

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
CENTRE UNIVERSITAIRE SALHI AHMED – NAAMA



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES
DÉPARTEMENT DE TECHNOLOGIE

MÉMOIRE

En vue de l'obtention du diplôme de **Master** en :

Génie Mécanique

Option : Énergétique

Intitulé :

**Simulation numérique du transfert de chaleur dans un échangeur de
chaleur à tubes et calandre muni de chicanes.**

Présenté par :

- Abdulali Souheyla
- Boumekhiet Chafiq

Soutenu le : 08/07/2020 Devant le Jury :

Mr. NAIMA Khatir	MCB	Centre Universitaire Naâma	Président
Mme. BOUKHADIA Karima	MCB	Centre Universitaire Naâma	Encadreur
Mr. AMEUR Houari	Pr	Centre Universitaire Naâma	Examineur

Année Universitaire 2019 - 2020



REMERCIEMENT

Avec l'aide de Dieu tout puissant, j'ai pu accomplir ce modeste travail

Nous tenons à exprimer nos plus vifs remerciements et nos gratitude particulièrement à notre encadreur'' **Mme Boukhadia**''...

Elle a guidé nos travaux avec patience et sérieux tout le long de la préparation de ce mémoire.

Egalement nous signalons la grande estime que l'on témoigne aux membres des jurys.

Enfin, nous remercions l'ensemble des membres de notre département, qui ont mis à notre disposition leur propre secours.





Dédicaces

A ma chère mère et mon cher père

Aucune dédicace ne serait pas exprimer mon respect, mon amour éternel et ma considération pour les sacrifices que vous avez consenti pour mon instruction et mon bien être.

Je vous remercie pour tout le soutien et l'amour que vous me portez depuis mon enfance et j'espère que votre bénédiction m'accompagne toujours.

A MES FRERES et sœurs

Mes frères et sœurs (saliha) qui ont crus sur moi tout au long de mon parcours scolaire.

Chafiq...





Dédicaces

A ma chère mère et mon cher père

Aucune dédicace ne serait pas exprimer mon respect, mon amour éternel et ma considération pour les sacrifices que vous avez consenti pour mon instruction et mon bien être.

Je vous remercie pour tout le soutien et l'amour que vous me portez depuis mon enfance et j'espère que votre bénédiction m'accompagne toujours.

A MES FRERES et sœurs

Mes frères et sœurs qui ont crus sur moi tout au long de mon parcours scolaire.

Je dédie ce mémoire spécifiquement à ma Belle-sœur et ma chérie "**Asmaa**" RAHEMAHA ALLAH..

SOUHEYLA...

A TOUS MES PROCHES ET MES AMIS



Résumé

Les échangeurs de chaleur sont des appareils permettant de transférer de la chaleur entre deux fluides à des températures différentes 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.

On présente dans ce mémoire une simulation numérique d'un échangeur de chaleur à tube et calandre. Les systèmes d'équations qui gouvernent le phénomène à étudier sont résolus, programme de calcul SolidWorks 2016, pour déterminer les variations : des températures (fluides et parois), des vitesses d'écoulement des fluides à l'intérieur de l'échangeur thermique, ainsi que des pertes de charges du fluide sur l'échange thermique.

Les résultats obtenus ont prouvé qu'une augmentation du nombre de chicanes et de la vitesse d'écoulement favorise l'échange thermique convectif, cette amélioration est accompagnée avec une chute de pression

Mots Clés : Echangeur de chaleur à tubes et calandre – chicane – CFD –chicanes longitudinales.

Abstract

Heat exchangers are devices used to transfer heat between two fluids at different temperatures through an exchange surface. Within the separating wall, the heat transmission mechanism is conduction, and on each of the two surfaces in contact with the fluids, it is almost always the convection phenomena which predominate.

This work presents a numerical simulation of a tube and shell heat exchanger. The systems of equations which govern the phenomenon to be studied are solved with SolidWorks 2016 calculation program, to determine the variations of: temperatures (fluids and walls), velocity of flow inside the heat exchanger, as well as pressure losses of the fluid on the heat exchange. The results obtained have shown that an increase in the number of baffles and the flow speed promotes convective heat exchange; this improvement is accompanied by a drop in pressure.

Key words: Tube and shell heat exchanger - baffle - CFD - longitudinal baffles.

ملخص

المبادلات الحرارية هي أجهزة تستخدم لنقل الحرارة بين مائعين في درجات حرارة مختلفة من خلال سطح التبادل. داخل الجدار الفاصل، تكون آلية نقل الحرارة موصلة، وعلى كل من السطحين الملامسين للسوائل، غالبًا ما تكون ظاهرة الحمل الحراري هي السائدة.

تقدم هذه الأطروحة محاكاة رقمية لمبادل حراري أنبوبي. تم حل أنظمة المعادلات التي تحكم الظاهرة التي سيتم دراستها بواسطة برنامج SolidWorks 2016 ، لتحديد إختلاف : درجات الحرارة (السوائل والجدران) ، وسرعة تدفق السوائل داخل المبادل الحراري ، وكذلك فقدان الضغط للسائل على التبادل الحراري.

أظهرت النتائج التي تم الحصول عليها أن زيادة عدد الحواجز وسرعة التدفق تعزز التبادل الحراري للحمل ، ويصاحب هذا التحسن انخفاض في الضغط.

الكلمات المفتاحية : مبادل حراري أنبوبي - حاجز - CFD - حاجز طولي.

Nomenclature

CAO	Conception Assisté Ordinateur
CFD	Computational Fluid Dynamics
EACC	Echangeur à Contre Courant
EACP	Echangeur à Courant Parallèle
T.E.M.A.	Tubular Exchanger Manufacturer Association
I'A.S.M.E	American Society of Mechanical Engineers

Symbole	Désignation	Unité
D_h	Diamètre hydraulique	(m)
v	Vitesse du fluide	(m/s)
S	Section prise par le fluide	(m ²)
$S_{calandre}$	Surface de calandre	(m ²)
S_{tube}	Surface de tube	(m ²)
A	Surface d'échange	(m ²)
d	Diamètre du tube	(m)
D	Diamètre de la calandre	(m)
e	Epaisseur du tube	(m)
L	Longueur du tube	(m)
\dot{m}	Débit massique	(kg / s)
h	Coefficient d'échange par convection	(W / m ² K)
C_p	La chaleur spécifique	(kJ/ (kg K)
T	Température	(C°)
T_c	Température chaude	(C°)

T_f	Temperature froide	(C°)
Re	Nombre de Reynolds	//
Pr	Nombre de Prandtl	//
f	Coefficient de fiction	//
Nt	Nombre de tube	//
ΔP	Pertes de charge	//
NUT	Nombre d'unités de transfert	//
Φ	Flux thermique	(w)
$m.C_p$	Débit capacité calorifique du fluide	(kJ/(h °C))
E	Efficacité d'échange	(%)
DTLM	La différence de température logarithmique moyenne	(C°)

Symbols Grec

λ	Conductivité thermique	(W/(ms))
ϵ	L'efficacité thermique	/
P	Masse volumique	(Kg/ m^3)
μ	Viscosité dynamique	(kg/ms)
ν	Viscosité cinématique	(m^2/s)

Liste des figures

CHAPITRE I Généralités sur les échangeurs de chaleur à tubes et calandre

Figure I.1. Tour de refroidissement.....03

Figure I.2. Circulation à co-courant.....04

Figure I.3. Circulation à contre-courant.....04

Figure I.4. Section de coupe d'un échangeur de chaleur à calandre.....05

Figure I.5. Différents types de chicanes.....08

Figure I.6. Dispositions des tubes.....10

Figure I.7. Échangeur à tête flottante.....11

Figure I.8. Échangeur à plaque tubulaire fixe.....11

Figure I.9. Échangeur à tube en U.....12

Figure I.10. Les différents types d'échangeurs (selon le standard TEMA).....14

Figure I.11. Formation de dépôt.....18

Figure I.12. Nettoyage mécanique.....19

Figure I.13. Nettoyage hydraulique.....19

Figure I.14. Nettoyage par projectile.....20

CHAPITRE II Etude Numérique et Equations Gouvernantes

Figure II.1 Echangeur à Co-courant.....25

Figure II.2: Echangeur à contre-courant.....26

CHAPITRE III Résultats et Discussions

Figure III.1. Cycle de conception avec SolidWorks Flow Simulation.....35

Figure III.2. Module de création de géométrie sur SolidWorks.....36

Figure III.3. Création de maillage sur SolidWorks.....37

Figure III.4. Visualisation et représentation des résultats sur SolidWorks.....	37
Figure III.5. Schéma détaillé de la géométrie de la calandre de l'échangeur de chaleur.....	38
Figure III.6. Structure de l'écoulement dans un échangeur de chaleur à tube et calandre....	39
Figure III.7. Structure de l'écoulement dans un échangeur de chaleur à tube et calandre....	40
Figure III.8. Domaine de calcul.....	40
Figure III.9. Parcours du fluide dans un échangeur thermique à faisceau tubulaire avec différents nombre de chicanes.....	42
Figure III.10. Variation de l'efficacité en fonction de nombre de chicanes.43.....	
Figure III.11. Flux thermique en fonction de Prandtl pour différents nombre de chicanes.....	44
Figure III.12. Vitesse moyenne en fonction de nombre de chicanes.....	45
Figure III.13. Lignes de courant.....	45
Figure III.14. Profil de température dans la calandre pour différentes vitesses.....	46
Figure III.15. Distribution de température dans les tubes.....	47
Figure III.16. Distribution de la température d'eau dans la calandre.....	47
Figure III.17. Variation de flux thermique en fonction de nombre de Reynolds.....	48
Figure III.18. Chute de pression en fonction de nombre de Reynolds.....	49

Liste des tableaux

CHAPITRE I Généralités sur les échangeurs de chaleur à tubes et calandre

Table I.1. Configuration des boîtes de distribution.....09

CHAPITRE III Résultats et Discussions

Tableau III. 1. Dimensions de l'échangeur de chaleur.....39

Tableau III.2. Conditions initiales du problème.....41

Tableau III.3. Conditions aux limites.....41

Tableau III.4. Informations sur le maillage.....42

Sommaire

Remerciements.....	I
Dédicace	II
Résumé	IV
Nomenclature	VII
Liste des figures	VIII
Liste des tableaux.....	IX
Sommaire.....	X
Introduction générale.....	01

Chapitre I Généralités sur les échangeurs de chaleur à tubes et calandre.

I.1. Introduction.....	02
I.2. Classement des échangeurs de chaleur.....	02
I.2.1. Echangeurs de chaleur à contact indirect.....	02
I.2.2. Echangeurs de chaleur à contact direct.....	03
I.3. Types de circulation.....	03
I.3.1. Circulation à co-courant.....	04
I.3.2. Circulation à contre-courant.....	04
I.4. L'échangeur à tubes et calandre.....	05
I.4.1. Classification et différents types des échangeurs à tubes et calandre.....	06
I.4.2. Nomenclature des échangeurs à tubes et calandre	06
I.4.3. Description des échangeurs tubes et calandre	06
I.5. Les types des échangeurs à tubes et calandre	10
I.5.1. Echangeur de chaleur à tête flottante	10
I.5.2. Echangeur à plaque tubulaires fixes.....	11
I.5.3. Echangeur à tubes en U	11
I.5.4. Echangeurs de type TEMA	12
I.6. Utilisation des échangeurs tubulaires	14
I.7. L'encrassement des équipements d'échange thermique.....	15
I.7.1. Définition de l'encrassement	15

I.7.2. Type d'encrassement	15
I.7.3. Encrassement particulaire	16
I.7.4. Encrassement dû à la corrosion	16
I.7.5. Entartrage	16
I.7.6. Encrassement biologique	16
I.7.7. Encrassement par réaction chimique	17
I.7.8. Encrassement par solidification	17
I.8. Conséquence de l'encrassement.....	17
I.9. Processus encrassement.....	17
I.10. Détection de l'encrassement.....	18
I.11. Nettoyage de l'échangeur.....	18
I.11.1. Nettoyage mécanique.....	18
I.11.2. Nettoyage hydraulique.....	19
I.11.3. Nettoyage chimique.....	19
I.11.4. Nettoyage par projectile.....	20
I.12. Conclusion	20

Chapitre II

Etude Numérique et Equations Gouvernantes

II.1. Introduction	21
II.2. Transfert de chaleur	21
II.3. Principes de calcul	22
II.3.1. La perte de charge	22
II.3.2. Nombre d'unité de transfert NUT.....	23
II.3.3. Méthode la différence logarithmique moyenne de température.....	24
II.3.4. Nombre de Reynolds.....	27
II.3.5. Nombre de Prandtl	27
II.3.6. Nombre de Nusselt	18
II.3.7. Calcul de l'efficacité thermique	28
II.3.8. Risque des croisements de températures	28
II.3.9. La règle d'or : pincer sans croiser.....	29
II.3.10. Le coefficient de film à la condensation à l'extérieur des tubes	29
II.4. Etude des pertes de charge	29

II.4.1. Perte de charge à l'intérieur des tubes	30
II.4.2. Pertes de charge à l'extérieur des tubes	30
II.5. Conclusion.....	31
CHAPITRE III	Résultats et Discussions
III.1. Introduction.....	34
III.2. Présentation du logiciel SolidWorks	34
III.2.1. SOLIDWORKS Simulation	35
III.2.2. Ecoulement des fluides sur SolidWorks (SolidWorks Flow Simulation).....	35
III.2.3. Cycle de conception avec SolidWorks Flow Simulation <i>f</i>	35
III.2.4. Objectifs de l'analyse	36
III.2.5. Création de géométrie	36
III.2.6. Maillage	36
III.2.7. Visualisation des résultats	37
III.3. formulation du problème.....	38
III.3.1. Structure de l'écoulement dans un échangeur de chaleur à tube et calandre.....	39
III.3.2. Domaine de calcul.....	40
III.3.3. Conditions initiales	41
III.3.4. Conditions aux limites	41
III.3.5. Maillage	42
III.4. Résultats et discussions.....	42
III.4.1. Influence du nombre de chicanes	42
III.4.2. Influence du de la vitesse d'écoulement	46
Conclusion général.....	51
Références bibliographiques.....	52

Introduction générale

L'échangeur de chaleur est un appareil thermique de grande importance dans les installations thermiques et énergétique. On rencontre au moins un échangeur de chaleur dans une installation thermique.

L'échangeur consiste essentiellement à transmettre la chaleur d'une source chaude à une autre source de plus faible température. Il est caractérisé par une grande diversité géométrique.

La transmission de chaleur dans ses appareils est réalisée par l'échange de chaleur entre le fluide primaire (le plus chaud) et la paroi séparatrice par convection de chaleur, l'échange de chaleur par conduction thermique dans la paroi et l'échange de chaleur entre la paroi séparatrice et le fluide secondaire par convection de chaleur à la différence des autres appareils thermiques, l'échangeur de chaleur ne contient aucune pièce mécanique mobile.

Dans un échangeur de chaleur, la chaleur est transmise d'un fluide à un autre. Le même fluide peut conserver son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases (cas des condenseurs et des évaporateurs). Les processus de transfert présentent une réciprocity : convection, conduction (paroi), convection. Le flux de chaleur échangé s'exprime par le produit d'une conductance globale constante ou non le long de l'échangeur, et de la différence entre les températures moyennes T_1 et T_2 des fluides.

L'étude de ce dispositif est complexe, on doit connaître exactement, sa géométrie (surface d'échange et section de passage des fluides), ses caractéristiques thermophysiques, les vitesses d'écoulement des fluides, les températures d'entrées des fluides, etc.

Le domaine des échangeurs de chaleurs peut être considéré comme une synthèse des domaines suivants: transferts thermiques, mécanique des fluides, corrosion, encrassement.

Ce mémoire, structuré en trois chapitres, le premier chapitre est réservé à l'étude bibliographique sur les échangeurs de chaleur à tubes et calandre, le deuxième présente étude numérique et les équations gouvernantes. Une étude détaillée sur la présentation de résultats et discussion est présentée dans le troisième chapitre. Une conclusion générale est donnée à la fin de ce document.

CHAPITRE I

Généralités sur les échangeurs de chaleur à tubes et calandre

I.1. Introduction

L'échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid. Le même fluide peut conserver son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases : c'est le cas des condenseurs, évaporateurs bouilleurs, ou des tours de refroidissement. En principe, pour les échangeurs les plus courants 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. Le rayonnement n'intervient de manière significative que s'il existe des différences de températures très importantes entre un fluide semi transparent et la paroi.

De par leurs différentes applications, les caractéristiques des échangeurs se situent dans une gamme très étendue en encombrement, en puissance échangée, en pression et en température. Les exigences de fonctionnement, les différentes normes imposées par les législateurs pour la conception de tels appareils, les technologies ainsi que les matériaux utilisés sont inévitablement variés et difficilement comparables.

Il devient donc difficile d'établir une classification rigoureuse sans faire le choix incontestablement restrictif d'un critère. Le plus souvent, les échangeurs de chaleur sont classifiés selon la configuration d'écoulement des fluides considérés et selon leur type de construction.

I.2. Classement des échangeurs de chaleur

I.2.1. Echangeurs de chaleur à contact indirect

Dans un échangeur de chaleur à contact indirect, les courants de fluide restent séparés, et les transferts de chaleur continuent à travers une paroi séparatrice imperméable. Ainsi,

thermiquement, il y a un contact entre les fluides. Ce type d'échangeur de chaleur, appelé aussi un échangeur de chaleur de surface [1].

I.2.2. Echangeurs de chaleur à contact direct

Dans ce type, les transferts de chaleur en continu du fluide chaud vers le fluide froid à travers une paroi séparative. Bien qu'un écoulement simultané de deux (ou plus) des fluides soit nécessaire dans l'échangeur, il n'y a pas de mélange direct des deux (ou plus) fluides, car le fluide s'écoule dans chacun des passages de fluide séparés. En général, il n'y a pas de pièces mobiles dans la plupart de ces échangeurs de chaleur. Ce type d'échangeur est désigné comme un échangeur récupérateur de chaleur ou tout simplement comme un récupérateur. Quelques exemples d'échangeurs de chaleur de type de transfert direct sont, de type plaque, tubulaire et échangeurs de à ailette [1].

