



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la Recherche Scientifique

جامعة وهران 2 محمد بن أحمد
Université d'Oran 2 Mohamed Ben Ahmed

معهد الصيانة و الأمن الصناعي
Institut de Maintenance et de Sécurité Industrielle

Département de Maintenance en Electromécanique

MÉMOIRE

Pour l'obtention du diplôme de Master

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Thermique des Machines Industrielles

Thème

**Etude thermique d'un échangeur de
chaleur tubulaire.**

Présenté et soutenu publiquement par :

Nom : Mahmoudi Prénom : Abdelhak

Nom : Boudebza Prénom : Imen

Devant le jury composé de :

Nom et Prénom	Grade	Etablissement	Qualité
Mr Dellil Ahmed Zine Eddine	Pr	IMSI	Président
Mr Bouhaf's Mohammed	MCB	IMSI	Encadreur
Mr Maghdir Abed	MAA	IMSI	Examinateur

Juin 2017

Remerciement

Avant tout, nous remercions DIEU tout puissant, de nous avoir accordé la force, le courage, la volonté et la patience pour terminer ce travail.

Nos plus sincères remerciements et reconnaissances vont spécialement à notre encadreur ~~Mr Bouhaf~~ Mohamed, pour sa confiance, sa sincérité, sa rigueur, sa patience et surtout sa gentillesse.

Nous exprimons nos remerciements aux honorables membres du jury : ~~Mr Dell~~ Ahmed Zine Eddine et ~~Mr Maghdir~~ Abed pour l'honneur qu'ils nous ont fait en acceptant de juger notre travail.

Notre gratitude ira également au personnel de l'institut de maintenance et sécurité industrielle (Université d'Oran2).

Nous ne saurions oublier de remercier tous ceux qui ont, de près ou de loin, contribué à la réalisation de ce travail, et toute personne qui nous ont éclairé le chemin.

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail :

A mon père :

L'épaule solide, l'œil attentif compréhensif et la personne la plus digne de mon estime et de mon respect.

Aucune dédicace ne saurait exprimer mes sentiments, que dieu te préserve et te procure santé et longue vie.

A ma mère :

Tu m'as donné la vie, la tendresse et le courage pour réussir.

Tout ce que je peux t'offrir ne pourra exprimer l'amour et la reconnaissance que je te porte.

En témoignage, je t'offre ce modeste travail pour tes sacrifices et pour l'affection dont tu m'as toujours entourée.

A mes très chères frères : Fouad, Djamel

A mes très chères sœurs : Asmaa, Yusra

A toute ma famille.

A tous mes amis.

A tout mes collègues de la promotion 2016-2017.

Et enfin, je dédie ce travail à tous ceux que je ne suis arrivé à citer et qui sont vraiment très chers pour moi.

Merci

Abdelhak

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail :

A mon père Abdelkader :

L'épaule solide, l'œil attentif compréhensif et la personne la plus digne de mon estime et de mon respect.

Aucune dédicace ne saurait exprimer mes sentiments, que dieu te préserve et te procure santé et longue vie.

A ma mère benhammouda fatma :

Tu m'as donné la vie, la tendresse et le courage pour réussir.

Tout ce que je peux t'offrir ne pourra exprimer l'amour et la reconnaissance que je te porte.

En témoignage, je t'offre ce modeste travail pour tes sacrifices et pour l'affection dont tu m'as toujours entourée.

A ma fierté mes sœurs : Zohra, razika, lamia, et la petite loubna je vous aime.

A mon cher neveu qui je l'aime, Mokkedem Abdelkader.

A ma chère tante : Benhammouda Lalia qui je l'aime.

A toute ma famille.

A toutes mes copines : Hadjira, Yasmine, Zahra, Amina, Imen et Zahra.

A mon ami et un frère : Otmani Mohammed.

Et enfin, je dédie ce travail à tous ceux que je ne suis arrivé à citer et qui sont vraiment très chers pour moi.

Merci

Imen

Dans les sociétés industrielles l'échangeur de chaleur est un élément essentiel pour la maîtrise de l'énergie, les problèmes relevant de la thermo hydraulique concernent avant tout le dimensionnement thermique des appareils. Pour cela, dans ce travail en va étudié numériquement le comportement dynamique et thermique d'un écoulement en convection forcée pour deux fluides pour améliorer les performances des échangeurs de chaleur à l'aide de code « FLUENT », dans le cas simple, et le cas avec changement de la matière et d'autre cas avec changement de dimension, et le cas de changement de fluide pour avoir la différence entre les cas précédents, et pour voir la nette amélioration des performances dans l'échangeurs de chaleur.

