

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



INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES
DÉPARTEMENT DE TECHNOLOGIE

MÉMOIRE

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

Génie Mécanique

Option : Énergétique

Intitulé :

ETUDE DES PERFORMANCES THERMIQUES ET DYNAMIQUES D'UN ECHANGEUR A FAISCEAU ET CALANDRE

Présenté par :

- **AMRANI Abdelghani**
- **HADEF Redouane**

Soutenu le : 08/07/2021 devant le Jury :

<i>Dr MEDJAHED Driss Meddah</i>	<i>MCB</i>	<i>Centre Universitaire Naâma</i>	<i>Examineur</i>
<i>Mr BENAMEUR Benamar</i>	<i>MAA</i>	<i>Centre Universitaire Naâma</i>	<i>Encadreur</i>
<i>Dr Khatir Naima</i>	<i>MCA</i>	<i>Centre Universitaire Naâma</i>	<i>Président</i>

بِسْمِ اللّٰهِ الرَّحْمٰنِ الرَّحِیْمِ

اللهم صل على محمد وعلى آله وصحبه
وسلم تسليما كبيرا إلى يوم الدين

Je tiens à exprimer mes plus vifs remerciements à mes chers parents pour leur soutenu constant et leurs encouragements. Ma reconnaissance et mes sincères remerciements vont à mon encadreur pour m'avoir dirigé tout au long de la réalisation de ce travail, ses orientations, sa compréhension, sa disponibilité constante m'ont été d'une précieuse aide.

Je remercie également toute l'équipe pédagogique du centre universitaire

SALHI AHMED

Résumé :

Dans ce mémoire, une étude stationnaire des performances d'un échangeur à faisceau et calandre muni des chicanes transversale, fonctionnant en régime turbulent, a été effectué en utilisant le model $k - \epsilon$. La simulation a été effectuée dans l'environnement COMSOL qui est basé sur la méthode des éléments finis. Les résultats obtenus ont montrés clairement l'effet amélioratif de l'introduction des chicanes dans la direction de fluide froid situé à l'extérieur de faisceau des tubes.

Abstract :

In this thesis, a stationary study of the performance of a shell and tubes heat exchanger equipped with transverse baffles, operating in a turbulent regime, was carried out using the $k-\epsilon$ model. The simulation was performed in the COMSOL environment which is based on the finite element method. The results obtained clearly showed the ameliorative effect of introducing the baffles in the direction of cold fluid located outside the tube bundle.

ملخص :

في هذه الأطروحة، تم إجراء دراسة ثابتة في الزمن، لأداء المبادل الحراري للمصبغة و الأنابيب المجهزة بحواجز عرضية، في نظام مضطرب باستعمال النموذج $k - \epsilon$. تم إجراء المحاكاة في بيئة البرنامج COMSOL الذي يعتمد على طريقة العناصر المنتهية. أظهرت النتائج التي تم الحصول عليها بوضوح التأثير التحسني لإدخال الحواجز في اتجاه السائل البارد الموجود خارج حزمة الأنابيب.

Sommaire

Introduction générale.....	1
Chapitre I : Généralités et recherche bibliographique.....	3
I.1. Notion du transfert de la chaleur	3
I.1.1 le transfert de chaleur	3
I.1.2 Les modes de transfert de chaleur.....	3
<i>1.1.2.1. Conduction</i>	3
<i>1.1.2.2. Convection</i>	5
<i>1.1.2.3. Rayonnement</i>	5
I.2 les échangeurs de chaleur	7
I.2.1 Définition.....	7
I.2.2 les Aspect d'un échangeur de chaleur	8
<i>I.2.2.1 Aspect externe d'un échangeur de chaleur</i>	8
<i>I.2.2.2 Aspect interne d'un échangeur de chaleur</i>	10
I.4 Critères de classement des échangeurs	11
I.4.1 Classement selon le procédé de transfert	11
<i>I.4.1.1 Échangeur à contact direct</i>	11
<i>I.4.1.2 Échangeur à contact indirect</i>	12
I.4.2 Classement suivant la compacité de l'échangeur	12
I.4.3. Classement fonctionnel.....	13
I.4.4. Classement suivant le matériau de paroi d'échange.....	13

I.4.5. Classement suivant la disposition des écoulements	13
I.4.6. Classement suivant les types d'échange.....	14
I.4.6.1 Échangeur sans changement de phase	14
I.4.6.2 Échangeur avec changement de phase.....	14
I.4.7. Classification suivant la technologie des échangeurs	14
I.4.7.1. Échangeurs tubulaires	15
A.Échangeur monotube.....	15
B.Échangeur double tube	15
C.Échangeur à tube et calandre	16
I.5. Analyse thermique.....	16
I.6. Méthodes de conception d'échangeur de chaleur	19
I.6.1. La méthode DTML	19
I.6.2. Méthode Efficacité-NUT	19
I.6.3. Coefficient d'échange par convection h	20
I.7. Evaluation des performances d'un échangeur	22
I.7.1. Evaluation par la méthode DTLM	22
I.7.2. Evaluation par la méthode NUT	23
I.8. Recherche bibliographique	23
I.9. Conclusion	26
Chapitre II : Présentation de problème et formulation mathématique	27
II.1. Introduction	27
II.2. Présentation de problème étudié	27
II.3. Hypothèses simplificatrices	29
II.4. Formulation mathématique	30

II.5. Conditions aux limites	32
II.7. Conclusion	33
Chapitre III : Résultats, discussions et interprétations.....	34
III.1. Introduction	34
III.2. Maillage.....	34
III.3. Simulation et discussion des résultats.....	36
III.3.1. Distribution de pression.....	36
III.3.2. Champ de vitesse	38
III.3.3. Distribution de température	40
III.4. Conclusion	42
Conclusion générale.....	43
Références.....	45

Introduction

De nos jours, l'économie de l'énergie représente l'un des problèmes majeurs du monde. De plus en plus, on met l'accent sur le développement durable que suppose le progrès de la société actuelle en tenant compte du milieu ambiant et de l'héritage laissé aux futures générations. Les ressources énergétiques doivent donc être consommées d'une manière rationnelle, économique, et on met l'accent sur le développement de nouvelles sources d'énergie et sur l'amélioration des processus de production et transfert d'énergie existants. Parmi ces processus on distingue les échangeurs de chaleur.

Ces échangeurs ont toujours eu de nombreuses applications majoritairement dans l'industrie mais également dans l'habitat ou dans le transport.

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

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

L'échangeur à tube et calandre étudié dans ce travail est parmi les types des échangeurs qui existent actuellement dans l'industrie. Dans ce cas les deux fluides circulent en sens contraire, celui-ci est du type un passage coté tube et un passage coté calandre, avec le fluide chaud (l'eau) circule dans les tubes tandis

que le fluide froid (l'air) circule dans la calandre. Dans l'étude de ce dispositif, on doit connaître exactement, sa géométrie (surface d'échange et section de passage des fluides). Ses caractéristiques thermo-physiques, les vitesses d'écoulement des fluides, les températures d'entrées des fluides, etc.

Le but principal de ce mémoire est de simuler les phénomènes d'échange thermique en régime stationnaire turbulent entre deux fluides circulants à travers un échangeur à faisceau et calandre muni des chicanes transversale, en utilisant le model $k - \varepsilon$, dans l'environnement COMSOL, afin d'accéder aux comportements thermiques et dynamiques des deux fluides.

Le présent mémoire est enchainé comme suivant :

Chapitre I : présente des généralités sur les échangeurs de chaleur, des notions générales de transfert thermique, les critères de classement des échangeurs, les méthodes d'évaluation des performances des échangeurs et se termine par une recherche bibliographique.

Chapitre II : fournie une présentation détaillée d'échangeur à faisceau et calandre étudié, les hypothèses simplificatrices, les équations gouvernantes avec la méthode de résolution.

Chapitre III : Il présente les résultats de simulation avec les discussions et les interprétations.

Chapitre I :

Généralités et recherche bibliographique

Chapitre I : Généralités et recherche bibliographique

I.1. Notion du transfert de la chaleur :

I.1.1 le transfert de chaleur :

On définit un transfert de chaleur ou transfert thermique entre 2 corps comme une interaction énergétique qui résulte d'une différence de température entre les deux corps. On distingue habituellement trois modes de transfert de chaleur :

- La conduction thermique (diffusion thermique)
- Le rayonnement thermique
- La convection (libre / forcée)

Ces trois modes sont régis par des lois spécifiques, seuls la conduction et le rayonnement sont les modes fondamentaux de transmission de la chaleur, sachant que la convection est très importante et ne fait que combiner la conduction avec un déplacement de fluide.

I.1.2 Les modes de transfert de chaleur :

1.1.2.1. Conduction:

La conduction thermique est un phénomène de transfert de chaleur qui s'effectue dans les milieux solides où les milieux fluides statique. Le flux de chaleur qui s'écoule dans un espace 3D d'un milieu solide (ou fluide statique) s'exprime par la loi de Fourier généralisée suivantes :

$$\vec{q}''(\vec{r}, t) = -k\vec{\nabla}T(\vec{r}, t) \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

Cette loi généralisée peut être exprimée dans le cas unidirectionnel dans un mur d'épaisseur finis (voir figure I.12) dans le cas cartésien et cylindrique comme suivant :

- Cas cartésien (Mur plan) :

$$q_x'' = -k \frac{dT}{dx} = -k \frac{(T_2 - T_1)}{L} = k \frac{(T_1 - T_2)}{L} = k \frac{\Delta T}{L} \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

$$q_x = q_x'' \cdot A = A \cdot k \frac{\Delta T}{L} = \frac{\Delta T}{R_{th,cond}} [W]$$

$$R_{th,cond} = \frac{L}{kA} \left[\frac{K}{W} \right]$$

- Cas cylindrique (Mur cylindrique) :

$$q_r'' = -k \frac{dT}{dr} \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

$$q_r = q_r'' \cdot A = -k(2\pi rL) \frac{dT}{dr} = \frac{2\pi rLk\Delta T}{\ln(r_1/r_2)} = \frac{\Delta T}{R_{th,cond}} [W]$$

$$R_{th,cond} = \frac{\ln(r_1/r_2)}{2\pi rLk} \left[\frac{K}{W} \right]$$

Où k est la conductivité thermique, q'' est la densité de flux de chaleur en watts par unité de surface, q est le flux de chaleur en watts, $R_{th,cond}$ est la résistance thermique par conduction.