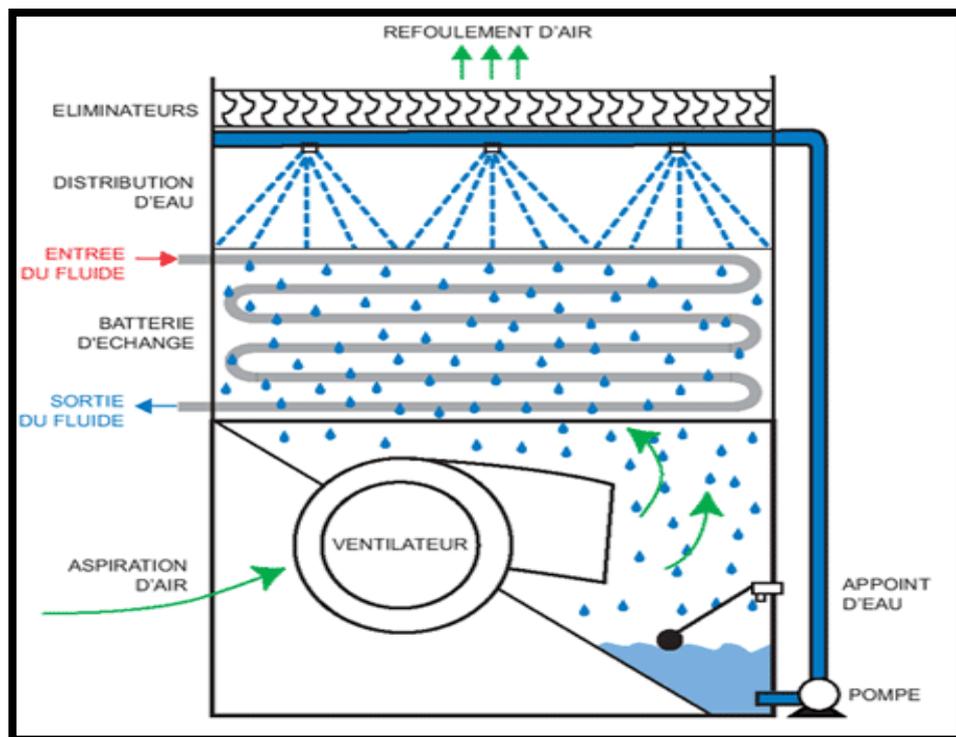


Figure I.1. Tour de refroidissement.

I.3. Types de circulation

Trois types de circulation sont possibles:

- Circulation à courants parallèles ou co-courant
- Circulation à contre-courant
- Circulation à courant croisé

I.3.1. Circulation à co-courant

Les fluides 1 (froid) et 2 (chaud) entrent d'un même côté de l'appareil, circulent en parallèle, et sortent à l'autre extrémité.

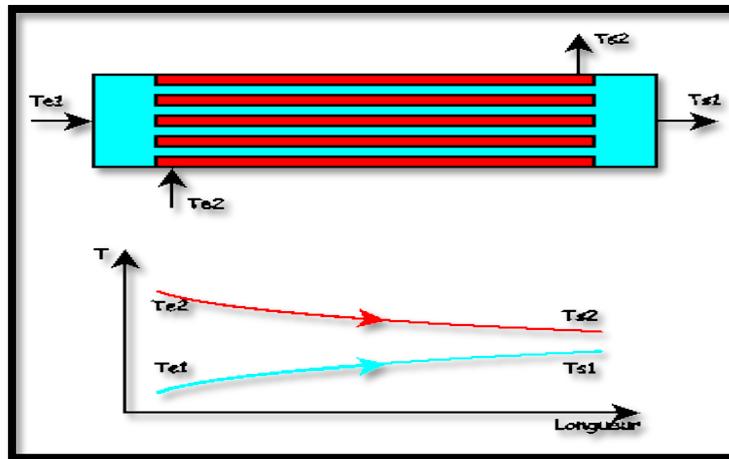


Figure I.2. Circulation à co-courant.

I.3.2. Circulation à contre-courant

Les fluides 1 et 2 entrent des côtés opposés de l'appareil et circulent en sens contraire.

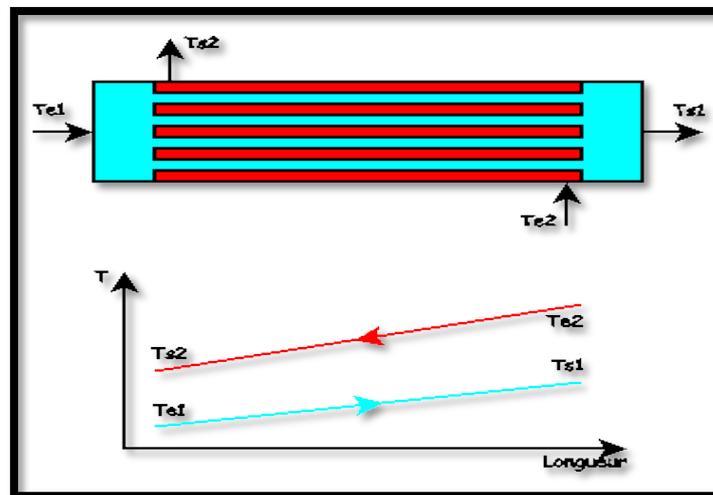


Figure I.3. Circulation à contre-courant.

Les échangeurs les plus utilisés dans les raffineries sont :

- Échangeurs à tubes et calandre
- Échangeurs tubulaires
- Aéroréfrigérants
- Echangeur à plaques

Pour l'industrie pétrolière les échangeurs de chaleur principaux utilisés pour les différents procédés sont les échangeurs à tubes et calandre; la sélection de l'échangeur de chaleur dépend de la nature du procédé et les caractéristiques du fluide utilisé.

I.4. L'échangeur à tubes et calandre

L'échangeur de chaleur tubulaire à calandre est le plus utilisée. C'est le principal élément «workhorse» du transfert de chaleur des procédés industriels. Il a de nombreuses applications dans la production d'énergie, raffinage du pétrole, les industries chimiques. Ils sont utilisés comme refroidisseur d'huile, condenseur, chauffe-eau, etc. D'autres types d'échangeurs de chaleur sont utilisés à des termes économiques. Bien que l'application d'autres types d'échangeurs de chaleur augmente, l'échangeur de chaleur tubulaire à calandre continuera sa popularité pendant une longue période, en grande partie grâce à sa polyvalence. Les principaux composants d'un échangeur tubulaire à calandre sont les tubes, les chicanes, tête avant, tête arrière et les buses. Le Joint de dilatation est un élément important dans le cas de l'échangeur à plaque tubulaire fixe pour certaines conditions de conception. Les autres composants comprennent les tirants et les entretoises, les déflecteurs, les joints d'étanchéité, les supports et les pattes. Les critères de sélection pour une combinaison appropriée de ces composants dépendent des pressions de fonctionnement, des températures, des contraintes thermiques, des caractéristiques de corrosion des fluides, de l'encrassement, de la propreté et du coût.

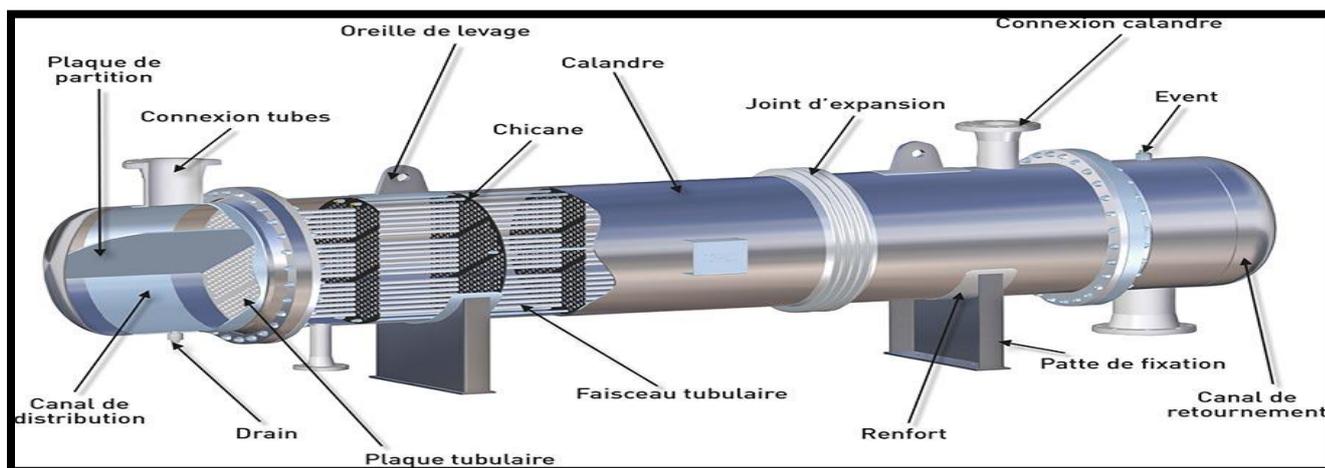


Figure I.4. Section de coupe d'un échangeur de chaleur à calandre.

Tous les éléments entrant dans la construction de ces échangeurs ont fait l'objet d'une normalisation, publiée par la T.E.M.A. (Standard of Tubular Exchanger Manufacturer

Association) qui spécifie les caractéristiques mécaniques et thermiques correspondant aux diverses conditions de fonctionnement. Cette normalisation est complétée par d'autres codes tels que ceux de l'A.P.I. (American Petroleum Institute) ou l'A.S.M.E. (American Society of Mechanical Engineers).

I.4.1. Classification et différents types des échangeurs à tubes et calandre

Il y a beaucoup de critères pour choisir un échangeur à tubes et calandre.

Fondamentalement, sa fonction peut être pour une seule phase (tel que le refroidissement ou le chauffage d'un liquide ou gaz) ou pour deux phases (tels que la vaporisation ou la condensation). Puisque il y a deux côtés à un échangeur à tubes et calandre, cela peut conduire à plusieurs combinaisons de services.

Les services peuvent être classés comme suit:

- Monophasé
- Condensation
- La vaporisation
- Condensation / vaporisation (condensation d'un côté et vaporisation dans l'autre côté) [2].

I.4.2. Nomenclature des échangeurs à tubes et calandre

- Echangeur de chaleur: les deux côtés sont de la même phase.
- Réfrigérant: un flux d'un fluide de processus et l'autre de l'eau de refroidissement ou de l'air.
- Chauffage: un flux de processus et un flux chaud.
- Condenseur: un flux de vapeur et l'autre froid pour le refroidissement ou de l'air.
- Refroidisseur: un flux d'un fluide de traitement étant condensé et l'autre flux de fluide frigorigène
- Rebouilleur: un flux d'un courant de fond d'une colonne de distillation et l'autre chaude (de la vapeur ou de l'huile chaude) [2].

I.4.3. Description des échangeurs tubes et calandre

Dans les échangeurs à tubes et calandre un des fluides appelé fluide côté tubes circule à l'intérieur d'un ensemble de tubes parallèles appelé faisceau tubulaire. Ces tubes sont enfermés dans une enveloppe appelée calandre. Autre fluide appelé fluide côté calandre

circule à l'intérieur de la calandre mais à l'extérieur des tubes. Les tubes et la calandre sont donc soumis à la pression des fluides et doivent donc être construits pour résister.

Les tubes sont pris à leurs extrémités dans les plaques perforées appelées plaques tubulaires, destinées à maintenir les tubes assemblés et à séparer les fluides côté tubes et côté calandre. L'assemblage des tubes sur les plaques tubulaires doit être soigné pour être parfaitement étanche et éviter le passage d'un fluide vers l'autre. Celui-ci est généralement assuré par un dudgeonnage ou un soudage ou bien les deux. Les tubes étant généralement souvent de grande longueur (jusqu'à 6 mètres) et de faible diamètre pour optimiser le rapport surface/volume, ils doivent être supportés entre les plaques tubulaires pour éviter leur fléchissement. Ces supports ont la forme de plaques perforées, transversales aux tubes. Les tubes passent au travers des trous. Ces plaques sont maintenues en place au moyen de tirants et d'entretoises. Les tubes doivent pouvoir accepter les variations de températures imposées par leur service et pouvoir se dilater sans contrainte mécanique excessive. Pour cela il est fréquent de permettre le libre déplacement de l'une des plaques tubulaires. Elle est alors dite flottante par opposition avec la plaque tubulaire fixe qui maintient le faisceau solidaire de la calandre. Un autre moyen pour autoriser des dilatations importantes des tubes est de donner aux tubes la forme d'un U. Les deux extrémités des tubes seront alors solidaires de la même et unique plaque tubulaire. Un dernier moyen est d'équiper la calandre d'un soufflet lui permettant de s'allonger sans trop de résistance sous l'effort des tubes qui se dilatent.

- **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. Leur fenêtre de passage peut prendre la forme de secteur de cercle simple ou double, ou encore de disques. La coupure de la chicane peut être disposée horizontalement ou verticalement. Les chicanes contribuent au support des tubes. La forme des fenêtres des chicanes fait que certains tubes seront plus supportés que d'autres. Les tubes les moins supportés seront plus sujets aux vibrations que les tubes mieux supportés. Dans certains cas où ce phénomène peut être critique, on peut choisir de ne pas mettre de tube dans les ouvertures de chicanes. L'échangeur sera alors plus volumineux puisque une partie de la calandre sera vide.

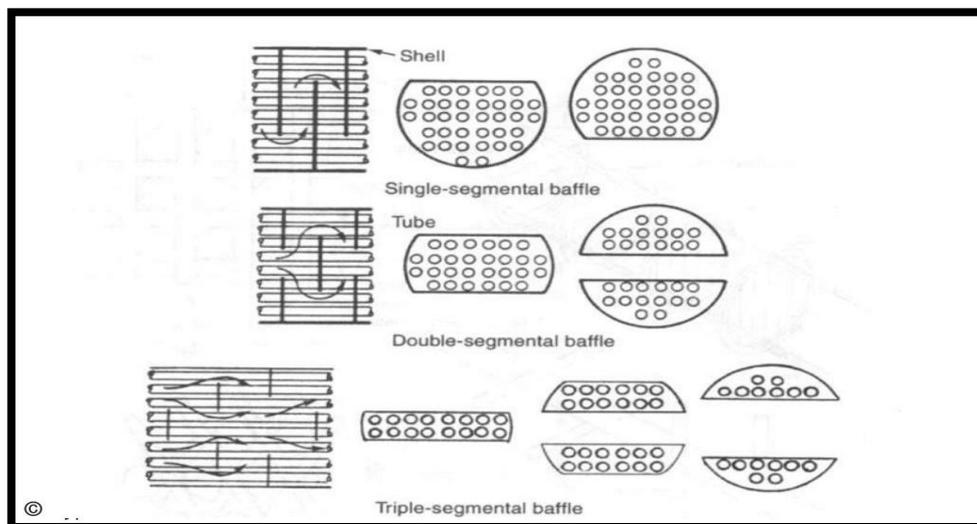


Figure I.5. Différents types de chicanes.

- **Les passes**

Dans la disposition la plus simple, les fluides côté tubes et côté calandre entrent à une extrémité et sortent à l'autre. On dit alors qu'il n'y a qu'une seule passe (un seul passage) côté tubes et côté calandre. Les fluides peuvent entrer du même côté, (co-courant) ou aux côtés opposés (contre-courant). Le transfert thermique est amélioré quand la vitesse et l'agitation du fluide augmentent. Il arrive fréquemment qu'avec une disposition à une seule passe la vitesse des fluides soit trop faible. Pour augmenter cette vitesse tout en conservant le même nombre de tubes (même surface d'échange), on a recours à la multiplication du nombre de passes:

- Côté tubes, on fait parcourir au fluide un cheminement le long de l'échangeur dans un sens dans certains tubes, dans l'autre sens dans d'autres tubes, On construit ainsi des échangeurs ayant 2, 4, 6, 8 passes côté tubes. On obtient cela en installant des boîtes de distribution proprement compartimentées, aux extrémités des faisceaux tubulaires. Le coefficient d'échange augmente comme vitesse $0,8$ tandis que la perte de charge augmente comme vitesse².
- Côté calandre, on ajuste la vitesse du fluide dans la calandre en installant en priorité des chicanes transversales qui de plus assureront le support des tubes. On peut également établir plusieurs passes en installant des chicanes longitudinales. Cependant cette solution n'est souvent pas retenue car elle rend plus difficile le nettoyage du faisceau entre les tubes.

• **Boîtes de distribution**

Les boîtes de distribution du fluide côté tubes sont munies de parois étanches pour orienter le fluide vers les tubes appropriés. Les boîtes de tête et de fond ne sont pas identiques. La règle la plus importante est de consacrer un nombre quasiment identique de tubes pour chaque passe.

La table ci-dessous représente quelques configurations possibles.

Table I.1. Configuration des boîtes de distribution

Nombre de passes côté tubes	Partition des boîtes de distribution de tête et de fond		
2 passes			
3 passes			
4 passes			
4 passes			
6 passes			

• **Disposition des tubes**

Les tubes peuvent être disposés selon:

- un pas carré
- à 90 degrés par rapport à l'écoulement du fluide côté calandre
- à 45 degrés par rapport à l'écoulement du fluide côté calandre un pas triangulaire
- à 30 degrés par rapport à l'écoulement du fluide côté calandre
- à 60 degrés par rapport à l'écoulement du fluide côté calandre

La disposition en pas carré, contrairement au pas triangulaire, laisse un espace libre rectiligne permettant le passage d'un jet ou d'une brosse pour le nettoyage de l'échangeur entre les

tubes. Il sera donc préféré sur les services encrassant. La disposition en pas triangulaire est plus dense et conduit donc à des échangeurs plus compacts. De plus il offre au fluide moins de cheminement hors de la surface des tubes que le pas carré, et est donc plus efficace pour le transfert thermique. Il sera préféré pour les services où un nettoyage mécanique n'est pas requis.

