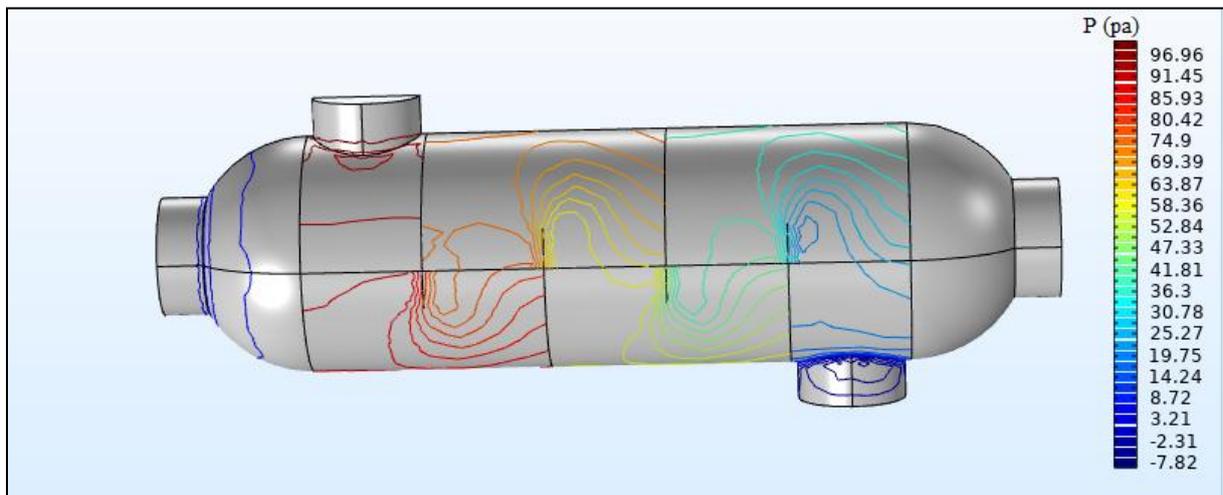


Figure IV .9 :variation de la pression dans la calandre.

La pression d'eau froid à l'entrée coté calandre est supérieure à celle de la sortie, cela est dû à la perte de pression linéaires et singulière à cause de frottement de fluide avec les parois de l'échangeur et de chicane. On remarque aussi une augmentation de pression au voisinage des chicanes à cause de changement de section, cela induit un échauffement de fluide(l'eau froid), ces pertes de charge et l'augmentation de la température ont été générées par l'interaction des fluides avec la structure.