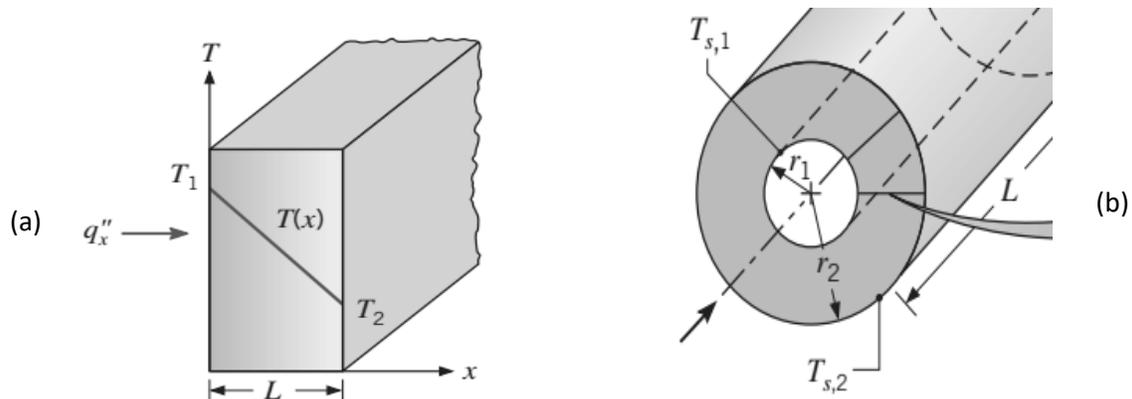


Figure I.1 : Conduction unidimensionnelle : (a) Cas cartésien (mur plan), (b) Cas cylindrique (mur cylindrique)

1.1.2.2. Convection :

La convection thermique est un phénomène de transfert de chaleur qui s'effectue entre un fluide en mouvement et une surface de limitation (voir figure I.13). Le flux de chaleur qui s'écoule entre le fluide en mouvement et la surface de limitation s'exprime par la loi de Newton comme suivant :

$$q'' = h(T_s - T_\infty) \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

$$q = q'' \cdot A = A \cdot h(T_s - T_\infty) = \frac{\Delta T}{R_{th,conv}} [W]$$

$$R_{th,conv} = \frac{1}{hA} \left[\frac{K}{W} \right]$$

Où h est le coefficient de convection, $R_{th,conv}$ est la résistance thermique par convection.

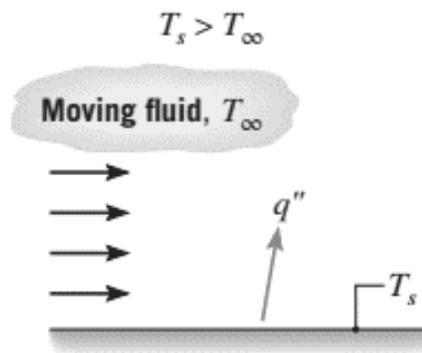


Figure I.2: Convection thermique d'une surface à un fluide en mouvement

1.1.2.3. Rayonnement :

Le rayonnement thermique est l'énergie émit par la matière qui est à une température non nul. Au moment que le transfert thermique par conduction et par convection nécessitent la présence d'un milieu matériel, le rayonnement ne le nécessite pas. En effet, le transfert thermique s'effectue en meilleur efficacité dans le vide.

Le rayonnement émit par une surface réelle qui limite une matière qui emmagasine une énergie thermique est appelé la puissance émissive de surface où elle est donnée par ;

$$E = \varepsilon \sigma T_s^4 \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

Il y a une limite supérieur de cette puissance émissive, où elle donnée par la loi de Stefan-Boltzmann comme suivant :

$$E_b = \sigma T_s^4 \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

Cette puissance correspond à un corps noir ou un radiateur idéal.

Où T_s est la température de surface (K), σ est la constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2.K^4}$), ε est l'émissivité de surface où elle est dans l'intervalle $0 \leq \varepsilon \leq 1$.

Le rayonnement peut être aussi incident (G) sur la surface de ses environnements où l'intégralité de ce rayonnement ou une partie est absorbée selon la loi suivante :

$$G_{abs} = \alpha G \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

Si la surface et ses environnements sont supposés des corps gris ($\alpha = \varepsilon$), alors que l'échange thermique net par rayonnement entre la surface et ses environnements est exprimé comme suivant :

$$q_{ray}'' = \varepsilon E_b(T_s) - \alpha G = \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_{env}^4) \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

$$q_{ray} = h_r A (T_s - T_{env}) = \frac{\Delta T}{R_{th,ray}} [W]$$

$$\text{Où } h_r = \varepsilon \sigma (T_s + T_{env})(T_s^2 + T_{env}^2) \left[\frac{W}{m^2.K} \right]$$

$$R_{th,ray} = \frac{1}{h_r A} \left[\frac{K}{W} \right]$$

Où α est l'absorptivité de surface, h_r est le coefficient de rayonnement, $R_{th,ray}$ est la résistance thermique par rayonnement.

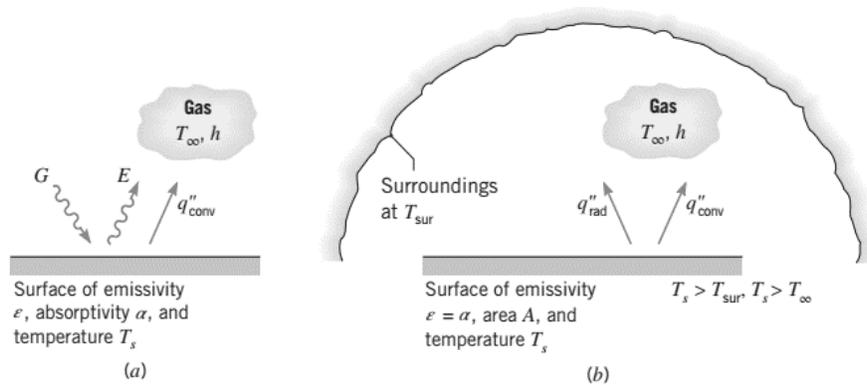


Figure I.3 : échange radiatif : (a) dans une surface (b) entre une surface et un environnement large.

Dans le cas où la surface de l'environnement est régulière et possède une orientation connue, le flux échangé entre les deux surface est donné par :

$$q_{ij} = A_i F_{ij} \sigma (T_i^4 - T_j^4) = A_i h_r (T_i - T_j) = [W]$$

$$\text{Où } h_r = F_{ij} \sigma (T_i - T_j) (T_i^2 + T_j^2) = \frac{\Delta T}{R_{th,ray}} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

$$R_{th,ray} = \frac{1}{h_r A} \left[\frac{K}{W} \right]$$

Où F_{ij} est appelé facteur de forme.

I.2 les échangeurs de chaleur :

I.2.1 Définition :

Un échangeur de chaleur est un système qui permet d'échanger la chaleur entre deux fluides sans se mélanger. Dans un échangeur thermique, le fluide chaud et le fluide

froid sont séparés par une paroi (plane ou tubulaire). La transmission de la chaleur se fait du fluide chaud vers le fluide

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.).

I.2.2 les Aspect d'un échangeur de chaleur

On peut distinguer deux types d'aspect :

I.2.2.1 Aspect externe d'un échangeur de chaleur :

Vu de l'extérieur, un échangeur se présente comme une boîte noire pourvue, comme un quadripôle électrique, de deux entrées et de deux sorties. Il est bien commode de mesurer les caractéristiques essentielles du fonctionnement de l'échangeur à l'un de ces quatre pôles, plutôt que de faire des mesures forcément plus délicates à l'intérieur. C'est ainsi que nous établirons pour chacun des fluides 1 ou 2 des paramètres mesurables et mesurés à l'entrée et à la sortie de chacun des deux :

- l'état : liquide, gazeux.
- le débit-masse, constant de l'entrée à la sortie.
- la température, variable dans l'échangeur ;
- la pression, peu variable.

Il est entendu que l'on connaît par ailleurs les caractéristiques thermo physiques de chacun des deux fluides et notamment :

- ✓ la capacité thermique massique (chaleur massique) c_p ;
- ✓ la masse volumique ρ ;

- ✓ la conductivité thermique λ ;
- ✓ la viscosité μ ;

Ainsi que les lois de variation avec la pression, et surtout avec la température, de ces différents paramètres.

Pour les fluides : C_p , μ et λ varient peu avec la pression p (pas du tout pour un gaz parfait). En revanche, les variations avec la température T sont souvent d'une grande amplitude.

Par ailleurs, et comme les différents paramètres qui gouvernent le fonctionnement de l'échangeur ont aux entrées-sorties des valeurs privilégiées parce que aisément mesurables, une théorie du fonctionnement interne visera donc à calculer pour chacun des fluides les paramètres essentiels de l'évolution en fonction précisément des valeurs aux entrées-sorties.

Le schéma de principe (figure 1) serait cependant fort incomplet s'il n'y était adjoint, extérieurement au quadripôle, deux pompes (ou ventilateurs) destinées à mettre en mouvement les fluides 1 et 2 à l'intérieur de l'échangeur, en générant pour chacun des fluides entre l'entrée et la sortie une différence de pression égale à la perte de pression visqueuse à l'intérieur de l'échangeur.

Cette perte de pression (perte de charge) dépend pour chacun des fluides :

- ❖ de la nature du fluide ;
- ❖ de sa température : le coefficient de viscosité qui gouverne cette perte de pression y est très sensible ;
- ❖ de son débit et de la géométrie interne de l'échangeur. Cette variation de pression pour le fluide considéré se fait autour d'une pression moyenne qui est la pression de service.

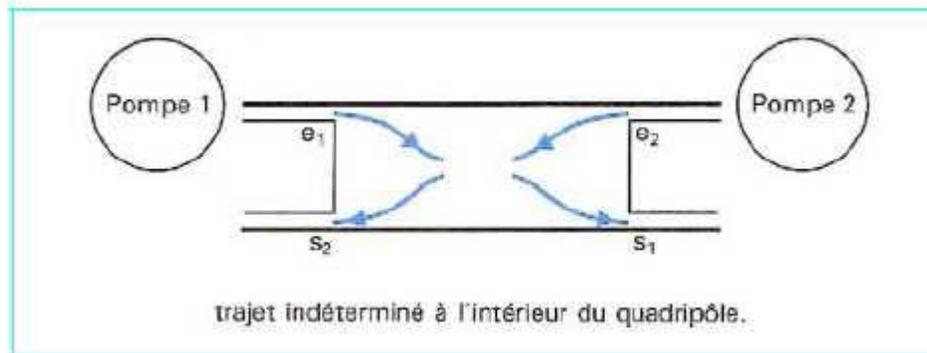


Figure I.4 : Schéma du quadripôle

1.2.2.2 Aspect interne d'un échangeur de chaleur :

Que se passe-t-il à l'intérieur du quadripôle ? Il faut, pour le savoir, suivre l'évolution thermique d'un élément de volume dV d'un des fluides qui circule en trois dimensions (x, y, z) . Souvent, grâce aux notions de la température de mélange et de la vitesse de débit on pourra repérer l'élément par sa seule abscisse curviligne s depuis l'entrée jusqu'à la sortie après un trajet de longueur L .

L'évolution de ce fluide est évidemment couplée à celle du deuxième fluide et les deux calculs doivent donc être concomitants.