Mots clés : Echangeur de chaleur, volume finis.

In industrial societies, the heat exchanger is an essential element for preserving the energy; but there are many problems which related to it. For this purpose, the numerical studies of thermal behavior is carried out in order to improve the performance of the heat exchangers using a "FLUENT" code in the general case and with changing of materials, in the other case with changing the dimension and in the last case we insist on changing the quality of the fluid to have the difference between these mentioned cases, and to see the clear improvement of the performances in the heat exchangers.

Key words: Exchanger of heat, finished volume.

Figure (I.1) : Echangeur à contact indirect contact direct	4
Figure (I.2) : Les types d'écoulement de fluides	5
Figure (I.3) : Les différents types d'échangeur de chaleur	7
Figure (I.4) : échangeur de chaleur à tube et calandre	8
Figure (I.5) : Echangeur de chaleur faisceau et calandre	8
Figure (I.6) : Différents types d'échangeurs de chaleur tubulaires	9
Figure (I.7) : la calandre d'un échangeur tubulaire	9
Figure (I.8) : Plaques de raccordement des tubes	10
Figure (I.9) : Disposition des trous dans les tubes	10
Figure (I.10) : Les types de chicanes	11
Figure (I.11) : Les composants d'un échangeur tubulaire avec chicanes	11
Figure (I.12) : L'enveloppe d'un échangeur de chaleur	11
Figure (I.13) : Plaques de protections d'un échangeur de chaleur	12
Figure (II.1) : Profils de température (T_{c1} vs T_{c2})	13
Figure (II.2) : Comparaison entre nombre de Nusselt et Gz .	14
Figure (II.3) : Comparaison entre les résultats numériques et analytiques.	15
Figure (II.4) : Flux de chaleur échangé par tube.	17
Figure(III.1) : Géométrie du problème	20
Figure (III.2) : Ecoulement laminaire	24
Figure (III.3) : Ecoulement turbulent	24
Figure (IV-1): volume de contrôle bidimensionnel	26
Figure (IV-2): schéma du maillage	27
Figure (IV-3) : La géométrie des cercles	28
Figure (IV-4): La géométrie du cylindre	29
Figure (IV-5) : Dimensionnement de l'arête	29
Figure (IV-6) : Affichage du maillage vue de cote du tube	30
Figure (IV-7) : Affichage du maillage vue de face du tube	30
Figure (IV-8) : Allure de l'évolution des résidus de calcul	31
Figure (IV-9) : La courbe de 100 itérations	32
Figure (IV-10) : La courbe de 400 itérations	32
Figure (IV-11) : La distribution de la température du fluide chaud	34
Figure (IV-12) : La distribution de la température du fluide froid	34
Figure (IV-13) : la courbe de similitude des résultats	34
Figure (IV-14) : Profil de température de fluide chaud	35
Figure (IV-15) : Profil de température de fluide froid	36
Figure (IV-16) : Profil de température de fluide chaud	37
Figure (IV-17) : Profil de température de fluide froid	37
Figure (IV-18) : Profil de température de fluide chaud	38
Figure (IV-19) : Profil de température de fluide froid	39
Figure (IV-20) : Profil de température de fluide chaud	39
Figure (IV-21) : Profil de température de fluide froid	40

Figure (IV-22) : Profil de température du fluide chaud	41
Figure (IV-23) : Profil de température du fluide froid	42
Figure (IV-24) : Profil de température du fluide chaud	43
Figure (IV-25) : Profil de température du fluide froid	44
Figure (IV-26) : Profil de température du fluide chaud	45
Figure (IV-27) : Profil de température du fluide froid	46

Liste des tableaux

Tableau (III-1) : Les dimensions de la géométrie du problème	20
Tableau (III-2) : Tableau des constantes	22
Tableau (IV-1) : Les dimensions de la géométrie sans changement de la longueur	42
Tableau (IV-2) : Les dimensions de la géométrie avec changement de la longueur	44

\emptyset : Le flux de chaleur (w)

φ : la densité de flux thermique(w / m²)

x : la distance dans la direction de l'élément(m)

S : la distance dans la direction de l'écoulement(m²)

λ : Coefficient de conductivité(w/m⁰c)

h : coefficient de convection (w/m²⁰c)

S : surfaces d'échange (m²)

T_p : température de la paroi (°C)

T_f : température de fluide (°c)

M₀ : le rayonnement thermique émis par unité de surface d'un corps noir (w/m²)

T : la température du foyer(K)