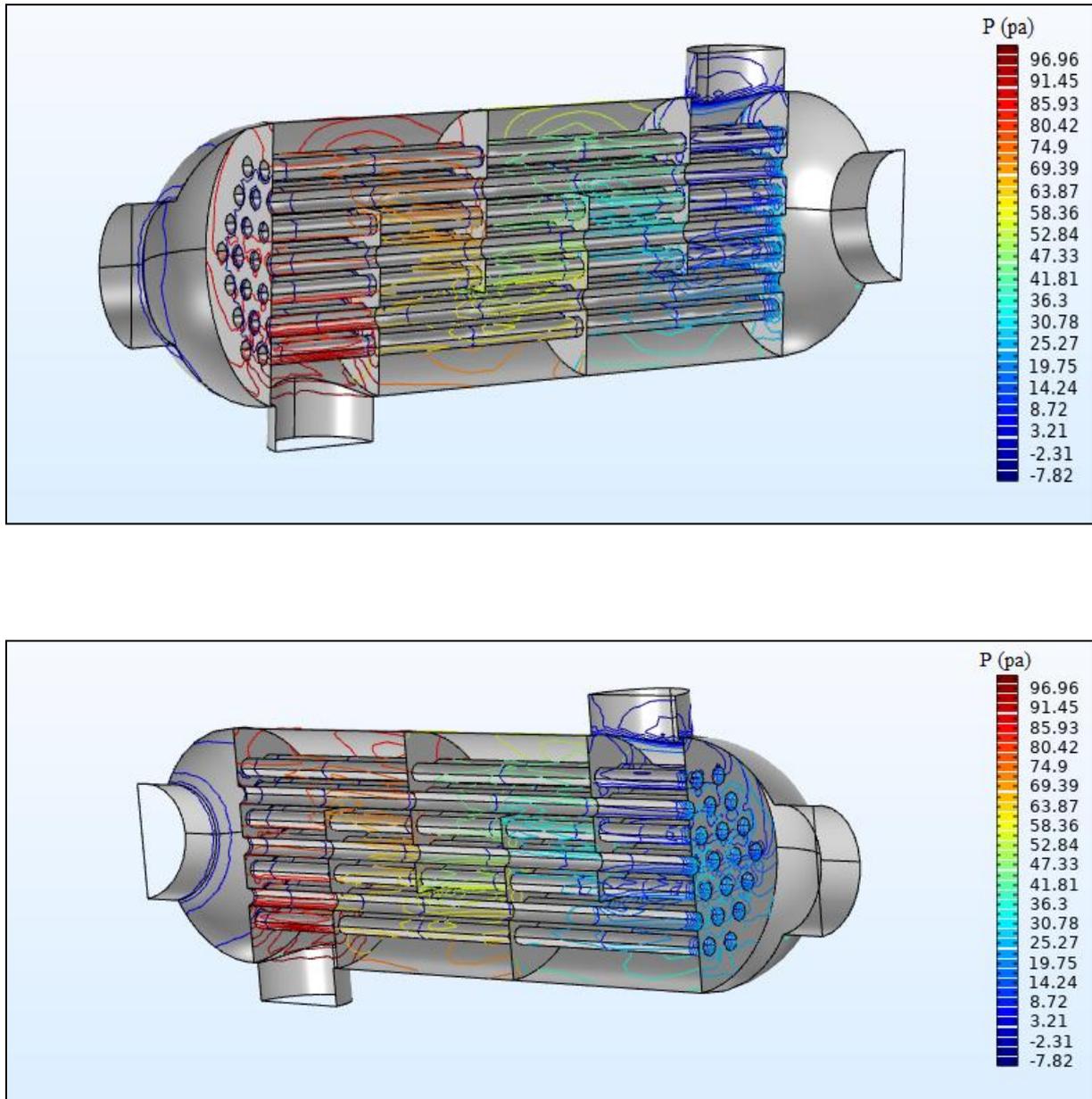
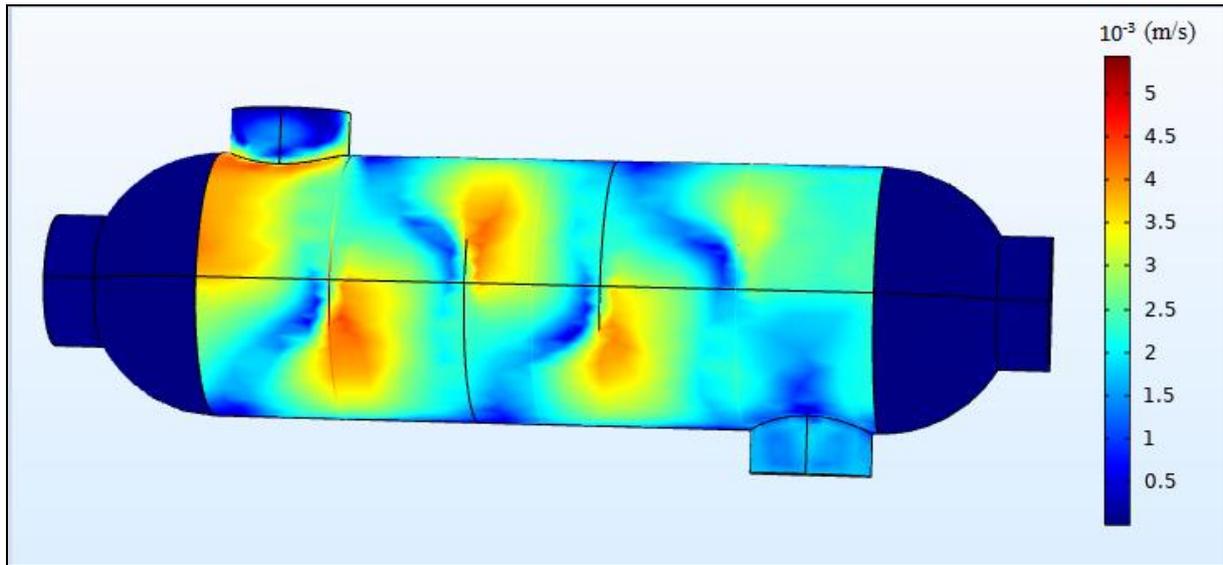


Figure IV .10: variation de la pression dans les tubes.

La pression à l'entrée des tubes est supérieure à celle de la sortie, résultat logique parce que le long de traversé du fluide, ce dernier subit des pertes de charges linéaires générées par le frottement du fluide avec la paroi.