En général la section droite de passage A d'un fluide est constante de 0 à L en exceptant les zones de distribution ou de collectage du fluide au voisinage de l'entrée ou de la sortie.

Cette section A , éventuellement somme des différentes sections droites des canaux élémentaires si plusieurs de ceux-ci sont montés en parallèle, est limitée par un périmètre mouillé P_m du canal ou de l'ensemble des canaux...

La partie de ce périmètre qui se trouve sur la paroi d'échange qui sépare les deux fluides est appelée périmètre thermique P_t . Dans certains cas, le périmètre thermique est égal au périmètre mouillé.

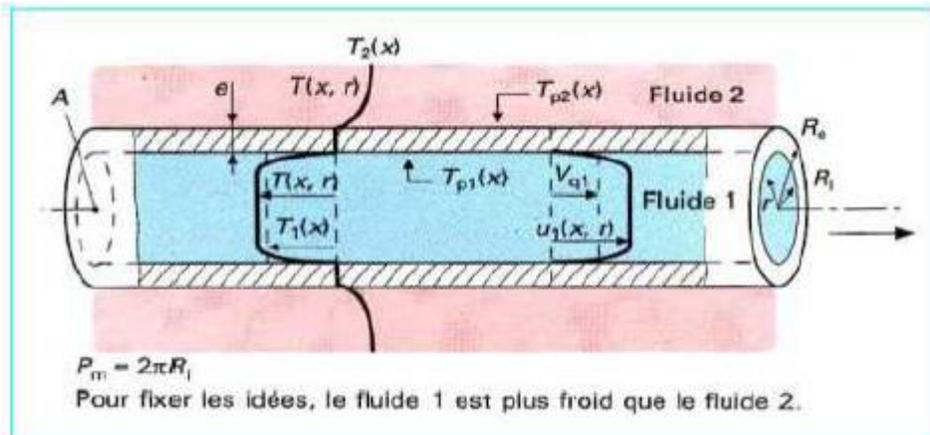


Figure I.5 : Profil de température et de vitesse dans un tube

I.4 Critères de classement des échangeurs

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

I.4.1 Classement selon le procédé de transfert

I.4.1.1 Échangeur à contact direct :

Les deux fluides sont en contact direct comme les tours de refroidissement, refroidisseurs de vapeur des centrales thermiques...etc. direct (colonne à pulvérisation).

I.4.3. 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 a un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.
- ❖ les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapo-condenseurs.

I.4.4. Classement suivant le matériau de 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.

I.4.5. 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 ».

Ou bien les vecteurs vitesses sont perpendiculaire l'un à l'autre ; il s'agit cette fois de «courant croisés ».

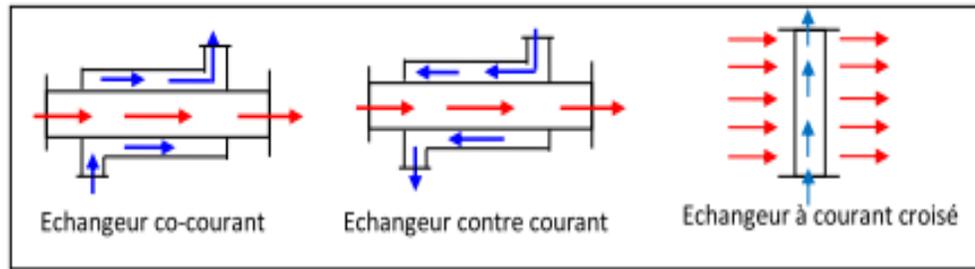


Figure I.8 : Différents modes de circulation

I.4.6. Classement suivant les types d'échange :

I.4.6.1 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.

I.4.6.2 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.

I.4.7. Classification suivant la technologie des échangeurs

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

1.4.7.1. Échangeurs tubulaires

Pour des raisons historiques et 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 des tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée :

A. Échangeur monotube :

Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir. Il a généralement la forme d'un serpent.

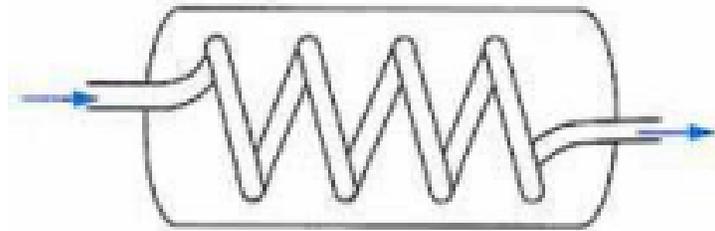


Figure I.9 : Échangeur mono tube

B. Échangeur double tube :

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.

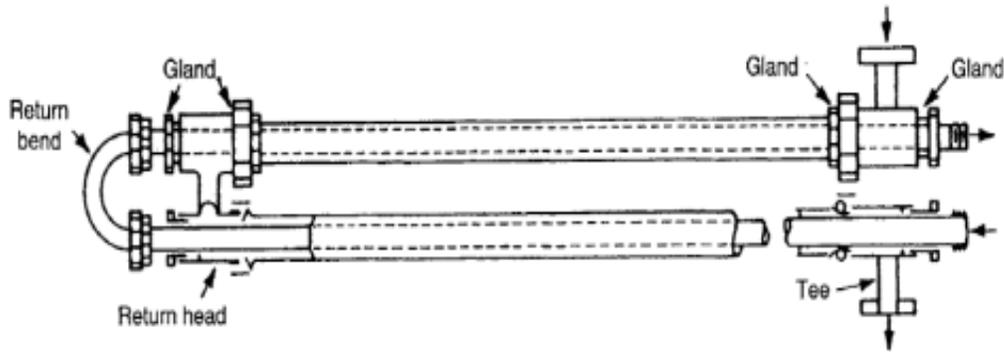


Figure I.10 : Échangeur double tube simple

C. Échangeur à tube et calandre

Ce type d'appareil est de loin le plus répandu dans les raffineries. Le principe de faisceau longé à l'intérieur d'une calandre a été retenu également dans la construction dans des condenseurs et des rebouilleurs.

L'appareil est constitué par un faisceau de tube est montés sur deux plaques tubulaires et portant un certain nombre des chicanes .a chaque extrémité sont fixées les boites de distribution qui assurant la circulation du fluides à l'intérieure des faisceaux en plusieurs passes.

Le faisceau est logé dans une calandre munie des tubulures d'entrée et de sortie pour le second fluide qui circule à l'intérieur des tubes suivant le chemin imposé par les chicanes.

La désignation la plus couramment appliquée pour ce type d'échangeur est celle de standard américain TEMA (tubulaire exchanger manufacture association).

I.5. Analyse thermique

Considérons la conception dans la figure qui illustre un échangeur de chaleur contre-courant. La valeur de flux de chaleur spécifique du fluide chaud et fluide froid en fonction de la température d'entrée et de sortie est calculée par la formule suivante :

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

Le flux de chaleur dépend du coefficient d'échange global entre les deux fluides. La surface de l'échangeur de chaleur requise pour satisfaire aux spécifications thermodynamiques de l'équation (Précédant) est obtenue en intégrant l'équation du flux de chaleur sur la Longueur (ou la superficie) de l'échangeur.

$$dQ = k \cdot dA (T_{ch} - T)$$

La différence de température moyenne effective calculée sur la surface totale est :

$$\Delta T_m = \frac{1}{A} \int_A (T_{ch} - T_{fr}) dA$$

La substitution donne :

$$Q = K \cdot A \cdot \Delta T_m$$

La différence de température effective ΔT_m est en fonction de type d'écoulement de l'échangeur de chaleur (par exemple, l'écoulement à contre-courant ou croisé) et le degré de mélange de fluides.

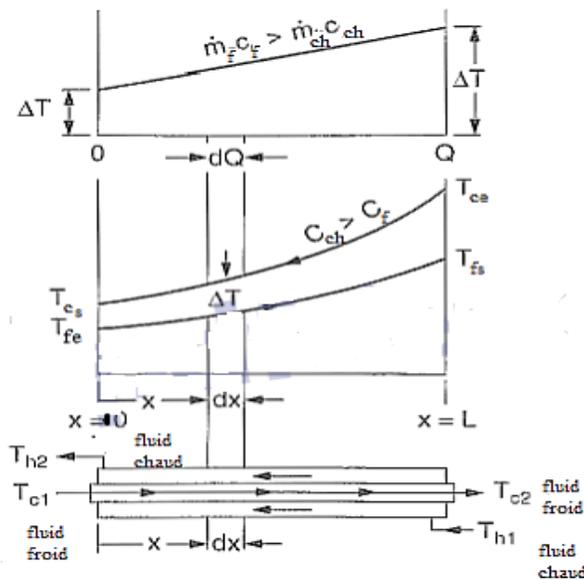


Figure I.11 : Répartition de la température dans l'échangeur de chaleur à contre-courant.

ΔT_m Connue sous le nom de différence de température moyenne logarithmique (DTML).

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_{x=0} - \Delta T_{x=l}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{x=0}}{\Delta T_{x=l}}\right)}$$

En utilisant la terminologie $\Delta T_{x=0}$ et $\Delta T_{x=l}$ comme différence entre les températures de fluide à chaque extrémité de l'échangeur. Pour les géométries plus complexes tels qu'un écoulement croisé ou un écoulement multi-passe, l'intégration de l'équation précédente donne une forme complexe d'expressions de ΔT_m . Dans de tels cas, il est habituel de définir un facteur de correction F.

$$F = \frac{\Delta T_m}{\Delta T_{ml}}$$

Où ΔT_{ml} est calculé pour un écoulement contre-courant. La correction F est présentée graphiquement comme illustré dans les figures I.9 et I.10.

