

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

BADJI MOKHTAR ANNABA-UNIVERSITY  
UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA



جامعة باجي مختار عنابة

FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIORAT  
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

## MEMOIRE

PRESENTE EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER

### INTITULE

# SIMULATION D'UNE CONCEPTION D'UN ÉCHANGEUR DE CHALEUR À FAISCEAU ET CALANDRE

DOMAINE : SCIENCES ET TECHNOLOGIE

FILIERE : MASTER

SPECIALITE : ENERGETIQUE ET ENVIRONNEMENT

PRESENTE PAR : DEZIRI NADJEM EDDINE

DIRECTEUR DU MEMOIRE : H. MZAD

DEVANT LE JURY

PRESIDENT: H. MZAD Pr UBM-ANNABA

EXAMINATEURS :

L. BOUMARAF Pr UBM-ANNABA

A. DJEMILI MC-A UBM-ANNABA

A. HAOUAM MC-A UBM-ANNABA

Année : 2016/2017

# DÉDICACE

*Je dédie ce travail, à mes parents, à mes frères, à tous mes amis, à tous mes collègues, et à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin, à ma formation.*

DEZIRI TAREK

# **REMERCIEMENT**

*Avant tout, je remercie DIEU le tout-puissant de m'avoir donné le courage, la volonté, la patience et la santé durant toutes ces années d'études, et que grâce à lui ce travail a pu être réalisé.*

*Je remercie vivement mon encadreur Mr. H.MZAD ; qui m'a aidé à élaborer ce travail*

*Je remercie OTMANI ABED SALMEM pour les conseils  
Je remercie également tous les enseignants du département  
**GENIE MECANIQUE.***

# *Résumé*

Dans une multitude de procédés industriels, comme dans notre environnement quotidien direct, nous sommes amenés à rencontrer des échangeurs thermiques. Ces organes ont pour rôle de transférer de la chaleur entre deux fluides. Le but de ce travail est de présenter une étude numérique sur un échangeur à faisceau et calandre à simple passe.

## Introduction générale

## Chapitre I : GENIRALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

I.1 Introduction.....	1
I.2. Notions fondamentales.....	4
I.3 Classification des échangeurs.....	5
I.3.1 Type de contact.....	5
I.3.2 Classement suivant les types d'échange.....	5
I.3.3 Classement suivant la disposition des écoulements.....	5
I.3.4 Classement fonctionnel.....	6
I.3.5 Classement suivant la compacité de l'échangeur.....	6
I.3.6 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange.....	6
I.3.7 Classement technologique.....	6
a. Échangeurs tubulaires.....	6
b. Échangeurs à plaques.....	7
I.4 Les différents types d'échangeurs.....	8
I.4.1 Echangeur à spirales.....	8
I.4.2 Échangeur à bloc.....	9
I.4.3 Colonne de Bouhy.....	10
I.4.4 Échangeur à ailettes .....	11
I.4.5 Tour aéroréfrigérante.....	12
I.4.6 Échangeur à faisceau tubulaire horizontal.....	14
a. Les échangeurs à tête flottante.....	14
b. Les échangeurs à tubes en U.....	14
c. Les échangeurs à plaque tubulaire fixes.....	15
I.4.7. Les échangeurs à faisceau et calandre.....	16
a. La calandre.....	16
b. Les Plaques tubulaires.....	17

c. Le Faisceau.....	17
d. Les chicanes.....	18
e. Boîtes de distribution ou chambres de distribution .....	18
f. Déflecteurs ou plaque de protection du faisceau .....	19
g Les passes.....	20
I.5 Conclusion.....	22
<b>Chapitre II : FONCTIONNEMENT DES ECHANGEUR A FAISCEAU CALANDRE</b>	
II.1 Introduction.....	23
II.2 Transfert de chaleur .....	23
II.2.1 Modes de transfert de chaleur.....	23
Conduction.....	24
Convection.....	24
Rayonnement.....	25
II.2.2 Nombres adimensionnels caractérisant le transfert de chaleur.....	26
II.3 Principe de calcul d'un échangeur à faisceau et calandre.....	27
II.3.1 Quantité de chaleur échangée Q.....	28
II.3.2 DTLM : méthode de différence de température logarithmique moyenne.....	28
II.3.3 Méthode NUT (Nombre d'Unités de Transfert).....	32
II.3.4 Le risque des croisements de températures.....	33
II.3.5 La règle d'or : pincer sans croiser.....	34
II.3.6 Calcul de dimensionnement.....	34
II.3.6 .1 Calcul thermique .....	34
A. Calcul du flux thermique maximum dans un échangeur.....	34
B. Calcul de l'efficacité thermique.....	35
II.3.7 Influence de la surface d'échange globale S.....	35
II.3.8 Puissance thermique d'un échangeur à faisceau et calandre.....	36
II.3.9 Le coefficient de transfert global K.....	37

II.3.10 Les températures calorifiques.....	37
II.3.11 Efficacité de l'échangeur en fonction du NUT.....	37
II.3.12 Le coefficient de film à la condensation à l'extérieur des tubes.....	38
A. Tubes verticaux.....	38
B. Tubes horizontaux.....	38
II.4 Calcul hydraulique.....	39
II.4.1 Etude des pertes de charge.....	39
II.4.2 Perte de charge à l'intérieur des tubes.....	39
II.4.3 Pertes de charge à l'extérieur des tubes.....	40
II.4.4 Choix de l'ordre de passage du fluide dans les échangeurs faisceau et calandre.	42
II.5 Principaux problèmes des échangeurs de chaleur.....	43
II.5.1 L'encrassement.....	43
A. Mécanismes de l'encrassement.....	44
B. Facteurs principaux affectant l'encrassement.....	44
C. Conséquence de l'encrassement.....	44
II.6 Conclusion.....	45
<b>Chapitre III :ETUDE NUMERIQUE D'UN ECHANGEUR A FAISECEAU ET CALANDRE</b>	
III.1 Introduction.....	46
III.2 Présentation de COMSOL Multiphysics.....	46
III.3 Les éléments finis.....	46
III.4 Simulation de la problématique.....	47
III.4.1 Définition du modèle.....	47
III.4.2 Conditions aux limites.....	48
III.5 Présentation des résultats .....	50
III.6 Discussion des résultats et conclusions.....	61
III.6.1 Etude sur la pression.....	61
III.6.2 Variation du nombre de Reynolds.....	61
III.6.3 Etude de la masse volumique.....	61

<b>III.6.4 Etude de La viscosité dynamique.....</b>	<b>61</b>
<b>III.6.5 Etude de La vitesse.....</b>	<b>62</b>
<b>III.6.6 Les lignes de courants.....</b>	<b>62</b>
<b>III.6.7 Variation de La température.....</b>	<b>62</b>
<b>III.6.8 Etude de L'enthalpie.....</b>	<b>62</b>
<b>III.6.9 Variation de l'énergie interne totale.....</b>	<b>63</b>
<b>III.6.10 Le flux par conduction.....</b>	<b>63</b>
<b>III.6.11 Le flux par convection.....</b>	<b>63</b>
<b>III.6.12 Le flux par Rayonnement.....</b>	<b>63</b>
<b>Conclusion général</b>	

### Chapitre I

**Figure I.1** : Exemple de Récupérateur thermique.

**Figure I. 2**: Capteur solaire thermique.

**Figure I.3** : Principe de fonctionnement d'un déshumidificateur par condensation selon Dantherm.

**Figure I.4** : Exemple d'un évaporateur.

**Figure I. 5** : Dissipateur thermique de processeur d'ordinateur avec caloduc en cuivre.

**Figure. I. 6** : Exemple d'un échangeur de chaleur à plaque.

**Figure I.7** : Exemple d'un échangeur de chaleur spirale.

**Figure I. 8** : Echangeur à Bloc.

**Figure I. 9** : Colonne de Bouhy.

**Figure I. 11** : Echangeur de chaleur à ailettes.

**Figure I. 12** : Représente un Tour aéroréfrigérante.

**Figure I. 13** : Échangeurs à tête flottante.

**Figure I.14** : Echangeur à tubes en U.

**Figure .I. 15** : Echangeur à plaque tubulaire fixes.

**Figure I.16** : Schéma typique d'un échangeur tubes calandre.

**Figure I.17** : Plaques tubulaires.

**Figure I.18** : Disposition des tubes.

**Figure I.19** : Type de chicane.

**Figure I. 20** : Type de chambre de distribution.

**Figure I.21** : Plaque de protection du faisceau.

**Figure I.22** : Symbolisme de classement des échangeurs d'après l'association Américaine.

### Chapitre II

**Figure II .1** : La conduction.

**Figure II. 2** : La convection.

**Figure II.3** : Echangeur à co-courant.

**Figure II.4** : Echangeur à contre-courant.

**Figure II.5** : Phénomène de l'encrassement.

**Figure II.6** : Représentation de schéma de l'encrassement dans le cas d'un liquide.

### Chapitre III

**Figure III.1** : La géométrie de l'échangeur de chaleur étudié dans ce travail.

**Figure III.2** : Présentation des lignes de courant de l'air.

**Figure III.3** : Température des parois de la calandre.

**Figure III.4** : Contours de pression de l'eau à la sortie et à l'entrée de la calandre.

**Figure III.5** : Contour de la pression dans l'entrée et la sortie des tubes.

**Figure III.6** : Contour de pression dans les tubes et la calandre.

**Figure III.7** : Nombre de Reynolds.

**Figure III.8** : Présentation de la masse volumique dans les tubes et dans la calandre.

**Figure III.9** : Présentation de la viscosité dynamique.

**Figure III.10** : Viscosité cinématique.

**Figure III.11** : Distribution de la vitesse.

**Figure III.12** : Distribution de vitesse par ligne.

**Figure III.13** : Lignes de courant.

**Figure III.14** : Distribution de la température de l'air dans la calandre.

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

**Figure III.16** : Distribution de la température linéaire.

**Figure III.17** : Variation de l'enthalpie d'air.

**Figure III.18** : L'enthalpie de l'eau.

**Figure III.19** : Energie interne totale.

**Figure III.20** : Flux par conduction.

**Figure III.21** : Flux par convection.

**Figure III.22** : Flux par rayonnement.

$d$ :diamètre du tube (m)

$e$  : épaisseur du tube(m)

$h$  :coefficient d'échange par convection ( $W / m^2 K$ )

$k$  : coefficient global d'échange à travers une paroi ( $W / m^2 K$ )

$q_m$ .débit-masse (kg / s)

$q$  :débit-volume ( $m^3 / s$ )

$q_t$  :débit thermique unitaire( $W / K$ )

$G$  :vitesse massique ( $kg / m^2 s$ )

$C_p$  :chaleur massique à pression constante ( $J / kg K$ )

$L_v$  :chaleur latente de changement de phase ( $J / kg$ )

$E$  :efficacité thermique (sans dimension)

$R$  : le facteur de déséquilibre

$T$  :température ( $^{\circ}C$  ou  $K$ )

$V$  :vitesse débitante (m / s)

$NUT$  :nombre d'unités de transfert (sans dimension)

$Re$  :nombre de Reynolds

$Pr$  :nombre de Prandtl

$Nu$  : nombre de Nusselt

$S$  :surface d'échange ( $m^2$ )

$f$ :coefficient de fiction (sans dimensions)

$R_s$  :somme de toutes les résistances d'encrassement intérieur et extérieur

$D_C$  :diamètre de calandre

$N_c$  : nombre de chicane

$N_t$  : nombre de tube

$l$ :longueur du tube(m)

$\Delta P$  : pertes de charge

### **Lettres grecques**

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

$\sigma$  : Constante de STEFANBOLTZMANN [w/ (m<sup>2</sup>.K<sup>4</sup>)]

$\varepsilon$ : Émissivité thermique du matériau

$\mu$  :: viscosité dynamique du fluide [Pa.s]

$\nu$  :viscosité cinématique (m<sup>2</sup> / s)

$\rho$ :masse volumique (kg / m<sup>3</sup>)

$\lambda$  :conductivité thermique (W / m.K)

$\Sigma$  :surface totale d'échange (m<sup>2</sup>)

### **Indices**

*c* : fluide chaud

*f* : fluide froid

*h* : horizontal

*v* : vertical

*sup* : supérieur

*Inf* : inférieure

*e* : entrée

*s* : sortie

*l* : phase liquide

*v* : phase vapeur

## INTRODUCTION GENERAL

---

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. L'utilisation d'équipements spécifiques d'échange est alors nécessaire. Ces équipements sont connus sous la dénomination d'échangeurs de chaleur.

Ce sont des systèmes thermodynamiques présents dans toutes les unités industrielles dans lesquelles interviennent les processus d'extraction de chaleur.

Les échangeurs de chaleur sont des appareils qui fournissent l'énergie thermique d'écoulement entre deux ou plusieurs fluides à des températures différentes.

Ils sont utilisés dans une large variété d'applications, ceux-ci incluent la production d'énergie ; les industries alimentaires, de produit chimique; dans le domaine d'électronique ; technologie environnementale ; rétablissement de chaleur résiduelle ; industrie ; et climatisation, réfrigération, et applications de l'espace.

Parmi ces multiples applications, on peut citer par exemple son utilisation dans les opérations de raffinage où l'élaboration des produits commerciaux à partir du pétrole brut. Les unités de séparation, telles que distillation, extraction par solvant et cristallisation, nécessitent des quantités importantes d'énergie calorifique pour obtenir le gradient de température qui permettra le fractionnement, de même, les unités mettant en jeu des réactions de transformations, telles que le craquage ou la synthèse, exigent la fourniture d'énormes quantités de chaleur pour atteindre le seuil de la température au-delà duquel les réactions sont possibles.

Tout système de réfrigération et de conditionnement sont basés sur un cycle de compression de vapeur contenant un évaporateur et un condenseur qui sont dans la plupart des cas des échangeurs à faisceau tubulaires [4]

Le but de ce travail est de présenter une étude sur un échangeur à faisceau et calandre, à simple passe.

Pour arriver à bout de ce travail, on a abordé en premier lieu quelques généralités sur les échangeurs de chaleur ainsi que leurs critères de classification, l'étude de l'échangeur à faisceau et calandre et savoir sa description, son assemblage et ses différents types, le second chapitre est basé sur les méthodes de calcul de l'échangeur à faisceau et Le troisième chapitre porte sur l'étude numérique de l'échangeur à faisceau et calandre.

## *1.1 Introduction*

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre, sans les mélanger. Le flux thermique traverse la surface d'échange qui sépare les fluides. La plupart du temps, on utilise cette méthode pour refroidir ou réchauffer un liquide ou un gaz qu'il est impossible ou difficile de refroidir ou chauffer directement, par exemple l'eau d'un circuit primaire de refroidissement de centrale nucléaire [1].

Les fonctionnalités des échangeurs thermiques sont extrêmement diverses et variées : les principales en sont les suivantes

- ❖ 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 (fig I.1) 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.

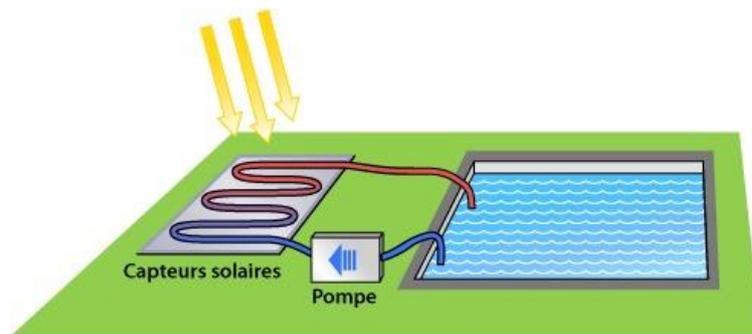


**Figure I.1:** Exemple de Récupérateur thermique

- ❖ Réfrigérants (et aéro-réfrigérant lorsque le vecteur de refroidissement est l'air, réfrigérant sur eau) qui assure la dissipation de l'énergie thermique non valorisable d'un procédé vers le milieu extérieur fonction essentielle dans de nombreux

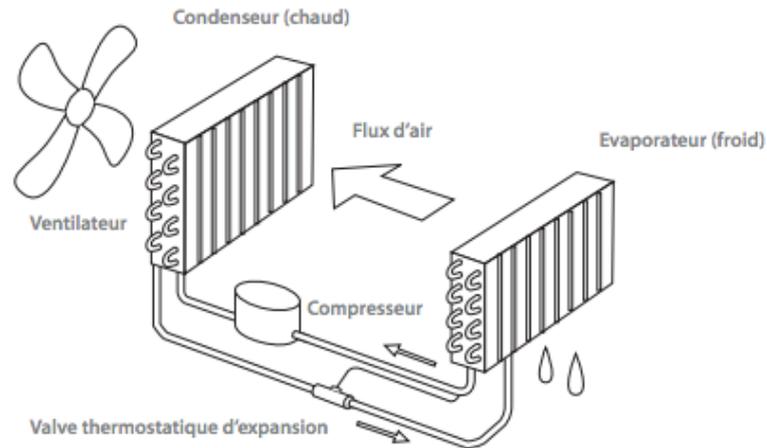
processus.

- ❖ 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 (figI.2) ainsi que les radiateurs domestiques qui assurent le confort thermique dans un bâtiment.



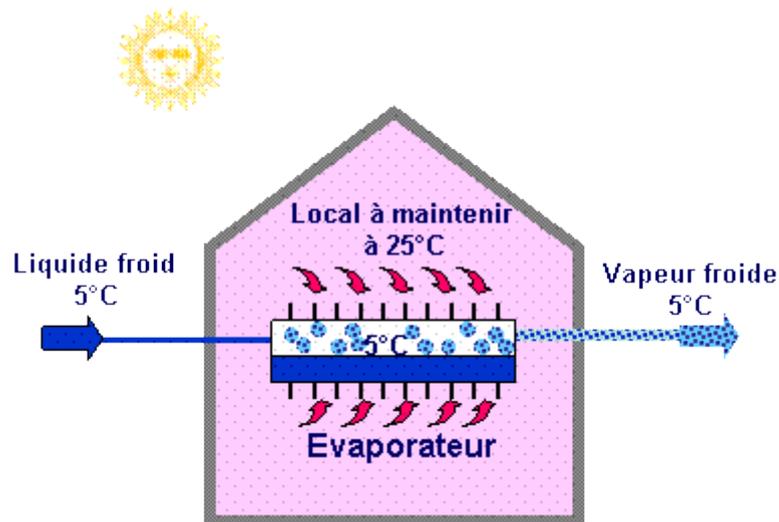
**Figure I. 2:** *Capteur solaire thermique*

- ❖ Déshumidificateurs (figI.3) 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). D'autres exemples industriels peuvent être cités comme la captation de vapeurs organiques dans les cryo-condenseurs ou les condenseurs de buées fréquemment rencontrés dans les installations de génie chimique.