B. Variation de vitesse



• à l'entre :

• à la sorte :

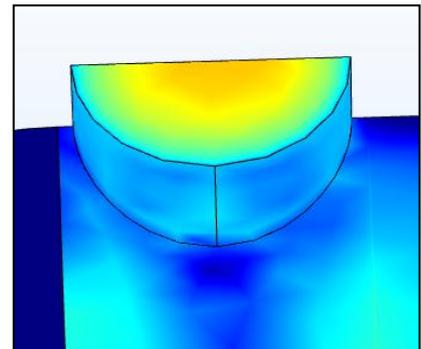
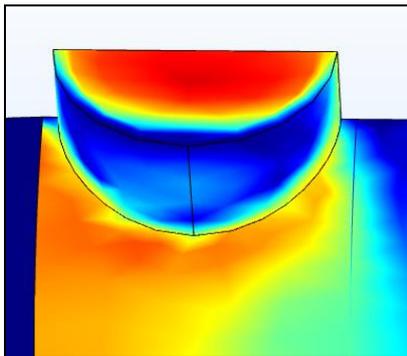


Figure IV.11 :Contours de la vitesse dans la calandre.

La présentation des contours de la vitesse résistante du fluide coté calandre et tube est montrée respectivement sur la Figure IV.11 et IV.12. Il apparait clairement que la vitesse de l'eau froid à l'entrée de la calandre est supérieure à celle de la sortie et cela revient aux obstacles (les chicanes et les parois extérieurs de tube et de la calandre

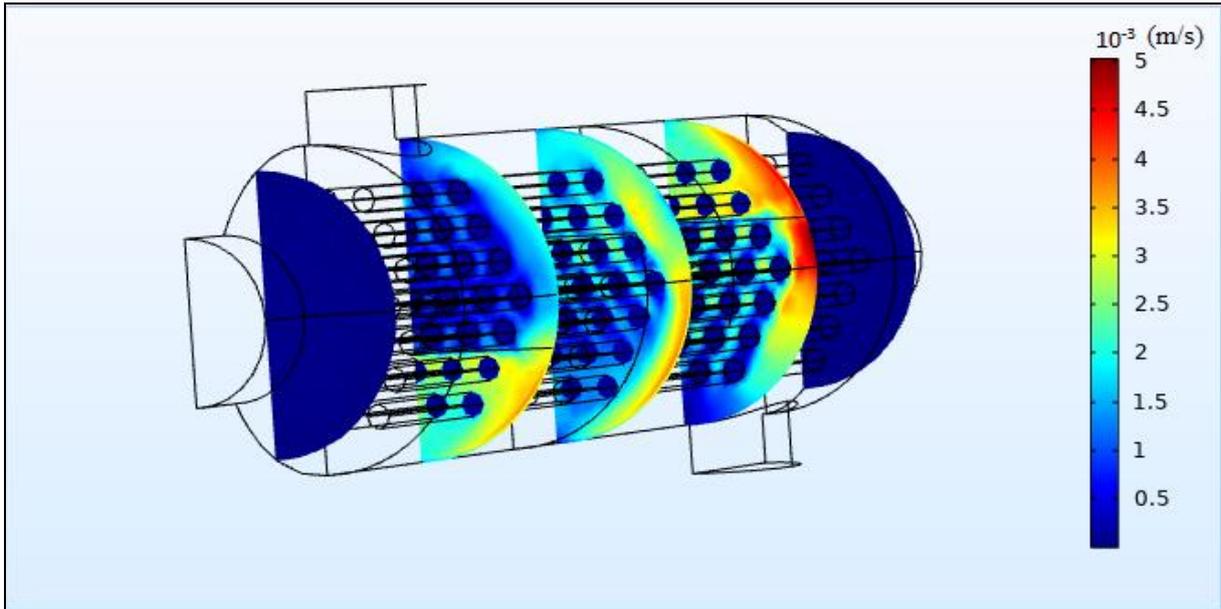


Figure IV.12 :contours de vitesse dans les chicanes .

C. Variation de température

La distribution de la température de fluides cotés tube et calandre est présentée sur la Figure IV.13 . Il est à noter que la variation du transfert de chaleur autours des chicanes est plus importants, car au furet à mesure que l'on s'approche des obstacles, le transfert de chaleur apparais beaucoup plus important .Pour les vitesses élevés l'écoulement est très important cela peut générer des tourbillons autours des obstacles et favorise le transfert de chaleur.