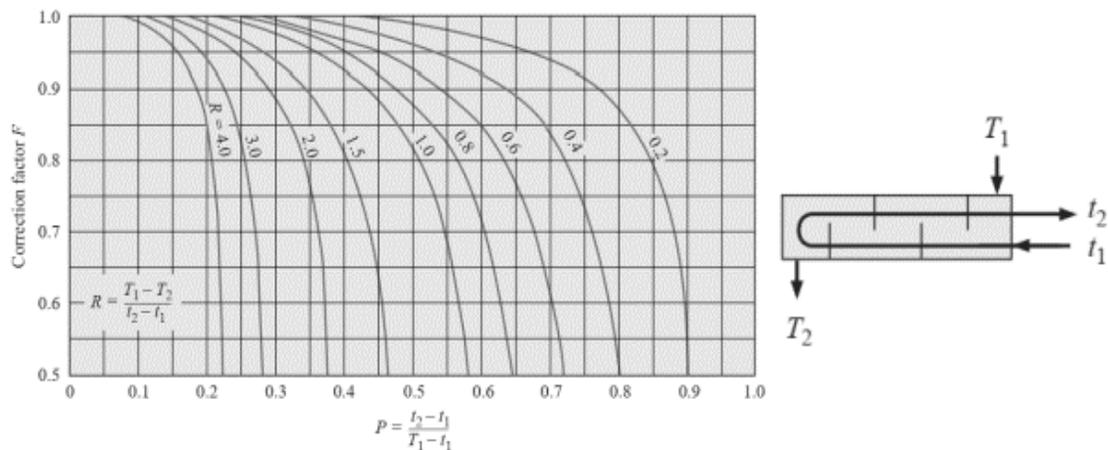


Figure I.12 : Facteur de correction pour un échangeur de chaleur avec un seul passage à côté de calandre

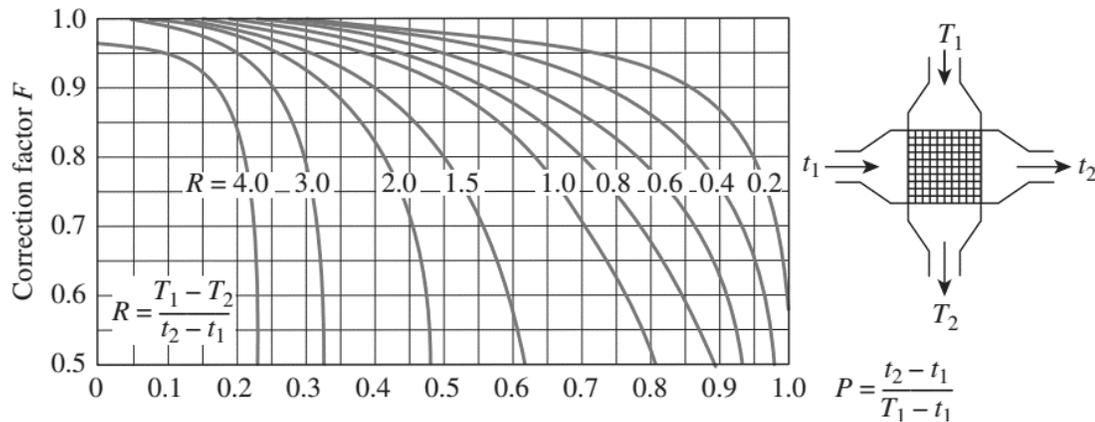


Figure I.13 : Facteur de correction pour un échangeur de chaleur à courant croisé, fluides non mélangés.

I.6. Méthodes de conception d'échangeur de chaleur :

Il existe différentes méthodes pour calculer le taux de transfert de chaleur entre les deux fluides. Ce sont les méthodes DTML et Efficacité-NUT.

I.6.1. La méthode DTML :

La méthode DTML permet de calculer la chaleur échangée comme suit :

$$Q = F K A \Delta T_{ml}$$

I.6.2. Méthode Efficacité-NUT

L'efficacité de l'échangeur de chaleur, ε est définie comme

$$\varepsilon = \frac{\text{le flux de chaleur réel}}{\text{le flux de chaleur maximal}} = \frac{Q_{reel}}{Q_{max}}$$

Où Q_{reel} est donné par les équations du bilan thermique. Q_{max} aura lieu dans un échangeur de chaleur à contre-courant si un fluide subit un changement de température égal à la différence de température maximale disponible.

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

Le calcul pour Q_{max} est basé sur le fluide ayant le taux de capacité la plus faible, C_{min} pour satisfaire à la première loi de la thermodynamique.

$$Q_{max} = C_{min} \Delta T_{max} = C_{min} (T_{ce} - T_{fe})$$

On obtient :

$$Q_{reel} = \varepsilon C_{min} (T_{ce} - T_{fe})$$

L'efficacité de l'échangeur de chaleur dépend de type de l'écoulement (écoulement à contre-courant ou écoulement croisé). Pour une géométrie d'écoulement donnée, l'efficacité est en fonction de deux quantités sans dimension :

$$NUT = \frac{KA}{C_{min}} \text{ et } R = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

L'efficacité dans le mode contre-courant :

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

I.6.3. Coefficient d'échange par convection h

Le coefficient moyen de transfert pour un tube à ailettes peut être déterminé comme suit:

$$h = \frac{Q}{(A_t + \eta_f A_f) \theta}$$

Où A_t est la surface de tube sans les ailettes, A_f est la surface des ailettes et θ est la différence de température moyenne logarithmique :

$$\theta = \Delta T_{ml} = \frac{T_e - T_s}{\ln \left(\frac{T_e - T_p}{T_s - T_p} \right)}$$

Le transfert de chaleur totale Q peut être déterminé comme la somme du flux de chaleur du tube et le flux de chaleur des ailettes

$$Q = Q_{tube} + Q_{ail}$$

L'efficacité des ailettes est définie comme le rapport du flux de chaleur réelle des ailettes et le flux de chaleur maximal :

$$\eta_f = \frac{Q_{réel}}{Q_{max}} = \frac{Q_{réel}}{hA_f(T_p - T_\infty)}$$

$$Q = q_v c_p (T_e - T_s)$$

$$Q = A_t h (T_p - T_\infty) + \eta_f A_f h (T_p - T_\infty)$$

Dans la plupart des échangeurs de chaleur tube à ailettes utilisés dans l'industrie, le diamètre des ailettes est petit et le coefficient de conductivité thermique est grand. Dans ce cas, on peut prendre l'efficacité égale à 1 pour faciliter les calculs.

Pour un tube de diamètre intérieur d_i et extérieur d_e et longueur L le transfert de chaleur par conduction est régi par :

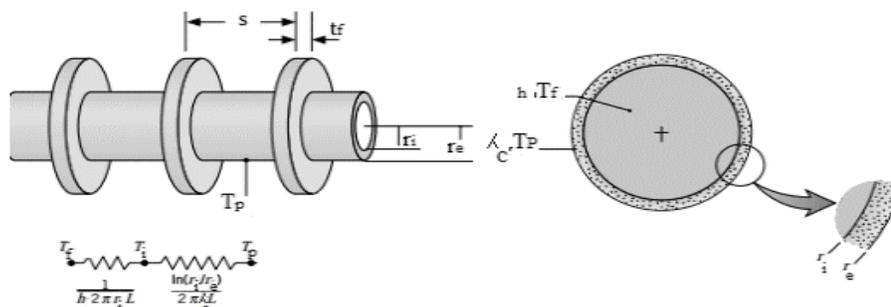


Figure I.14: Schéma illustrée pour la méthode de calcul T_p .

La résistance thermique totale :

$$\sum R_{th} = \frac{T_p - T_f}{Q}$$

Donc l'équation de T_p est écrite sous la forme :

$$T_p = T_f - \left[\frac{Q}{\frac{1}{2h\pi r_i L} + \ln \frac{r_e/r_i}{2\pi\lambda_c L}} \right]$$

I.7. Evaluation des performances d'un échangeur :

L'étude d'un échangeur peut se faire selon deux méthodes différentes :

- Méthode du nombre d'unité de transfert : NUT, appelée méthode de l'efficacité.
- Méthode de la différence moyenne logarithmique : (DTLM).

I.7.1. Evaluation par la méthode DTLM (Différences de Températures Logarithmiques Moyenne) :

Cas où l'échangeur est à dimensionner dont les débits des fluides chauds et froids et leurs températures sont connus à l'entrée et à la sortie. L'objectif consiste alors à déterminer:

- la surface d'échange requise
- la géométrie appropriée en fonction du type d'échangeur, du coût, de la masse et de l'encombrement.
- On fixe T_{CS} et T_{FS}
- Evaluer ΔT_{LM} .
- Détermination du flux $\varphi = US\Delta T_{LM}$ pour une première itération.
- Utiliser les nouvelles valeurs de T_{CS} et T_{FS} pour refaire itération si c'est nécessaire.

I.7.2. Evaluation par la méthode NUT :

Cette méthode est utilisée pour simuler un échangeur existant, dont on connaît les températures d'entrée des deux fluides et on recherche les températures des fluides sortants :

- ✓ Calculer $Nut = \frac{US}{C_{\min i}}$
- ✓ Déterminer $\begin{cases} C_{\min i} \\ C_{\max i} \end{cases}$ et tirer E à partir des abaques.
- ✓ Calculer $\phi = EC_{\min i}(T_{ce} - T_{fe})$
- ✓ Calculer T_{CS} et T_{FS} par : $\phi = m_c C_c (T_{ce} - T_{cs}) = m_f C_f (T_{fs} - T_{fe})$

I.8. Recherche bibliographique :

V.K.Patel et R.V.Rao [1], ont utilisés une technique d'optimisation non traditionnelle, appelée optimisation des essaims de particules (PSO), pour la conception d'optimisation des échangeurs de chaleur à tube et à calandre du point de vue économique. Minimisation du total annuel, le coût est considéré comme une fonction objective. Trois variables de conception telles que le diamètre interne de la coque, le diamètre du tube et l'espacement des chicanes sont pris en compte pour l'optimisation. Deux plans de tubes à savoir triangle ou carrés sont également considérés pour l'optimisation. Quatre études de cas différentes sont présentées pour démontrer l'efficacité et la précision de l'algorithme proposé. Les résultats de l'optimisation utilisant la technique PSO sont comparés à ceux obtenus en utilisant un algorithme génétique (GA).

J-F. Zhang, Y-L. He et W-Q. Tao [2], Ont réalisé une simulation numérique 3D d'un échangeur de chaleur complet à hélice à recouvrement intermédiaire les chicanes sont réalisées en utilisant les codes commerciaux de GAMBIT 2.3 et FLEUNT 6.3. La validation du modèle informatique est effectuée en comparant

le total chute de pression et nombre moyen de Nusselt de l'ensemble de l'échangeur thermique avec données expérimentales. Raisonnablement un bon accord est obtenu, et les raisons de la divergence sont analysées.

Uday C. Kapale, Satish Chand [3], ont étudiés un modèle théorique de la perte de charge côté calandre a été développé. Le modèle incorpore l'effet de la chute de pression dans l'entrée et les pertes dans les segments créés par les chicanes. Les résultats du modèle pour les nombres de Reynolds correspondent plus étroitement aux résultats expérimentaux disponibles dans la littérature par rapport aux modèles analytiques développés par d'autres chercheurs pour différentes configurations d'échangeurs de chaleur.

J-F.Zhang, B. Li, W-J. Huang, Y-G .Lei, Y-L. He et W-Q. Tao [4], Dans cet article, il sont présentés des essais expérimentaux et des comparaisons pour plusieurs échangeurs de chaleur à tube et à calandre, un avec des chicanes segmentaires et quatre avec des déflecteurs hélicoïdaux à des angles d'hélice de 20° , 30° , 40° et 50°

E. Ozden, I. Tari [5], ont étudiés par modélisation numérique l'espacement des chicanes, la coupe des chicanes et les dépendances du diamètre de la calandre, le coefficient de transfert de chaleur et de la perte de charge pour un petit échangeur de chaleur. Ils sont effectués Un ensemble de simulations CFD pour la calandre de l'échangeur de chaleur à tube unique avec un nombre variable de chicanes et un écoulement turbulent.