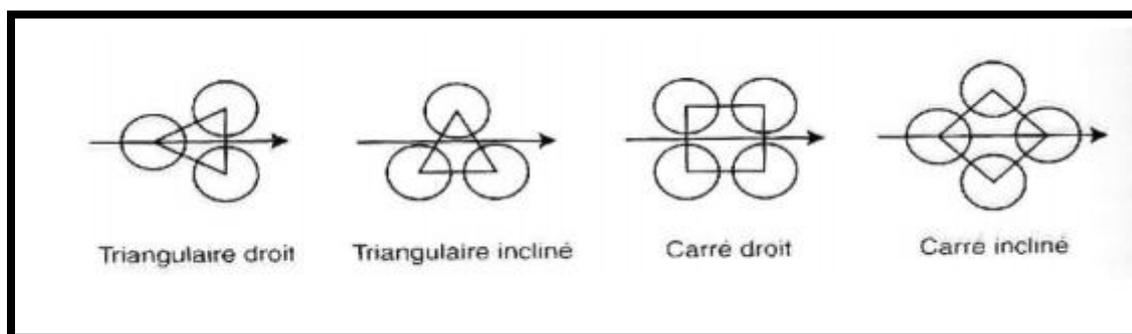


Figure I.6. Dispositions des tubes

- **Dimensions des tubes et des calandres**

Les échangeurs à tubes et calandre peuvent théoriquement être construits dans toutes les dimensions, cependant dans le but d'en optimiser le coût on cherchera à respecter quelques règles:

Les tubes sont normalement disponibles en longueur de 12 m (40 pieds). Pour minimiser la perte de matière lors de la confection, on privilégiera des longueurs sous multiples de 12 (6 m, 4 m, 3m, 1,5 m, 1,2 m, ...)

Les calandres sont souvent équipées d'une ou deux brides permettant le démontage des boîtes de distribution. Ces brides ont des diamètres adaptés aux faisceaux tubulaires et aux calandres. Il sera plus économique de choisir des brides de dimension standard (10'', 14'', 20'', 24'' ...). Le diamètre de la calandre sera choisi en conséquence [3].

I.5. Les types des échangeurs à tubes et calandre

I.5.1. Echangeur de chaleur à tête flottante

L'une des plaques tubulaires est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre [4].

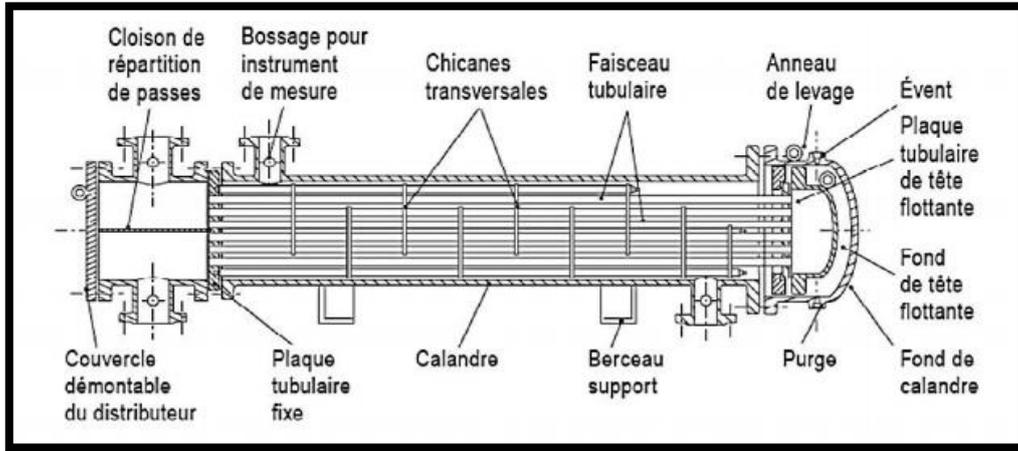


Figure I.7. Échangeur à tête flottante.

I.5.2. Echangeur à plaque tubulaires fixes

Dans ce cas, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre [4].

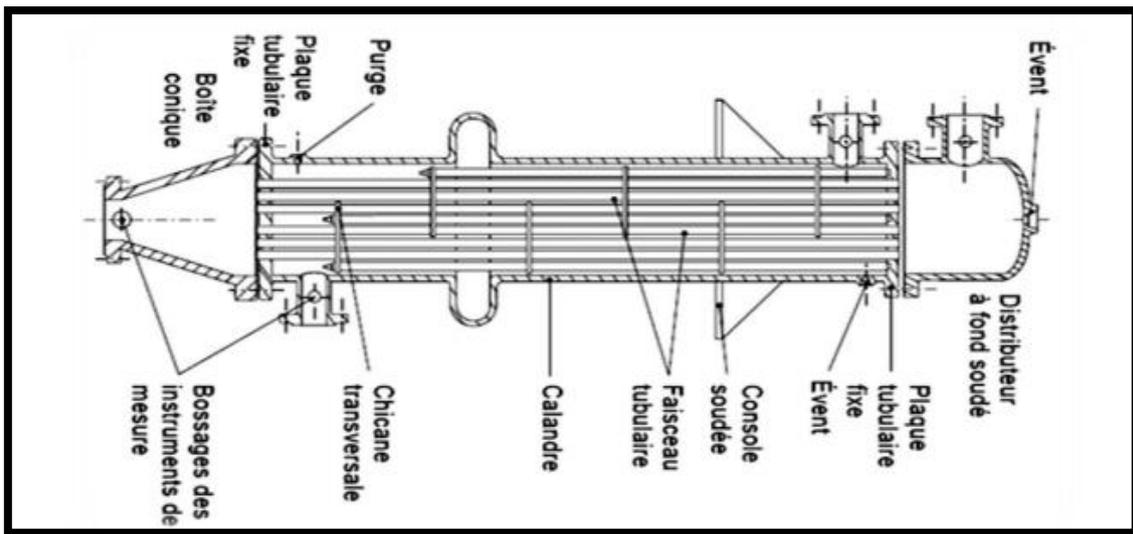


Figure I.8. Échangeur à plaque tubulaire fixe.

I.5.3. Echangeur à tubes en U

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

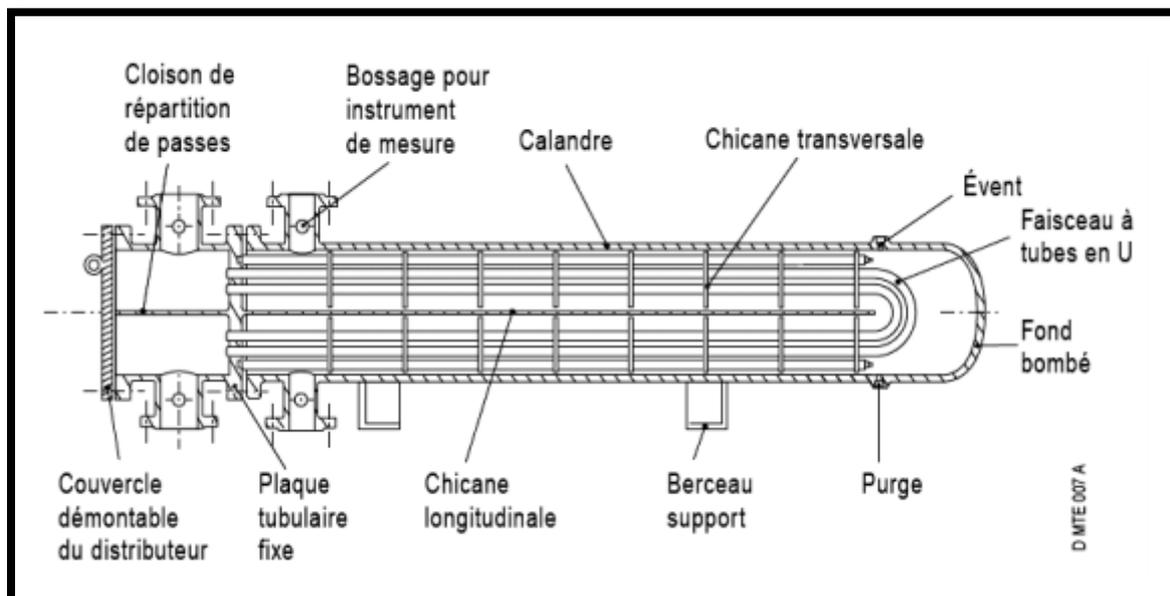


Figure I.9. Échangeur à tube en U.

➤ Critères du choix de l'ordre de passage des fluides Côté tube

- L'eau de refroidissement (pour gagner éventuellement la quantité évacuée par convection naturelle).
- Le fluide le plus corrosif (le remplacement des tubes coûte moins cher que celui de la calandre).
- Le fluide le plus sale (il est plus simple de nettoyer l'intérieur des tubes que le faisceau à l'extérieur).
- Le fluide le moins visqueux (il est plus simple d'améliorer le coefficient d'échange de ce côté-ci des tubes).
- Le fluide sous haute pression (l'épaisseur des tubes et les dégâts seraient moindres).
- Le liquide de moindre débit volumique (On améliore mieux les coefficients de ce côté-ci).
- Le fluide soumis au moindre écart de température (Pour des écarts importants $> 100^\circ$, tout le faisceau devrait pouvoir se dilater, par conséquent le fluide changera de côté) [5].

I.5.4. Echangeurs de type TEMA

TEMA est une association commerciale des principaux fabricants des échangeurs à tubes et calandre qui ont été les pionniers de la recherche et du développement depuis plus de 60 ans. Les normes TEMA ont obtenu l'acceptation dans le monde entier comme une autorité sur la conception mécanique des échangeurs à tube et calandre. Les normes TEMA fournissent une

approche reconnue pour les utilisateurs finaux et permet la comparaison entre les modèles concurrents pour une application donnée. TEMA est un ensemble de normes élaborées par les principaux fabricants d'échangeurs de chaleur qui définissent le style de l'échangeur de chaleur et les tolérances d'usinage et d'assemblage pour être employé dans la fabrication d'une unité donnée [06].

TEMA est composée de trois classes différentes pour classer les échangeurs; R, B et C.

Elle a développé une bonne pratique recommandée, pour les situations qui ne sont pas couvertes par ces trois classes. Toutes les classes conformes à la norme ASME Section VIII, Division 1.

R: destinée généralement au pétrole et les applications de traitement connexes.

B: pour le service de traitement chimique.

C: pour les exigences des applications de processus commerciaux et généraux C'est généralement spécifié dans les applications de l'échangeur à tube et calandre les plus typiques qui ne nécessitent pas des exigences sévères pour les services de traitement chimique ou pétrolier.

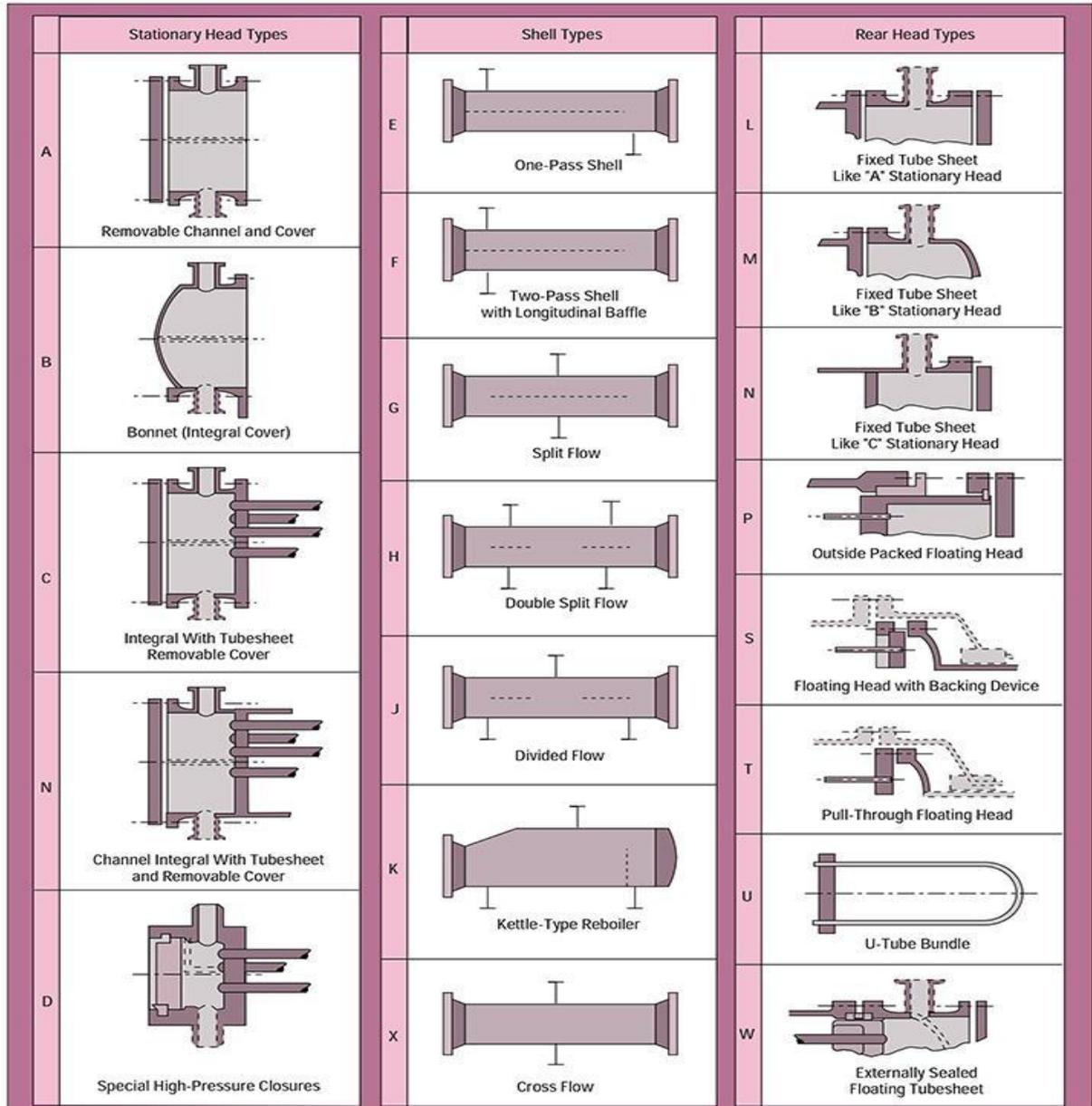


Figure I.10. Les différents types d'échangeurs (selon le standard TEMA).

I.6. Utilisation des échangeurs tubulaires

Un des modèles les plus simple d'échangeur que l'on puisse imaginer est constitué de deux tubes coaxiaux .l'un des fluides s'écoulent dans le tube central et l'autre dans l'espace annulaire, les deux fluides pouvant circuler dans le même sens ou en sens contraire. Il est difficile d'obtenir des surfaces d'échange importantes avec cette configuration, même en soudant les tubes, sans aboutir à des appareils très encombrants. Aussi préfère-t-on disposer un faisceau de tubes dans une enveloppe unique, généralement cylindrique appelé calandre, l'un des fluides circulant dans les tubes et l'autre à l'intérieur de la calandre autour des tubes.

Dans ce genre d'échangeur, des chicanes de formes variées disposées surtout perpendiculairement à l'axe de la calandre rendent le parcours du fluide qui la traverse plus long et sinueux, elles favorisent la turbulence, ce qui a pour effet d'améliorer les échanges (mais aussi malheureusement d'augmenter les pertes de charge). Ce genre de disposition est la plus utilisée pour les échangeurs liquide -liquide .la compacité maximum (surface d'échange par mètre cube) obtenue avec cette configuration est de l'ordre de $500\text{m}^2/\text{m}^3$ [7].

I.7. L'encrassement des équipements d'échange thermique

Les principaux problèmes de fonctionnement rencontrés par les utilisateurs d'équipements d'échange thermique ont trait aux phénomènes d'encrassement, de corrosion, de vibrations et de tenue mécanique.

L'encrassement et la corrosion restent les phénomènes les moins compris de l'industrie; ils se traduisent par:

- Un surdimensionnement des appareils dans les bureaux d'études
- Une dépense d'énergie supplémentaire
- Le remplacement des appareils corrodés
- Des coûts d'arrêt des installations pour démontage et nettoyage

I.7.1. Définition de l'encrassement [8]

L'encrassement, qui sous sa forme la plus générale peut être défini comme l'accumulation d'éléments solides indésirables sur une interface, affecté une grande variété d'opérations industrielles. Dans le cas des échangeurs, la présence d'un fort gradient thermique près de la surface peut perturber les mécanismes d'encrassement isotherme rencontrés, par exemple lors de l'utilisation de membrane ou de filtre.

I.7.2. Type d'encrassement [8]

Il est possible de classer l'encrassement selon le mécanisme qui contrôle la vitesse de dépôt; régime d'écoulement, et selon les conditions d'utilisation des équipements d'échange thermique ou selon le mécanisme dominant, même s'il ne contrôle pas la vitesse de dépôt. Six types différents peuvent alors être définis :

I.7.3. Encrassement particulière

Il s'agit du dépôt puis de l'accumulation sur les surfaces d'échange de particules transportées par l'écoulement des fluides industriels :

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

I.7.4. 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. Les produits de la réaction qui se forment et restent sur la surface d'échange créent l'encrassement.

I.7.5. Entartrage

Il est généralement associé à la production d'un solide cristallin à partir d'une solution liquide. Il dépend donc de la composition de l'eau industrielle. Lorsque les sels dissous sont, comme le carbonate de calcium, à solubilité inverse, le liquide devient sursaturé au voisinage de la surface d'échange plus chaude, la cristallisation se produit alors sur la surface et le dépôt est dur et adhérent, dans le cas contraire d'une cristallisation se produisant au sein même d'un liquide plus chaud que la surface, le dépôt est plus mou et friable. L'encrassement par les sels à solubilité normale existe, même s'il est plus rare; il faut signaler le cas des saumures géothermales à forte teneur en silice.