**Figure I.3:** Principe de fonctionnement d'un déshumidificateur par condensation selon Dantherm.

- ❖ Evaporateurs (fig I.4) 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. Condenseurs qui assurent la condensation complète ou partielle d'un gaz (vapeur) là encore par exemple pour la production d'énergie mécanique et frigorifique



**Figure I.4:** Exemple d'un évaporateur.

- ❖ 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. Ces dispositifs

sont utilisés pour assurer la séparation de plusieurs corps, assurer le stockage d'énergie thermique (stockage de glace ou stockage par MCP), produire une phase solide pour divers usages.

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



**Figure I.5:** Dissipateur thermique de processeur d'ordinateur avec caloduc en cuivre.

### ***1.2 Notions fondamentales***

L'échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid sans contact direct entre les deux fluides. Le même fluide peut conserver son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases : c'est le cas des condenseurs, 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. 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. Le rayonnement n'intervient de manière significative que s'il existe des différences de température très importantes entre un fluide et la paroi.

### ***1.3 Classification des échangeurs***

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. Énumérons les principaux.

#### ***1.3.1 Type de contact***

- ❖ Échangeurs à contact direct : Le type le plus simple comprend un récipient ou canalisation dans lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la même température finale.
- ❖ Échangeurs à contact indirect : les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi.

#### ***1.3.2 Classement suivant les types d'échange***

##### ***a. Échangeur sans changement de phase :***

Les échangeurs de chaleur sans changement de phase correspondent aux échangeurs dans lesquels l'un des fluides se refroidit pour réchauffer le deuxième fluide sans qu'il y ait changement de phase. Les températures des fluides sont donc variables, tout le long de l'échangeur.

##### ***b. Échangeur avec changement de phase:***

Les échanges avec changement de phase sont caractérisés par trois cas différents:

- l'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise : ces échangeurs sont rencontrés dans les machines frigorifiques.
- le fluide secondaire se vaporise en recevant de la chaleur du fluide primaire, lequel ne subit pas de changement d'état. Ils sont appelés évaporateurs.
- le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état.

### ***1.3.3 Classement suivant la disposition des écoulements***

Dans les échangeurs à fluide séparés, les modes de circulation des fluides peuvent se ranger en deux catégories

- Même sens « co-courants ».
- Sens contraire « contre-courant ».
- Echangeur à courant croisé le mouvement des fluides est croisé

### ***1.3.4 Classement fonctionnel***

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase ;

Suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique. On rencontre

Alors les différents cas suivants :

- les deux fluides ont un écoulement monophasique ;
- un seul fluide à un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs et des condenseurs ;

### ***1.3.5 Classement suivant la compacité de l'échangeur***

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur. Un échangeur soit considéré comme compact si sa compacité est supérieure à  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$  ; cette valeur est susceptible de varier de 500 à  $800 \text{ m}^2/\text{m}^3$ .

### ***1.3.6 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange***

On retiendra deux types de paroi :

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

### ***1.3.7 Classement technologique***

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

- à tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires ;
- à plaques : à surface primaire ou à surface secondaire ;
- autres types : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.

#### **a. Échangeurs tubulaires**

Pour des raisons économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus. On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée :

- échangeur monotube, dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpent ;
- échangeur 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 ;
- échangeur multitubulaire, existant sous quatre formes :

· Échangeur à tubes séparés: à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé,

· Échangeur 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,

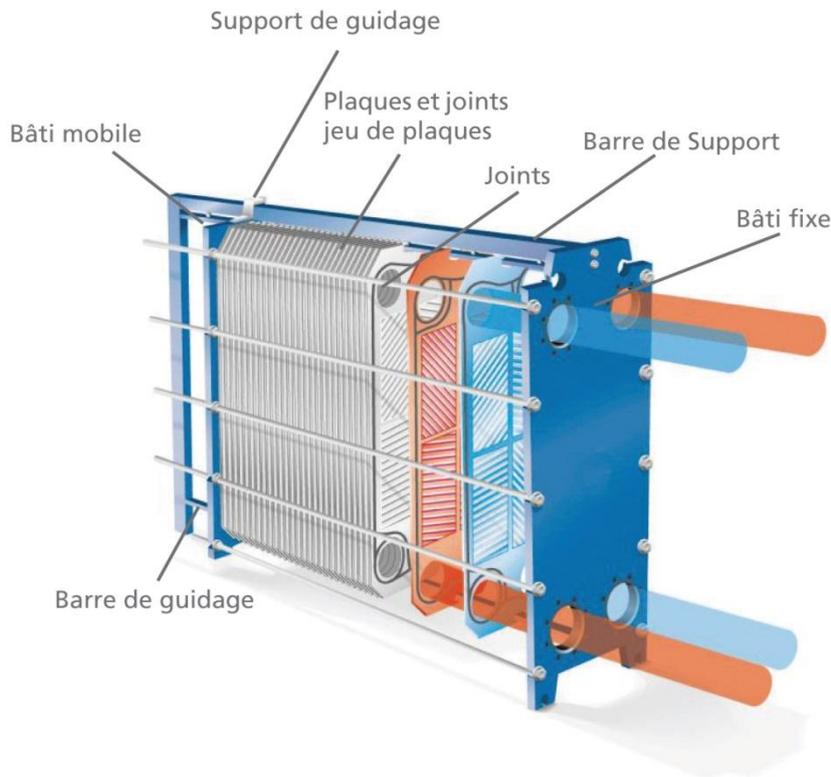
· Échangeur à tubes ailettes: ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique.

• échangeur à tubes et calandre : c'est l'échangeur actuellement le plus répandu ;

#### **b. Échangeurs à plaques**

Ces échangeurs ont été étudiés à l'origine pour répondre aux besoins de l'industrie laitière. On distingue suivant la géométrie de canal utilisée les échangeurs à surface primaire et les échangeurs à surface secondaire.

Échangeurs à surface primaire.



**Figure. I. 6 :** Exemple d'un échangeur de chaleur à plaque

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques corruguées (figure I 6), nervurées ou picotées. Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression.

### ***I.4 Les différents types d'échangeurs***

#### **I.4.1 Échangeur à spirales**

Un échangeur à spirales (figure I.7) consiste en 2 plaques de métal enroulées de manière hélicoïdale pour former une paire de canaux en spirale. Le diamètre de l'échangeur est relativement grand, avec une surface d'échange maximale d'environ 450 m<sup>2</sup> pour un diamètre de 3 m, ce qui le place dans la catégorie des échangeurs non-compacts. L'échange de chaleur n'est pas aussi bon que celui de l'échangeur à plaques, car la surface d'échange ne possède pas en règle générale de profil, mais pour une même capacité d'échange, un échangeur spiral

nécessite 20 % de moins de surface d'échange qu'un échangeur à faisceau tubulaire. Il est utilisable pour les liquides visqueux ou pour les mélanges liquide-solide et possède une capacité autonettoyante garantissant un encrassement réduit par rapport à l'échangeur à faisceau tubulaire. Il ne peut travailler qu'avec des différences de températures et de pression limitées.

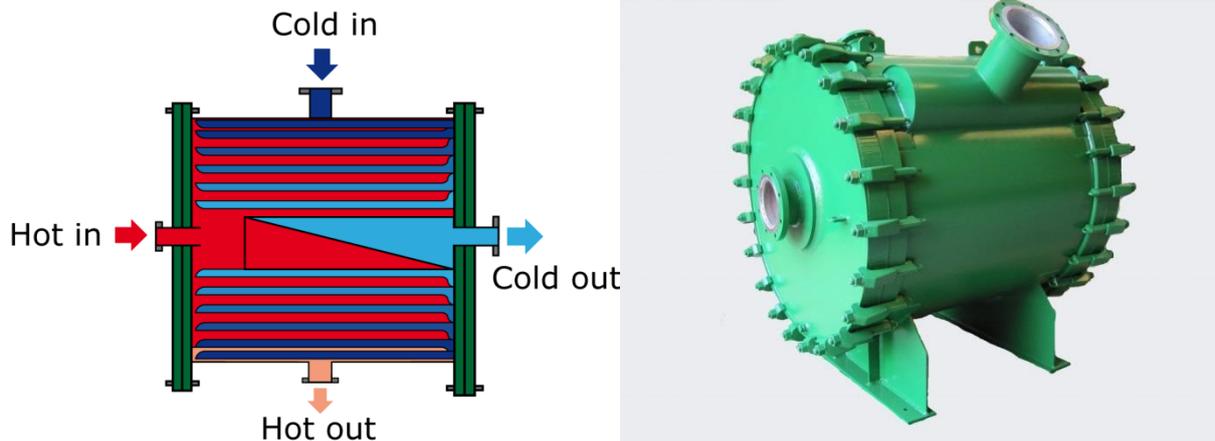


Figure I.7 : Exemple d'un échangeur de chaleur spirale

#### I.4.2 Échangeur à bloc

L'échangeur à bloc (figure I.8) est un type d'échangeur de chaleur réservé à des applications particulières. Il consiste en un bloc d'une matière thermiquement conductrice percé de multiples canaux dans lesquels circulent les 2 fluides. Le bloc est le plus souvent composé de graphite additionné parfois de polymères pour améliorer les propriétés mécaniques de l'échangeur. Le bloc est placé dans une structure qui assure la distribution des liquides dans les canaux.

Le bloc peut avoir différentes formes : cylindrique ou cubique. Il peut encore être composé d'un seul bloc ou de plusieurs parties empilées de manière à permettre les fluides de passer d'une partie à l'autre. L'intérêt de ce type d'échangeur de chaleur est principalement sa résistance chimique aux liquides corrosifs ainsi que sa capacité modulaire : le bloc peut facilement être remplacé en cas de fuites. Le fait que le rapport volume libre pour passage des fluides/volume du bloc est très petit crée une grande inertie dans les cas de changements de température : le bloc agit comme un réservoir et peut lisser les différences de température.

Les blocs sont cependant fragiles tant aux chocs qu'aux grands écarts de température (problème de dilatation non-uniforme pouvant conduire à des fissurations du bloc). Le prix est relativement élevé par rapport aux autres types d'échangeurs et le transfert de chaleur est en général moyen : l'épaisseur de la paroi d'échange est plus grande que pour une surface d'échange en métal pour cause de fragilité, ce qui augmente la résistance au transfert [15].



**Figure I. 8 :** *Echangeur à Bloc*

#### **I.4.3 Colonne de Bouhy**

Excellente alternative aux échangeurs à plaques dans les sécheurs d'air comprimé, la colonne de Bouhy (fig.9) est en fait un échangeur à tête d'épingle auquel a été ajouté un séparateur air/eau centrifuge dans la partie inférieure. Le dispositif dispose de deux échangeurs coaxiaux, le premier servant à amener l'air en dessous de son point de rosée, le second servant à la fois à ramener l'air à une température convenant à son utilisation et surtout à augmenter l'efficacité du refroidissement. Ce type d'échangeur se caractérise par une très faible perte en charge.

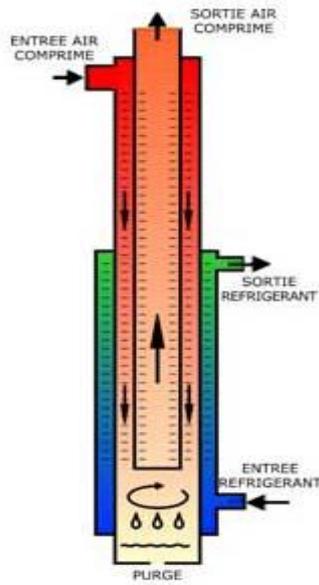


Figure I. 9 : Colonne de Bouhy

#### I.4.4 Échangeur à ailettes :

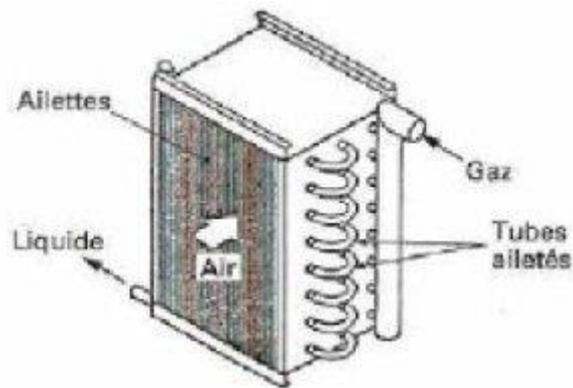
Un échangeur à ailettes (fig I.11) est un échangeur relativement simple : il consiste en un conduit cylindrique ou rectangulaire sur lequel sont fixées des lames métalliques de différentes formes. Le fluide de refroidissement est en général l'air ambiant. La chaleur est transférée du fluide chaud circulant dans le conduit principal aux lames métalliques par conduction thermique ; ces lames se refroidissent au contact de l'air.

Ce type d'échangeur est utilisé pour le chauffage dans les bâtiments : de l'eau est chauffée dans l'installation de chauffage et circule dans des radiateurs qui sont des échangeurs à ailettes.

On utilise également ce type d'installation pour refroidir les moteurs de voiture ou encore les moteurs en tout genre. Dans ce dernier cas, la chaleur due aux frottements et à l'induction magnétique (cas d'un moteur électrique) est directement transférée à la protection extérieure du moteur qui possède des ailettes fixées à sa surface.

Le transfert thermique est limité notamment du côté du fluide de refroidissement par manque d'un système de circulation : l'air circule principalement par convection naturelle autour de l'échangeur. Cette limitation peut toutefois être supprimée par ajout d'un système de

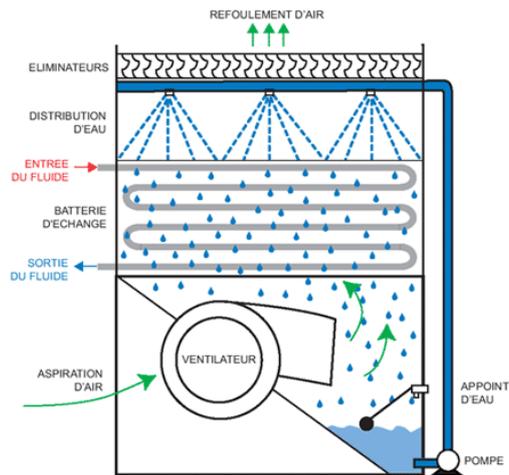
ventilation. Cet échangeur est très simple et peut prendre des formes particulières, ce qui le rend intéressant dans l'électronique.



**Figure I. 11 :** *Echangeur de chaleur à ailettes*

#### **I.4.5 Tour aéroréfrigérante**

Les tours aéroréfrigérantes ou TAR (fig.12), aussi appelées tours de refroidissement, sont utilisées pour refroidir un liquide, généralement de l'eau, à l'aide d'un gaz, généralement l'air ambiant. Il s'agit d'un cas particulier d'un échangeur de chaleur où le transfert thermique s'effectue par contact direct ou indirect entre les flux. Les tours de refroidissement sont des équipements courants, présents dans des installations de climatisation, ou dans des procédés industriels et énergétiques (centrales électriques, installations de combustion, sucreries, chimie...).



**Figure I. 12 :** Représente un Tour aéroréfrigérante

*a. Échangeurs fermés :*

Dans ces échangeurs, le fluide à refroidir reste confiné dans des nappes de tuyauteries. L'air de refroidissement est renouvelé par convection naturelle ou est amené par des ventilateurs.

Ces échangeurs permettent d'éviter la pollution du liquide à refroidir par les poussières présentes dans l'air de refroidissement. De même, ils évitent la pollution de l'air lorsque le liquide à refroidir présente des risques chimiques ou bactériologiques. Un autre avantage de cette construction est qu'elle permet de refroidir des fluides à haute pression. Par contre, ces échangeurs sont assez sensibles au gel.

Les tuyauteries handicapent cependant ce type d'échangeur, à la fois à cause de leur coût et de leur rôle d'écran thermique. Pour améliorer l'efficacité de ces échangeurs, on leur ajoute parfois des systèmes d'arrosage des tuyauteries, dont l'évaporation permet de refroidir jusqu'à la température du thermomètre mouillé.

*b. Échangeurs ouverts :*

L'eau chaude (dont la température dépend des équipements à refroidir, généralement 25 à -40 °C) est pulvérisée vers le haut de la TAR. L'air induit naturellement par tirage, ou mécaniquement par une ventilation, permet de refroidir l'eau par évaporation. La surface de l'échange air/eau est augmentée par la présence de structures, les « clayettes » ou le « packing », généralement en forme de nids d'abeilles. L'air rejeté par la tour est chargé de vapeur d'eau due à l'évaporation (panache), et de fines gouttelettes d'eau. L'eau refroidie (entre 5 et 10 °C

de moins que la température de l'eau chaude) est récupérée dans un bassin avant d'être pompée vers les équipements à refroidir.

Cette eau tombe par gravitation à l'intérieur d'un flux d'air frais remontant dans la tour. Cette circulation d'air permet de refroidir l'eau par vaporisation d'une partie de l'eau pulvérisée.

À l'intérieur d'une tour aérorefrigérante, l'eau à refroidir est pulvérisée en fines gouttelettes au niveau des rampes de distribution. L'eau s'écoule sur une surface d'échange, les clayettes, qui, de par leur structure, fractionnent les gouttes d'eau et augmentent leur temps de séjour. L'eau refroidie est collectée dans un bassin de rétention en bas de la tour avant de retourner vers l'échangeur ou le procédé à refroidir. L'air est, quant à lui, mis en mouvement par un ventilateur (tirage forcé) ou par un courant d'air (tirage naturel). Ce flux d'air se charge en humidité et entraîne les gouttelettes d'eau. Un séparateur de gouttelettes est parfois placé en haut de la tour afin de limiter le plus possible l'entraînement des gouttelettes en dehors de la tour.

L'eau tombe dans un bassin d'eaux froides (on rencontre aussi le terme « eaux tièdes ») où elle est récupérée et renvoyée vers l'installation à refroidir.

Suivant les vitesses d'éjection de l'air, la conception géométrique de la tour, l'efficacité des pare-gouttelettes... les aérosols produits peuvent être en quantité plus ou moins grande dans l'air rejeté.