Z. Zhang, D. Ma, X. Fang et X. Gao [6], ils sont étudiés les caractéristiques de transfert de chaleur d'un échangeur de chaleur à déflecteur hélicoïdal combiné à un tube à ailettes en trois dimensions. Les expériences ont été réalisées en contre-courant avec de l'huile chaude du côté de la calandre et de l'eau froide dans le tube.

Les coefficients de transfert de chaleur globaux ont été calculés et les coefficients de transfert thermique du côté de la calandre et du tube ont été déterminés en utilisant Complot de Wilson. Un programme commercial de dynamique des fluides de calcul (CFD) appelé Fluent 6.0 a été utilisé pour prédire le débit et la performance du transfert de chaleur dans l'échangeur de chaleur. Les résultats numériques correspondent bien aux mesures. Les différences maximales entre les résultats numériques actuels et les données expérimentales sont respectivement d'environ 6,3% pour le nombre de Nusselt et de 9,8% pour la perte de charge.

Q. Wang, Q.Chen, G. Chen et M. Zeng [7], ont effectués une étude sur un échangeur de chaleur à tube et à calandre, cet échangeur à plusieurs calandres et à enveloppe traversant avec déflecteurs hélicoïdaux continus dans la coque extérieure passe a été inventé pour améliorer la performance de transfert de chaleur et simplifier la fabrication processus. Et ils sont fait une comparaison entre le premier échangeur chaleur avec l'échangeur de chaleur tubulaire conventionnel avec chicanes segmentaires) par le moyen de la méthode de dynamique des fluides numérique (CFD).

A. A. Abd, M. Q. Kareem et S. Z. Naji [8], Leurs étude est la vérification des effets du diamètre et la longueur de tube sur la chute de pression et sur le coefficient de transmission de chaleur pour deux géométries les ailettes triangulaires et carrés. De plus, l'effet de l'espacement de cloison et aussi mis en évidence sur la chute de pression et le coefficient de transmission de chaleur. L'augmentation du diamètre des tubes avec des ailettes triangulaires induit une augmentation du coefficient de transfert de la chaleur de 3% pour une augmentation du 0.05m du diamètre des tubes. Par contre la réduction des espaces entre les ailettes de 0.2 fait diminuer le coefficient de transfert de 15,15%, l'augmentation de la longueur de 0.61m des tube fait augmenter le transfert de chaleur de 31,9% et les

pertes de charge. Cette étude peut aider d'autre ingénieur pour mieux comprendre d'autre aspects sur les échangeurs de chaleur tube –calandre.

I.9. Conclusion:

Vu l'importance industrielle des échangeurs de chaleur, il existe une diversité des différents types qui ont des nombreuses applications. En outre leurs domaines d'étude sont vastes, citons : le transfert thermique, la mécanique des fluides, mécanique des matériaux, encrassement.

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

Chapitre II :

Présentation de problème et formulation mathématique

Chapitre II : Présentation de problème et formulation mathématique

II.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons la formulation mathématique de problème thermo-fluidique au sein d'échangeur de faisceau des tubes et calandre.

La géométrie, les hypothèses simplificatrices ainsi que les équations qui régissent ce phénomène (l'équation de conservation de la masse, l'équation de la quantité de mouvement et l'équation de l'énergie) sont présentés en détails.

II.2. Présentation de problème étudié :

L'échangeur de faisceau et calandre étudié dans ce mémoire est muni des chicanes transversales pour améliorer l'échange thermique, où il est comme suivant :

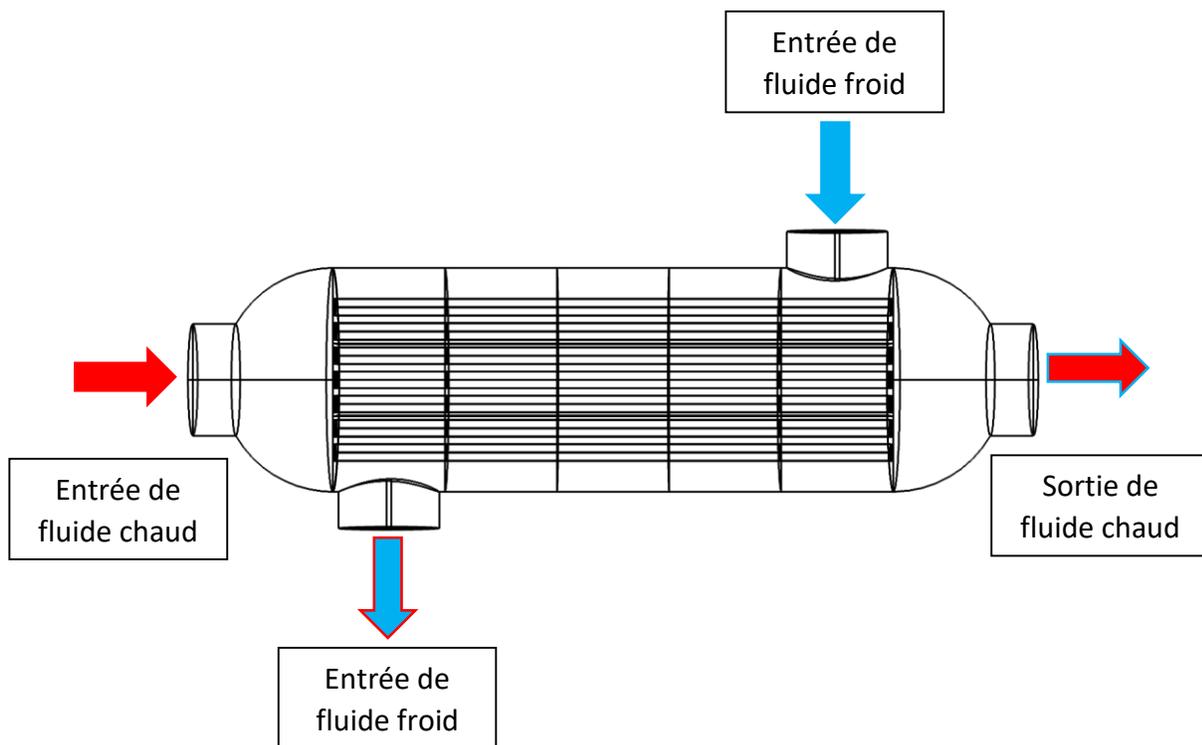


Figure II.1 : Schéma simplifié de l'échangeur de faisceau et calandre

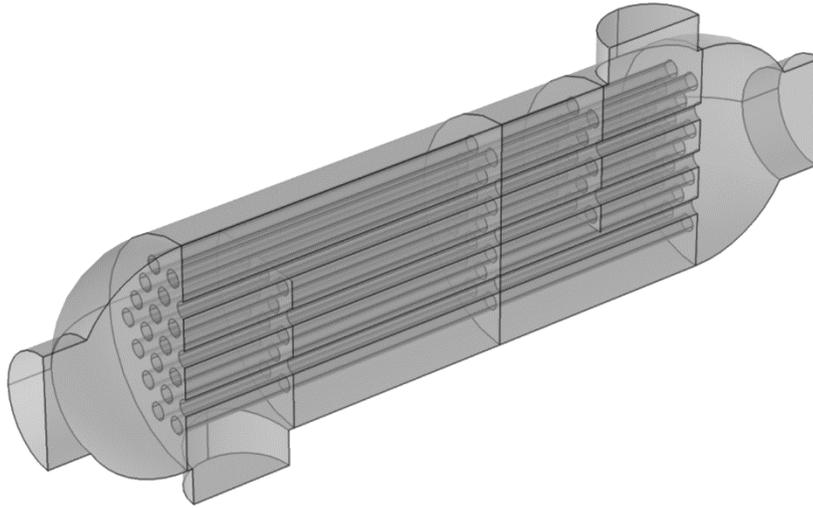


Figure II.2: Schéma tridimensionnelle symétrique de l'échangeur de faisceau et calandre

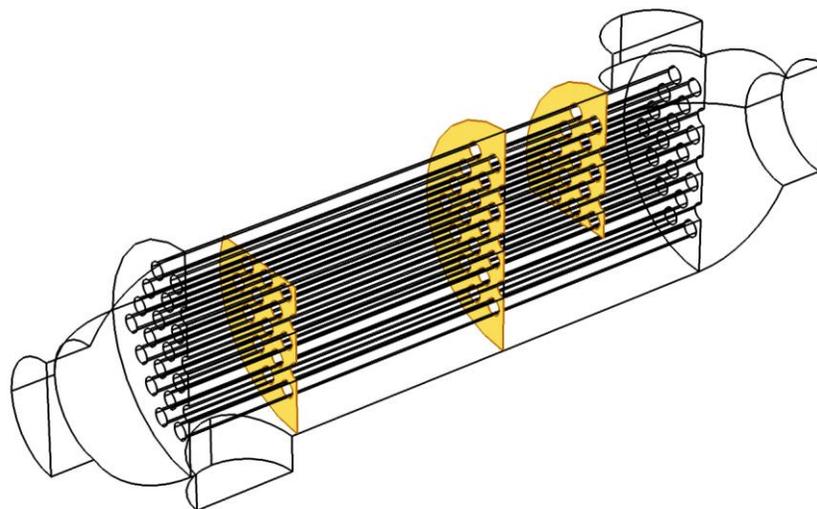


Figure II.3: Configuration des chicanes utilisées dans l'échangeur

Pour étudier cet échangeur, on choisit l'air comme fluide froid, et l'eau comme fluide chaud, où ses paramètres thermo-physiques sont comme suivants :

	L'air	L'eau
Masse volumique ρ [$\frac{kg}{m^3}$]	1.292	1000
Viscosité dynamique μ [$Pa.s$]	18.5×10^{-6}	10^{-3}
Conductivité thermique k [$\frac{W}{(m.K)}$]	0.025	0.6
Chaleur massique C_p [$\frac{Kj}{Kg.K}$]	1	4.18

Tableau II.1: Paramètres thermo-physiques des deux fluides froid et chaud

Les diamètres des sections de passages des deux fluides sont comme suivants:

	Diamètre [cm]
Section d'entrée de fluide froid	4.5
Section de sortie de fluide froid	4.5
Section d'entrée de fluide chaud	5
Section de sortie de fluide chaud	5
Section de tube	10
Section de calandre	0.75

Tableau II.1 : Paramètres thermo-physiques des deux fluides froid et chaud

II.3. Hypothèses simplificatrices :

Pour accéder aux champs thermique et hydrodynamique des deux fluides traversant l'échangeur, on a adopté les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Le régime d'écoulement est stationnaire.
- Le régime d'écoulement est turbulent.
- Les deux fluides sont incompressibles.

- Les deux fluides sont considérés newtoniens.
- Le transfert thermique conjugué paroi/fluide est négligeable
- Les propriétés thermo-physiques sont considérées constantes en fonction de température.