L'entartrage peut se produire dans les échangeurs refroidis à l'eau, dans les unités de dessalement d'eau de mer ou saumâtre dans les chaudières, dans les échangeurs de l'industrie agroalimentaire, dans les systèmes géothermiques. Il existe différentes méthodes de prévention de l'entartrage.

I.7.6. Encrassement biologique

Il est dû au développement de micro-organismes (bactéries, algues ou champignons) qui créent un film au contact de la surface d'échange, il peut même, à l'échelle macroscopique, être caractérisé par le développement de coquillages. Les actions de prévention consistent soit à détruire les micro-organismes, soit à empêcher leur développement. Les traitements correspondants utilisent des biocides et il est essentiel de maintenir la concentration du

produit pendant le temps de réaction. Le biocide le plus utilisé est le chlore qui est toxique pour la plus part des micro-organismes et a une action rapide. Le choix final du traitement à adopter est en général un compromis entre les problèmes de toxicité, de pollution, de coût et de maintenance. La tendance à l'encrassement biologique est naturelle puisque les bactéries sont omniprésentes dans l'eau; en outre, les conditions physico-chimiques rencontrées dans les échangeurs sont le plus souvent favorables à son développement.

I.7.7. 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. Cette réaction est souvent une polymérisation ; il en résulte la formation d'un dépôt. Les domaines concernés sont essentiellement l'industrie pétrochimique (craquage thermique des hydrocarbures lourds), l'industrie agroalimentaire (pasteurisation du lait) et les circuits de chauffage utilisant des fluides organiques.

I.7.8. 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 à l'intérieur des conduites forcées ou de givre) 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 paraffiniques). Une vapeur peut également se déposer sous une forme solide sans passer par l'état liquide (formation du givre).

I.8. Conséquence de l'encrassement [8]

Comme nous l'avons vu déjà les conséquences de l'encrassement sont :

- Une dépense d'énergie supplémentaire.
- Le remplacement des appareils corrodés.
- Les coûts d'arrêt des installations pour démontage et nettoyage.
- Un surdimensionnement des appareils dans les bureaux d'étude.

I.9. Processus encrassement

L'ensemble du processus d'encrassement est généralement considéré comme le résultat net de deux sous-processus simultanés; un processus de dépôt et un processus de suppression. Une représentation schématique du processus d'encrassement est donnée dans la figure I.11.

Tous les sous-processus peuvent être résumés comme suit:

- Formation de matériaux d'encrassement dans la masse du fluide.
- Transport de matières d'encrassement à l'interface dépôt-fluide.
- Réaction Attachement / formation à l'interface dépôt-fluide.
- Suppression du dépôt d'encrassement.
- Transport à partir de l'interface liquide-dépôt à la masse du fluide [10].

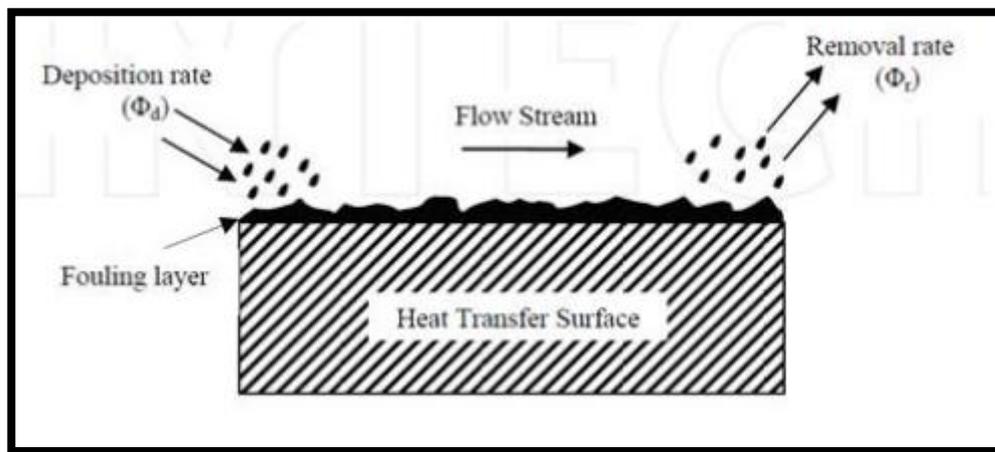


Figure I.11. Formation de dépôt.

I.10. Détection de l'encrassement

En régime permanent, l'encrassement peut être détecté par la simple analyse de la variation de l'efficacité. Comparaison du rendement actuelle de l'échangeur par rapport au caractéristique du fabricant, aussi que la surface d'échange, la capacité thermique et le coefficient de transfert sale.

I.11. Nettoyage de l'échangeur

Pour améliorer la performance des échangeurs de chaleur il faut réduire l'encrassement périodiquement, il faut éliminer toutes les substances afin d'avoir un échangeur presque neuf, rendant les tubes à un nouveau cycle de vie.

I.11.1. Nettoyage mécanique

Les procédures de nettoyage des tubes pour échangeurs à tubes et calandre sont réalisées hors ligne, le plus fréquemment choisi et le plus rapide c'est le nettoyage mécanique.

Cependant, cette méthode n'est pas efficace à 100%, laissant certaines substances d'encrassement et elle endommage la paroi du tube par le frottement de l'axe de nettoyage avec la paroi du tube.

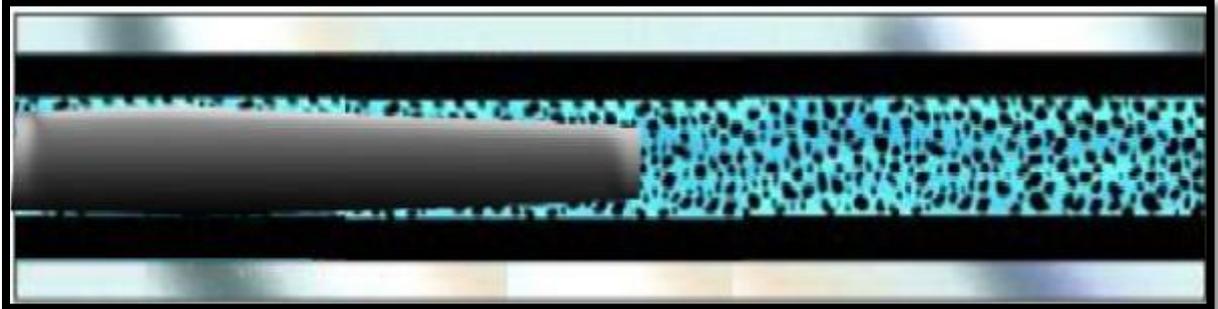


Figure I.12. Nettoyage mécanique.

I.11.2. Nettoyage hydraulique

Parmi les autres méthodes hors ligne l'utilisation de l'eau à très haute pression, le temps nécessaire pour nettoyer un échangeur de chaleur peut devenir long. Un grand soin doit être pris pour ne pas endommager les revêtements de plaques tubulaires ou les tubes mêmes; sinon la suppression réussie de dépôts d'encrassement peut devenir associée à de nouvelles fuites dans le tube ou l'augmentation de la feuille de corrosion des tubes, qui ne peuvent être révélés qu'après que l'appareil n'ait été ramené en ligne.

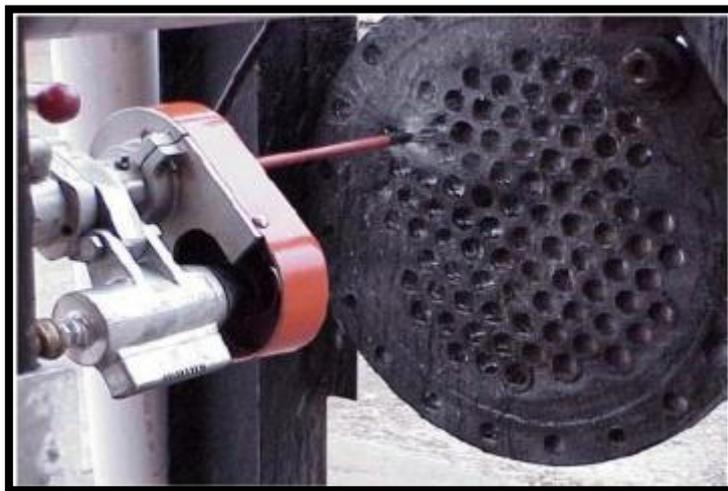


Figure I.13. Nettoyage hydraulique.

I.11.3. Nettoyage chimique

Les produits chimiques sont également utilisés pour le nettoyage hors ligne des tubes d'échangeur de chaleur. Plusieurs produits légèrement acides sont disponibles et peuvent

éliminer plus de dépôt que la plupart des autres méthodes; mais ils sont coûteux, prennent plus de temps pour que l'opération soit terminée, et l'élimination ultérieure des produits chimiques peut se révéler un danger pour l'environnement. On a également trouvé, assez fréquemment, que certaines matières résiduelles ont besoin d'être enlevé par des méthodes de nettoyage mécanique.

I.11.4. Nettoyage par projectile

Pour le nettoyage hors ligne, l'outil sélectionné doit être le plus approprié pour retirer un type particulier de dépôt. Nettoyeurs plastique moulé sont très populaires pour certaines applications. Les brosses peuvent également être utilisées pour enlever ces dépôts mous ainsi que certains types de dépôt microbologique. Les brosses sont également utiles pour le nettoyage des tubes avec des surfaces améliorées (par exemple en spirale ou en retrait à ailettes).

Avec les types de dépôts plus durs, les nettoyeurs de métaux de différents modèles ont été développés, souvent avec un dépôt particulier. Une version actuelle d'un produit de nettoyage constitué de plusieurs bandes en acier trempé en forme de U disposés de façon à former des paires de lames à ressort... Une version de ce nettoyeur pour acier inoxydable est également disponible.

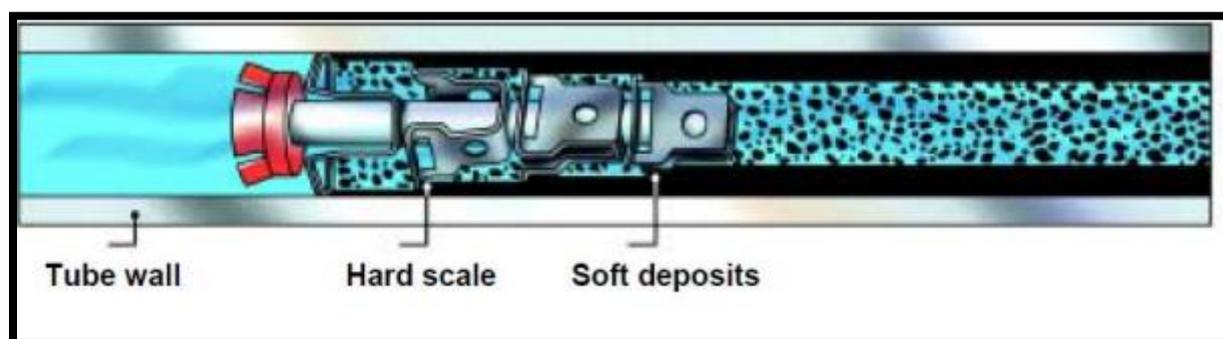


Figure I.14. Nettoyage par projectile.

I.12. Conclusion

Le choix d'un échangeur de chaleur. Pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné bien réalisé et bien utilisée permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

Chapitre II

Etude Numérique et Equations Gouvernantes

II.1. Introduction

Les échangeurs à faisceau et calandre consistent en une série de tubes de faibles diamètres arrangés à l'intérieur d'une calandre il de plus grand diamètre, le type le plus simple est à tube drap fixe. Il est facile à construire et fournit un bon ratio entre le transfert de chaleur et la surface d'échange, comparé au vieil échangeur de chaleur à double pipe. De plus, il est capable de résister aux hautes vitesses de fluidisation de manutention à haute pression à l'intérieur des tubes par rapport à l'échangeur de chaleur à plaque ou autres typed'échangeur de chaleur compacts. Il a aussi l'avantage de récupérer une grande quantité d'énergie potentielle. La dualité transfert de chaleur-perte de charge domine tout le problème. De ce fait, un dimensionnement thermique et hydraulique du système s'impose [11].

II.2. Transfert de chaleur

Lorsqu'un corps plus chaud se trouve en présence d'un corps plus froid l'expérience nous montre qu'il y a transmission de chaleur, c'est à dire qu'une augmentation de produit dans le corps le plus froid et une diminution de température se produit dans le corps le plus chaud; la transmission de chaleur demeure jusqu'à ce que les températures des deux corps soient égales. Ainsi, dans le même corps il y a transmission de chaleur lorsque deux points présentent des températures différentes.

D'après ce que nous venons de dire la transmission de chaleur se produit en cas de différence de températures. En effet c'est l'unique condition car, comme nous le verrons par la suite, il n'est pas nécessaire que les corps soient en contact direct pour qu'il y ait transmission de chaleur.

II.3. Principes de calcul

L'objectif du calcul thermique d'un échangeur est l'évaluation de la surface d'une géométrie capable de réaliser le service thermique. Avant d'entamer le calcul thermique, certaines hypothèses sont prises en considération :

On considère que l'échangeur de chaleur à tubes et calandre étudié, est comme un système fermé (on néglige l'échange de chaleur vers l'extérieur). L'étude est en régime permanent c'est à dire que toutes les variables sont invariants dans le temps [12].

Plusieurs critères sont à considérer pour le dimensionnement d'un échangeur suivant son utilisation. La puissance thermique est toujours la principale préoccupation, mais le choix définitif de l'échangeur peut dépendre d'autres paramètres tels que :

- Les pertes de pression.
- L'encrassement.
- La masse.
- L'encombrement.
- Une température de paroi à ne pas dépasser.
- Les matériaux utilisés... etc.

II.3.1. La perte de charge

Un fluide en mouvement subit des pertes d'énergie dues aux frottements sur les parois (pertes de charge régulières) ou à des accidents de parcours (pertes de charge singulières) comme des chicanes, par exemple. Cette perte d'énergie, exprimée en différence de pression (ΔP), doit être compensée afin permettre au fluide de se déplacer. Une fois l'échangeur dimensionné, il faut donc calculer les pertes de charges de l'échangeur grâce à différentes corrélations déterminées en fonction des caractéristiques des surfaces d'échange.

$$\frac{\Delta p}{l} = \lambda_f \cdot \frac{v^2}{2 \cdot D_h} \quad (\text{II.1})$$

D'où

Δp : est la perte de charge

D_h : Diamètre hydraulique

L : longueur de tube

v : vitesse du fluide dans le tube

$$v = \frac{m}{\rho \cdot S} \quad (\text{II.2})$$

ρ : viscosité dynamique de fluide

S : section prise par le fluide

$$S = S_{calandre} - S_{tube}$$

II.3.2. Nombre d'unité de transfert NUT

Le groupement sans dimension hS/C_{min} représente ce qu'on appelle le nombre d'unité de transfert noté NUT. Le nombre d'unité de transfert NUT pour un problème posé où l'on connaît les différentes températures aux bornes de l'échangeur caractérise le service thermique demandé. Pour une circulation à simple passe, ce nombre est défini par :

$$Nut = \frac{H.A}{(m.C)_{min}} = \frac{1}{Req (m.C)_{min}} \quad (II.3)$$

- L'échangeur de chaleur a un nombre d'unité de transfert trop petit ($NUT < 1$), l'échangeur est peu efficace, quel que soit le sens de circulation et le rapport C_{min}/C_{max} (le rapport de débits de capacité calorifique du fluide caloporteur/ celle du produit).
- Si le nombre d'unité de transfert est assez grand ($NUT =$ de 5 à 10), l'échange de chaleur est très efficace.

Les relations suivantes donnent la relation reliant l'efficacité d'échange au nombre d'unité de transfert pour deux modes de fonctionnement différents des échangeurs Soit :

Le rapport des capacités thermiques « fluides/produit » R_f

$$R_f = \frac{(m Cp)_{min}}{(mCp)_{max}} \quad (II.4)$$

Pour un fonctionnement à contre-courant:

$$E = \frac{1 - e^{[-(1-R_f)Nut]}}{1 - R_f e^{[-(1-R_f)Nut]}} \quad (II.5)$$

Si $R_f=1$ alors la relation devient :

$$E = NUT/(1+NUT) \quad (II.6)$$

Si $R_f > 1$ alors la formule devient :

$$E = R_f \quad (II.7)$$

Pour un fonctionnement à Co-courant :

$$E = \frac{1 - e^{[-(1-R_f)Nut]}}{1 - R_f e^{[-(1-R_f)Nut]}} \quad (II.8)$$

Le coefficient d'échange de chaleur h est une caractéristique de l'échange global entre deux fluides ou deux surfaces isothermes de température T_1 et T_2 tel que $T_1 > T_2$. Dans cette

définition générale on ne fait toujours par référence à un type de transfert particulier. L'intérêt de ce coefficient est de pouvoir s'appliquer à plusieurs processus différents de transfert entre les deux surfaces (Conduction, convection ou Rayonnement).

$$\Phi = h \cdot A (T_1 - T_2) \quad (\text{II.9})$$

Où h s'exprime en $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$, et il dépend : De la nature du fluide.

- Du régime d'écoulement du fluide décrit par le nombre de Reynolds.
- De la forme et de la rugosité de la surface de la conduite.

Le coefficient d'échange de chaleur h peut être calculé à partir du nombre de Nusselt qui sera défini ultérieurement [13].

II.3.3. Méthode la différence logarithmique moyenne de température

L'évolution de la température de chaque fluide à partir des températures d'entrée T_{ce} et T_{fe} conditionnent directement la valeur moyenne de ΔT . Elle est fonction :

- De la nature et des débits respectifs des deux fluides
- Du sens d'écoulement relatif des deux fluides qui peuvent circuler soit à co-courant pur ou à contre-courant parallèles.

$$\text{DTLM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (\text{II.10})$$

Avec :

$$\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fe}$$

$$\Delta T_2 = T_{cs} - T_{fs}$$

Et :

T_{ce} ; T_{fe} : Températures d'entrée des fluides respectivement et froid.