Afin de compenser la perte d'eau occasionnée par l'évaporation, un appoint en eau traitée permet de garder un niveau constant dans la nappe ou le bac de la tour.

#### **I.4.6 Échangeur à faisceau tubulaire horizontal**

Comme leur nom l'indique, les échangeurs tubulaires sont constitués de tubes dont la paroi forme la surface d'échange. Ils comportent soit un tube unique (serpentin), soit deux tubes coaxiaux (échangeurs bitubes), soit un faisceau de tubes enfermé dans une enveloppe appelée calandre.

##### **a. Les échangeurs à tête flottante :**

L'une des plaques tubulaires est fixe (fig I.13), la seconde plaque, d'un diamètre inférieur, portera la boîte de retour et peut coulisser librement de l'intérieur du capot qui ferme la calandre. Ces appareils permettent l'expansion thermique du faisceau ainsi que son nettoyage mécanique, constituent la presque totalité des échangeurs utilisés en raffinerie [2].

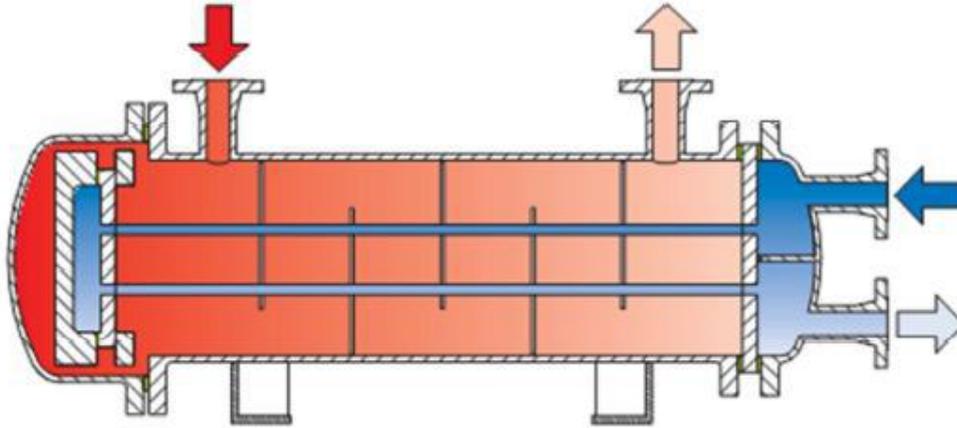


Figure I. 13: Échangeurs à tête flottante

#### b. Les échangeurs à tubes en U :

L'utilisation de tubes coudés supprime une plaque tubulaire (fig I.14), tout en conservant les propriétés d'expansion de la tête flottante. L'économie réalisée par le coût d'une plaque tubulaire est compensée par l'impossibilité de nettoyage mécanique de l'intérieur des tubes, ces faisceaux seront surtout utilisés dans les rebouilleurs à vapeurs.

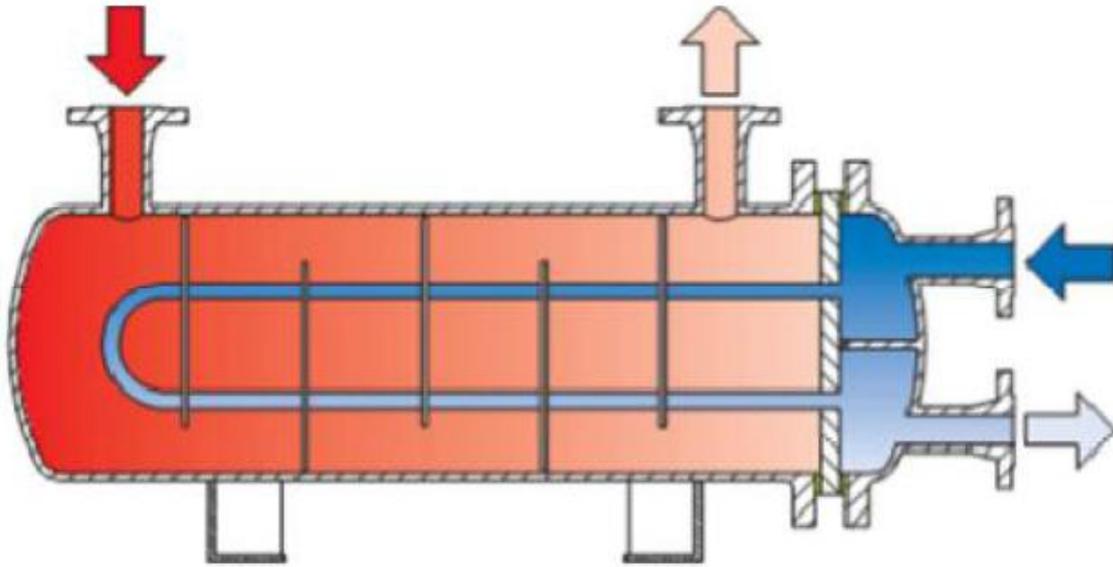


Figure I.14 : Echangeur à tubes en U

### c. Les échangeurs à plaque tubulaire fixes :

Soudées sur la calandre (figI.15), ils ne peuvent être utilisés que si la différence de température entre les fluides chaud et froid est suffisamment faible pour que la dilatation du faisceau soit acceptable [2].

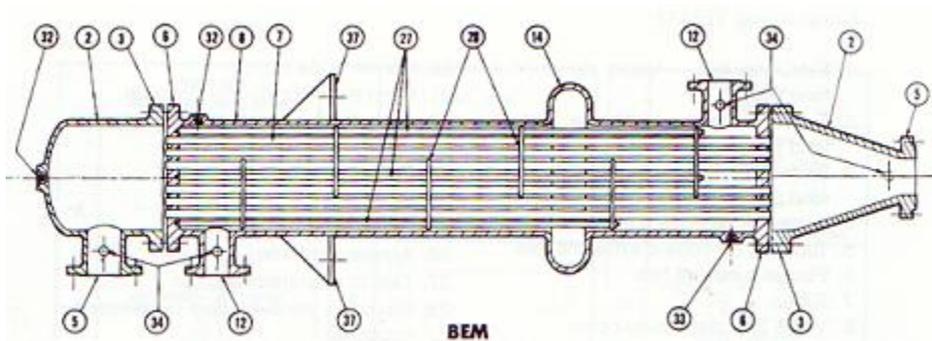
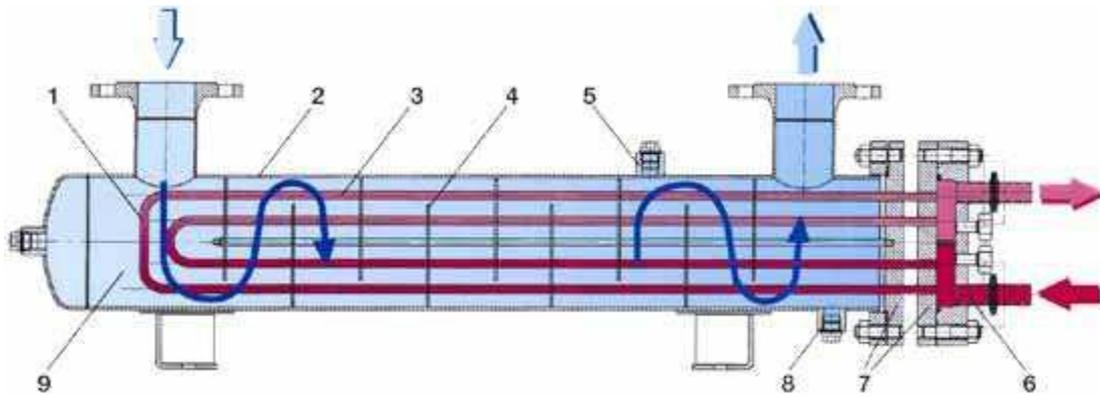


Figure J. 15 :Echangeur à plaque tubulaire fixes

### I.4.7. Les échangeurs à faisceau et calandre :



**Figure I.16 :** Schéma typique d'un échangeur tubes calandre

1. Faisceau tubulaire
2. Enveloppe (calandre)
3. Intérieur tube
4. Chicane
5. Raccord évent
6. Intérieur boîte à eau
7. Plaque tubulaire
8. Raccord vidange
9. Intérieur enveloppe

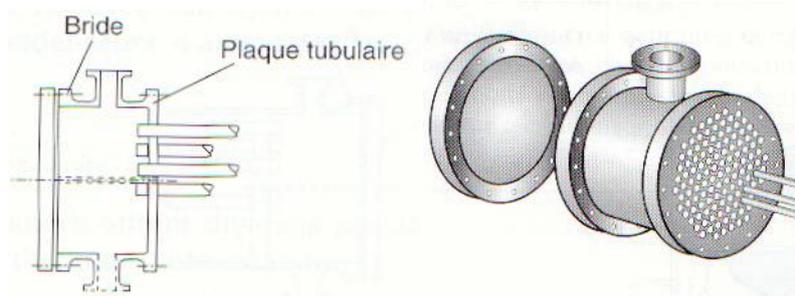
Ce type d'échangeurs est de loin le plus répandu dans les unités de transformations des industries chimiques et pétrochimiques. Un faisceau de tubes est situé à l'intérieur d'une calandre (figure.I.16) dans laquelle circule le deuxième fluide. Cette conception se retrouve également dans les condenseurs, les rebouilleurs et les fours multitubulaires [3].

#### a. La calandre :

C'est l'enveloppe métallique entourant le faisceau tubulaire. L'acier au carbone est le matériau le plus couramment utilisé pour la construction des calandres. A chaque extrémité sont soudées les brides qui porteront le couvercle et la boîte de distribution. Les tubulures d'entrée et de sortie sont soudées avec plaques de renforcement, selon la pression de service. Enfin la calandre pourra être équipée d'anneaux pour le levage et portera la plaque d'identité de l'appareil.

### b. Les Plaques tubulaires

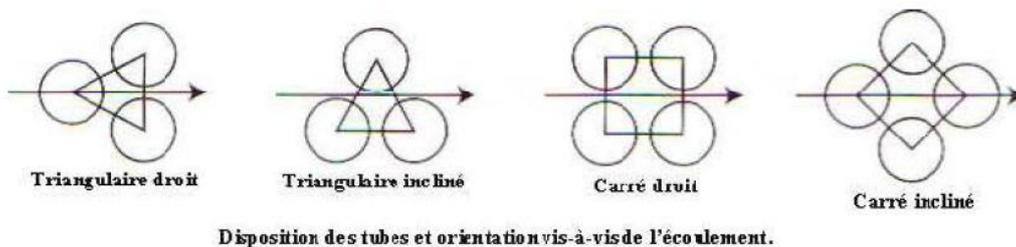
Ce sont des plaques (figure 17) percées supportant les tubes à leurs extrémités, leurs épaisseurs varient entre 5 et 10 cm. Les tubes généralement sont fixés par : mandrinage, soudage, et par soudage dans les applications à haute pression [3].



**Figure I.17 :**Plaques tubulaires

### c. Le Faisceau

C'est l'ensemble des tubes constituant le faisceau (figure 18). 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.18 :**Disposition des tubes

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.

#### d Les chicanes :

Les chicanes peuvent avoir deux rôles :

- Augmenter la rigidité du faisceau, pour éviter les phénomènes de vibration
- Augmenter la vitesse du fluide

Il existe deux types de chicanes

*Les Chicane transversales* (fig I.19) Sont généralement constituées par un disque ayant un diamètre légèrement inférieur à celui de la calandre et comportant un segment libre dont la surface représente 20 à 45% de la section totale. Ces chicanes ont pour but d'allonger le chemin du fluide circulant dans la calandre, et d'améliorer ainsi le transfert à l'extérieur du tube. Dans le cas des échangeurs horizontaux, une échancrure est aménagée à la partie inférieure des chicanes pour faciliter la vidange et le nettoyage et éviter l'encrassement par stagnation à la partie inférieure

Les chicanes transversales assurent la rigidité du faisceau tubulaire, elles sont solidaires à la plaque tubulaire fixe au moyen de tirants et entretoises qui occupent la place de tubes. Les standards (TEMA) imposent un nombre de tirants entre 4 à 10.

*Les Chicane longitudinales* Sont généralement constituées par une simple tôle insérée au milieu du faisceau. Cette disposition oblige le fluide à effectuer un aller et un retour dans la calandre [3].

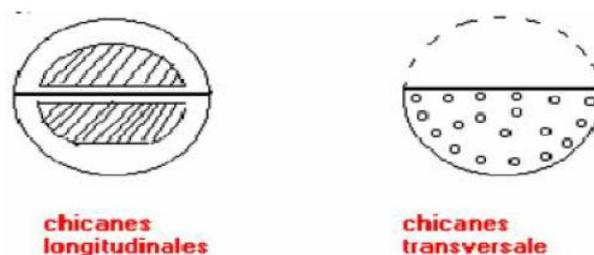


Figure I.19 : Type de chicane

#### e. Boîtes de distribution ou chambres de distribution :

La chambre de distribution ou boîtes de distribution (fig I. 20) 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 [3].

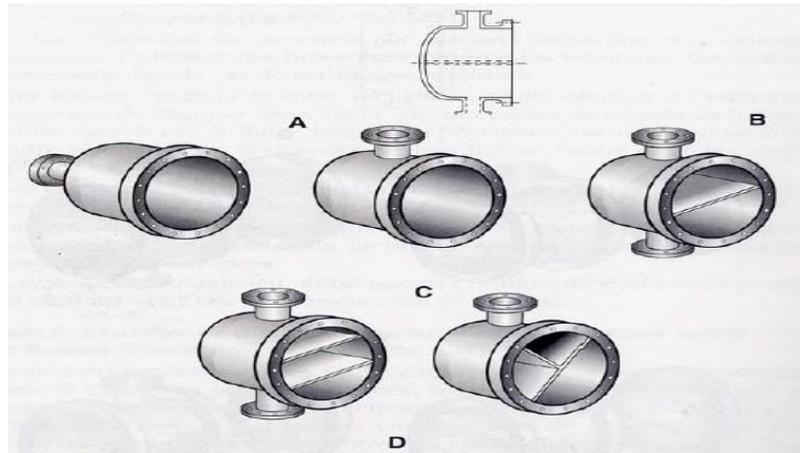


Figure I. 20 : Type de chambre de distribution

#### f. Déflecteurs ou plaque de protection du faisceau :

Pour éviter ou du moins minimiser l'érosion de tube du faisceau, des déflecteurs de protection (figI.21) 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  $\rho u^2$  ( $\rho$  : masse volumique,  $u$  vitesse du fluide) Ces déflecteurs, d'une épaisseur de l'ordre de 1/2in, sont circulaires, carrés ou rectangulaires, soudés sur des tirants ou entretoise[3].

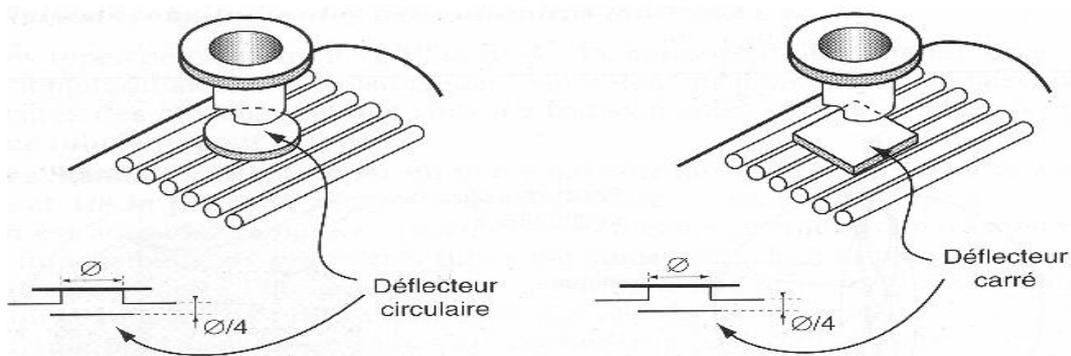


Figure I.21 :Plaque de protection du faisceau

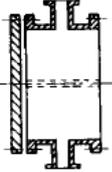
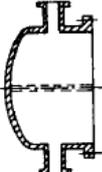
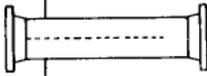
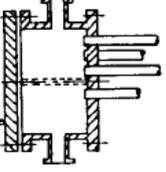
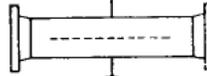
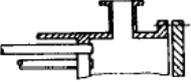
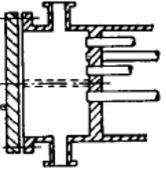
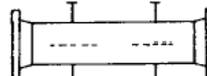
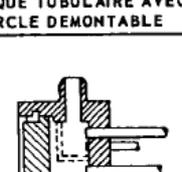
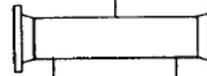
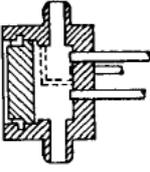
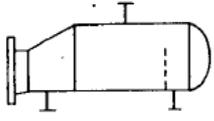
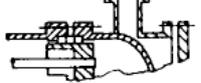
**g. Les passes :**

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<sup>0,8</sup> tandis que la perte de charge augmente comme vitesse<sup>2</sup>. La perte de charge augmente donc beaucoup plus vite que l'échange thermique et dans la pratique on recommande des vitesses dans les tubes supérieur 1m/sec mais inférieur 3m/sec.

Côté calandre, on ajuste la vitesse du fluide dans la calandre en installant en priorités des chicanes transversales qui de plus assureront le supportage 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. Tous les éléments entrant dans la construction de ces échangeurs ont fait l'objet d'une normalisation, tant par la T.E.M.A. (Tubular Exchangers Manufacturer's Association) que l'A.S.M.E. (American Society of Mechanical Engineers) ou l'A.P.I. (American petroleum institute). Afin de classer les multitudes d'appareils, l'Association américaine des constructeurs d'échangeurs tubulaires a défini un symbolisme suivant lequel chaque type de boîte d'entrée, de calandre et de boîte de retour est caractérisé par une lettre. Ainsi, tout échangeur est défini par trois lettres [11].