II.4. Formulation mathématique :

En utilisant les hypothèses adoptés dans ce mémoire, le modèle mathématique qui décrit l'échange thermique entre les deux fluides s'écrit en soit pour le fluide froid ou pour le fluide chaud comme suivant:

Equation de continuité:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0$$

Equations de quantité de mouvement:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial -\overline{u_i u_j}}{\partial x_j} + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2}$$

Equations $k - \varepsilon$:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = -\overline{u_i u_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(\frac{\nu_t}{\sigma_k} + \mu \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right\}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \varepsilon u_j) = -c_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \overline{u_i u_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - c_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(\frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} + \mu \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right\}$$

Equation d'énergie :

$$\rho C_p \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(\frac{\nu_t}{\sigma_T} \right) k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right\} + S_T$$

Dans le modèle $k - \varepsilon$ standard, les tenseurs des déformations de Reynolds sont évalués par l'équation linéaire constitutive:

$$-\overline{u_i u_j} = \nu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}$$

$$S_{ij} = \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}$$

$$\nu_t = c_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Où, x_i est la coordonnée spatiale, u_i sont les vitesses moyennes, p est la pression. k est l'énergie cinétique turbulente, ε est le taux de dissipation turbulente, T est la température locale, ρ est la masse volumique de fluide, μ et ν_t désignent le coefficient de viscosité moléculaire et la viscosité de vortex turbulent respectivement. c_μ , $c_{\varepsilon 1}$, $c_{\varepsilon 2}$, σ_k , σ_ε et σ_T sont des constantes turbulentes. Puisque le modèle $k - \varepsilon$ standard ne prend pas en considération l'anisotropie, cet inconvénient peut être surpassé par l'introduction d'une expression non-linéaire dans l'équation constitutive, les termes non-linéaires sont équivalents aux formules suivantes :

$$\begin{aligned} -\overline{u_i u_j} = & \nu_t S_{ij} - \frac{2}{3} k \delta_{ij} - a_1 \frac{\nu_t}{\varepsilon} (S_{ik} \Omega_{kj} + \Omega_{jk} S_{ki}) \\ & - a_2 \frac{\nu_t}{\varepsilon} \left(S_{ik} \Omega_{kj} - \frac{1}{3} S_{kl} S_{kl} \delta_{ij} \right) - a_3 \frac{\nu_t}{\varepsilon} \left(\Omega_{ik} \Omega_{jk} - \frac{1}{3} S_{lk} S_{lk} \delta_{ij} \right) \end{aligned}$$

$$S_{ij} = \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{\partial U_j}{\partial x_i}$$

$$S = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)^2}$$

Où \mathbf{S} et $\mathbf{\Omega}$ sont le paramètre de contrainte et le paramètre de rotation respectivement. Dans le modèle $k - \varepsilon$ standard, le coefficient \mathbf{c}_μ est considéré constant.

II.5. Conditions aux limites :

L'eau entre dans le côté du tube avec une vitesse de 0,5 m/s et une température de 80 °C. L'air entre dans la calandre avec une vitesse de 5 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.

Description	Valeur
Vitesse d'entrée d'eau $U_{eau} \left[\frac{m}{s} \right]$	0.5
Vitesse d'entrée d'air $U_{air} \left[\frac{m}{s} \right]$	5
Température d'entrée d'eau $T_{eau} [K]$	353.15
Température d'entrée d'air $T_{air} [K]$	278.15

Tableau II.3: conditions aux limites de simulation

II.6. Méthode de résolution :

Afin de résoudre la formulation mathématique tridimensionnelle (3D) présentées ci-dessus et accéder aux champs thermique et dynamique des deux fluides traversant l'échangeur, on utilise le logiciel COMSOL basé sur la méthode des éléments finis. Ce logiciel nous permet de contrôler tous les types des paramètres de simulation : géométriques, thermo-fluidiques et numériques avec grande flexibilité.

Le modèle de turbulence utilisé dans notre formulation est déjà inclus dans le solveur COMSOL où on peut introduire leurs paramètres et les manipuler selon la situation étudiée.

II.7. Conclusion

En résumé de ce chapitre, nous nous sommes concentrés sur la présentation de de la formulation mathématique de problème d'échangé thermique turbulent au sein de l'échangeur (les équations gouvernantes), les hypothèses simplificatrices, ainsi que la méthode de résolution des équations gouvernantes.

Chapitre III :

Résultats, discussions et interprétations

Chapitre III : Résultats, discussions et interprétations

III.1. Introduction :

Dans ce chapitre, une simulation d'échange turbulent convectif entre l'eau et l'air, à travers l'échangeur de faisceau et calendre a été effectuée. La distribution de pression, la distribution de température, le champ de vitesse et les lignes de courant ont été présentés et interprétés.

III.2. Maillage:

Pour simuler l'échangeur, on a utilisé un maillage tridimensionnel (3D) automatique mixte non uniforme et non structuré avec un raffinement automatique de la couche limite, où il est présenté dans la figure suivante :

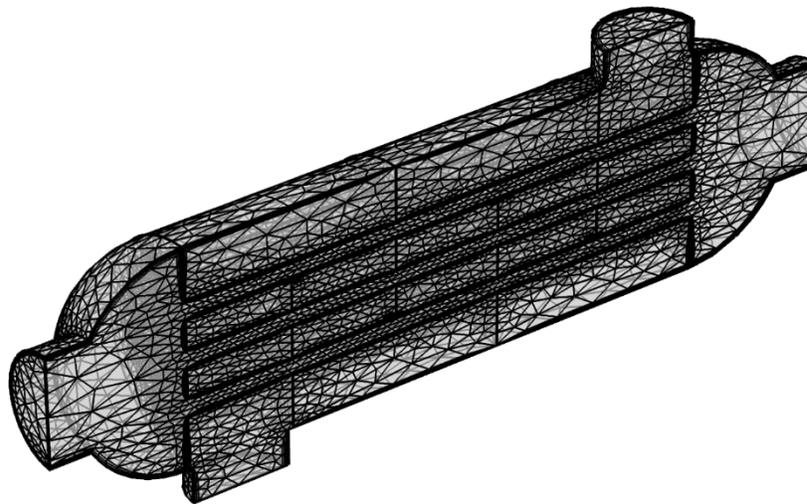


Figure III.1 : Maillage tétraédrique générée pour l'échangeur (Vue 3D)

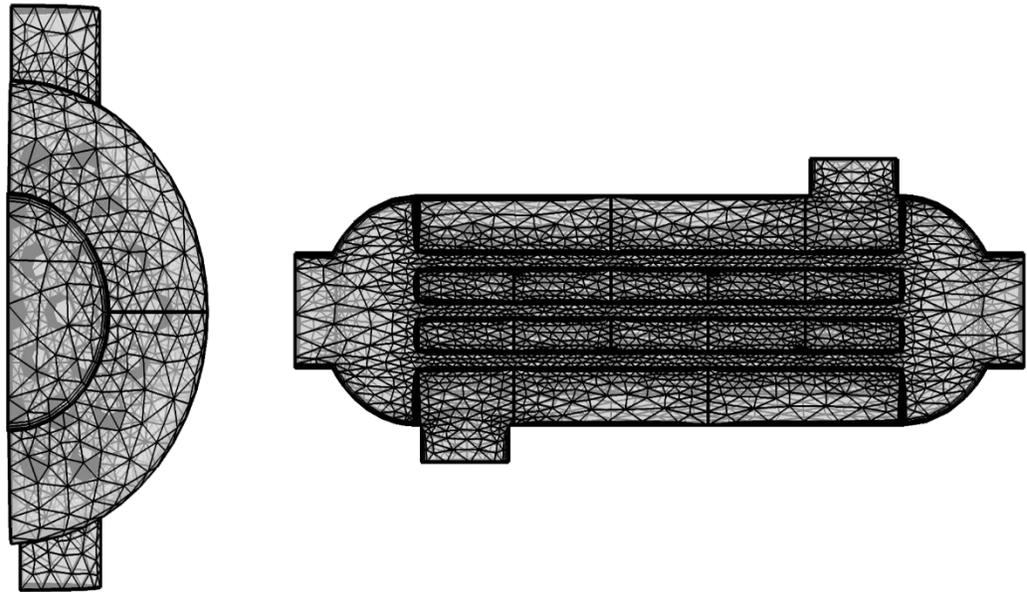


Figure III.2 : Maillage tétraédrique générée pour l'échangeur (Vue 2D)

Description	Valeur
Nombre total des éléments	222548
Éléments tétraédriques	125168
Éléments pyramidaux	10694
Éléments de prisme	86686
Éléments triangulaire	23816
Éléments quadrilatéraux	1804
Éléments de bord	4430

Tableau III.1 : rapport sur la maillage automatique généré généré pour la simulation de l'échangeur de chaleur

III.3. Simulation et discussion des résultats:

III.3.1. Distribution de pression :

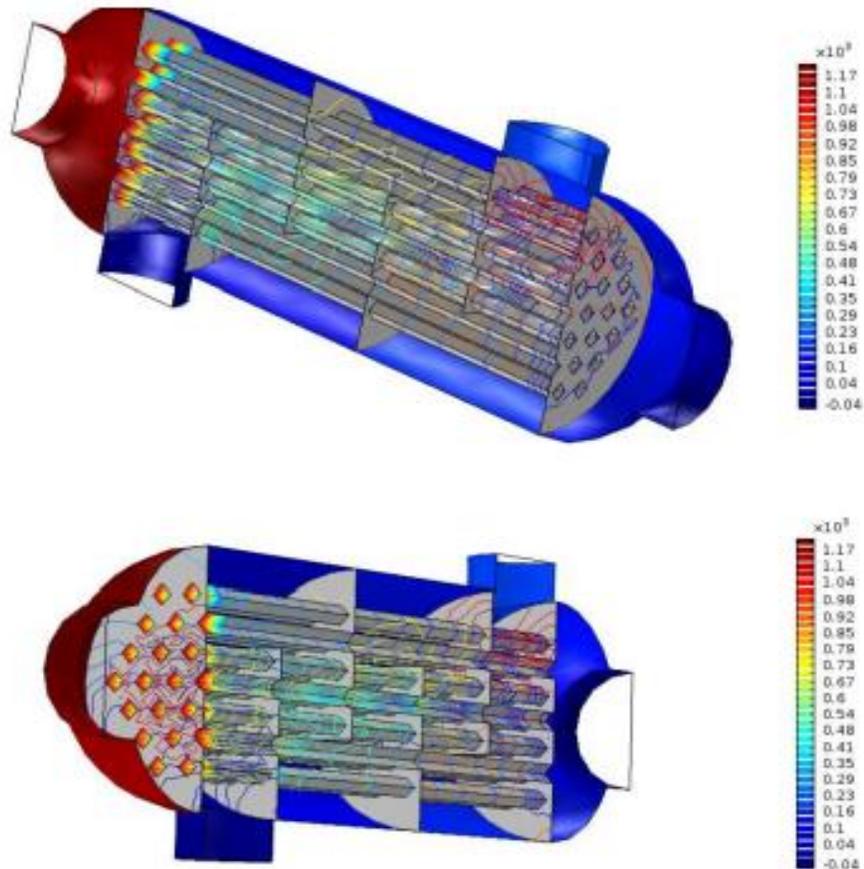


Figure III.3 : variation de la pression dans la calandre.