T_{cs} ; T_{fs} : Températures de sorti des fluides respectivement chaud et froid.

a. Les échangeurs à co-courant

Si T_c et T_f sont les températures des deux fluides au droit de l'élément dS de la surface d'échange. Le flux thermique dF échangé entre les deux fluides à travers dS peut s'écrire:

b. Les échangeurs à contre-courant

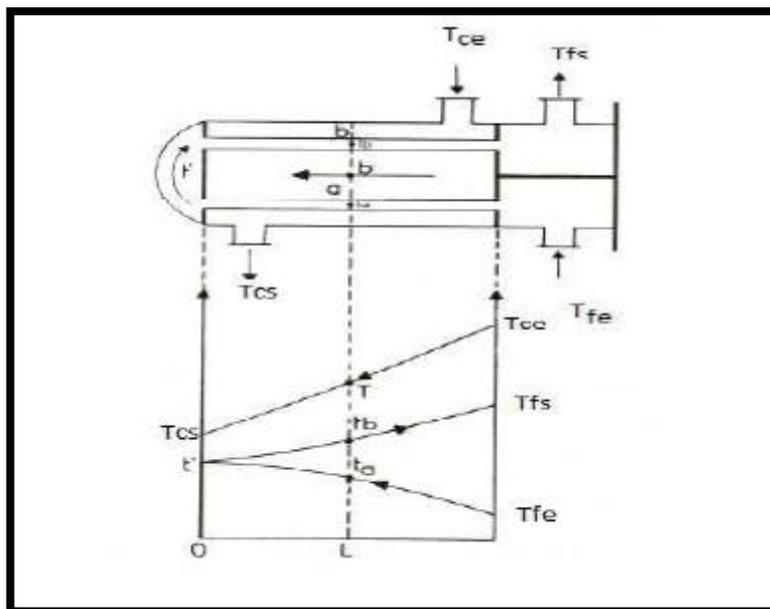


Figure II.2: Echangeur à contre-courant.

La variation de température dT_f du fluide froid quand on augmente la surface d'échange de dS , devient négative.

$$d\phi = - m_c C p_c dT_c = - m_f C p_f dT_f$$

Flux perdu par le fluide chaud Flux gagné par le fluide froid

La puissance thermique totale échangée:

$$dT_c = - \frac{d\phi}{m_c C p_c} = - \frac{d\phi}{m_f C p_f} \tag{II.13}$$

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = - \left(\frac{1}{m_c C p_c} - \frac{1}{m_f C p_f} \right) d\phi \tag{II.14}$$

$$d(T_c - T_f) = - \left(\frac{1}{m_c C p_c} - \frac{1}{m_f C p_f} \right) K (T_c - T_f) ds \tag{II.15}$$

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = - \left(\frac{1}{m_c C p_c} - \frac{1}{m_f C p_f} \right) K ds \tag{II.16}$$

$$\log[(T_c - T_f)]_{s=0}^s = - \left(\frac{1}{m_c C p_c} - \frac{1}{m_f C p_f} \right) K S \tag{II.17}$$

$$\log \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = \left(\frac{T_{ce} - T_{cs}}{\phi} + \frac{T_{fs} - T_{fe}}{\phi} \right) K S = (T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe}) \frac{KS}{\phi} \tag{II.18}$$

Expression d'où on tire finalement la puissance thermique totale échangée, dans l'hypothèse d'une circulation à courants parallèles:

$$\Phi = K \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\log \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}} S \quad (\text{II.19})$$

II.3.4. Nombre de Reynolds

Re est un nombre sans dimension en mécanique des fluides il caractérise un écoulement, en particulier la nature de son régime (laminaire, transitoire, turbulent)

Il est représenté également le rapport du transfert par convection au transfert par diffusion de la quantité de mouvement et défini

Par :

$$R_e = \frac{V_{moy} \cdot D}{\nu} \quad (\text{II.20})$$

ν : la viscosité cinématique [m^2/s].

Dh: diamètre hydraulique [m].

V_{moy} : vitesse moyenne [m/s].

Et $D_h = 4A / p$

Avec: A aire de la section de passage du fluide [m^2].

P périmètre mouillé (m).

Dans un échangeur de chaleur à tubes et calandre Dh est défini comme étant

$$R_e = D \quad (\text{II.21})$$

Et D représente de diamètre de la conduite [m].

II.3.5. Nombre de Prandtl

Le nombre de Prandtl est un nombre sans dimension, qui fait le rapport entre la diffusivité de la quantité de mouvement (viscosité cinématique) et celle de la chaleur (diffusivité thermique) et définie par :

$$P_r = \frac{\nu}{\alpha} \quad (\text{II.22})$$

Avec :

ν : la viscosité cinématique [m^2/s]

α : La diffusivité thermique.

II.3.6. Nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt est un nombre adimensionnel utilisé pour caractériser les transferts thermiques entre un fluide et une paroi, appelé transfert convectif en définit la manière suivante :

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{\lambda} \quad (\text{II.23})$$

h : coefficient de transfert thermique [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

D_h : Diamètre hydraulique [m].

λ : conductivité thermique du fluide [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$].

II.3.7. Calcul de l'efficacité thermique

Pour caractériser les performances d'un échangeur, la démarche la plus naturelle paraît être de comparer sa puissance thermique Φ avec le flux maximum Φ_{max} précédemment défini. On appelle "efficacité thermique" E de l'échangeur le rapport Φ/Φ_{max} qui est évidemment sans dimension :

$$E = \Phi / \Phi_{max} \quad 0 < E < 1 \quad (\text{II.24})$$

$$\text{D'où : } E = \frac{q_{tc} (T_{ce} - T_{cs})}{q_{tmin} (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{q_{tc} (T_{fs} - T_{fe})}{q_{tmi} (T_{ce} - T_{fe})} \quad (\text{II.25})$$

Il est à noter que sous l'une ou l'autre forme, la définition de E ne prend en compte que trois des quatre températures concernées [14].

II.3.8. Risque des croisements de températures

La pire turpitude que l'on puisse imposer à un échangeur, c'est de le mettre dans une situation où le fluide "froid" en viendrait à réchauffer le fluide "chaud", c'est-à-dire où l'on aurait $T_f > T_c$

A première vue cette éventualité peut paraître fantaisiste. De fait, il n'existe aucun risque de l'avoir se concrétiser dans les échangeurs à simple passage sur chaque fluide, qu'ils soient à courants parallèles ou à courants croisés, puisque cela contreviendrait au second principe de la thermodynamique. Mais il en va différemment avec les échangeurs P-N, où il peut arriver si l'on n'y prend garde qu'une partie de la surface d'échange travaille sous la condition $T_f > T_c$. C'est ce que l'on appelle un "croisement de températures" (ou une inversion).

II.3.9. La règle d'or : pincer sans croiser

Les deux notions précédentes nous apprennent quelque chose d'essentiel :

- 1) le pincement améliore l'efficacité de l'échangeur,
- 2) la surface d'échange peut travailler à l'envers dans certains cas.

Il nous faut maintenant constater que les deux questions sont parfois imbriquées, et l'on imagine aisément qu'un pincement trop serré et mal maîtrisé puisse dégénérer en croisement des températures si la disposition des écoulements s'y prête.

La conclusion s'impose d'elle-même et se résume dans une recommandation lapidaire : il faut pincer sans croiser.

II.3.10. Le coefficient de film à la condensation à l'extérieur des tubes

Ce coefficient varie selon la disposition des tubes

A. Tubes verticaux

Dans ce cas de figure d'une manière générale on peut définir un débit massique de condensat G par unité de longueur de périmètre de tube soit :

$$Gv = \frac{qm}{\pi d 0Nt} \quad (\text{II.26})$$

$$hc_v = 1.5 \left(\frac{\lambda^3 \rho^2 g}{\mu^2} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{4Gv}{\mu} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (\text{II.27})$$

B. Tubes horizontaux

D'une manière analogue, on définit ici aussi un nombre un débit de condensat Gh par unité de longueur de tube :

$$Gh = \frac{q}{l.Nt} \quad (\text{II.28})$$

II.4. Etude des pertes de charge

Les deux fluides qui traversent l'appareil s'écoulent sous l'effet d'un potentiel mesuré par la différentielle de pression ΔP entre l'entrée et la sortie et que l'on appelle la perte de charge. La valeur de cette perte de charge est fonction de 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.

II.4.1. Perte de charge à l'intérieur des tubes

L'étude fondamentale de l'écoulement des fluides a permis d'établir la formule connue sous le nom d'équation de Fanning, valable en régime isotherme pour une longueur droite L de tuyauterie, de diamètre uniforme

La valeur du coefficient de friction en fonction du nombre de Reynolds est donnée par les expressions suivantes:

Régime laminaire : ($Re < 2300$)

- Tubes lisses d'échangeurs : $f = 0.0028 + 0.25 Re^{-0.32}$ (II.29)

- Tubes rugueux : $f = 0.007 + 0.528 Re^{-0.42}$ (II.30)

Pour tenir compte de la non-iso thermicité de l'écoulement qui provoque les mêmes déviations qu'en transfert de chaleur, Sieder et Tate proposent de corriger l'équation des pertes de charge par :

$$\Delta P = \frac{f G^2 L}{d^2 \rho \phi t} \quad (\text{II.31})$$

Où :

$\phi t = (\mu/\mu_t) 0.25$ en régime laminaire.

$\phi t = (\mu/\mu_t) 0.14$ en régime turbulent.

L'expression de la perte de charge totale d'un échangeur à faisceau et calandre proposée par Kern est caractérisée par :

$$\Delta P t = \frac{n_{tGt}^2}{\rho} \left(\frac{f t}{d t \phi t} + 2 \right) \quad (\text{II.32})$$

II.4.2. Pertes de charge à l'extérieur des tubes

Les facteurs caractérisant l'écoulement dans la calandre sont très nombreux : le courant principal du fluide s'écoule tantôt perpendiculairement au faisceau, tantôt parlement, à travers d'une section de passage constamment variable. Les tolérances de construction introduisent, en outre, des courants secondaires de fuite qui ont d'autant plus d'importance que le diamètre de la calandre est petit. A l'usage, ces courants secondaires peuvent se développer ou se réduire selon qu'il y a érosion ou colmatage des jeux entre les divers éléments.

Kern simplifie le problème en ne prenant en considération que les échangeurs industriels pour lesquels la hauteur du segment libre de la chicane h est égal au quart du

diamètre intérieur de la calandre. Dans ces conditions, les vitesses massiques G_{cT} et G_{cL} sont assez voisines et peuvent être confondues.

La perte de charge est calculée par l'équation de Fanning modifiée :

$$\Delta P_c = \frac{f_{cT} G_{cT}^2 (N_c + 1)}{D_c Q_c} \quad (II.33)$$

Donc en résumé le calcul hydraulique consiste à l'étude des pertes de charge ou de pression au sein de l'échangeur. Comme on l'a étudié précédemment le résultat trouvé est caractérisé par :

Pertes de charge coté tubes :

$$\Delta P_t = \frac{n_t G_t^2}{2a} \left(\frac{f_{tL}}{d_t Q_t} + 2 \right) \quad (II.34)$$

Pertes de charge cotée de calandre :

$$\Delta P_c = \frac{f_{cT} G_T^2 (N_c + 1) D_c}{D_c \phi_c} \quad (II.35)$$

Qui peut être écrit aussi sous la forme si le fluide réfrigérant est l'eau :

$$\Delta P_c = \frac{f_c G_c^2 (N_c + 1) D_c}{2.524 \cdot 10^{15} d De} \quad (II.36)$$

Comme en transfert de chaleur, Donohue décompose le calcul en deux éléments :

Avec :

X : le rapport de l'aire du segment libre à la section intérieure de la calandre.

DC : Diamètre intérieur de la calandre.

h : hauteur libre sous chicane.

Nt : le nombre total de tubes du faisceau

ΔP_{ct} : Perte de charge transversale, relative à l'écoulement du fluide perpendiculairement au faisceau entre deux chicanes.

Si l'on appelle N_c , le nombre de chicanes transversales, la perte de charge totale à l'intérieur de la calandre sera donné par

$$\Delta P_c = \frac{1}{\rho \phi_c} \left[N_c C_L^2 + (N_c + 1) \left(\frac{D_c - h}{p} \right) f_{cT} G_{cT}^2 \right] \quad (II.37)$$

II.5. Conclusion

L'échangeur à faisceau et calandre fait partie de la famille des échangeurs tubulaires qui sont constitués de tubes dont la paroi forme la surface d'échange. Ils sont généralement utilisés comme condenseurs qui sont des matériaux d'une importance inégalée dans la technologie de production du froid. Leur étude nous permettra d'apporter une meilleure connaissance de la technologie et de leur conditions de mise en œuvre de leur fonctionnement

et initier aux méthodes de calcul utilisées pour dimensionner ou de suivre l'évolution de leur performances.

L'objectif du calcul thermique d'un échangeur est l'évaluation de la surface d'une géométrie capable de réaliser le service thermique [15].

Le calcul thermique des échangeurs de chaleur est basé sur deux méthodes qui sont la méthode de la différence de température logarithmique moyenne et la méthode de nombre de unités de transfert.

CHAPITRE III

Résultats et Discussions

III.1. Introduction

L'augmentation rapide de la puissance des calculateurs a rendu possible le développement des codes commerciaux traitant les problèmes de transport des fluides. Ces codes permettent la résolution des équations de Navier-Stokes, à l'aide de méthodes tel que les volumes finis, les éléments finis, les différences finis, dans un domaine physique 2D ou 3D de géométrie quelconque.

Dans notre étude, la simulation est réalisée à l'aide du logiciel de CFD, SolidWorks 2016, pour résoudre les équations hydrodynamiques de conservation de la quantité de mouvement et de la masse, celle de l'énergie ainsi que d'autres scalaires, comme la turbulence, sont résolues par la méthode des volumes finis dans l'écoulement turbulent au sein d'un canal.

Cette étude a un caractère numérique. On va exposer dans ce chapitre les résultats sous forme de contour et vecteur ainsi que des graphes.

III.2. Présentation du logiciel SolidWorks

Le logiciel SOLIDWORKS est un modéleur volumique permettant de créer des pièces complexes en 3 dimensions. Ces pièces peuvent être ensuite utilisées pour créer des mises en plan en 2D et des assemblages de plusieurs pièces entre elles.

SOLIDWORKS est un système à cotation piloté. On peut spécifier des côtes et rapports géométriques entre les éléments. Un changement de cote entraîne un changement de taille de la pièce, tout en préservant l'intention de conception.

Un modèle SolidWorks est constitué de pièces, d'assemblages et de mise en plan. Les pièces, les assemblages et les mises en plan affichent le même modèle dans des documents différents. Les changements opérés sur le modèle dans l'un des documents se propagent aux autres documents contenant ce modèle.

III.2.1. SOLIDWORKS Simulation

SOLIDWORKS Simulation est un portefeuille d'outils d'analyse structurelle faciles à utiliser qui font appel à la méthode d'analyse par éléments finis (FEA) pour prédire le comportement physique réel d'un produit en testant virtuellement des modèles de CAO. Le portefeuille propose des fonctionnalités d'analyse dynamique et statique non linéaire et linéaire. SolidWorks Simulation permet de tester le comportement mécanique des pièces et des assemblages modélisés dans SolidWorks. SolidWorks Simulation permet de faire une étude : Statique, Fréquentielle, Flambement, Thermique, Test de chute, Fatigue et Dynamique (Modale, harmonique, spectrale et aléatoire).

III.2.2. Ecoulement des fluides sur SolidWorks (SolidWorks Flow Simulation)

SolidWorks Flow Simulation est un logiciel d'analyse des écoulements de fluide et du transfert thermique entièrement intégré à SolidWorks. IL simule le test du prototype du modèle dans son environnement fluide de travail. SolidWorks Flow Simulation est utilisé par les étudiants, les concepteurs, les analystes, les ingénieurs et les autres professionnels pour produire des conceptions très efficaces et/ou optimiser leur performance

III.2.3. Cycle de conception avec SolidWorks Flow Simulation *f*

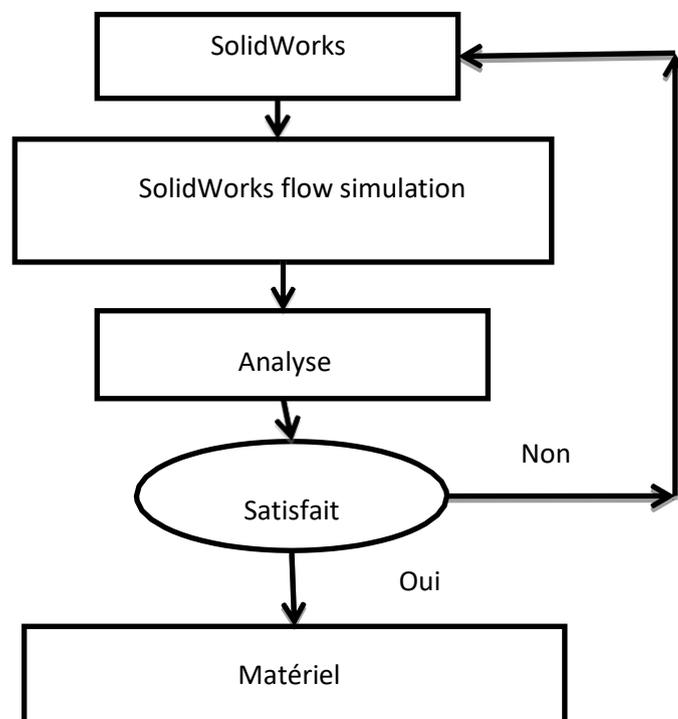


Figure III.1. Cycle de conception avec SolidWorks Flow Simulation.