DISTRIBUTEURS		CALANDRES		FONDS DE CALANDRES	
A	 DISTRIBUTEUR AVEC COUVERCLE DEMONTABLE	E	 CALANDRE A 1 PASSE	L	 IDENTIQUE AU DISTRIBUTEUR TYPE A (1)
B	 DISTRIBUTEUR A FOND SOUDE	F	 CALANDRE A 2 PASSES AVEC CHICANE LONGITUDINALE	M	 IDENTIQUE AU DISTRIBUTEUR TYPE B (1)
C	 couverture et faisceau tubulaire démontable	G	 ECOULEMENT SEPRE	N	 IDENTIQUE AU DISTRIBUTEUR TYPE C(1)
	 plaque fixe et couvercle démontable	H	 DOUBLE ECOULEMENT	P	 FOND FLOTTANT AVEC PRESSE ETOUPE EXTERIEUR
D	 DISTRIBUTEUR INTEGRE A UNE PLAQUE TUBULAIRE AVEC COUVERCLE DEMONTABLE	J	 ECOULEMENT DIVISE	S	 FOND FLOTTANT AVEC ANNEAUX DEMONTABLES
	 DISTRIBUTEUR SPECIAL POUR HAUTE PRESSION	K	 REBOUILLEUR	T	 FOND FLOTTANT
				U	 FAISCEAU A TUBES EN "U"
				W	 PRESSE-ETOUPE EXTERIEUR A DETECTEUR DE FUITE

FigureI.22 : Symbolisme de classement des échangeurs d'après l'association Américaine

### *1.5 Conclusion*

Les échangeurs de chaleurs sont utilisés principalement dans les secteurs de l'industrie(Chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport(automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage,climatisation, etc.). Le choix d'un échangeur de chaleur pour une application donnée, dépend denombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétésphysiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que lefait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné. Bien réalisé et bien utiliséepermet un gain de rendement et d'énergie des procédés [10].

### ***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 types d'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, undimensionnement thermique et hydraulique du système s'impose [12].

### ***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 température se 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.

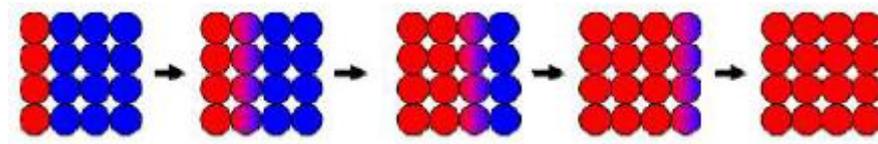
#### ***II.2.1 Modes de transfert de chaleur :***

Il y a trois modes de transfert de chaleur :

- 1- Conduction
- 2- Convection
- 3- Rayonnement

*La conduction* (fig1) est définie comme étant le mode de transmission de la chaleur provoquée par la différence de température entre deux régions d'un milieu solide, liquide ou gazeux au repos, ou encore entre deux milieux en contact physique. (Les atomes se transmettent la chaleur de proche en proche).

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



**Figure II .1** :*La conduction*

Le flux de transfert de chaleur dépend de la conductivité thermique du produit. La loi fondamentale de la conduction est la loi de FOURIER s'écrit comme suit :

$$\phi = \lambda . S . \Delta T$$

Avec :

Q : quantité de chaleur échangée [w]

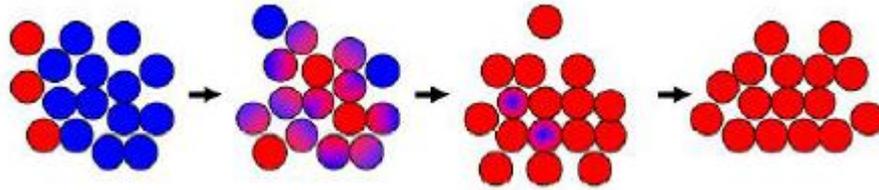
$\lambda$  : Coefficient de conduction [w/m<sup>2</sup>.C°]

S : surface d'échange [m<sup>2</sup>]

$\Delta T$  : Différence de température [°C]

*La convection*(fig2): consiste en une transmission de chaleur par le mouvement réel des molécules en raison d'une différence de température. C'est un processus caractéristique des liquides et des gaz: les particules proches d'une source de chaleur. Présentent une température plus élevée et, par conséquent, une densité inférieure par rapport aux autres, ces particules s'élèvent à l'intérieur du fluide et sont remplacées par des particules plus froides. Ainsi, une transmission de chaleur se produit par l'intermédiaire du mouvement des différentes particules.

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



**Figure II. 2 :** *La convection*

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

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

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

$$\phi = h . A . DTLM$$

Avec :

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

$h$  : Coefficient de transfert de chaleur par convection [w/m<sup>2</sup>.C°]

$A$  :surface d'échange[m<sup>2</sup>]

DTLM : différence de température logarithmique moyenne [°C]

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

Le rayonnement permet le transfert de chaleur sans aucun intermédiaire matériel (comme le soleil qui transmet la chaleur vers les planètes)[2].

L'équation de base utilisée pour exprimer le rayonnement est la loi de STEFANBOLTZMANN

$$\phi = \sigma \cdot \varepsilon \cdot T$$

Avec :

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

$\sigma$  : Constante de STEFANBOLTZMANN[w/ (m<sup>2</sup>.K<sup>4</sup>)]

$\varepsilon$ :Émissivité thermique du matériau

T :Température du corps [K]

### ***II.2.2Nombres adimensionnels caractérisant le transfert de chaleur:***

On connaît le nombre de Reynolds

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

V :vitesse caractéristique du fluide [m/s]

D :dimension caractéristique [m]

$\mu$  :viscosité dynamique du fluide [Pa.s]d'où la formulation classique:

L'échangeur connective est donc décrit à l'aide des seuls nombres Reynolds et Prandtl.

On définit le nombre adimensionnels comme suit :

Le nombre de Reynolds caractérise le régime d'écoulement dans le cas d'un écoulement à l'intérieur d'un conduit cylindrique de paroi lisse on a:

$Re < 2300$ Régime laminaire

$Re > 2300$  Régime turbulent

Nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{h}$$

C'est un nombre adimensionnel lié la continuité du flux thermique en  $y=0$ , la condition de nonglissement du fluide sur la paroi (vitesse nulle) impose l'égalité [7]

$$Nu = \frac{hD}{\lambda} = -\frac{\partial T}{\partial y} = 0$$

Pour régime laminaire ( $Re < 2300$ ) :

$$Nu = 1.86(Re.Pr)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{D}{x}\right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_f}{\mu_p}\right)^{0.14}$$

$\mu_f$  : viscosité dynamique du fluide à la température moyenne  $T_m$  [Kg/m.s].

$\mu_p$  : viscosité dynamique du fluide à la température des parois  $T_p$  [Kg/m.s].

pour régime turbulent ( $Re > 2300$ ) :

$$Nu = 0.023(Re^{0.8})(Pr^{\frac{1}{3}})$$

### ***II.3 Principe de calcul d'un échangeur à faisceau et calandre :***

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 [].

**II.3.1 Quantité de chaleur échangée Q :**

Il est possible d'établir le bilan thermique global en écrivant que la quantité de chaleur  $Q$  perdue par le fluide chaud est égale à celle prise par le fluide froid.

$$\phi \text{ céder} = \phi \text{ reçu}$$

Alors :

$$\phi = MCp(T_1 - T_2) = mcp(t_2 - t_1)$$

Par ailleurs on peut appliquer l'équation de Fourier à l'ensemble de l'appareil :

$$\phi = U.A.DTLM$$

Les valeurs de  $U$ ,  $DTLM$  sont fonction de la disposition interne des tubes, du nombre de passes et des caractéristiques de l'écoulement de fluide :

**II.3.2 DTLM : méthode de différence de température logarithmique moyenne :**

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  $\Delta T$ . 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 (fig 3) ou à contre-courant parallèles.

a. *Cas co-courant :*

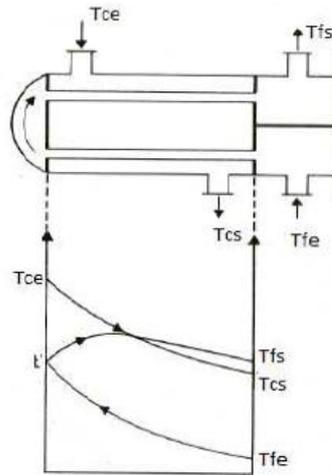


Figure II.3 Echangeur à co-courant

L'étude de la différence moyenne de température dans un appareil s'effectuera en supposant que le coefficient global de transfert est constant en tout point, ainsi que les chaleurs spécifiques des fluides et qu'il n'y a ni pertes thermiques, ni changement de phases au cours du transfert.

Dans ces conditions l'expression de la puissance thermique et du flux de chaleur transféré du fluide chaud au fluide froid à travers l'élément  $dS$  seront respectivement exprimées par :

$$\phi = q_{tc} dT_c = q_{tf} (T_{fe} - T_{fs})$$

$$d\phi = -q_{tc} dT_c = q_{tf} dT_f$$

Ou :

$$q_t = q_m cp: \text{Débit thermique unitaire}$$

(Avec indice c pour le fluide chaud et f pour le fluide froid)

$$dT_c = -\frac{d\phi}{q_{tc}} \text{ et } dT_f = \frac{d\phi}{q_{tf}}$$

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}\right) d\phi$$

$$d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}\right) k(T_c - T_f) dS$$

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = - \left( \frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}} \right) kS$$

Comme k a été supposé constant depuis le début du problème. Alors l'intégration S=à S

Donne :

A l'entrée de l'échangeur (x=0) :  $T_c - T_f = (T_{ce} - T_{fe})$

A la sortie de l'échangeur (x=S) :  $T_c - T_f = (T_{cs} - T_{fs})$

$$\frac{\ln(T_{cs} - T_{fs})}{T_{ce} - T_{fe}} = - \left( \frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}} \right) k$$

$$\frac{\ln(T_{cs} - T_{fs})}{T_{ce} - T_{fe}} = [(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})] \frac{kS}{\phi}$$

On obtient finalement :  $\phi = k \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \frac{(T_{cs} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{fe})}} S$

Or la puissance thermique d'un échangeur à faisceau et calandre est caractérisée par :

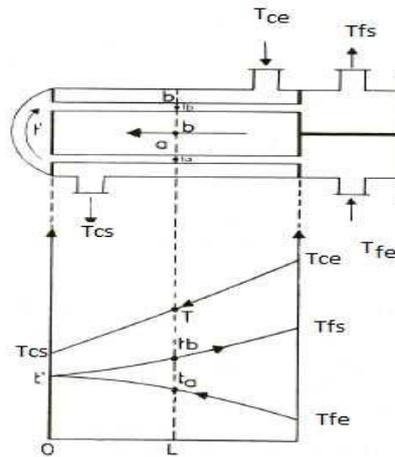
$$\phi = k.S.DTLM$$

$$DTLM = \frac{\phi}{kS} = \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \frac{(T_{cs} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{fe})}}$$

Soit :

$$DTLM = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

*b-Cascontre courant:*



**Figure II.4:** Echangeur à contre-courant

La variation de température  $T_f$  du fluide froid quand on augmente la surface d'échange de  $dS$ , devient négative. Dans ces conditions :

$$d\phi = -q_{tc} dT_c = q_{tf} dT_f$$

Le calcul et les considérations restent idem qu'au cas de l'échangeur co-courant (fig II.4).

On obtient comme résultat final ;  $DTLM = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$

En essayant de bien regarder cette dernière formule on constate qu'elle est identique au cas d'un échangeur co-courant.

D'où en générale la différence de température logarithmique moyenne entre les deux fluides est exprimée par :

$$DTLM = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

Cette dernière expression signifie que la puissance thermique échangée est proportionnelle à l'aire de la surface d'échange et à la différence de température logarithmique moyenne.

Le coefficient de proportionnalité est le coefficient d'échange global  $k$ .

A partir de ce résultat trois importantes remarques sont à faire :

L'analyse précédente a été faite sous les hypothèses suivantes:

- la chaleur massique des fluides reste sensiblement constante pendant leur traversée de l'échangeur (pratique calcul des chaleurs massiques pour des conditions moyennes des fluides dans l'échangeur)
- Le coefficient  $k$  reste sensiblement constant tout le long de la surface d'échange donc ce qui suppose que les coefficients de convection fluides-paroi le soient.
- Si  $\Delta T_2$  ne diffère pas plus de 50% de  $\Delta T_1$  on peut remplacer la moyenne logarithmique de la température globale par la moyenne arithmétique, en ne commettant qu'une erreur de 1 %.
- Dans les bureaux d'étude on utilise généralement des abaques fournissant directement
- DTLM en fonction de  $\Delta T_2$  et  $\Delta T_1$  ( $\Delta T_1 + \Delta T_2$ )

### II.3.3 Méthode NUT (Nombre d'Unités de Transfert)

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

Des problèmes de conception dans lesquels les températures d'entrée et une température de sortie sont imposées, les débits étant connus.

La question est : sélectionner le modèle d'échangeur le plus approprié, et chercher sa taille, c'est-à-dire la surface  $\Sigma$  nécessaire pour obtenir la température de sortie désirée.

La méthode à employer consiste à calculer  $R$  et : puis NUT ( $E$ ) d'où l'on tire  $\Sigma$ . C'est dans ce cadre que s'insèrent le plus souvent les problèmes d'optimisation. Des problèmes de performances où les données sont le modèle et la taille de l'échangeur, les débits et les températures d'entrée. Il s'agit alors de déterminer la puissance ( $\Phi$ ) et les températures de sortie.

Le calcul des écarts de températures d'entrée-sortie dans les échangeurs à courants parallèles, fait apparaître les rapports  $k\Sigma/q_{tc}$  et  $k\Sigma/q_{tf}$ , qui sont des nombres sans dimension. Ces nombres, représentatifs du pouvoir d'échange de l'appareil, sont appelés 'nombre d'unités de transfert et notés  $NUT_c$  coté fluide chaud ou  $NUT_f$  coté fluide froid :

$$\{NUT_c = \frac{k\Sigma}{q_{tc}}; NUT_f = k\Sigma/q_{tf}\}$$

Le nombre d'unités de transfert relatif au fluide qui possède le petit débit thermique unitaire  $q_{\min}$  est habituellement désigné par NUT.

$$NUT = k\Sigma/q_{t \min}$$

Dans la modélisation des échangeurs, le nombre NUT et R le facteur de déséquilibre  $R = \frac{q_{\min}}{q_{\max}}$  jouent un rôle important dans la détermination de l'efficacité de l'échangeur thermique.

La méthode NUT s'adapte très bien aux études d'optimisation.

Considérons l'exemple d'échangeur à contre-courant  $T_{ce} - T_{fe}$  est la borne inférieure de l'écart  $(T_c - T_f)$  dans l'échangeur, tandis que  $(T_{ce} - T_{fs})$  est sa borne supérieure :

$$(T_{cs} - T_{fe}) = \Delta T_{INF} \Delta T_{INF} = \inf(T_c - T_f)$$

$$(T_{ce} - T_{fs}) = \Delta T_{SUP} \Delta T_{SUP} = \sup(T_c - T_f)$$

Le rapport  $\Delta T_{INF}/\Delta T_{SUP}$  est en relation avec l'efficacité E ainsi que du facteur de déséquilibre R de l'échangeur.

$$\frac{\Delta T_{INF}}{\Delta T_{SUP}} = \frac{1 - E}{1 - Re}$$

En dérivant par rapport à E, R étant donné, on obtient

$$\frac{d}{dE} \left( \frac{\Delta T_{INF}}{\Delta T_{SUP}} \right) = - \frac{1 - E}{1 - Re} < 0$$

C'est-à-dire que  $(\Delta T_{INF})/(\Delta T_{SUP})$  diminue si E augmente. La meilleure efficacité est donc obtenue en minimisant le rapport  $(\Delta T_{INF})/(\Delta T_{SUP})$  C'est ce que l'on appelle la méthode du pincement.

Il faut remarquer que cette optimisation conduit généralement à une augmentation de la surface d'échange  $\Sigma$ , puisque les écarts de températures ( $T_c - T_f$ ) sont diminués. Elle doit donc à limiter un moment donné entré en compétition avec des critères économiques qui tendront à limiter  $\Sigma$  pour ne pas accroître le coût de fabrication.

### II.3.4 Le 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 lavoir se concrétiser dans les échangeurs à seule passe 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.3.5 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 de 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.3.6 Calcul de dimensionnement

#### II.3.6.1 Calcul thermique :

A. *Calcul du flux thermique maximum dans un échangeur*

Nous considérons le cas d'un échangeur globalement adiabatique : la chaleur perdue par le fluide chaud est alors entièrement transférée au fluide froid. Donc de ce fait la quantité de chaleur perdue par le fluide chaud est égale à celle prise par le fluide froid. si l'on néglige les pertes thermiques :

$$\Phi = q_{tc} (T_{ce} - T_{cs}) = q_{tf} (T_{fe} - T_{fs}) = m \cdot L_v$$

D'une manière générale, quel que soit le modèle de l'échangeur, le flux thermique maximal peut être exprimée par :

$$\Phi_{max} = \Phi_{min} (T_{ce} - T_{fe})$$

Cette relation est justifiée parce qu'aucun des deux fluides ne peut subir une variation de température supérieure à  $(T_{ce} - T_{fe})$  car il faudrait que le fluide froid sorte à une température supérieure à  $T_{ce}$ , ou que le fluide chaud sorte à une température inférieure à  $T_{fe}$  ce qui est physiquement impossible.

### B. Calcul de l'efficacité thermique

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

$$E = \frac{\Phi}{\Phi_{max}} \Rightarrow 0 < E < 1$$

D'où ;

$$E = \frac{q_{tc}(T_{ce}-T_{cs})}{q_{t\ min}(T_{ce}-T_{fe})} = \frac{q_{tc}(T_{fs}-T_{fe})}{q_{t\ min}(T_{ce}-T_{fe})}$$

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. En d'autres termes, trois quelconques des températures d'entrée-sortie suffisent à caractériser E. l'efficacité maximale  $E_{max} = 1$  est atteinte si l'échangeur est à contre-courant, infiniment long et sans pertes.

### II.3.7 Influence de la surface d'échange globale S

Dans un échangeur quelconque, le champ de température n'est plus unidimensionnel, mais bi outridimensionnel. Mais puisque dans l'hypothèse  $k = cste$ , on a toujours localement :

$$d\phi = k(T_c - T_f)dS$$

De ce fait, le flux total échangé est proportionnel au volume limité par les surfaces  $T_c(x, y, z)$  et  $T_f(x, y, z)$ . Cependant, il n'est plus proportionnel à la différence de température logarithmique moyenne DTLM. Cette grandeur n'a donc pas de sens physique bien net en dehors des échangeurs à courants parallèles, et son usage systématique ne s'impose nullement.