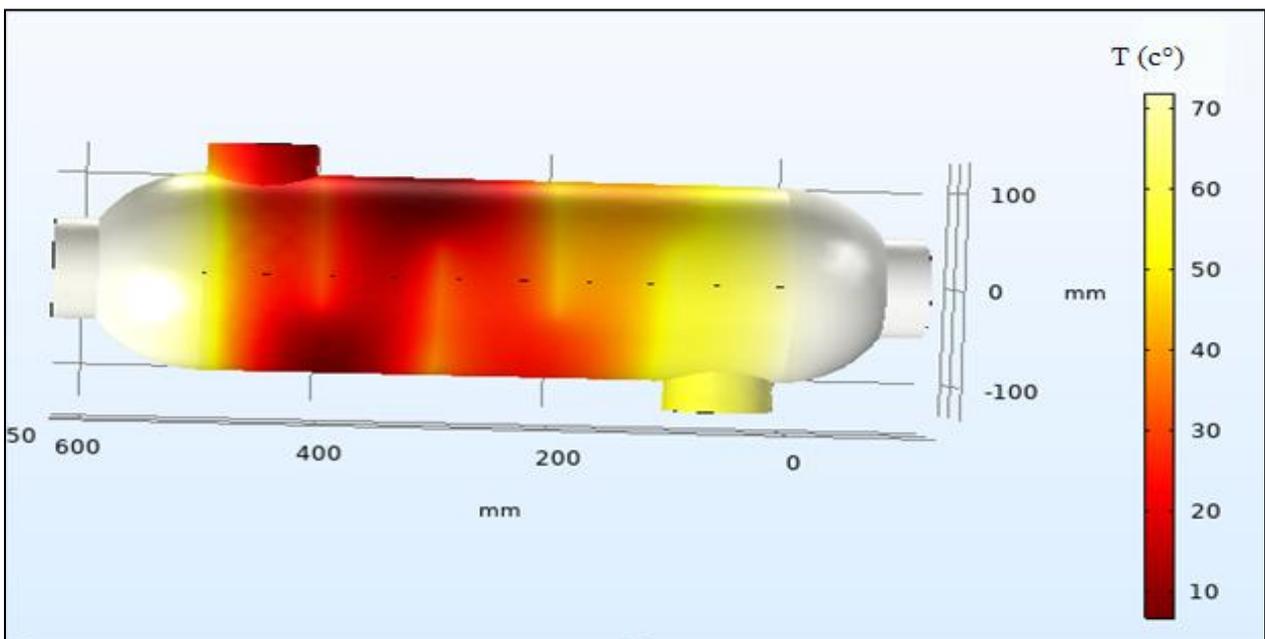


Figure IV .13 : distribution de la température d'eau froid dans la calandre.

IV.2.3 Conclusion

L'objectif de ce travail est d'étudier le comportement dynamique et thermique de deux écoulements dans un échangeur de chaleur à faisceaux tubulaires et à calandre et avec des chicanes dans la veine d'écoulement des fluides.

Cette étude a été réalisée à l'aide du logiciel COMSOL Multiphysics 5.4 en utilisant la méthode d'éléments finis.

De nos résultats obtenus, on a remarqué que :

La variation de la vitesse de l'air est supérieure à celle de l'eau, la nature de l'écoulement affecte directement la distribution des vitesses dans la calandre cela a un impact important sur les échanges thermiques entre les deux fluides.

L'évolution des températures dépend du mode de transfert de chaleur par convection entre le fluide et la paroi extérieur (air-eau), ainsi que la nature et le type de l'échangeur de chaleur dans notre cas le mode contre-courant.

Conclusion générale

Nous avons présenté dans ce mémoire, une étude thermique et dynamique du comportement des fluides dans l'échangeur de chaleur à tube et à calandre grâce à cette étude on a déterminé l'efficacité et le coefficient global de transfert de chaleur pour deux types d'écoulements ; le co-courant et le contre-courant ,respectivement .

Dans la théorie des échangeurs de chaleur et de masse , le coefficient global de transfert de chaleur k et l'efficacité ε sont toujours meilleurs pour un écoulement en contre-courant comparativement à l'écoulement en co-courant . ce fait a été bien vérifié expérimentalement . de plus , la décroissance de la température de sortie eau chaude ainsi que la température de sortie eau froide avec le débit d'eau froid est aussi vérifié . ceci nous amène à croire que les conditions préalables pour l'établissement du régime permanent avant les mesures ont été bel et bien respectées .