III.2.4. Objectifs de l'analyse

- Calcul des débits massiques et volumiques par l'intermédiaire des appareils.
- Détermination des chutes de pression, de la résistance hydraulique.
- Calcul des flux de chaleur, des coefficients de transfert thermique.
- Calcul des trajectoires de particules dans le champ d'écoulement et des paramètres d'interaction des particules avec le modèle.

III.2.5. Création de géométrie

Contrôle l'affichage des points, des courbes, des surfaces et des corps. Les sous-ensembles peuvent également être créés, affichés et modifiés. Un sous ensemble donné peut contenir un nombre quelconque de différents types de géométrie.

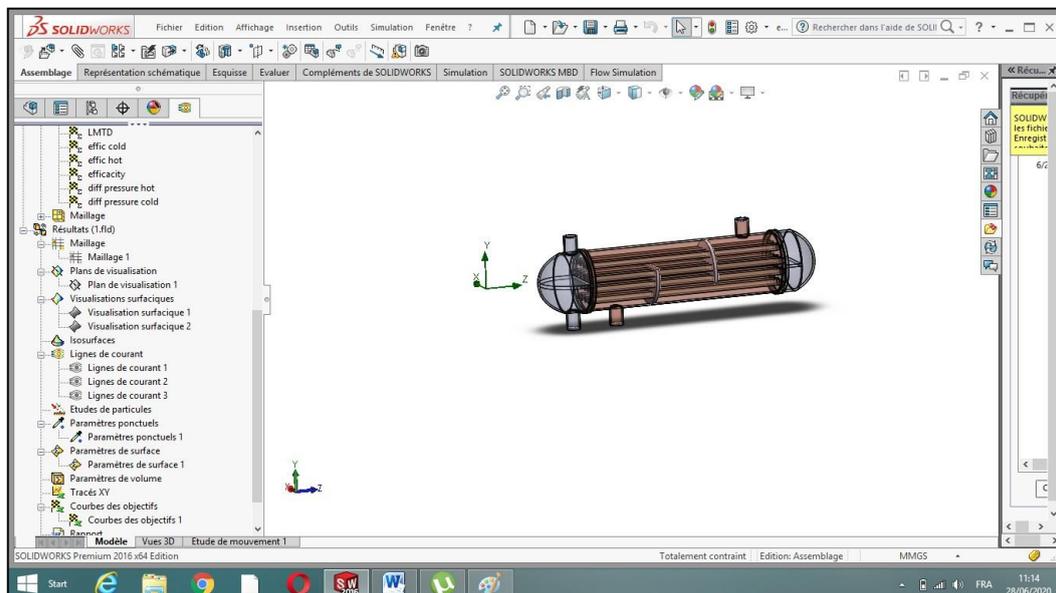


Figure III.2. Module de création de géométrie sur SolidWorks.

III.2.6. Maillage

Le maillage fractionne le modèle et le volume fluide en un grand nombre de parties de petites dimensions (les cellules). Les petites cellules donnent des résultats plus précis mais exigent davantage de ressources informatiques. On doit remailler le modèle après toute modification de la géométrie. Les modifications des paramètres des conditions de matière et aux limites n'exigent pas de remaillage. Le système de maillage automatique crée le maillage conformément à la taille de jeu minimale spécifiée, à l'épaisseur de paroi minimale, au niveau de résolution des résultats.

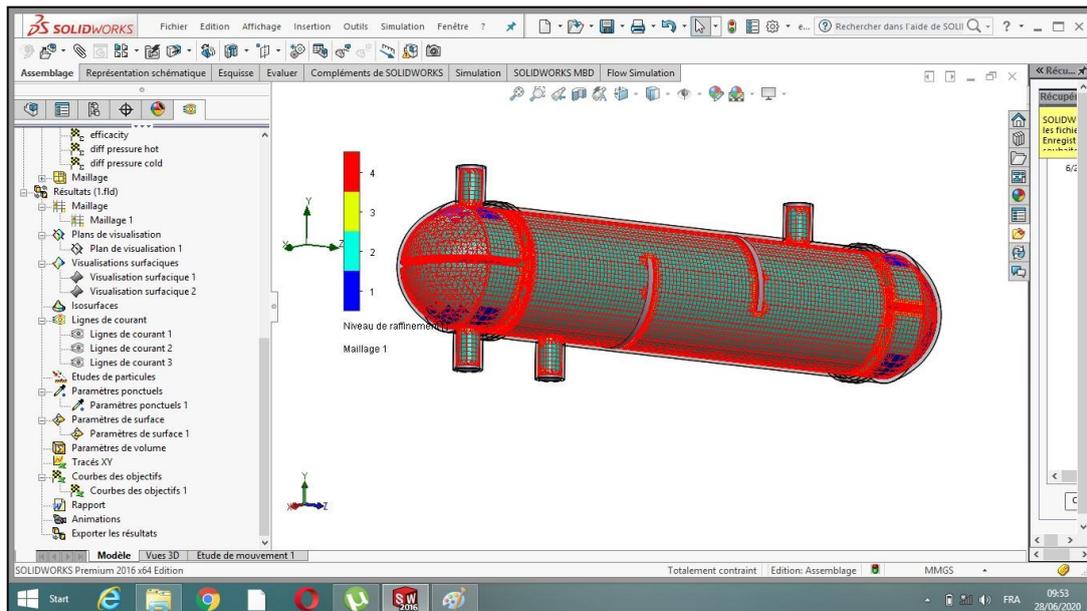


Figure III.3. Création de maillage sur SolidWorks.

III.2.7. Visualisation des résultats

SolidWorks Flow Simulation propose des outils avancés, et faciles à utiliser, pour visualiser les résultats: coupe, profil 3D et tracés de surface (contours, iso lignes, vecteurs), iso-surfaces, tracés XY, trajectoires d'écoulement et de particules, animation des résultats.

Il propose des outils avancés pour le traitement des résultats: paramètres de point, de surface et de volume, tracés des objectifs, rapport au format MS Word.

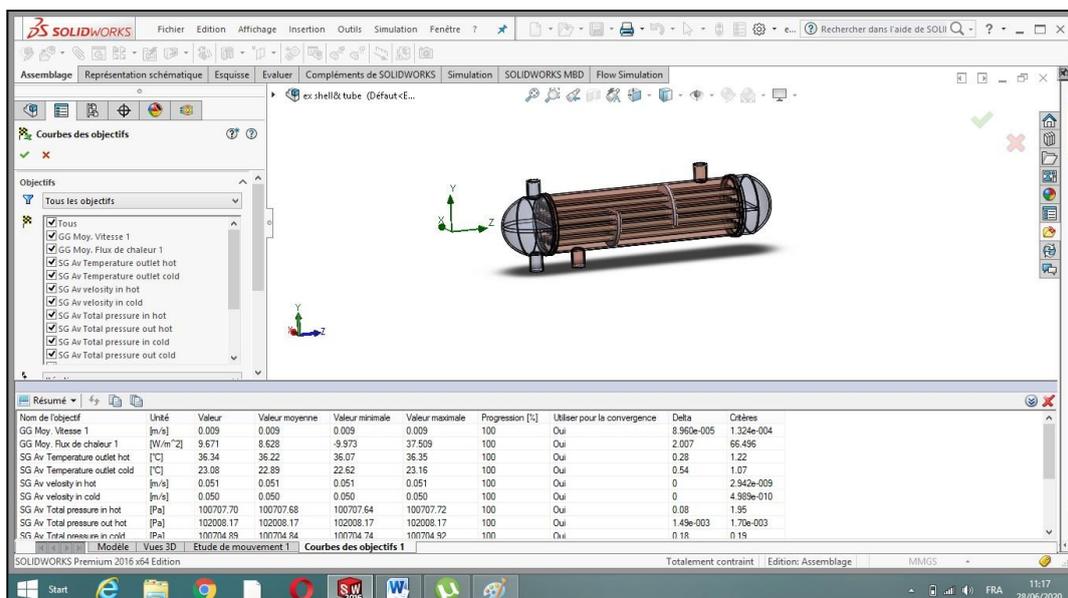


Figure III.4. Visualisation et représentation des résultats sur SolidWorks.

III.3. formulation du problème

Cette étude porte sur l’analyse du transfert thermique entre deux fluides l’un chaud et l’autre froid s’écoulant en sens contre-courant à travers un échangeur de chaleur à tubes et calandre. La géométrie 3D, les spécifications et la taille de l’échangeur de chaleur sont répertoriées dans le tableau 1. Dans ce type d’échangeur de chaleur, l’eau chaude pénètre d’un côté (Intel hot) et l’eau froide (Intel cold) pénètre dans les tubes dans la direction opposée.

On cherche à optimiser un échangeur de chaleur qui maximise le gain énergétique en termes de flux de chaleur avec moins de perte de charge.

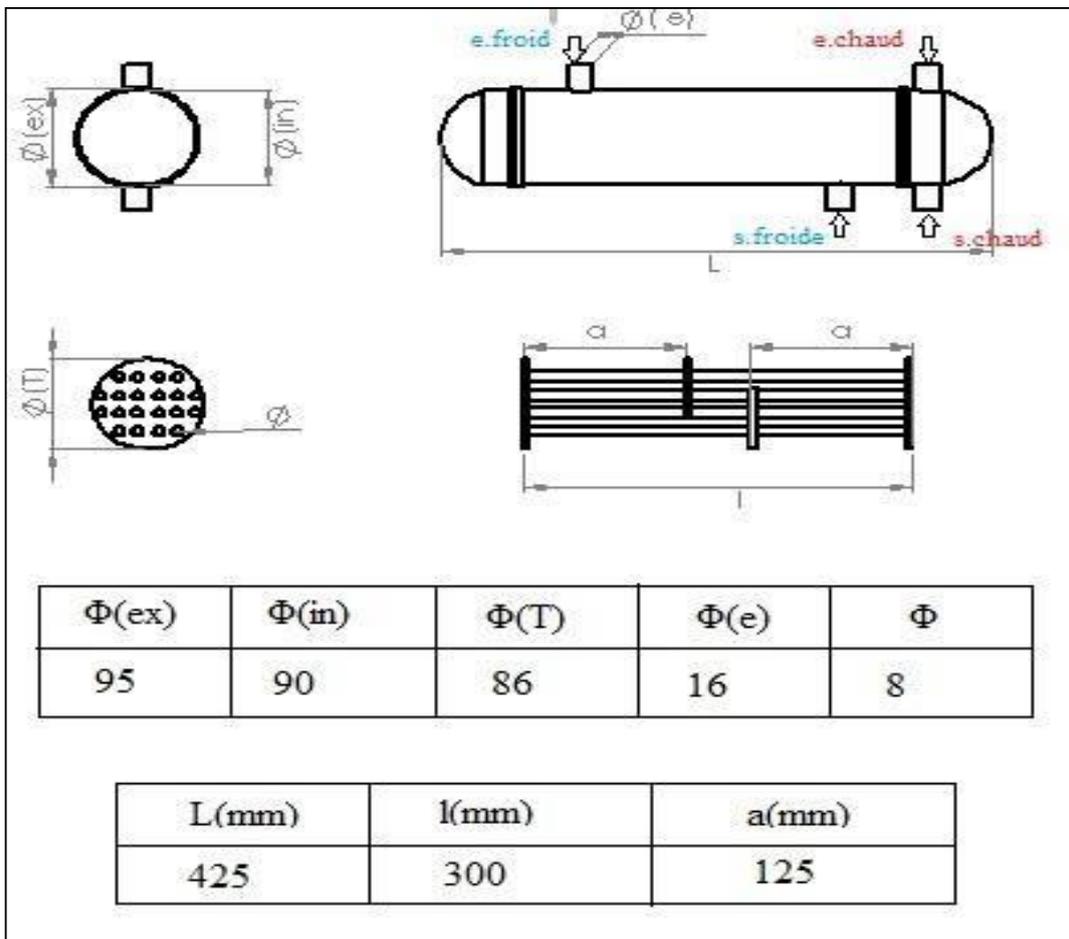


Figure III.5. Schéma détaillé de la géométrie de la calandre de l’échangeur de chaleur.

Tableau III. 1. Dimensions de l'échangeur de chaleur.

Description	Valeur
Longueur de la calandre (mm)	300
Diamètre de la calandre (mm)	90
Diamètre de la plaque tubulaire (mm)	86
Nombre de tube	20
Diamètre entrée/sortie de calandre (mm)	16

III.3.1. Structure de l'écoulement dans un échangeur de chaleur à tube et calandre

Dans les échangeurs à tubes et calandre, l'un des fluides appelé fluide côté tubes circule à l'intérieur d'un ensemble de tubes parallèles appelé faisceau tubulaire. Ces tubes sont enfermés dans une enveloppe appelée calandre. L'autre fluide appelé fluide côté calandre circule à l'intérieur de la calandre mais à l'extérieur des tubes. Les tubes et la calandre sont donc soumis à la pression des fluides et doivent donc être construits pour y résister.

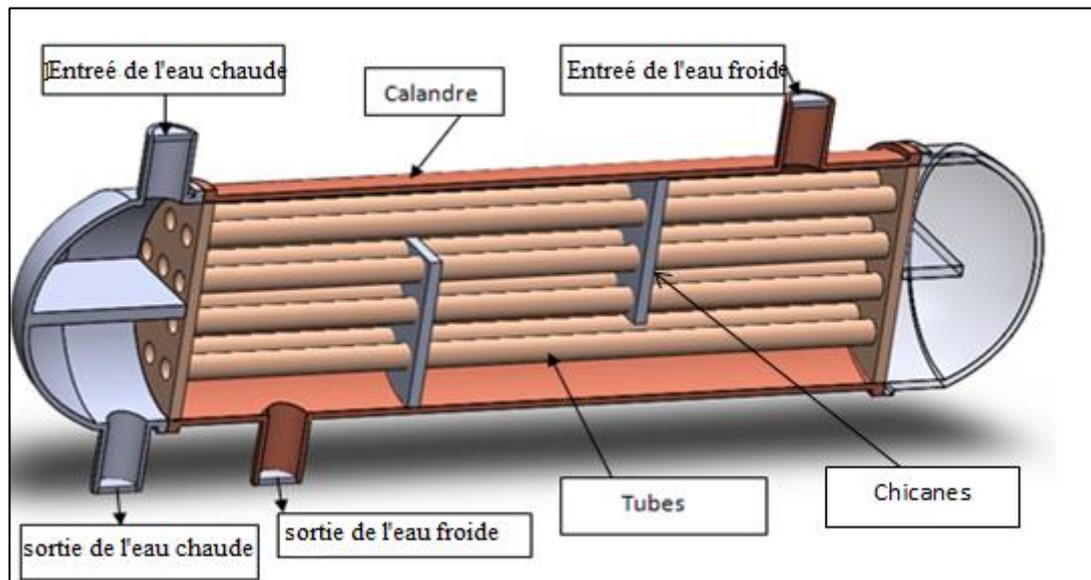


Figure III.6. Géométrie d'un échangeur de chaleur à tube et calandre.

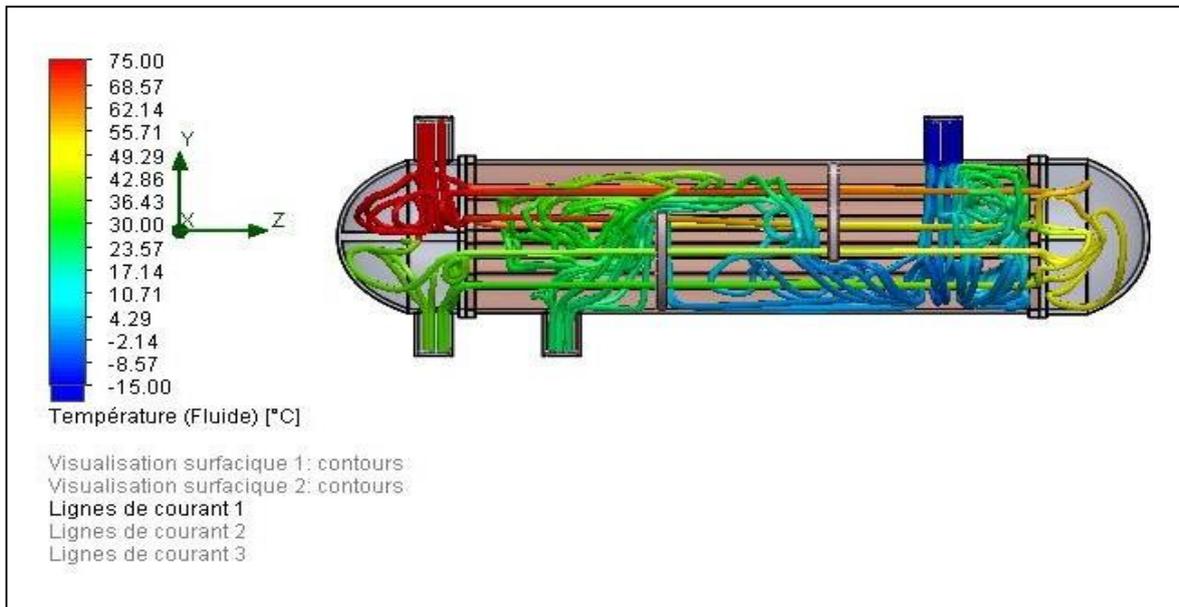


Figure III.7. Structure de l'écoulement dans un échangeur de chaleur à tube et calandre.

III.3.2. Domaine de calcul

Dans le cas d'un problème interne, le domaine de calcul enveloppe le volume du fluide dans un modèle. Si le transfert thermique dans les parois est envisagé, les parois du modèle sont également incluses.

Dans le cas d'une analyse externe, le domaine de calcul couvre l'espace environnant du modèle.