Pour apprécier l'influence de la surface d'échange sur la puissance de l'échangeur, commençons par regarder le cas particulier d'un échangeur à contre-courant où  $q_{tf} = q_{tc}$

$$d\phi = k(T_c - T_f)dS$$

En appelant  $\Sigma$  la surface totale d'échange :

$$\phi = k(T_{ce} - T_{fs}) \Sigma$$

Et :

$$\frac{d\phi}{d\Sigma} = k(T_c - T_{fs}) = cst$$

Tous les mètres carrés de la surface d'échange sont donc équivalents : quelle que soit  $\Sigma$ , chaque  $m^2$  ajouté aura la même performance thermique.

Mais il faut aussi remarquer que :

$$d\phi/d\Sigma \rightarrow 0 \text{ quand } \Sigma \rightarrow \pm\infty \text{ (si } q_{tc} < q_{tf} \text{ et } q_{tf} < q_c)$$

Chaque mètre carré de surface supplémentaire a donc de moins en moins de valeur thermique, mais il coûte cher : c'est une taxe sans valeur ajoutée. En conséquence il faudra chercher une surface d'échange  $\Sigma$  économiquement optimale.

### II.3.8 Puissance thermique d'un échangeur à faisceau et calandre :

Quel que soit le modèle d'échangeur considéré la puissance thermique est exprimée par :

$$\phi = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\frac{1}{k\Sigma} \ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

On écrit habituellement :

$$\phi = k. \Sigma. DTLM$$

### II.3.9 Le coefficient de transfert global K :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} \frac{d_i}{d_o} + \frac{e_t}{\lambda_t} + \frac{1}{h_c} + R_s$$

En désignant par :

$\frac{e}{\lambda t}$  : La résistance due au tube (non négligeable si le fluide réfrigérant est l'eau)

$h_c$  : le coefficient de transfert de la chaleur du fluide chaud

$R_s$  : somme de toutes les résistances d'encrassement intérieur et extérieur.

### II.3.10 Les températures calorifiques :

Elle varie selon le fluide

Pour le fluide froid :

$$t_c = \frac{t_1 - t_2}{2}$$

Pour vapeurs :  $T_c = T_v$

La température de paroi du tube est :

$$t_l = T_v - \frac{h_{io}}{h_{io} + h_c} (T_v - t_c)$$

Et la température du film pour laquelle on détermine les variables  $\lambda$ ,  $\mu$  et  $d_f$  est égale à :

$$T_f = 0.5(T_v + t_l)$$

### II.3.11 Efficacité de l'échangeur en fonction du NUT

$$E = \frac{1 - \exp[-(1 - R)NUT]}{1 - R \exp[-(1 - R)NUT]}$$

$$E = \frac{1 - \exp[-(1 - R)NUT]}{1 + R}$$

La première expression concerne le cas d'écoulement contre-courant et la seconde au cas contre-courant.

R étant le facteur de déséquilibre qui est définie comme étant le rapport entre les débits thermiques unitaires.

### II.3.12 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  $G_v$  par unité de longueur de périmètre de tube soit :

$$G_v = \frac{q_m}{\pi d_0 N_t}$$

$$h_{cv} = 1.5 \left[ \frac{\lambda^3 \rho^2 g}{\mu^2} \right]^{\frac{1}{3}} \left[ \frac{4G_v}{\mu} \right]^{\frac{1}{3}}$$

#### B. Tubes horizontaux

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

$$G_h = \frac{q}{l \cdot N_t}$$

Alors dans ce cas, l'expression du coefficient de transfert  $h_{chs}$  s'exprime :

$$h_{ch} = \left[ \frac{\lambda^3 \rho^2 g}{\mu^2} \right]^{\frac{1}{3}} \left[ \frac{4 G_h}{\mu} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Pour tenir compte du ruissellement du condensat d'un tube sur un autre, il y a lieu de modifier l'expression de  $G_h$  par la formule suivante :

$$G_h = \frac{q_m}{l N_t^{2/3}}$$

## II.4 Calcul hydraulique

### II.4.1 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  $\Delta P$  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. Il est d'usage courant de considérer en première approximation qu'on devra limiter la perte de charge à une valeur inférieure à  $1 \text{ kg/cm}^2$  pour les appareils industriels travaillant sur le refoulement de pompes. Par contre, lorsque la circulation se fait naturellement par gravité, la perte de charge maximale est imposée par la hauteur hydrostatique disponible à l'entrée de l'appareil.

### II.4.2 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  $d_i$ .

$$\Delta P = \frac{f G^2 L}{d_i^2 \rho}$$

Avec :

f : coefficient de fiction, sans dimensions, fonction du nombre de Reynolds.

G : vitesse massique  $V.\rho$

$\rho$ : masse volumique moyenne du liquide ou du gaz, mesuré à la température calorique.

$\Delta P$  ; Perte de charge (perte de pression).

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

Régime laminaire : ( $Re < 2300$ )

$$f = \frac{32}{Re}$$

Régime turbulent : ( $Re > 2300$ )

Tubes lisses d'échangeurs :

$$f = 0.0028 + 0.25 Re^{-0.32}$$

Tubes rugueux :

$$f = 0.0070 + 0.528 Re^{-0.42}$$

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 :

$$\Delta P = \frac{f G^2 L}{d^2 \rho \phi_t}$$

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 :

$$\Delta P_t = \frac{n_t G_t^2}{\rho} \left( \frac{f_{lt}}{d_t \phi_t} + 2 \right)$$

#### II.4.3 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, au 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.

Bell publie les résultats de ces travaux à l'université de Delaware et établit un programme de calcul tenant compte des courants secondaires qui ont une influence plus grande sur la perte de charge que sur le transfert de chaleur. La méthode de Bell est très satisfaisante, mais elle nécessite une programmation sur ordinateur électronique et ne trouve réellement sa justification que pour des calandres de petit diamètre. Buthd, Donohue et Kern publient pour leur part des méthodes de calcul qui négligent les courants secondaires, mais qui, appliquées aux échangeurs industriels, donnent des résultats en bon accord avec les valeurs expérimentales.

D'après Kern :

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 :

$$\Delta P_c = \frac{f_{cT} G_{cT}^2 (N_c + 1)}{D_c \phi_c}$$

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

Pertes de charge coté tubes :

$$\Delta P_t = \frac{n_t G_t^2}{\rho} \left( \frac{f_{tl}}{d_t \phi_t} + 2 \right)$$

Pertes de charge cotécalandre :

$$\Delta P_c = \frac{f_{cT} G_{cT}^2 (N_c + 1) D_c}{D_c \phi_c}$$

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

$$\Delta P_c = \frac{f_c G_c^2 (N_c + 1) D_c}{2.524 \cdot 10^{15} d D_e}$$

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.

D<sub>C</sub> :Diamètre intérieur de la calandre.

h :hauteur libre sous chicane.

N<sub>t</sub> :le nombre total de tubes du faisceau

ΔP<sub>Ct</sub> :Perte de charge transversale, relative à l'écoulement du fluide perpendiculairement aufaisceau entre deux chicanes.

Si l'on appelleN<sub>c</sub>, le nombre de chicanes transversales, la perte de charge totale à l'intérieur de lacalandre sera donné par :

$$\Delta P_c = \frac{1}{\rho \phi_c} \left[ N_c G_{cL}^2 + (N_c + 1) \left( \frac{D_c - h}{P} \right) f_{cT} G_{cT}^2 \right]$$

### II.4.4 Choix de l'ordre de passage du fluide dans les échangeurs faisceauetcalandre

Choix de l'ordre de passage de fluide [3]:

- Si un fluide est sous forte pression (>1Mpa) par exemple, le faire circuler de préférence dans les tubes, pour éviter une trop forte épaisseur de la calandre.
- Si un fluide est encrassant (par exemple un produit risquant de se polymériser) le faire circuler de préférence dans les tubes, car il est possible de nettoyer l'intérieur des tubes sans démonter l'échangeur.
- Fluide le plus corrosif
- Liquide de moins débit volumique
- En mettant le plus grand débit dans la plus grande section

### II.5 Principaux problèmes des échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur sont exposés à tels problèmes le plus de ces problèmes est l'encrassement.

#### II.5.1 L'encrassement :

L'encrassement des équipements de transfert thermique peut être défini comme le dépôt de matériau sur les surfaces d'échange [8]. Ce dépôt qui évalué dans le temps peut constituer des cristaux, des sédiments, des résidus biologique, des produits d'une réaction chimique ou bien encore la combinaison de plusieurs de ces éléments (le gaz brut provenant des puits est un mélange de plusieurs substances). L'encrassement peut se produire à l'extérieur des tubes mais de moins degré.

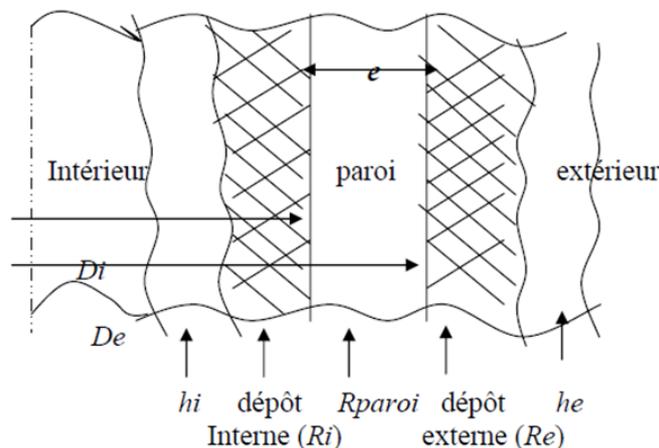


Figure II.5: Phénomène de l'encrassement

Il est possible de classer l'encrassement selon le mécanisme qui contrôle la vitesse de dépôt « régime d'écoulement », 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 [9]:

- Encrassement particulaire
- Corrosion
- Entartrage
- Encrassement biologique
- Encrassement par réaction chimique
- Encrassement par solidification

**A. Mécanismes de l'encrassement**

Cinq phases ont été identifiées dans l'apparition et le développement de l'encrassement :

- Initiation
- Transfert des particules à la paroi
- Adhésion des particules
- Réentraînement des particules déposées
- Vieillessement du dépôt :

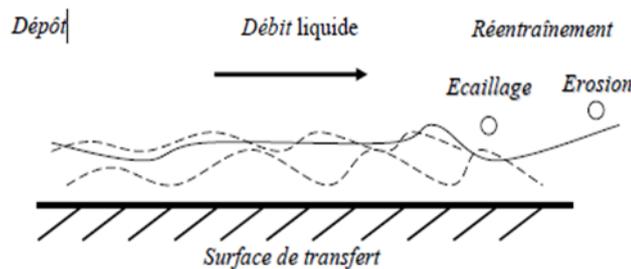


Figure II.6: Représentation de schéma de l'encrassement dans le cas d'un liquide

**B. Facteurs principaux affectant l'encrassement**

L'ampleur de l'encrassement sur la surface d'échange thermique, pour un fluide donné, dépend des paramètres suivants :

- Vitesse d'écoulement
- La température
- Nature de surface et de matériaux de fabrication
- Nature de la charge

### C. Conséquence de l'encrassement

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

- Une réduction de l'efficacité des appareils.
- Une diminution de leurs performances.
- 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.

## ***II.6 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 leurs 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 [13].

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 des unités de transfert.

### ***III.1 Introduction :***

Les échangeurs de chaleur à faisceau et calandre sont l'un des types les plus largement utilisés dans les industries de transformation et sont souvent utilisés dans les raffineries de pétrole, les centrales nucléaires et d'autres procédés chimiques à grande échelle. De plus, ils peuvent être trouvés dans de nombreux moteurs et sont utilisés pour refroidir un fluide [6].

### ***III.2 Présentation de COMSOL Multiphysics :***

COMSOL Multiphysics est un logiciel de simulation numérique basé sur la méthode des éléments finis. Ce logiciel permet de simuler de nombreux phénomènes en ingénierie, et tout particulièrement les phénomènes couplés à la simulation multi physique. L'utilisateur définit ses couplages ou sélectionne les interfaces prédéfinies. Les différentes étapes du processus de modélisation sont intégrées dans une seule interface.

Des modules d'applications optionnels offrent des interfaces spécialisées notamment en mécanique linéaire et non linéaire, acoustique, écoulement, transfert de chaleur, génie chimique, géophysique, électromagnétisme basse et haute fréquence, corrosion, plasma, suivi de particules, optimisation, MEMS, ainsi qu'avec les logiciels de CAO et Matlab[1].

### ***III.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[6].

### III.4 Simulation de la problématique

Le principal but de ce mémoire est d'étudier un modèle d'un échangeur à faisceau et calandre, dans cette étude deux fluides séparés à différentes températures traversent l'échangeur de chaleur: l'un s'écoule côté tubes et l'autre à travers la calandre autour des tubes (côté calandre). Plusieurs paramètres de conception et conditions de fonctionnement influencent les performances optimales d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre

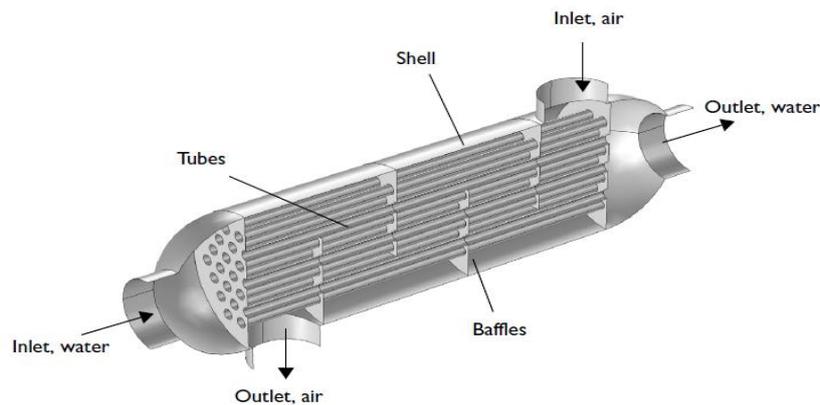


Figure III .1 : La géométrie de l'échangeur de chaleur étudié dans ce travail

#### III.4.1 Définition du modèle :

Le concept utilisé pour concevoir un échangeur de chaleur à faisceau et calandre est examiné le modèle de travail de ce échangeur de chaleur à débit direct, à écoulement transversal. La géométrie d'un tel modèle est montré dans la figure III. 1.

L'échangeur de chaleur est en acier structuré. Dans cet exemple, deux fluides s'écoulent dans l'échangeur de chaleur, le premier fluide (l'eau dans ce cas) s'écoule dans les tubes, le deuxième fluide est l'air, circule dans la calandre de l'échangeur de chaleur mais à l'extérieur des tubes. Ces deux fluides ont des températures différentes, après avoir circulé à l'intérieur dans l'échangeur de chaleur vont avoir une température équilibrée, les chicanes augmentent la surface d'échange de chaleur, un autre avantage des chicanes est de réduire les vibrations en raison du mouvement fluide. Ce modèle est configuré avec le modèle de turbulence  $k-\epsilon$ .

### III.4.2 Conditions aux limites :

Toutes les parois de l'échangeur de chaleur, y compris les chicanes sont modélisées comme des coquilles en 3D. Cela nécessite des conditions limites particulières pour les équations d'écoulement et de transfert de chaleur.

La condition aux limites de la paroi intérieure pour l'écoulement des fluides sépare les uns des autres également utilisé pour décrire les chicanes des deux côtés, il applique les fonctions de paroi nécessaire pour simuler les parois avec le modèle de turbulence k- $\epsilon$ .

La calandre est censé en acier et ayant une épaisseur de 5 mm d'épaisseur.

L'eau entre dans le côté du tube avec une vitesse de 0,1 m/s et une température de 80 °C. L'air entre dans la calandre avec une vitesse de 1 m/s et une température de 5 °C. Aux deux entrées, les valeurs recommandées pour l'échelle de longueur de turbulence sont de 0,07 l, Pour l'entrée d'eau le rayon est égal à 5 cm et pour l'entrée d'air, il est de 4.5 cm à côté du plan de symétrie, toutes les limites extérieures restantes sont isolées thermiquement.

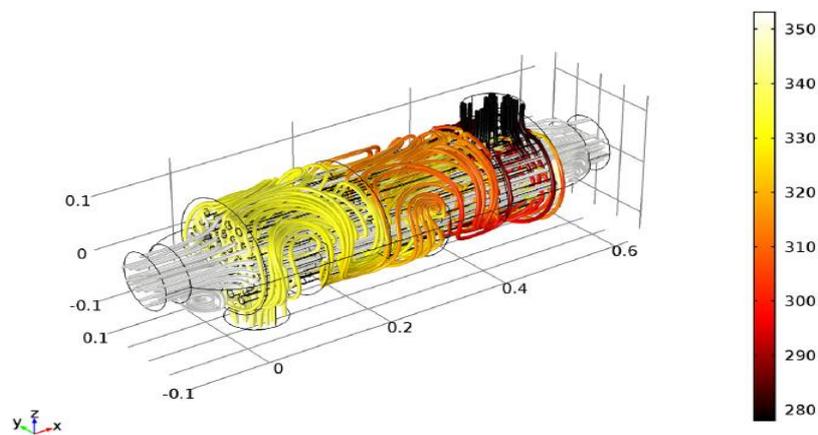
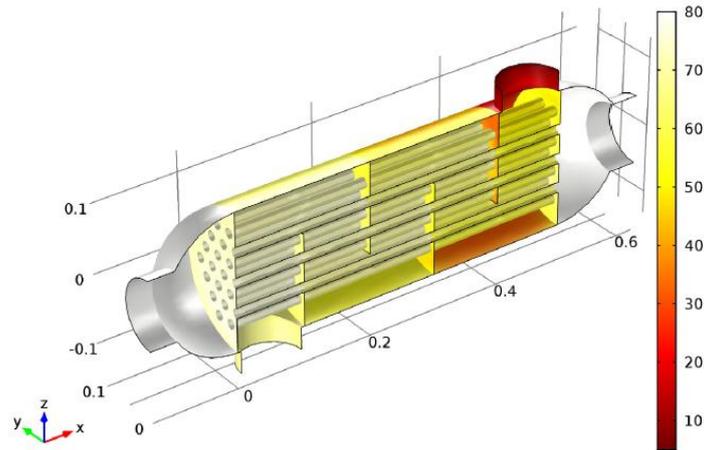


Figure III.2 :Présentation des lignes de courant de l'air

La vitesse du côté du tube montre une distribution uniforme dans les tubes, avant l'entrée de l'eau dans les tubes, les zones de recirculation sont présentes. Les couleurs des lignes de courant représentent la température et comme vous pouvez voir les températures dans les deux sortiessont proches les unes des autres.