L'étude numérique a été effectuée sur l'échangeur de chaleur à faisceau et calandre par le code Comsol Multiphysics qui est basé sur la méthode des éléments finis , a cause du résultats obtenus on a conclu que :

- ❖ La pression dépend de la température et la vitesse de circulation des fluides et de leurs caractéristiques physiques : densité et viscosité, ainsi que la géométrie de l'appareil.

La dualité transfert de chaleur-perte de charge est marquée par le fait que l'accroissement du nombre de Reynolds provoque simultanément une augmentation du transfert et de la chute de pression

- ❖ La vitesse des fluides dépend de la géométrie de l'échangeur de chaleur et le chemin suivi par le fluide

- ❖ Les lignes de courant dépendent de la vitesse de l'écoulement et la température du fluide

- ❖ L'évolution des températures dépend du mode de transfert de chaleur par convection entre le fluide et la paroi extérieur (eau froid-eau chaud), ainsi que la nature et le type de l'échangeur de chaleur dans notre cas le mode contre-courant. l'échange thermique est très intense, à la sortie de l'échangeur de chaleur se fait progressivement le long de l'échange.

Références Bibliographiques:

- [1] HARKAT YAMINA « Diagnostic de l'encrassement par monitoring des paramètres de service aux bornes d'un échangeur de chaleur », Mémoire Magister, Université Mohammed Bougera -Boumerdas, 2007
- [2] Documentation Total. Support de formation Exploration et production Cours des équipements. Total (EXP-PR-EQ120-FR). Révision 0.1 (16-04-2007)
- [3] Christophe M, Christophe W. e-book- TOME 1 – Technologie des échangeurs et dimensionnement simple. 2014.
- [4] Chaudourne S. Echangeurs à caloducs pour la récupération de chaleur dans les processus industriels. RevPhysAppl (Paris) 1982;17:625–32.
<https://doi.org/10.1051/rphysap:01982001709062500>
- [5] Reay DA, Kew PA, McGlen RJ. Heat pipes: theory, design and applications. Sixth edition. Amsterdam: Butterworth-Heinemann, an imprint of Elsevier; 2014
- [6] P. TRAMBOUZE. « Le raffinage du pétrole ». Edition TECHNIP. Tome IV matériels et équipements. Paris. 1972. ISBN 2-7108-0685-1.
- [7] : Développement d'un programme de calcul d'un échangeur de chaleur (par FETITI CHERIF et FERHAT LEZHARI. Département de Génie Mécanique).
- [8] André B, Alain G, Charles G, Jacques H, Christophe M, Pierre M, et al. Échangeurs de chaleur - Description des échangeurs. Techniques de l'ingénieur 1995.
- [9] Zoé Minvelle, Nasia Caney, Patrice Clement, Philippe Bandelier, Philippe Marty, Jean Antonie Gruss et Claude Roussel. Description des échnageurs de chaleur. Technique de l'ingénieur [BE 9516].
- [10] : étude thermo-énergétique d'un échangeur de chaleur à plaques et joints : Application aux fluides géothermiques (par AMINE ALI NEHARI - TLEMCEN-).
- [11] : Développement d'un programme de calcul d'un échangeur de chaleur (par FETITI CHERIF et FERHAT LEZHARI. Département de Génie Mécanique).

- [12] :D.Q. Kern, Process heat transfer, New York, McGraw-Hill, (1950).
- [13]:M.G. Yehia, A. Attia, O.E. Abdelatif, E.E. Khalil, Heat transfer and friction characteristics of shell and tube heat exchanger with multi inserted swirl vanes, Applied Thermal Engineer-ing 102,6 (2016) 1481-1491.
- [14]: F. Kreith, R. M. Manglik, M. S. Bohn, Principles of Heat Transfer, vol. 7, Cengage Learning, USA (2011).
- [15] André B, Alain G, Charles G, Jacques H, Christophe M, Pierre M, et al. Échangeurs de chaleur - Description des échangeurs. Techniques de l'ingénieur 1995.
- [16] P.Wuithier- Le Raffinage et génie chimique, Tome II- 2emeEdition-Edition TECHIP-Paris –France (1972).
- [17] S. Sall ; Introduction général échangeur de chaleur ; Mémoire de fin d'étude ; université de Tlemcen (2014).
- [18] Ramsh K. Shah and Dusan P. Sekulic. Fundamentals of Heat Exchanger Design. 2003.
- [19]-Mémoire-Amine ALI NEHARI- Étude thermo-énergétique d'un échangeur de chaleur à plaques et joints : Application aux fluides géothermiques. Université Abou-BakrBelkaid de Tlemcen -département de physique-2011
- [20] Bennajah M, Chaouni N. Échangeurs de chaleur technologie, calcul et design. Paris: Ed. Technip; 2014.
- [21] Detrigne J. Entartrageet corrosion n.d.
- [22] YL.TSAY, T.S.CHANG, J.C.CHENG, « Heat transfer enhancement of backward-facing step flow in a channel by using baffle installed on the channel wall », Acta Mech. 174, p (63–76), 2005.
- [23] R. Saim, S. Abboudi, B. Benyoucef et A. Azzi, 'Analyse Numérique de la Convection Force Turbulente dans les Tubes Munis des Chicane Transversales', 13èmes Journées Internationales de Thermique, Albi, pp. 1-5, 28 - 30 Août 2007.
- [24] J.R.LOPEZ, N.K.ANAND, L.S.FLECHER, « A numerical analysis of laminar convective heat transfer in a three-dimensional channel with baffles », in: Proceedings of the