La pression de l'air à l'entrée de la calandre est inférieure à celle de la sortie, on remarque une augmentation de pression au voisinage des chicane à cause des pertes de charge qui ont été générés par le changement de section, cela induit un échauffement de fluide (l'air), ces pertes de charge et l'augmentation de la température ont été générées par l'interaction des fluides avec la structure.

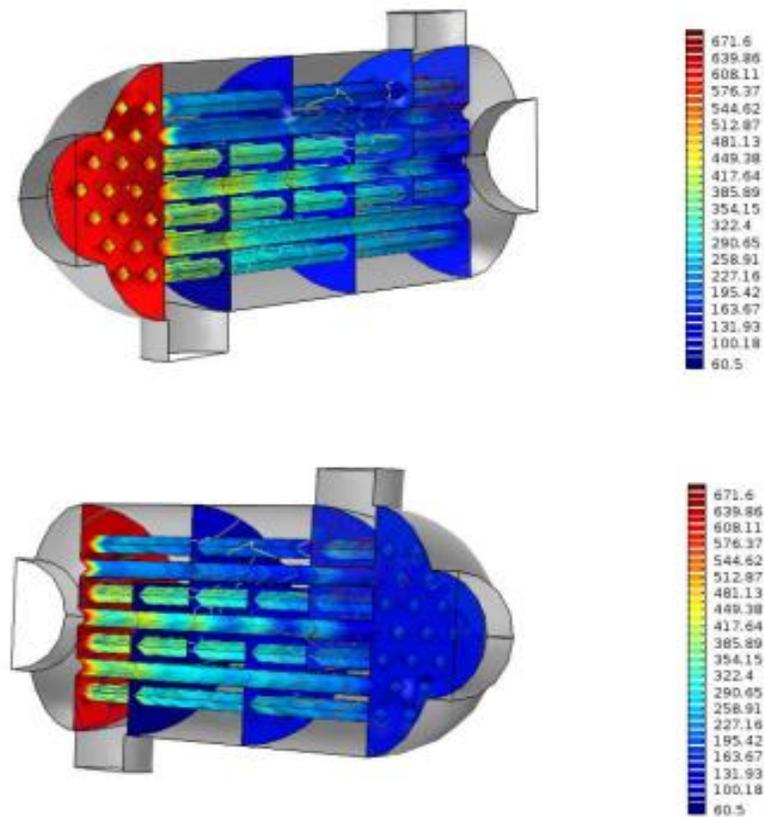
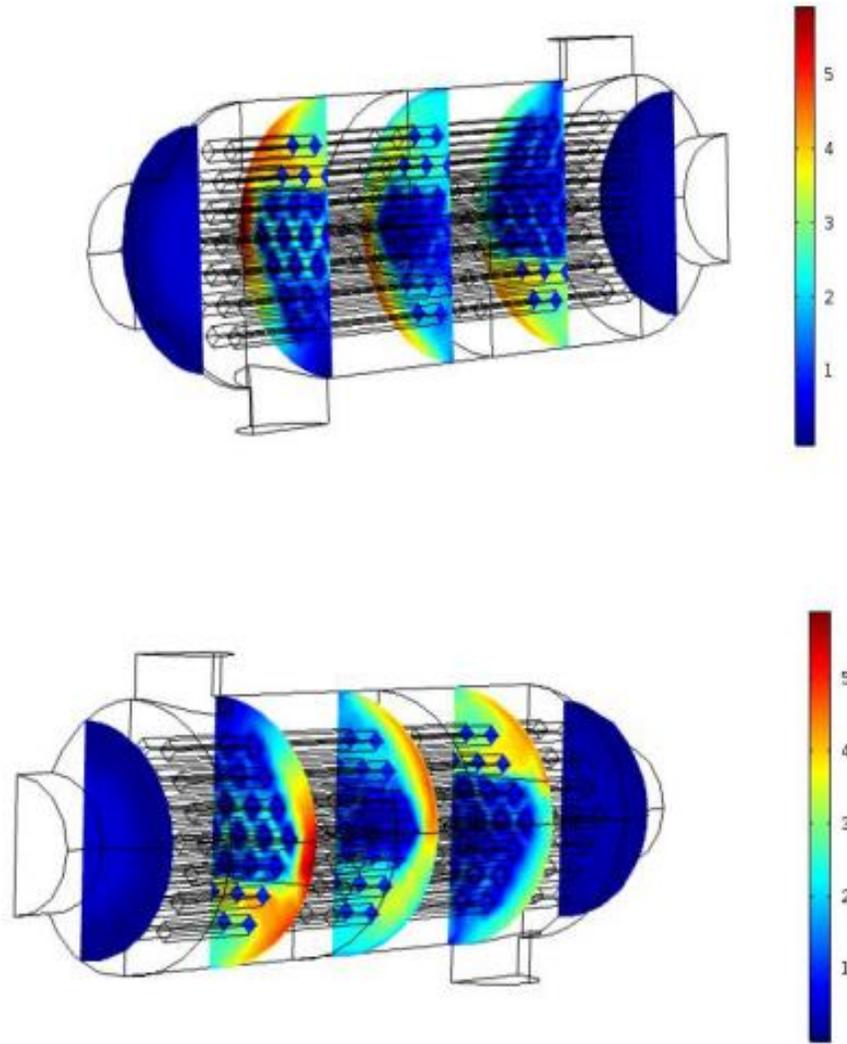


Figure III.4 : variation de la pression dans les tubes.

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 cède sa chaleur pour l'air, donc sa température diminue et c'est cela qui nous explique la diminution de la pression de l'eau à la sortie des tubes.

Après cette, on peut déduire que les pertes de charge pour l'air sont nettement supérieure a celle de liquide (l'eau).c'est à dire que celle de l'eau peut être négligées.

III.3.2. Champ de vitesse :**Figure III.5 : contours de vitesse.**

La variation du transfert de chaleur autour des chicanes est plus importants, car au fur et à mesure que l'on s'approche des obstacles, le transfert de chaleur apparais beaucoup plus important, cela est illustré dans les figures précédente.

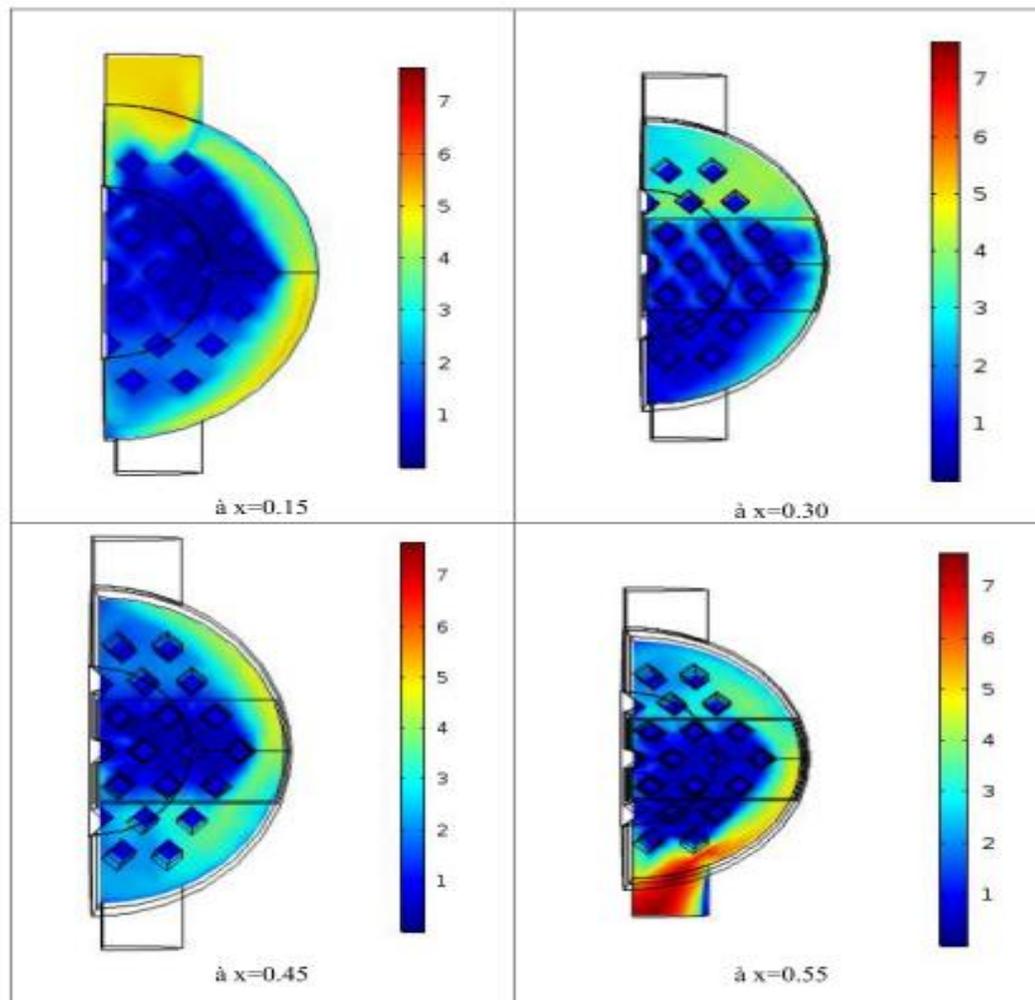


Figure III.6 : distribution de la vitesse.

Pour les vitesses élevés l'écoulement est très important cela peut générer des tourbillons autour des obstacles et favorise le transfert de chaleur.