**Figure III.3 :** *Température des parois de la calandre*

La figure III.3 montre la distribution de la température sur les limites de l'échangeur de chaleur. Il existe plusieurs quantités qui décrivent les caractéristiques et l'efficacité d'un échangeur de chaleur.

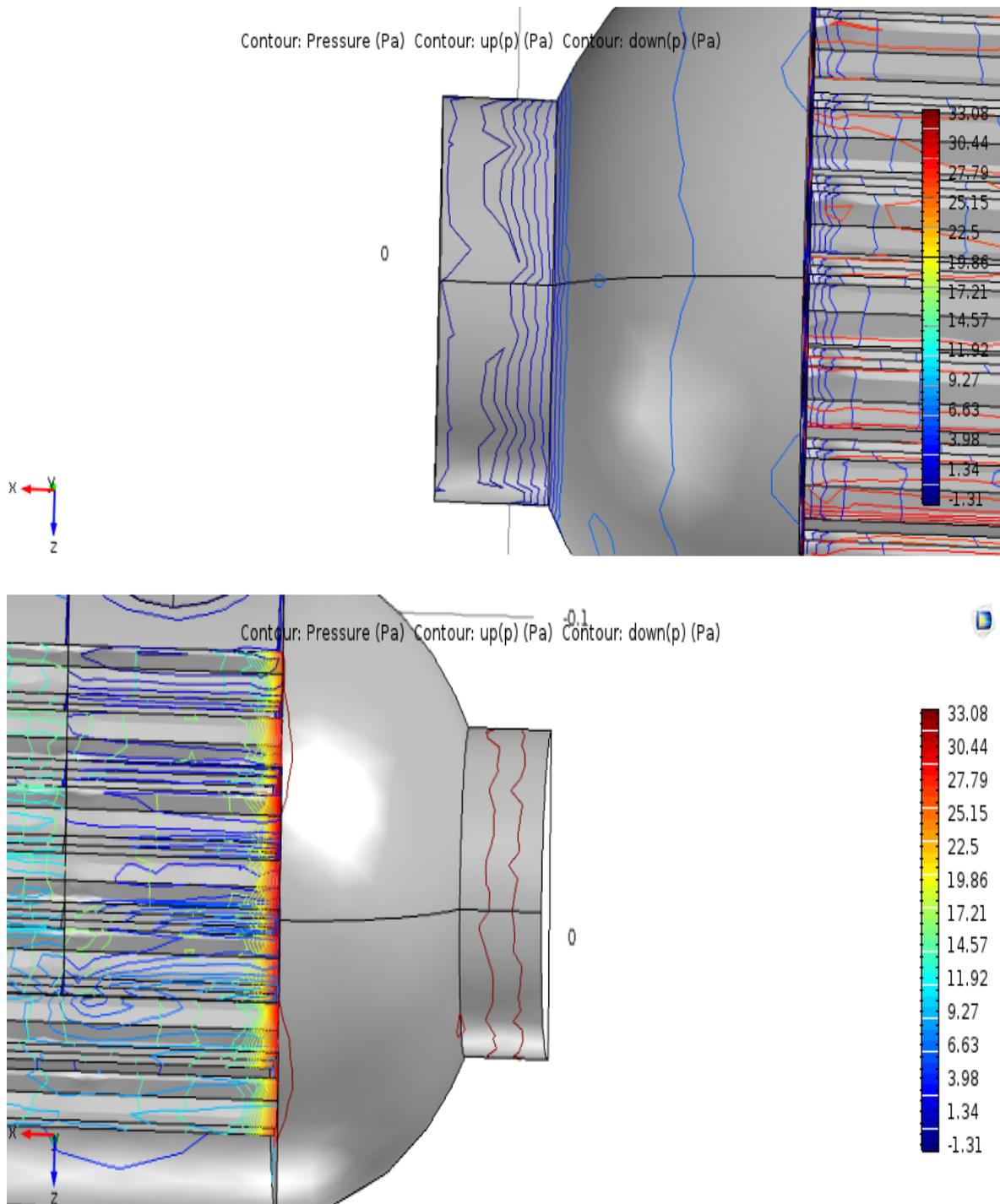
$$h = \frac{\phi}{A(T_c - T_f)}$$

Où  $\phi$  est la puissance totale échangée et  $A$  est la surface à travers laquelle  $\phi$  coule.

Dans ce modèle, la valeur de  $h$  est de  $5,4 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , la chute de pression est d'environ  $33 \text{ Pa}$  du côté du tube et  $12 \text{ Pa}$  du côté de la calandre.

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 pertinentes. Définir les paramètres préalablement permet de mettre en place immédiatement une étude paramétrique, également pour plusieurs jeux de paramètres. En outre, cela fournit un aperçu rapide des conditions de fonctionnement dans les instructions de modélisation, plusieurs sélections sont également créées.

**III.5 Présentation des résultats :**



**Figure III. 4:** Contours de pression de l'eau à la sortie et à l'entrée de la calandre

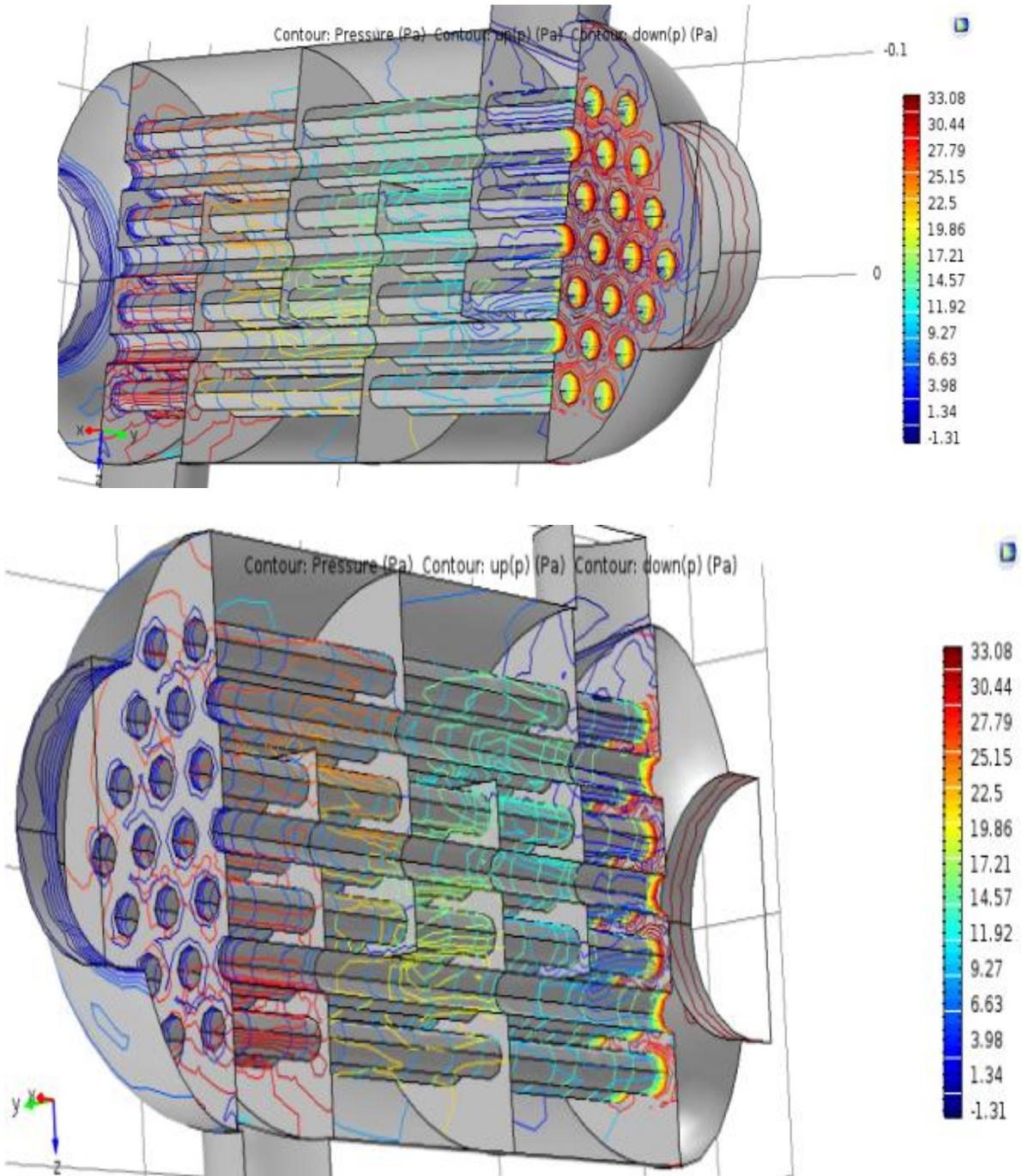


Figure III.5 : Contour de la pression dans l'entrée et la sortie des tubes

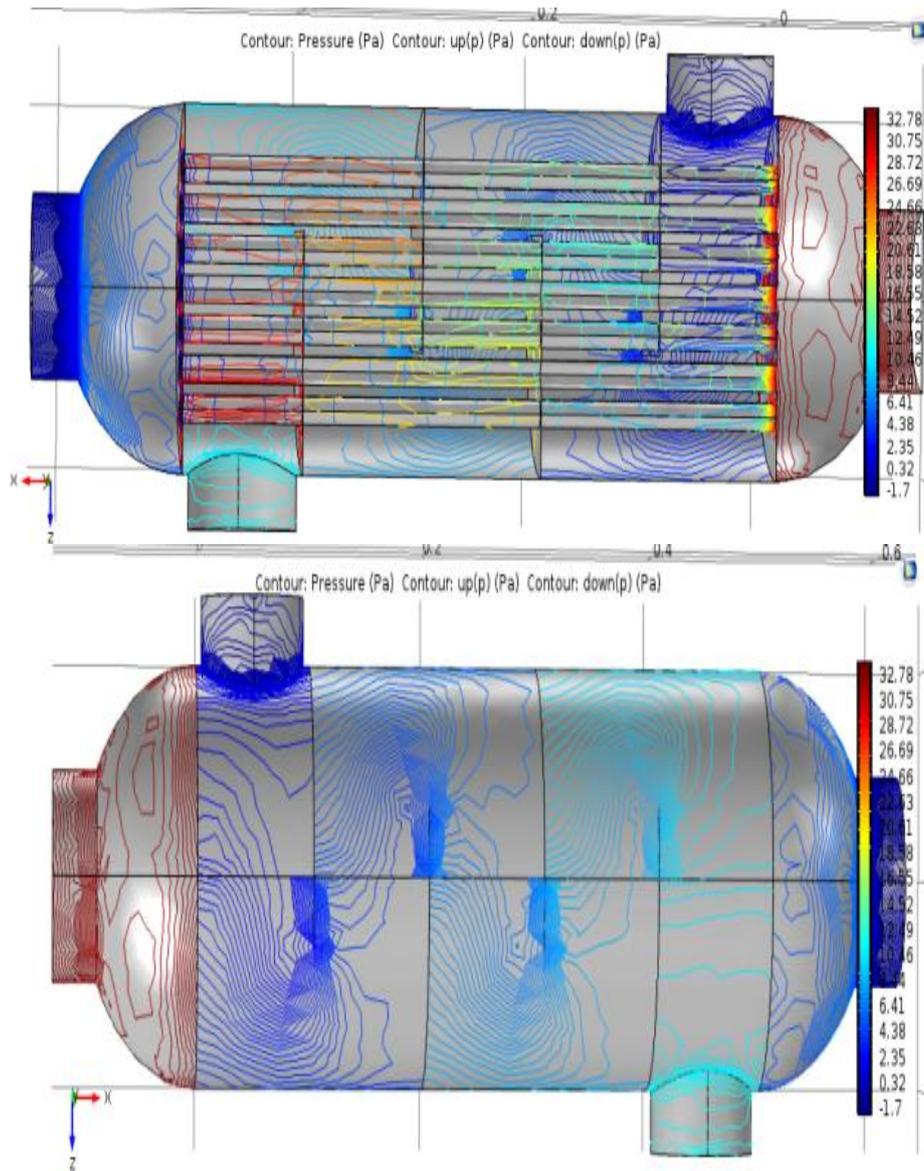


Figure III.6:countour de pression dans les tubes et la calandre

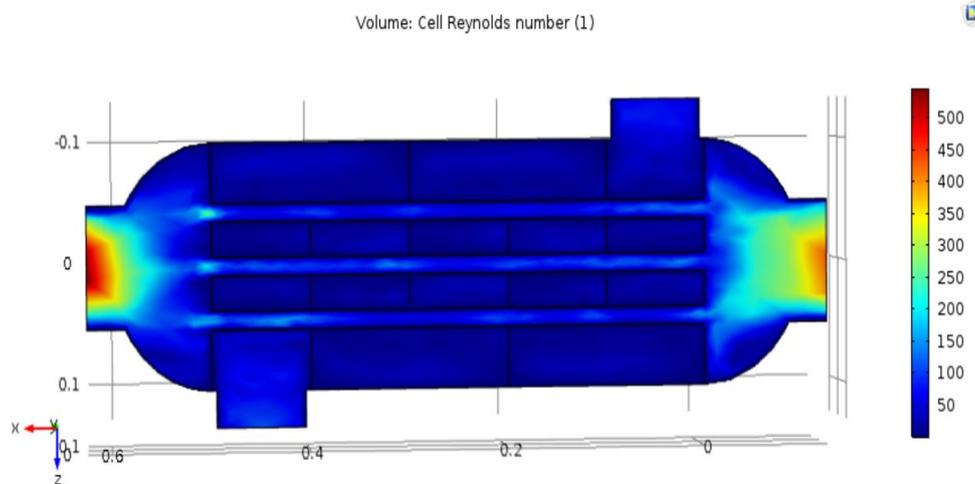


Figure III.7 :Nombre de Reynolds

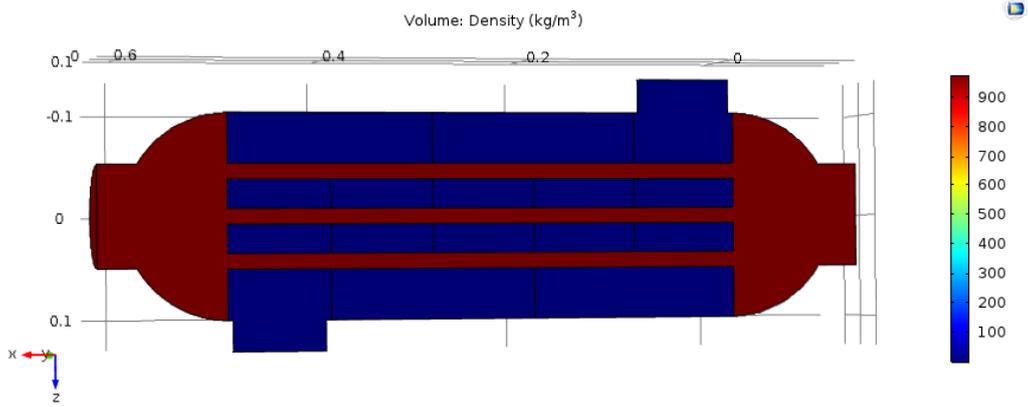


Figure III.8 :Présentation de la masse volumique dans les tubes et dans la calandre