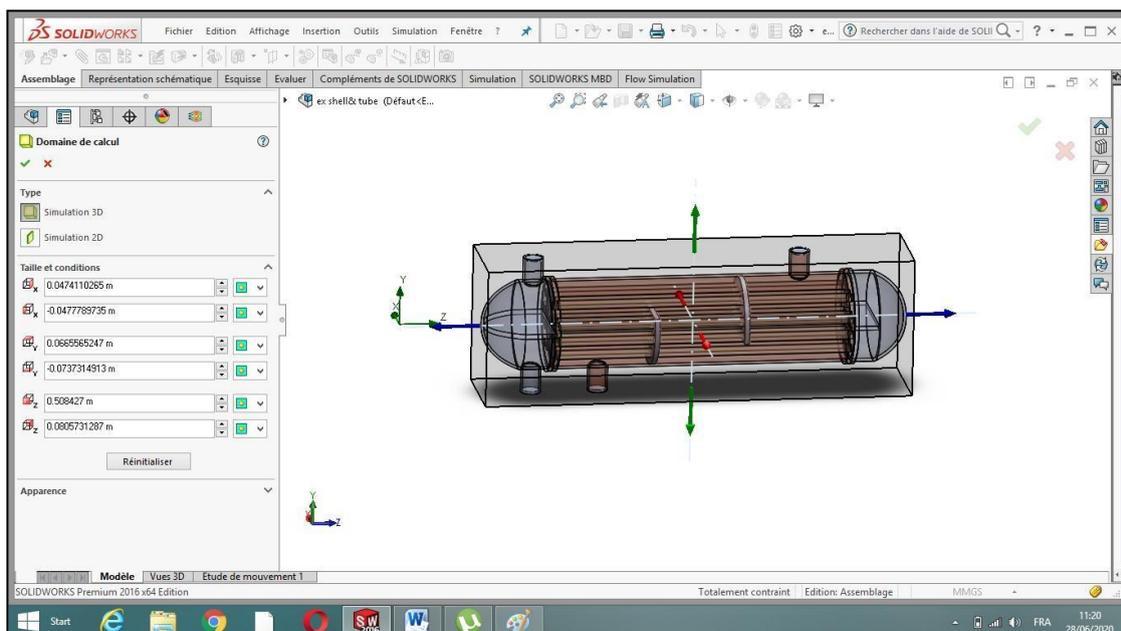


Figure III.8. Domaine de calcul.

III.3.3. Conditions initiales

Tableau III.1. Conditions initiales du problème.

Paramètres du Solide	Matériel: Calandre : titane Tube : cuivre Température initiale du solide : 30.00 °C
Liquide	Eau
Nombre de chicanes	2, 4, 5,6
Densité (kg. m ⁻³)	$\rho = 999.7$
Viscosité dynamique (kg /m /s)	$\mu = 8.899*10^{-4}$

III.3.4. Conditions aux limites

Les conditions aux limites sont définies et doivent être appliquées à toutes les régions aux extrémités du domaine de calcul à savoir :

➤ L'entrée du fluide (INLET)

La vitesse à l'entrée de la calandre est variée de 0.0025 ,0.06, 0.03 ,0.1 [m/s]

➤ La sortie du fluide (OUTLET) pression atm = 1 bar

➤ Paroi de la calandre adiabatique

Tableau III.2. Conditions aux limites.

Fluide chaud		
Entrée	Température ($T_{inlet\ hot\ entrée}$) (°C)	75
	Débit massique (kg/s)	0.01
	Pression (Pa)	100707.68
	Vitesse (m/s)	0.0025 ,0.06, 0.03 ,0.1
Sortie	Pression (Pa)	102008.17
Fluide froide		
Entrée	Température ($T_{inlet\ cold}$) (°C)	-15
	Débit massique (kg/s)	0.01
	Pression (Pa)	100704.84
	Vitesse (m/s)	0.0025 ,0.06, 0.03 ,0.1
Sortie	Pression (Pa)	102026.61

III.3.5. Maillage

Le maillage généré pour la géométrie considéré est un maillage de type hexa, Les éléments de ce type de maillage sont générés arbitrairement sans aucune contrainte quant à leur disposition. Peuvent être générés sur une géométrie complexe tout gardant une bonne qualité des éléments. Les algorithmes de génération de ce type de maillage sont très automatisés.

Mais ces éléments sont très gourmands en nombre de mailles comparativement au maillage structuré et engendrent des erreurs numériques (fausse diffusion) qui peuvent être plus importante si l'on compare avec le maillage structuré.

Tableau III.3. Informations sur le maillage.

Nombre Cellules	272.544
Nombre maillage	126.502

III.4. Résultats et discussions

III.4.1. Influence du nombre de chicanes

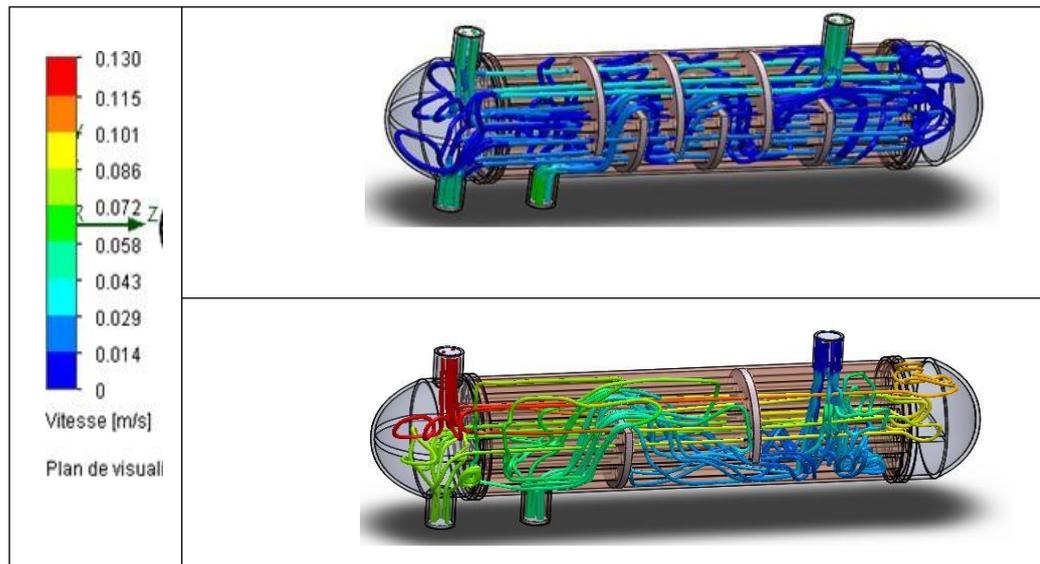


Figure III.9. Parcours du fluide dans un échangeur thermique à faisceau tubulaire avec différents nombre de chicanes.

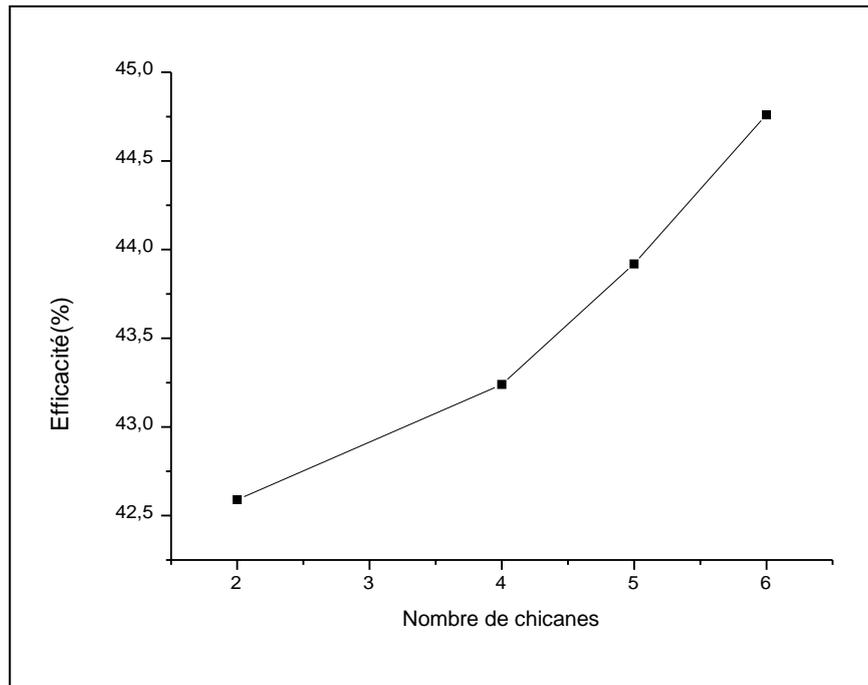


Figure III.10. Variation de l'efficacité en fonction du nombre de chicanes.

Il est connu que le passage sur une simple chicane, l'écoulement se sépare au niveau d'une zone principale située en haut de la chicane qu'on appelle la zone de réattachement où la vitesse de la particule fluide est très élevée, la zone de réattachement présente un meilleur coefficient de transfert de chaleur dû à la fluctuation de la vitesse et l'intensité de la turbulence. Ce qui est prouvé par la hausse de l'efficacité de l'échangeur avec le nombre de chicanes insérées longitudinalement au sens de l'écoulement. Cette augmentation est vérifiée de presque 4% en augmentant les chicanes de 2 à 6 chicanes longitudinales.

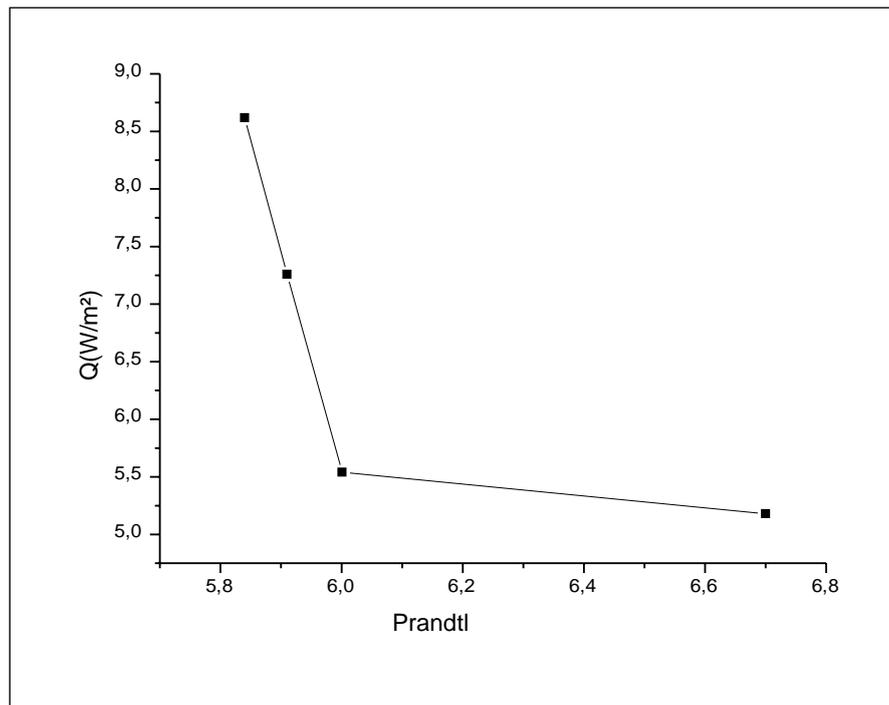


Figure III.11. Flux thermique en fonction de nombre de Prandtl pour différents nombre de chicanes.

Le nombre de Prandtl compare la rapidité des phénomènes thermiques et des phénomènes hydrodynamiques dans un fluide. Un Prandtl élevé indique que le profil de température dans le fluide sera fortement influencé par le profil de vitesse. Donc un flux thermique qui diminue sur la figure III.11 est une constatation que l'effet convectif entre le fluide chaud et la paroi contenant du fluide froid est significatif rendant ainsi le système un bon dispositif pour l'échange thermique en augmentant le nombre de chicanes.

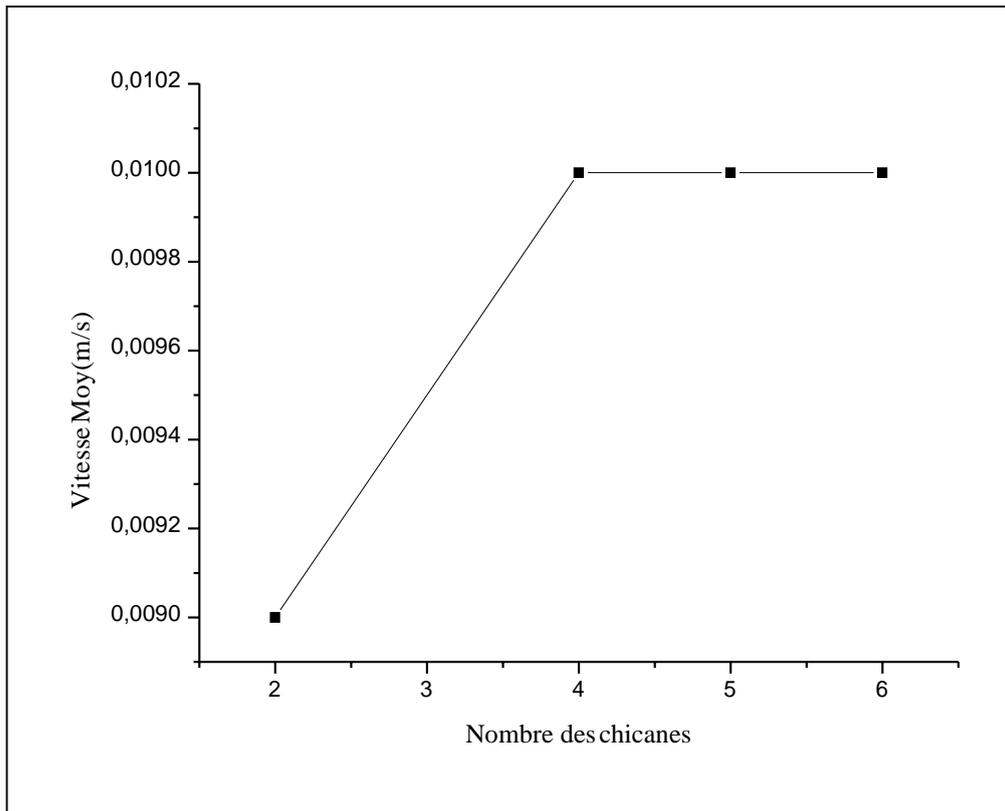


Figure III.12. Vitesse moyenne en fonction de nombre de chicanes.

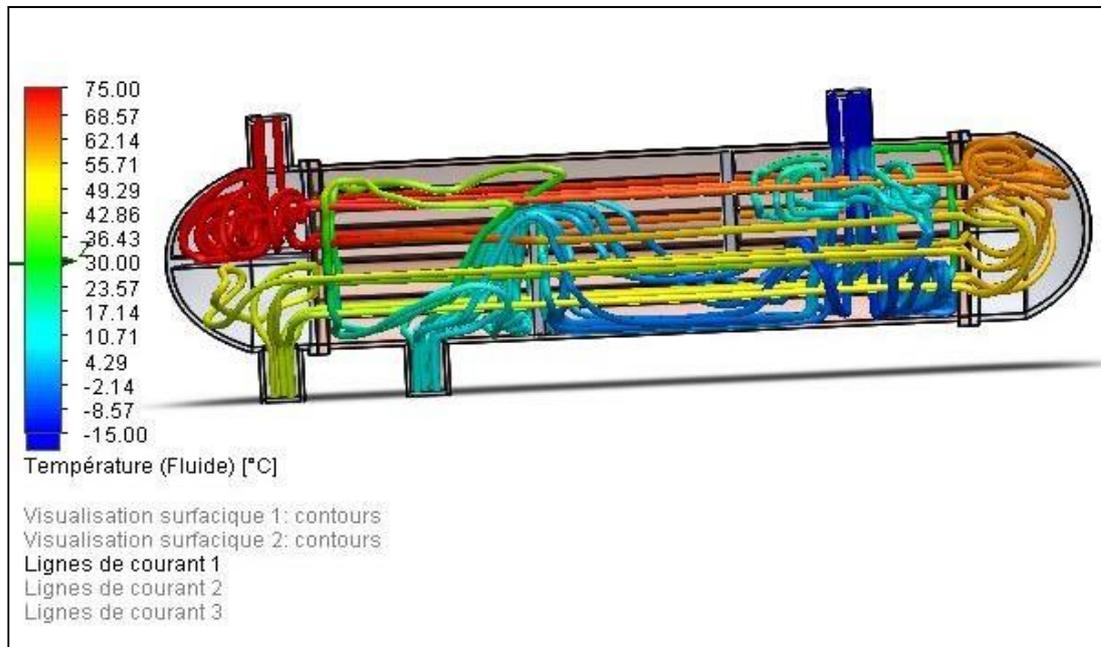


Figure III.13. Lignes de courant.

Les lignes de courant sur la figure III.13 montre avec des couleurs claires la trajectoire et le refroidissement du fluide chaud de l'entrée de la calandre jusqu'à la sortie et une chute de gradient de température de 75 °C à l'entrée jusqu'à une valeur moins de 36.22 °C à la sortie.