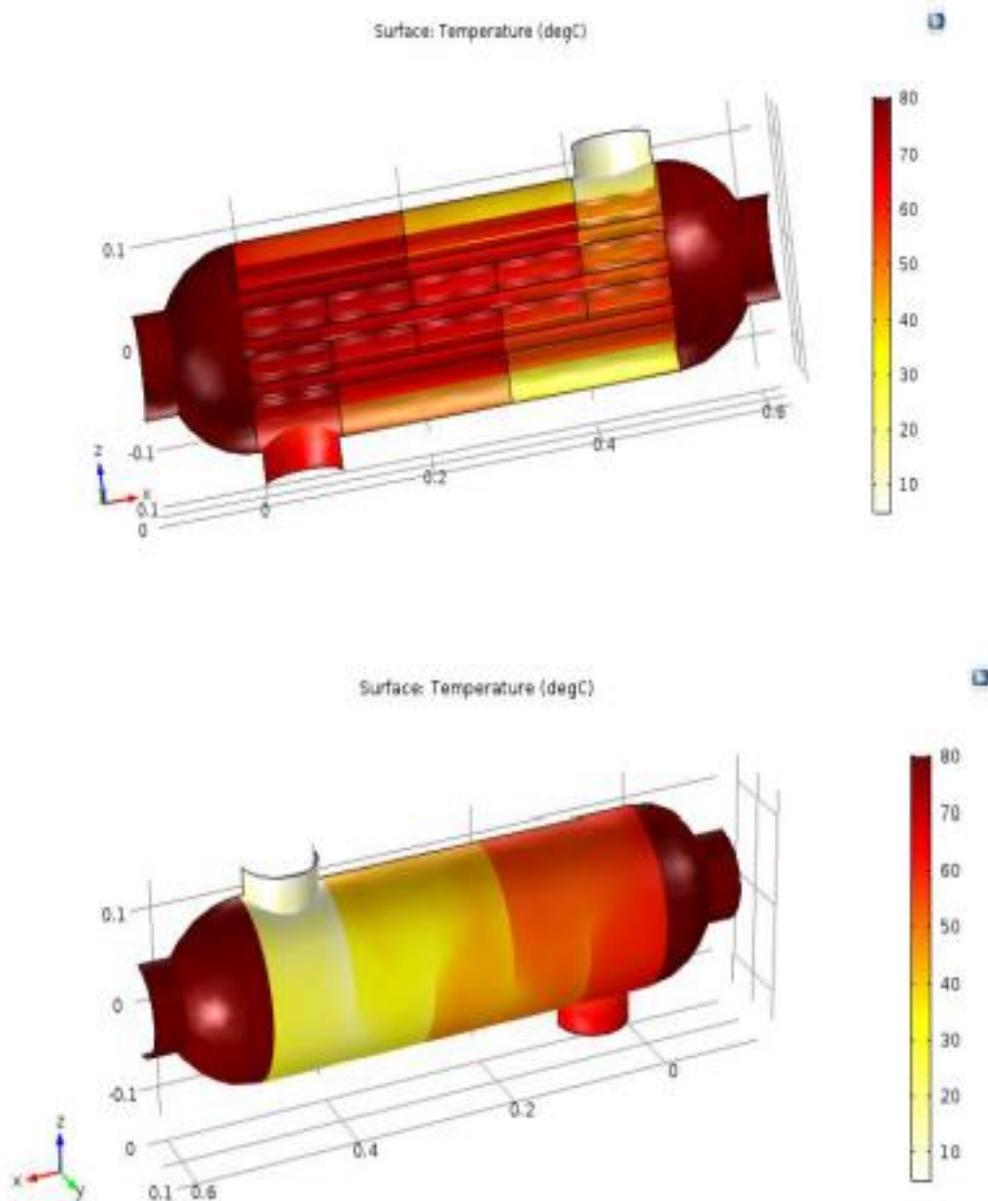
III.3.3. Distribution de température :

Figure III.7 : distribution de la température d'air dans la calandre.

L'air entre froid dans la calandre et sort chaud, figures (III.7 et III.8), sa température augmente à cause d'un transfert de chaleur par convection entre les parois extérieures des tubes et aussi le modèle de l'échangeur qui est à contre-courant.

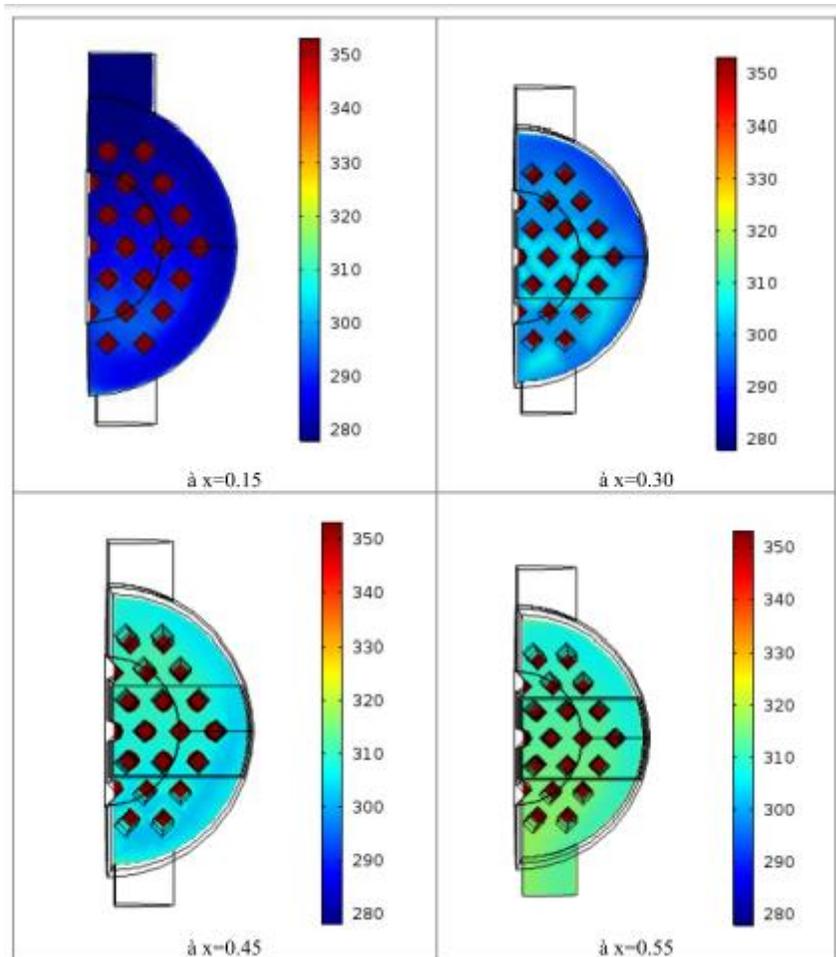
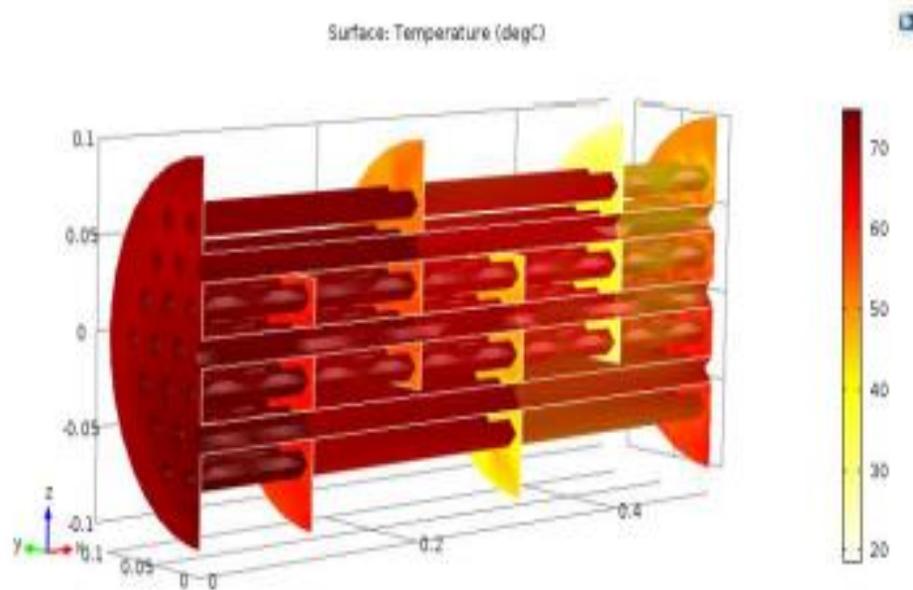


Figure III.8 : isothermes de la température dans la calandre.

L'eau entre chaude et sort froide dans les tubes, sa température diminue à cause d'un transfert de chaleur par conduction entre les parois extérieures et intérieures des tubes. La variation de la température dépend du mode de transfert de chaleur.



Figure

III.9 : évolution du profile de la température dans les tubes.

III.4. Conclusion :

La simulation d'échange convectif turbulent eau/air à travers l'échangeur de de chaleur de faisceau et calendre, en présence des chicanes, a montré l'utilité importante des obstacles transversaux en termes d'augmentation de temps de séjour et amélioration de coefficient de transfert convectif.

Conclusion générale

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

Nous avons présenté dans ce mémoire, une étude thermique et dynamique du comportement des fluides dans l'échangeur de chaleur a tube et à calandre.

Après le calcul on a tiré quelques conclusions intéressantes ;

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

➤ L'évolution des températures dépend du mode de transfert de chaleur par convection entre le fluide et la paroi extérieur (air-eau), ainsi que la nature et le type de l'échangeur de chaleur dans notre cas le mode contre-courant. D'après la figure représentative de l'évolution de température surfacique. à $T=80\text{ }^{\circ}\text{C}$, l'échange thermique est très intense, à la sortie de l'échangeur de chaleur se fait progressivement le long de l'échange.

Conclusion Générale

Cette étude peut servir les ingénieurs futurs pour des applications industrielles. Surtout dans le domaine des hydrocarbures en faisant changer la nature des fluides dans la calandre et les tubes.

En perspective, une étude en régime instationnaire ainsi que, l'emplacement des chicanes et leurs inclinaisons et la distance des tubes est recommandé pour une future étude.

Références

- [1] Patel, V. K., & Rao, R. V. (2010). *Design optimization of shell-and-tube heat exchanger using particle swarm optimization technique. Applied Thermal Engineering, 30(11-12), 1417–1425.*
- [2] Zhang, J.-F., He, Y.-L., & Tao, W.-Q. (2009). *3D numerical simulation on shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and continuous baffles – Part I: Numerical model and results of whole heat exchanger with middle-overlapped helical baffles. International Journal of Heat and Mass Transfer, 52(23-24), 5371–5380.*
- [3] Kapale, U. C., & Chand, S. (2006). *Modeling for shell-side pressure drop for liquid flow in shell-and-tube heat exchanger. International Journal of Heat and Mass Transfer, 49(3-4), 601–610.*
- [4] Zhang, J.-F., Li, B., Huang, W.-J., Lei, Y.-G., He, Y.-L., & Tao, W.-Q. (2009). *Experimental performance comparison of shell-side heat transfer for shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and segmental baffles. Chemical Engineering Science, 64(8), 1643–1653.*
- [5] Ozden, E., & Tari, I. (2010). *Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger. Energy Conversion and Management, 51(5), 1004–1014.*
- [6] Zhang, Z., Ma, D., Fang, X., & Gao, X. (2008). *Experimental and numerical heat transfer in a helically baffled heat exchanger combined with one three-dimensional finned tube. Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, 47(9-10), 1738–1743.*

Références bibliographique

- [7] Wang, Q., Chen, Q., Chen, G., & Zeng, M. (2009). *Numerical investigation on combined multiple shell-pass shell-and-tube heat exchanger with continuous helical baffles*. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(5-6), 1214–1222.
- [8] Abd, A. A., Kareem, M. Q., & Naji, S. Z. (2018). *Performance analysis of shell and tube heat exchanger: Parametric study*. *Case Studies in Thermal Engineering*, 12, 563–568.