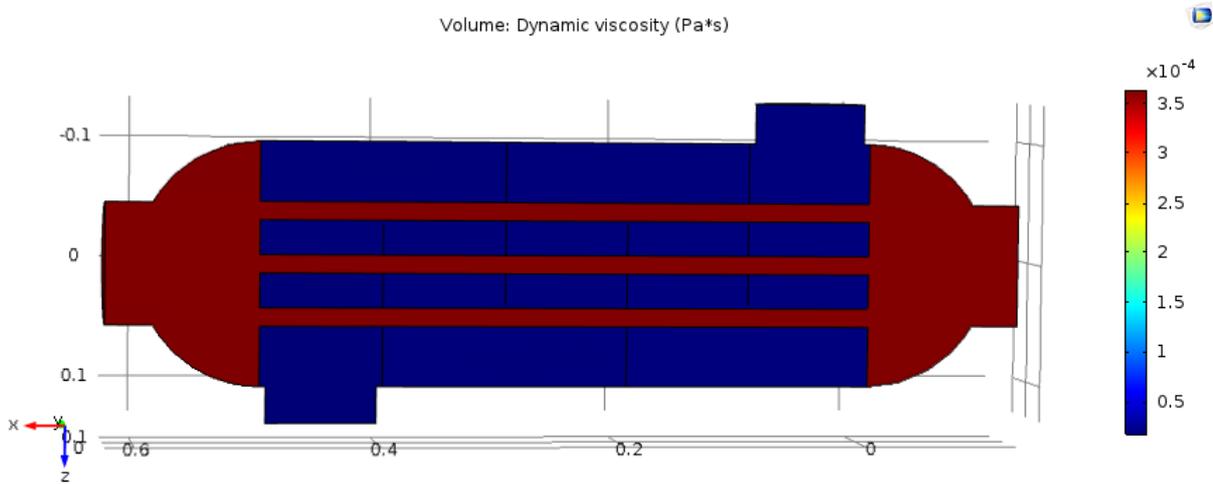


Figure III. 9 : Présentation de la viscosité dynamique

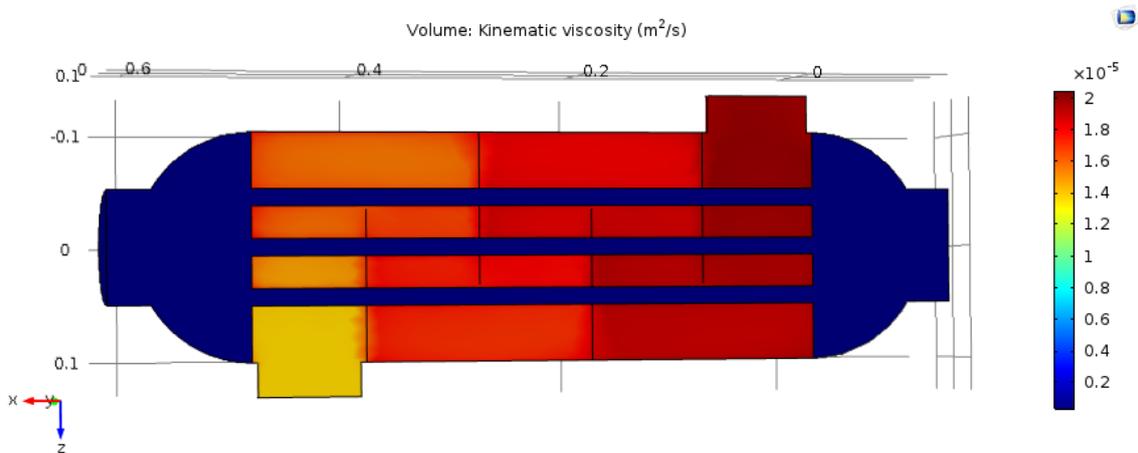


Figure III.10 :Viscosité cinématique

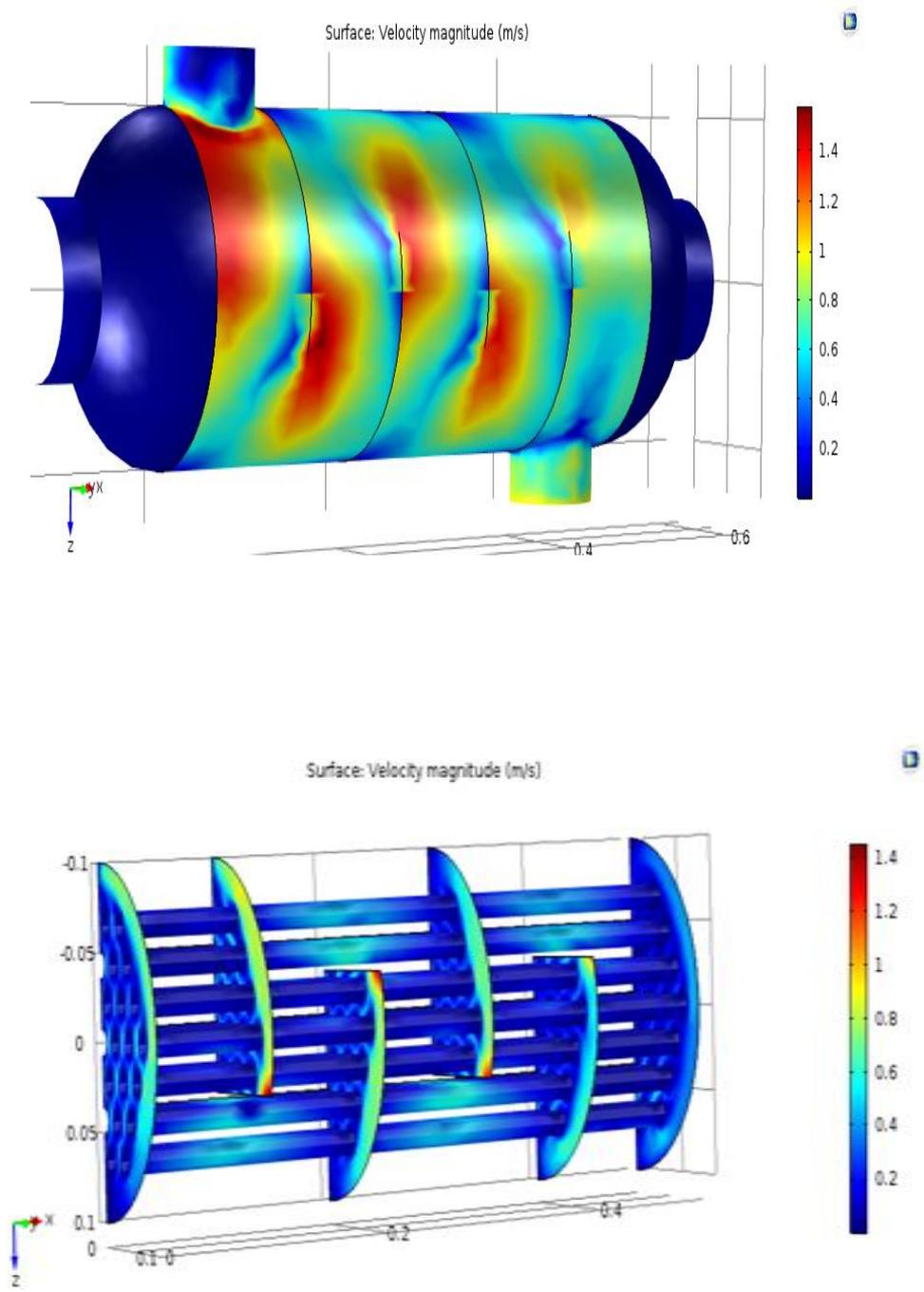


Figure III.11 :Distribution de la vitesse

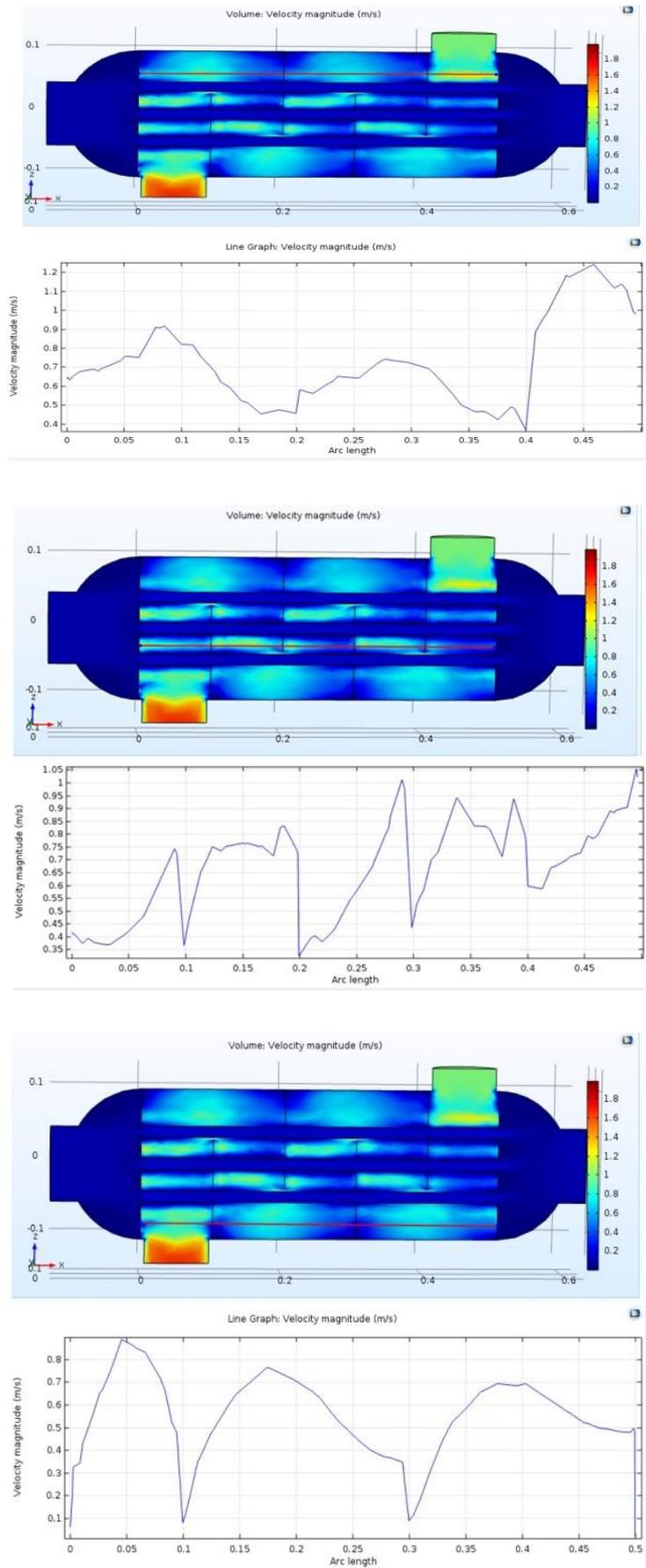


Figure III.12 :Distrubtion de vitesses par ligne

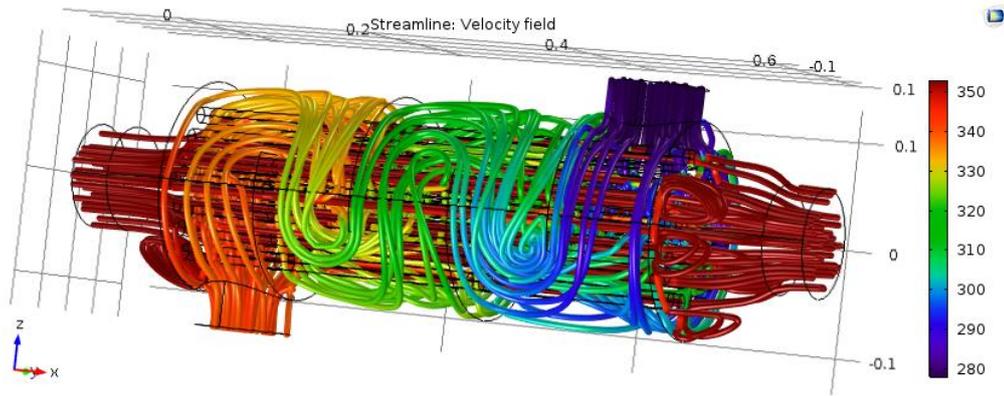


Figure III.13 :Lignes de courant

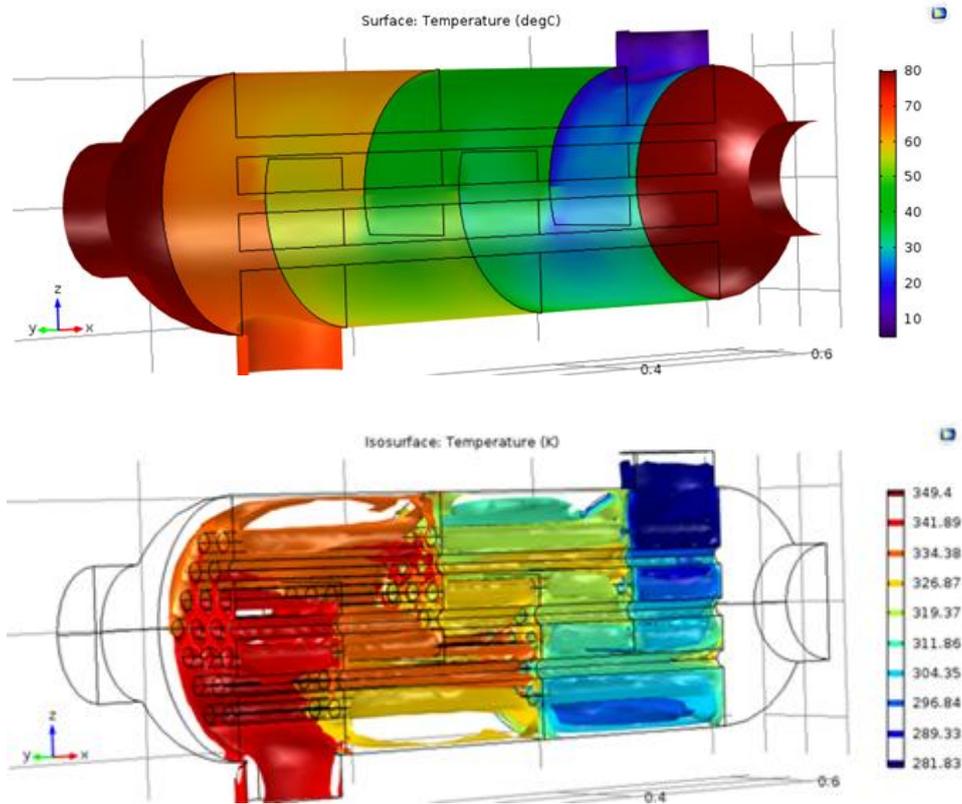


Figure III.14 :Dustrubtion de la temperature d'air dans la calandre

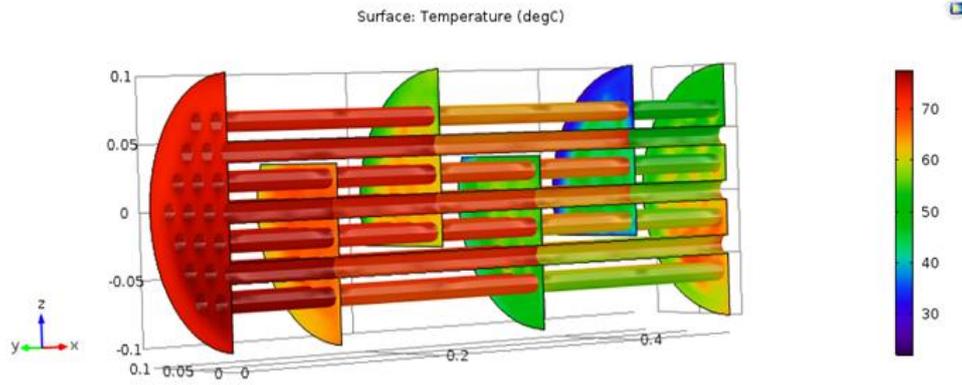


Figure III.15 : Distribution de température dans les tubes

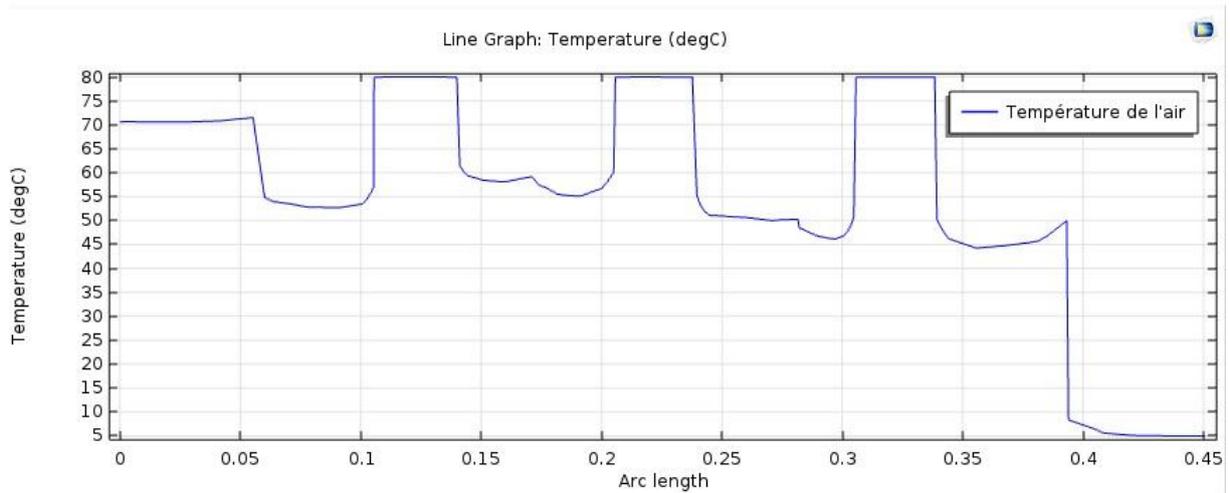
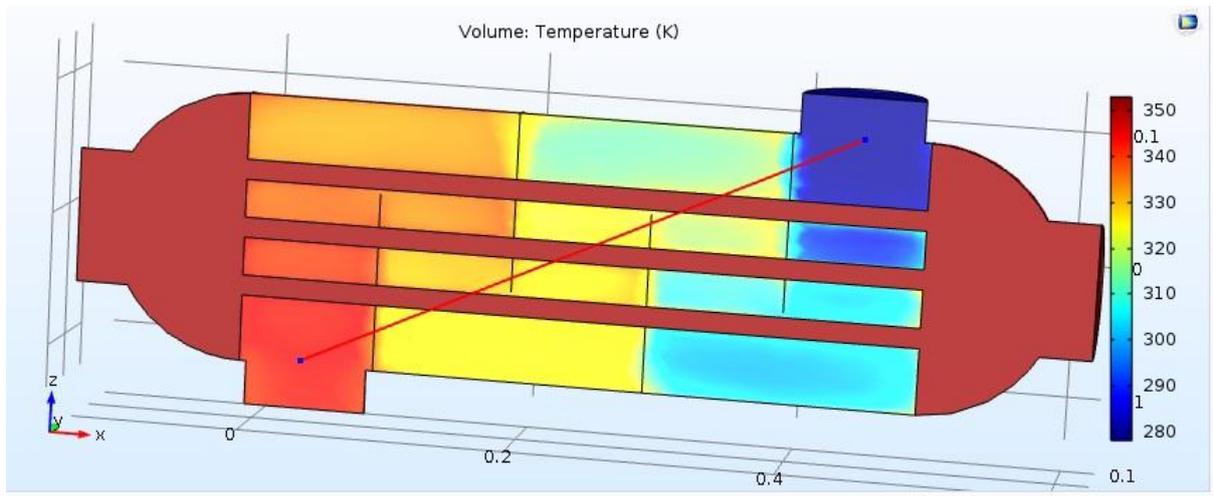