III.4.2. Influence de la vitesse d'écoulement

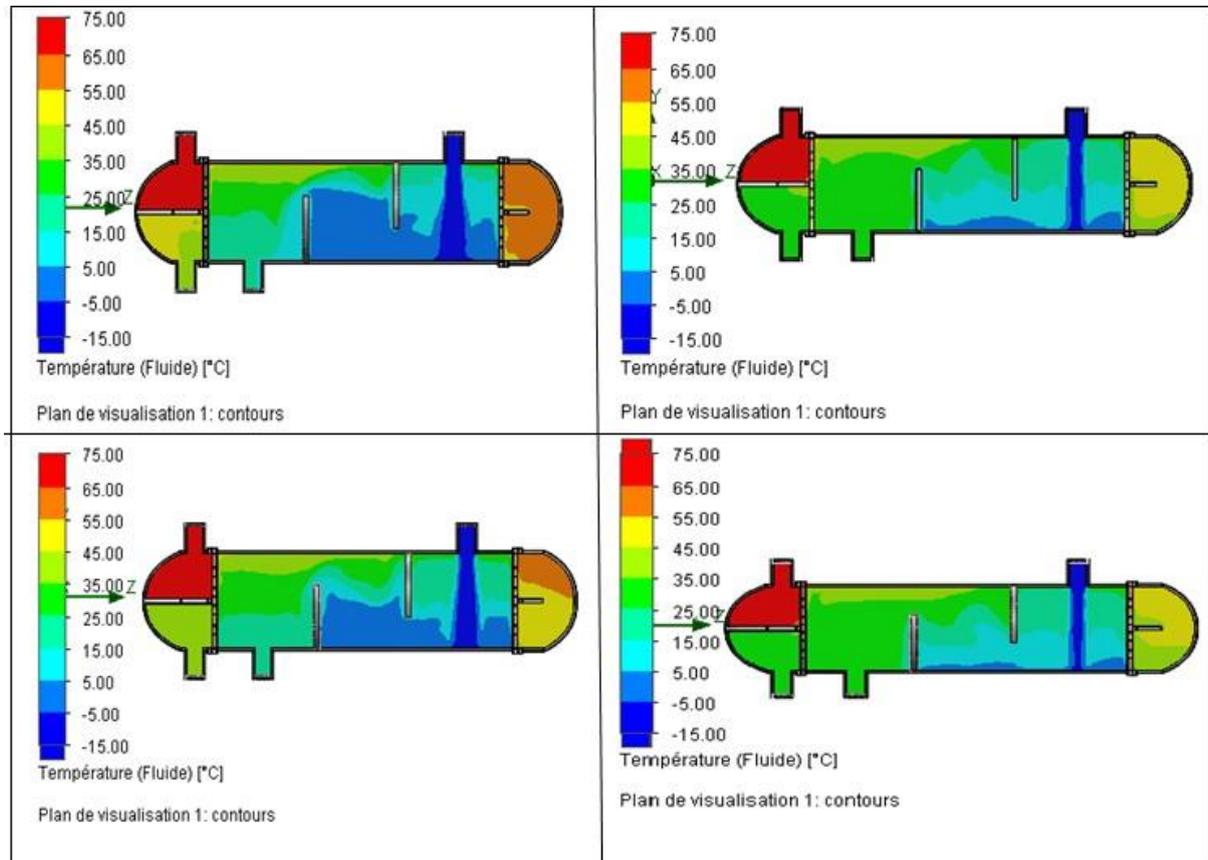


Figure III.14. Profil de température dans la calandre pour différentes vitesses.

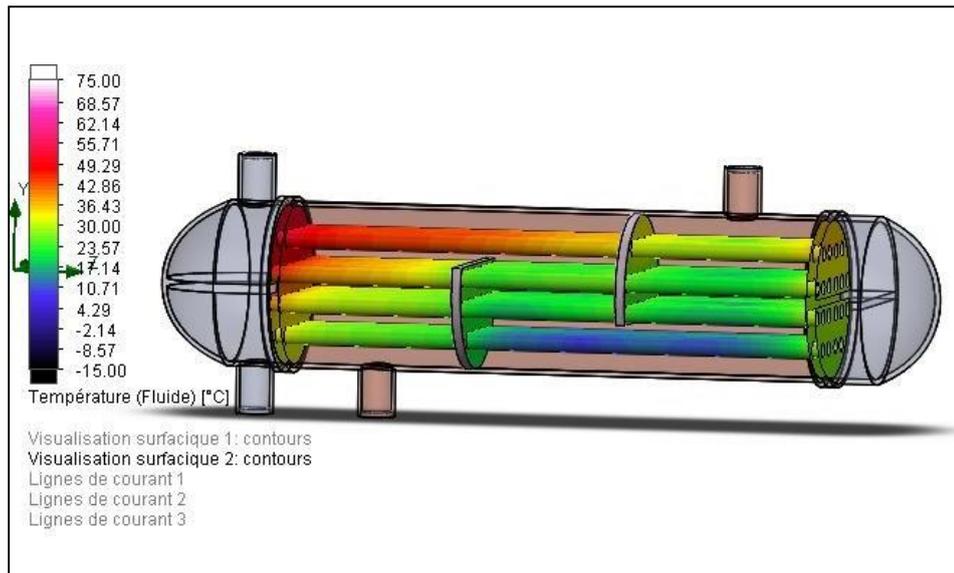


Figure III.15. Distribution de température dans les tubes.

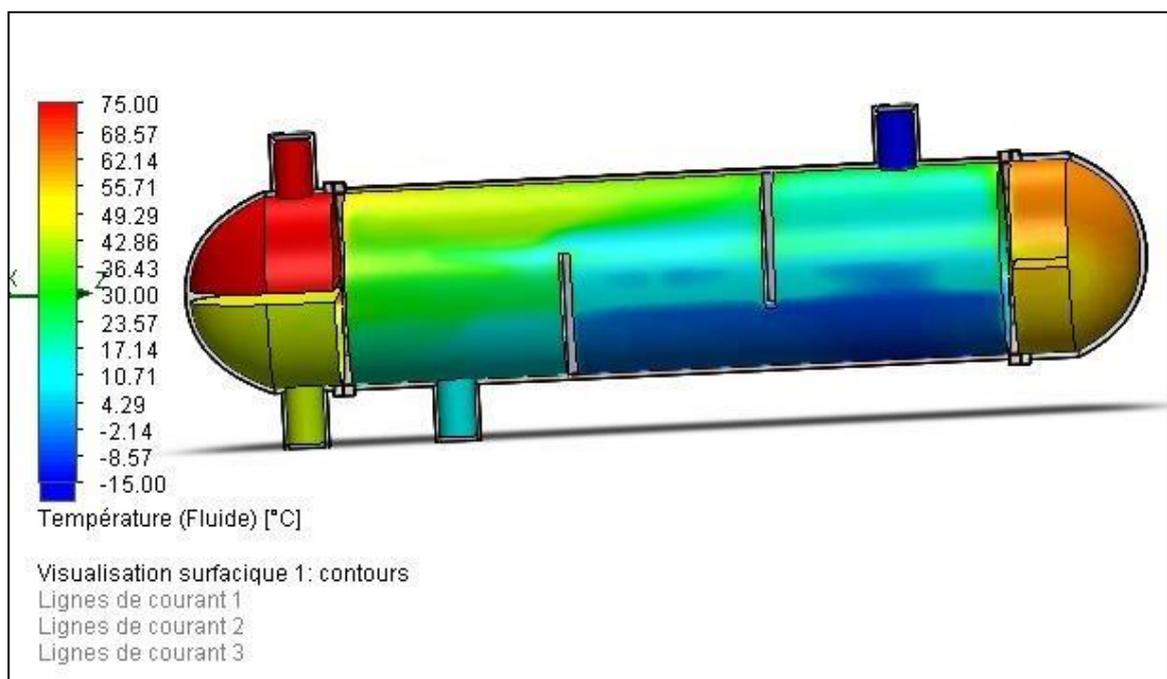


Figure III.16. Distribution de la température d'eau dans la calandre.

Le profil de température de l'écoulement d'eau froide circulant dans la calandre varie de manière significative en fonction de la vitesse en m/s. Cette évolution fait appel à un gradient de température variant entre -15 °C à l'entrée jusqu'à une valeur de 16.53 °C à la sortie ce qui permet un bon échauffement.

Une augmentation du flux thermique échangé lorsque la vitesse varie est constatée, un transfert de chaleur par convection entre les parois extérieures des tubes et le fluide froid circulant à contre-courant dans la calandre est clairement visualisé sur la figure III.17. Cette augmentation du flux thermique permet donc un échange thermique plus large ce qui permet au fluide froid un échauffement plus significatif, et cela est habituellement accompagné par une chute de pression accentuée avec l'augmentation de vitesse figure III.18.

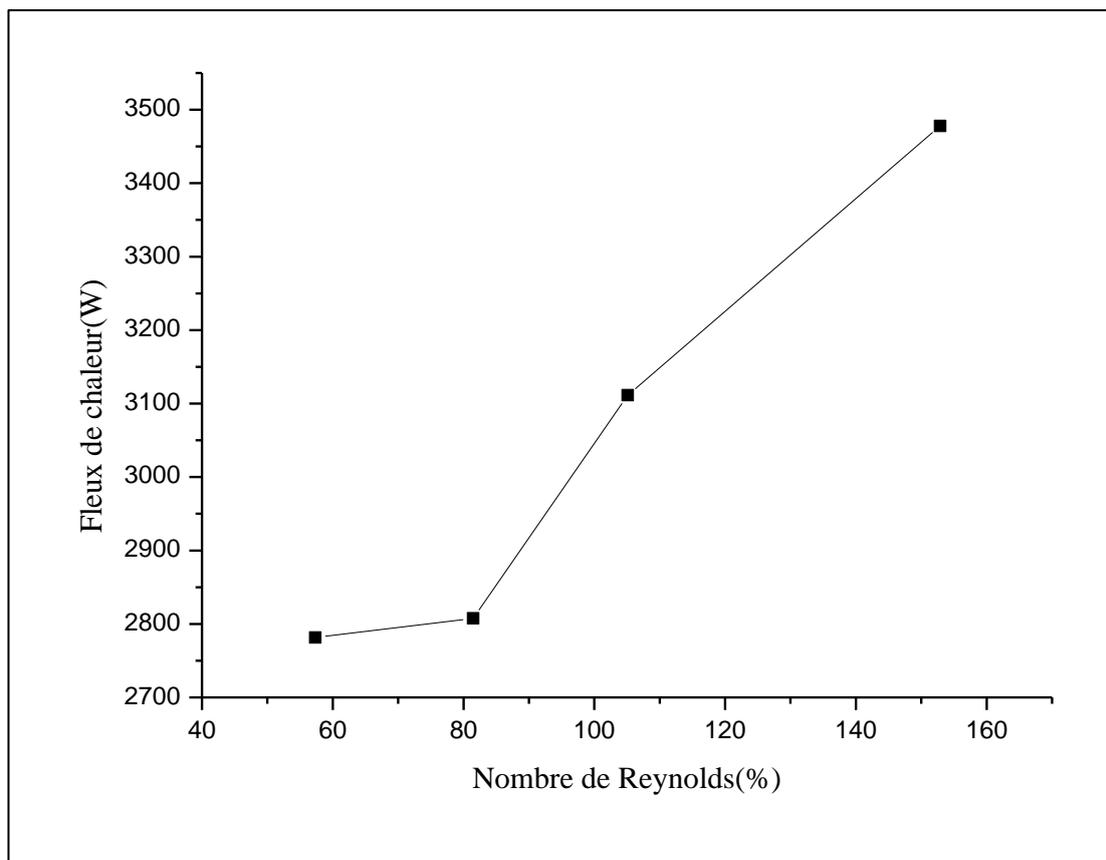


Figure III.17. Variation de flux thermique en fonction de nombre de Reynolds.

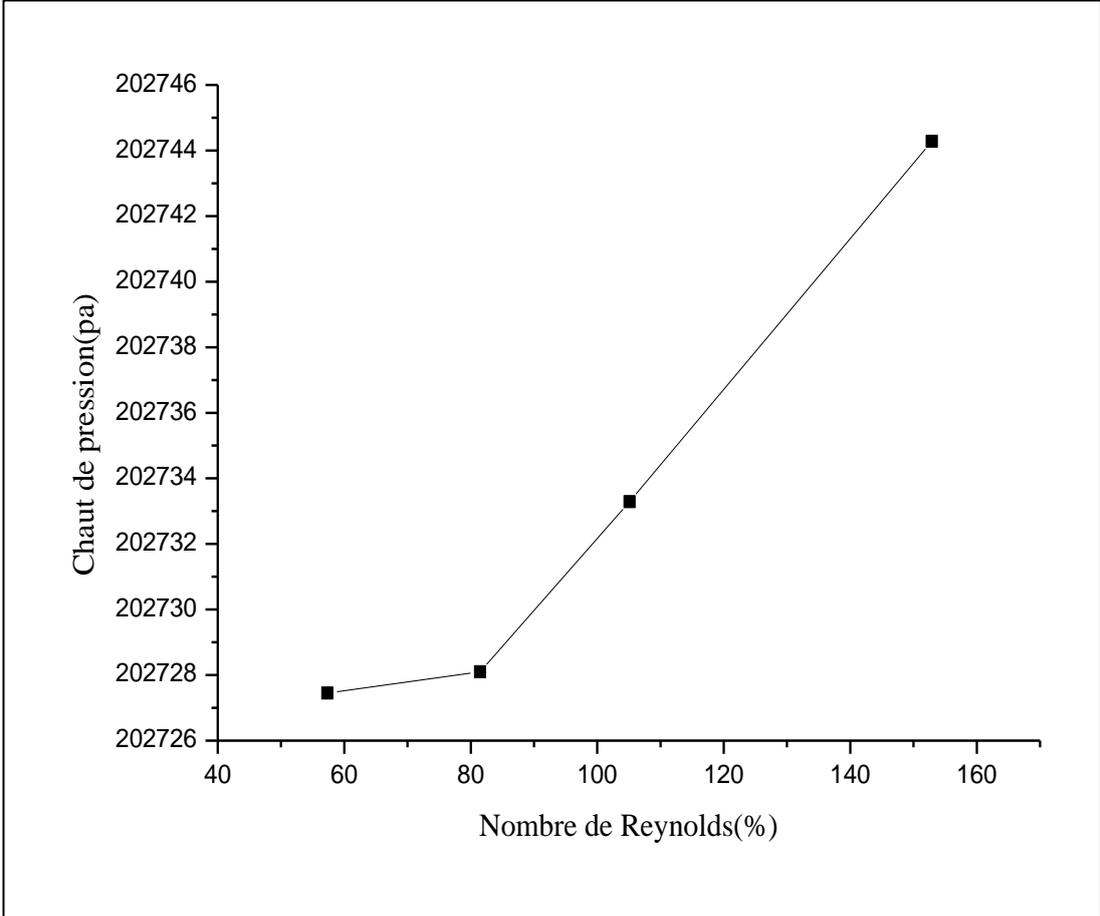


Figure III.18. Chute de pression en fonction de nombre de Reynolds.

Conclusion générale

L'échangeur à tube et calandre fait partie de la famille des échangeurs tubulaires qui sont constitués de tubes dont la paroi forme la surface d'échange.

L'objectif du calcul thermique d'un échangeur est l'évaluation de l'échange thermique avec les méthodes de DTLM et le NUT.

Le mode de transfert de chaleur intervenant dans l'échangeur de chaleur est la conduction et la convection, et pour assurer un transfert de chaleur il faut avoir une différence de température entre les deux fluides.

Le fonctionnement de l'échangeur de chaleur à tube et calandre dépend de nombreux paramètres les plus importants de ces paramètres est la température et de pression des fluides.

L'étude numérique a été effectuée sur l'échangeur de chaleur à faisceau et calandre par le Code SolidWorks 2016, grâce aux résultats obtenus on a conclu que :

- 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 pression dépend de la température et la vitesse de circulation des fluides et de leurs caractéristiques physiques.
- Le régime de l'écoulement dépend de la vitesse et le diamètre des tubes.
- Les lignes de courant dépendent de la vitesse de l'écoulement et la température du fluide.
- La température dépend de la nature et les débits du fluide ainsi la nature de l'écoulement et au aussi le sens de l'écoulement.
- Le transfert de chaleur par convection dépend du régime de l'écoulement et la surface d'échange et la température (insertion de surface supplémentaires comme des chicanes).

Références bibliographiques

- [1] Fundamentals of Heat Exchanger Design Ramesh K. Shah and Dušan P. Sekulic 2003 John Wiley & Sons, Inc. p 3/4.
- [2] Effectively Design Shell-and-Tube Heat Exchangers Rajiv Mukherjee, Engineers India Ltd. Chemical Engineering Progress 1998 p4.
- [3] site web <http://processs.free.fr/Pages/VersionClassique.php?page=4526>.
- [4] Mémoire-Amine ALI NEHARI- Étude thermo-énergétique d'un échangeur de chaleur à plaques et joints : Application aux fluides géothermiques. Université Abou-Bakr Belkaid de Tlemcen -département de physique-2011.
- [5] Dr.Boussaid Cours des échangeurs de chaleur-Ecole IAP de Boumerdès Département Maintenance industrielle.
- [6] Vibrational Analysis of a Shell and Tube Type of Heat Exchanger In Accordance With Tubular Exchanger Manufacturer's Association (Tema) Norms R.V. Patil 1, S. S. Bhutada 2, N. R. Katruwar 2, R. R. Rai 2, K. N. Dhumke The International Journal Of Engineering And Science p60.
- [7] J.F.Saccadura. Initiation aux transferts thermiques, paris 4 éme tirage 1993.
- [8] M. Bennejah, N. Chaouni- Echangeur de Chaleur, Technologie, calcule et design- Edition TECHIP-Paris –France- 2014.
- [9] Fouling in Heat Exchangers Hassan Al-Haj Ibrahim Department of Chemical Engineering, Al-Baath University, Homs, Sy.

[10] Fouling of Heat Transfer Surfaces Mostafa M. Awad Mansoura University, Faculty of Engineering, Mech. Power Eng. Dept.,Egypt p4/5.

[11] S. Sall ; description détaillée de l'échangeur à faisceau et calandre ; Mémoire de fin d'étude ; univ-lemcen ; 2014 ; 37 p.

[12] A. Mekhnache, R. Cedrati ; Les échangeurs de chaleur ; séminaire ; centre des techniques appliquées de SKIKDA ; 2006 ; 86 p.

[13] H. Yamina ; Diagnostic de l'encrassement par monitoring des paramètres de service aux bornes d'un échangeur de chaleur, mémoire de magister-univ-Boumerdas ; 2007 ; 119 p.

[14] T. Slimane ; la remise en services de l'échangeur E1505 comme palliatif à l'arrêt de la colonne de stabilisation DA4501 ; projet de formation d'induction ; 2014-2015 ;52 p.

[15] W. WEBER, M. André ; Les échangeurs de chaleur ; encyclopédie de l'énergie ; 2016 ; 27 p.