Third U.S. National Congress on Computational Mechanics, Dallas, TX, vol.1, p (406-416), 1995.

[25] J.R.LOPEZ, N.K.ANAND, L.S.FLETCHER, « Heat transfer in a three-dimensional channel with baffles », Numerical Heat Transfer.30, p (89–205), 1996.

[26]: A. S. Kasumu, N. N. Nassar, and A. K. Mehrotra, “A heat-transfer laboratory experiment with shell-and-tube condenser,” Educ. Chem. Eng., vol. 19, pp. 38–47, 2017.

[27]: A. A. Abd, M. Q. Kareem, and S. Z. Naji, “Performance analysis of shell and tube heat exchanger: Parametric study,” Case Stud. Therm. Eng., vol. 12, no. December 2017, pp. 563–568, 2018.

[28] :M.V. Vukić, M.A Tomić, P.M. Živković, S. Gradimir, Effect of segmental baffles on the shell-and-tube heat exchanger effectiveness, Hem. Ind. 68 (2) (2014), 171–177.

[29] :F. Chen, J. Cai, X. Li, X. Huai, Y. Wang, 3D numerical Simulation of fluid–solid coupled heat transfer with variable property in a LBE-helium heat exchanger, Nuclear Engineering and Design 274 (2014) 66 –76.

[30] :H. Bayram, G. Sevilgen, Numerical Investigation of the Effect of Variable Baffle Spacing on the Thermal Performance of a Shell and Tube Heat Exchanger, energies 2017.

[31]:Q.W. Dong, Y.Q. Wang, M.S. Liu, Numerical and experimental investigation of shell side characteristics for Rod baffle heat exchanger, Appl. Therm. Eng. 28 (7) (2008) 651-660.

[32] :S. Resat, K. Onder, R. Marcus, A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using genetic algorithms from economic point of view, Chemical Engineering and Processing 45 (2006) 268–275.

[33] :J.F. Zhang, Y.L. He, W.Q. Tao, 3D numerical simulation on shell and tub heat exchange with middle overlapped helical baffle and continuous baffles, Part I: numerical model and results of whole heat exchanger with overlapped helical baffle, Int. J. Heat Mass Transfer 52 (2009) 5371-5380.

[34] :Q. Wang, Q. Chen, G. Chen, M. Zeng, Numerical investigation on combined multiple shell pass shell and tube heat exchanger with continuous helical baffles, Int. J. Heat Mass Transfer, 52 (2009) 1214-1222.

[35] :X. Xiao, L. Zhang, X. Li, B. Jiang, X. Yang, Y. Xia, Numerical investigation of helical baffles heat exchanger with different Prandtl number fluids, Int. J. Heat Mass Transfer 63 (2013) 434-444.

[36] :Y.G Lei, Y.L. He, P. Chu, R. Li, Design and optimization of heat exchangers with helical baffles, Chem. Eng. Sci. 63 (2008) 4386-4395.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [37] :T.J. Craft, A Gerasimov, H. Iacovides, B.E. Launder, Progress in the generalisation of wall function treatments, International Journal of Heat and Fluid Flow, 23 (2002)148-16.
- [38] M. Mohamed ; Simulation de l'effet d'insertion de turbulateurs au sein d'un écoulement de fluide dans une conduite, du point vu transfert de chaleur et perte de charge, MASTER professionnelle ; univ-ourgla ; 2013/2014 ; 48 p.