Figure III.16 : Distribution de la température linéaire

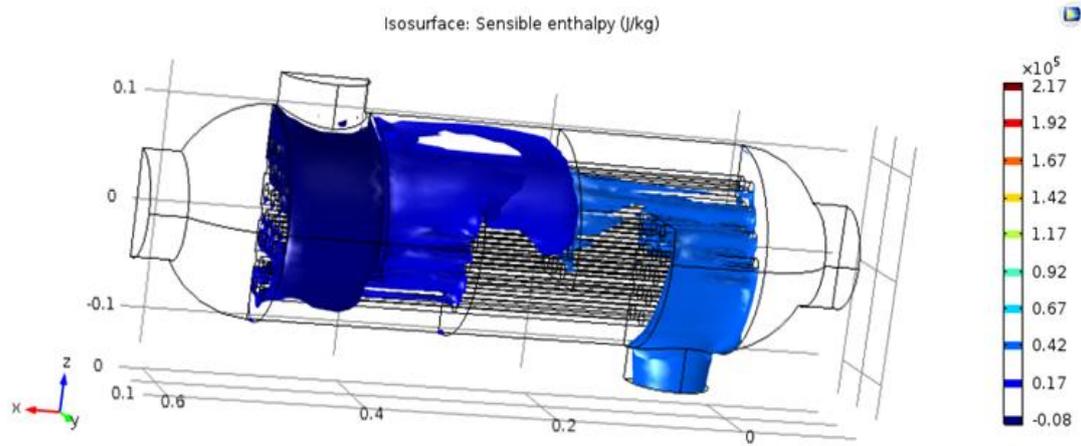


Figure III.17 : Variation de l'enthalpie d'air

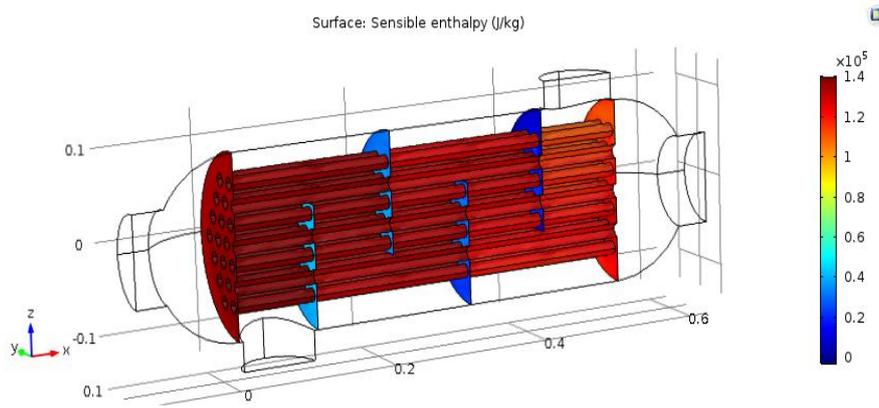


Figure III.18 : Enthalpie de l'eau

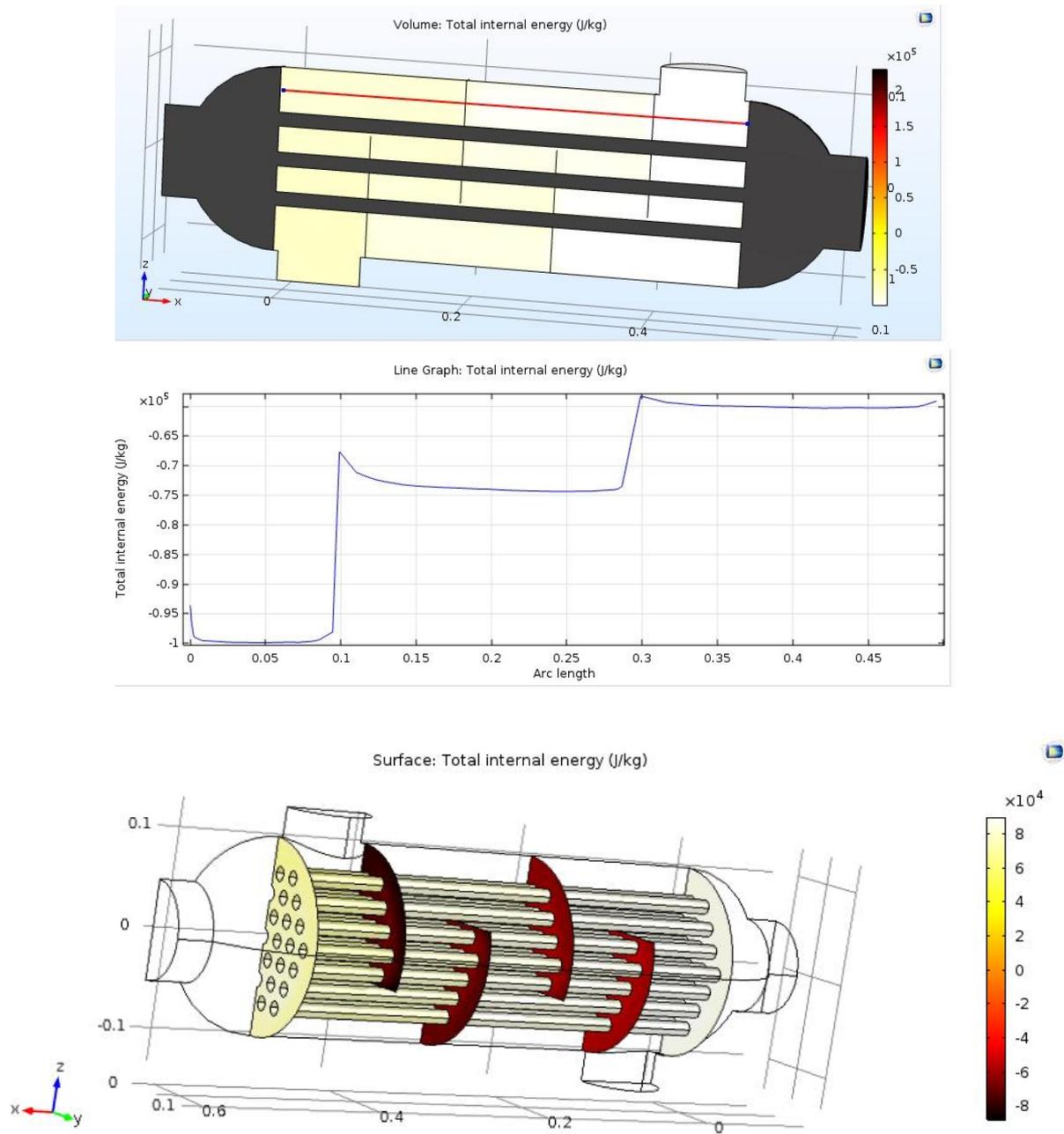


Figure III.19 Energie interne totale

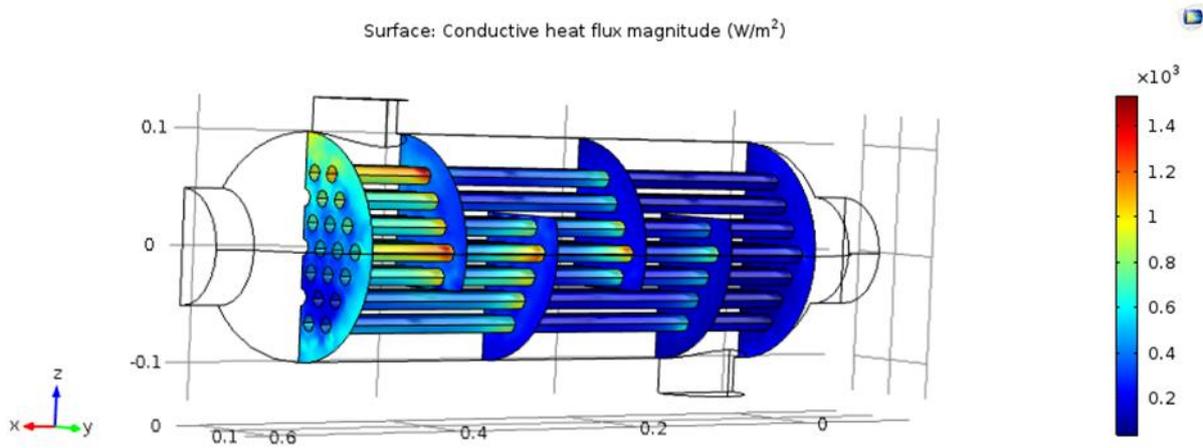


Figure III.20 :Flux par conduction

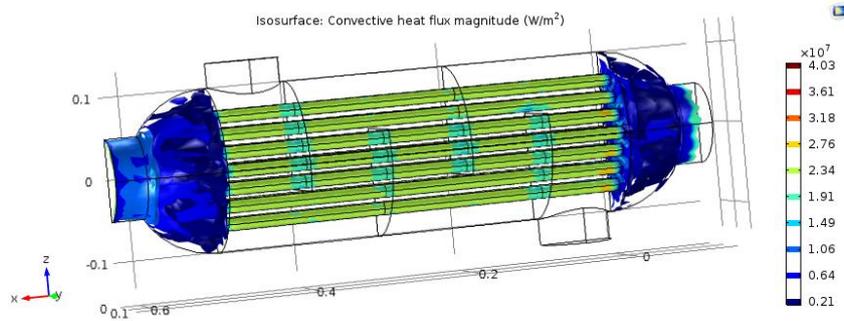


Figure III.21 :Flux par convection

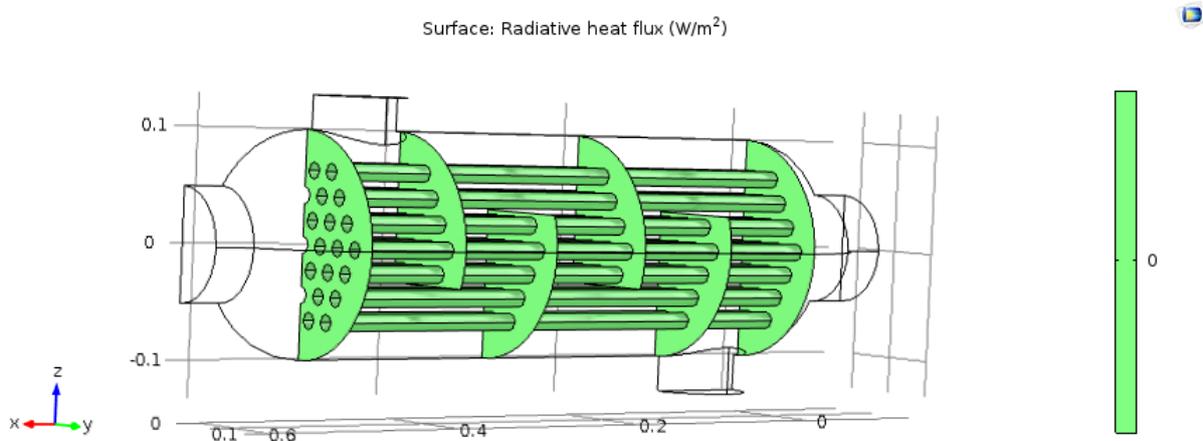


Figure III.22 :Flux par rayonnement.

### **III.6 Discussion des résultats et conclusions**

#### **III.6.1 Etude sur la pression :**

Dans la figure III.4 la pression de l'eau à l'entrée de la calandre varie à 33 Pascal et à la sortie de la calandre elle varie à peu près à 3.98 pascal. Donc on voit une chute de pression dans la sortie par rapport à l'entrée. Cette variation dépend de la température d'où il y a une relation de corrélation direct, c'est à dire quand la température augmente la pression augmente.

Dans la figure III.5 la pression à l'entrée des tubes est supérieure à celle de la sortie, où à l'entrée des tubes le fluide est chaud, après la circulation dans les tubes il va être refroidi par l'air, sa température diminue et c'est cela qui nous explique la diminution de la pression de l'eau à la sortie des tubes.

Dans la figure III.6 la pression de l'air à l'entrée de la calandre est inférieure à la pression à la sortie, l'air entre froid et sort chaud parce que c'est un échangeur à contre-courant, donc la température a une relation avec la pression d'où quand la température augmente la pression augmente aussi.

#### **III.6.2 Variation du nombre de Reynolds :**

La figure III.7 montre qu'il n'y a pas de variation entre l'entrée et la sortie car le nombre de *Reynolds* dépend de la vitesse d'écoulement, de la masse, du diamètre, de la masse volumique du fluide ainsi que de la viscosité dynamique qui sont des caractéristiques constantes et cela explique qu'il n'y a pas une variation du nombre de *Reynolds*.

#### **III.6.3 Etude de la masse volumique :**

Dans la figure III.8 la masse volumique reste constante pour les deux fluides où la masse volumique dépend de la masse et le volume qui restent constant et qui ne change pas, de cela la masse volumique ne varie pas.

#### **III.6.4 Etude de La viscosité dynamique :**

La figure III.9 montre que la viscosité dynamique reste constante pour l'eau et l'air d'où celle de l'air est inférieure à celle de l'eau et cela revient aux caractéristiques des deux fluides.

### III.6.5 Etude de La vitesse :

La vitesse de l'air dans la calandre figure III.11 est supérieure à la sortie et cela revient aux chicanes et les parois de la calandre qui sont des obstacles qui fait la diminution de la vitesse.

La vitesse de l'air varie d'après les positions dans les figure, la vitesse à l'entrée augmente après l'entrée il diminue à cause de la paroi inférieure de la calandre après il augmente où il suit la trajectoire où chaque fois il y a une paroi inférieure ou supérieure elle va diminuer sa vitesse jusqu'à la sortie elle augmente la vitesse y a aucun obstacle.

### III.6.6 Les lignes de courants :

Les lignes de courants, figure III.13, à l'entrée sont moins par rapport à la sortie cela revient à le régime turbulent en plus la température qui va augmenter le mouvement des particules et les molécules du fluide.

La variation des lignes de courant dépend de la vitesse.

### III.6.7 Variation de La température :

L'air entre froid dans la calandre et sort chaud, figure III.14, sa température a augmenter parce-que il y a un transfert de chaleur par convection entre les parois extérieures des tubes et aussi l'échangeur à contre-courant.

L'eau entre chaude et sort froide dans les tubes (figure III.15) sa température a diminué par ce qu'il y a un transfert de chaleur par conduction entre la paroi extérieure et intérieure des tubes. Dans la figure III.16 la température de l'air est 5°C, après la circulation dans la calandre on voit qu'il y a un contact d'air avec les tubes la température augmente, et où il n'y a pas un contact au niveau la paroi supérieure ou inférieure de la calandre la température est constante, à la sortie la température est supérieure à l'entrée.

La variation de la température dépend du mode de transfert de chaleur et le mode de contact et le plus important c'est un échangeur à contre-courant.

### III.6.8 Etude de L'enthalpie :

L'enthalpie de l'air dans la figure III.17 à la sortie de la calandre est supérieure à l'entrée parce que l'air a reçu une quantité de chaleur par convection, et aussi l'enthalpie dépend de la température.

L'enthalpie de l'eau dans la figure III.18 à l'entrée est supérieure à la sortie par ce que l'eau a perdu la quantité de chaleur par le transfert de chaleur entre l'air et l'eau. L'enthalpie dépend de la température.

### **III.6.9 Variation de l'énergie interne totale :**

L'énergie interne figure III.19 totale à la sortie est inférieure à l'entrée par ce qu'elle dépend de la température, et la température à la sortie est inférieure à l'entrée. L'énergie interne dépend de la température.

### **III.6.10 Le flux par conduction :**

La figure III.20 montre que le flux par conduction à la sortie du tubes est supérieur à l'entrée par ce que à la sortie du tubes il y a l'air froid qui entre dans la calandre donc le transfert de chaleur par convection entre l'air et les parois extérieures du tube va augmenter et de cela le transfert de chaleur par conduction entre les parois intérieures et extérieures va être augmenté mais vers l'entrée des tubes et la sortie de la calandre le flux a diminué par ce que la température de l'air a augmenté donc le transfert de chaleur va diminuer.

Le flux de chaleur par conduction dépend de la conductivité thermique des parois.

### **III.6.11 Le flux par convection :**

Le flux convectif figure III.21 à l'entrée et la sortie côté tubes est inférieur par rapport au flux intérieur de la calandre, par ce qu'à l'entrée et à la sortie il n'y a pas l'air mais par contre à l'intérieur de la calandre il y a l'air qui circule donc on aura un transfert de chaleur par convection entre l'air et les parois extérieures des tubes.

Le flux de chaleur dépend du régime d'écoulement, plus l'écoulement est turbulent le transfert de chaleur est rapide, et si la surface d'échange est importante le transfert de chaleur est important.

### **III.6.12 Le flux par Rayonnement :**

La quantité du flux de chaleur par rayonnement (figure III.22) dans la figure est nulle par ce que la température n'est pas une grande valeur et le flux du rayonnement a besoin de hautes températures.

## CONCLUSION GENERAL

---

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.

L'objectif du calcul thermique d'un échangeur est l'évaluation de la surface d'une géométrie capable de réaliser le service thermique, les méthodes utilisées sont la 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.

L'échangeur de chaleur à contre-courant est beaucoup mieux que l'échangeur de chaleur à co-courant. Le fonctionnement de l'échangeur de chaleur dépend de nombreux paramètres les plus importants de ces paramètres est la température et de pression des fluides, propriétés physiques ainsi le régime de l'écoulement.

L'étude numérique a été effectuée sur l'échangeur de chaleur à faisceau et calandre par le code Comsol Multiphysics, grâce aux 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.
- Le régime de l'écoulement dépend de la vitesse et le diamètre des tubes.
- La vitesse des fluides dépende 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.

## CONCLUSION GENERAL

---

- 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.
- Le transfert de chaleur par conduction dépend de la conductivité thermique et l'épaisseur de la paroi.
- Le transfert de chaleur par convection dépend de la nature chimique du fluide et la surface d'échange et le régime de l'écoulement.

- [1] 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 d'induction ; 2014-2015 ; 52 p.
- [2] A. Mekhnache, R. Cedrati ; Les échangeurs de chaleur ; séminaire ; centre des techniques appliquées de SKIKDA ; 2006 ; 86 p.
- [3] S. Sall ; Introduction général échangeur de chaleur ; Mémoire de fin d'étude ; univ-tlemcen ; 2014 ; pp. 1-2.
- [4] B. Khireddine ; EN Etude des Performances des Echangeurs de Chaleur à Doubles Tubes Concentriques et Calandre ; thèse présentée pour l'obtention du diplôme de doctorat ; univ-batna ; 2015 ; 92 p.
- [5] H. S. Lee, John Wiley & Sons ; Thermal Design (Shell-and-Tube HeatExchanger); COMSOL Multiphysics ; 2010 ; 14 p.
- [6] 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.
- [7] 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.
- [8] R. Amirouch, W. Zaidi ; Etude thermique d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre E 102 A/B, mémoire de fin d'étude ; univ-Boumerdas ; 2014 ; 50 p.

- [9] S. Sall ; Généralistes sur les échangeurs de chaleur; Mémoire de fin d'étude ; univ-tlemcen ; 2014 ; 22 p.
- [10] M. Zemri ; Energies Renouvelables ; cours Master 1 Energies Renouvelables ; 2016/2017, 67 p.
- [11] S. Sall ; dimensionnement de l'échangeur à faisceau et calandre; Mémoire de fin d'étude ; univ-tlemcen ; 2014 ; 54 p.
- [12] S. Sall ; description détaillée de l'échangeur à faisceau et calandre ; Mémoire de fin d'étude ; univ-tlemcen ; 2014 ; 37 p.
- [13] W. WEBER, M. André ; Les échangeurs de chaleur ; encyclopédie de l'énergie ; 2016 ; 27 p.
- [14] A. NEHARI ; Étude thermo-énergétique d'un échangeur de chaleur à plaques et joints : Application aux fluides géothermiques, mémoire de master en physique énergétique et matériaux, univ-tlemcen ; 2011 ; 62 p.