Σ : la contrainte de Steffen-Boltzmann qui vaut $5.67.10^{-8}$ (w/m²⁰k⁴)

ρ : masse volumique, u: vitesse du fluide (kg/m³)

h_c : le coefficient d'échange par convection (coté chaud)(en °C/W).

h_f : Le coefficient d'échange par convection (coté froid) (en °C/W)

K : coefficient d'échange global (w/m^{2*0}C)

t : représente le temps (S)

V : Représente la vectrice vitesse (m.s⁻¹)

p : Représente la pression (Pa)

$\tau = (\tau_{i,j})_{i,j}$: est le tenseur des contraintes visqueuses (Pa)

f : Représente la résultante des forces massiques s'exerçant dans le fluide (N.kg⁻¹)

$\Gamma\emptyset$: est le coefficient diffusion

S \emptyset : est le terme source

V: est la vitesse(m.S⁻¹)

Introduction

Dans les installations industrielles, il est souvent nécessaire d'apporter une quantité de chaleur importante à une partie du système. Dans la majorité des cas, la chaleur est transmise à travers un échangeur de chaleur dans l'industrie.

Le principe le plus général consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduites qui les mettent en contact thermique.

De manière générale, les deux fluides sont mis en contact thermique qu'à travers une paroi qui est le plus souvent métallique ce qui favorise les échanges de chaleur. On a en général un fluide chaud qui cède de la chaleur à un fluide froid. En d'autres termes, le fluide chaud se refroidit au contact du fluide froid et le fluide froid se réchauffe du contact du fluide chaud. Les deux fluides échangent de la chaleur à travers la paroi d'où le nom de l'appareil. Le principe général est simple mais il donne lieu à un grand nombre de réalisations différentes par la configuration géométrique. Le principal problème consiste à définir une surface d'échange entre les deux fluides pour transférer la quantité de chaleur nécessaire dans une configuration donnée. La quantité de chaleur transférée dépend de la surface d'échange entre les deux fluides mais aussi de nombreux autres paramètres ce qui rend une étude précise de ces appareils assez complexes. Les flux de chaleur transférés vont aussi dépendre des températures d'entrée et des caractéristiques thermiques des fluides ainsi que des coefficients d'échange par convection. Ce dernier paramètre dépend fortement de la configuration des écoulements et une étude précise doit faire appel à la mécanique des fluides.

D'après ce qui précède, on voit bien qu'il y a différente manière de traiter le problème. Une étude fine doit prendre en compte toutes les paramètres et résoudre les problèmes de mécanique des fluides qui peuvent être très compliqués. Une telle approche est possible par des méthodes numériques à travers un logiciel approprié « FLUENT ». Par ailleurs, il existe des méthodes d'étude global qui moyennant quelques hypothèses simple peuvent donner des résultats approximatifs qui seront suffisants dans la plupart des cas.

Dans notre étude nous avons construire quatre chapitres, nous avons traité notre problème avec « FLUENT ».

- Dans le premier chapitre nous avons présenté une généralité sur le transfert de chaleur et nous avons parlé aussi sur les différents types d'échangeur de chaleur.
- Dans le deuxième chapitre, nous avons fait une recherche bibliographique sur notre sujet.
- Dans le troisième chapitre nous avons établi le modèle mathématique et les équations appliquées dans la simulation numérique.
- Le quatrième chapitre sera consacré à une application que nous avons choisi.

Chpitre1
Généralité sur Généralité sur les échangeurs de
chaleur

I.1 Généralités sur le transfert de chaleur :

Le transfert de chaleur est l'un des modes les plus connus d'échange d'énergie. Il intervient naturellement entre deux systèmes de températures différentes et cela quel que soit le milieu, même vide qui les sépare. De ce fait, les transferts thermiques ont aussi bien dans le domaine des sciences pures que dans celui des applications technologiques, un rôle souvent essentiel. Ce rôle devient même déterminant lorsqu'il est à l'origine des techniques utilisées (échangeurs, moteurs thermiques, calorifugeage, utilisation de l'énergie solaire,...).

I.2 Différents modes de transferts de chaleur :

Le transfert de chaleur peut être défini comme la transmission de l'énergie d'une région à une autre sous l'influence d'une différence de température, il est régi par une combinaison de loi physique.

Il existe trois modes de transfert de chaleur, la conduction, la convection et le rayonnement. Bien que les trois processus puissent avoir lieu simultanément, l'un des mécanismes est généralement prépondérant.

I.2.1 La conduction :

Les principales caractéristiques de la conduction sont que l'énergie se propage par contact direct sans déplacement appréciable des molécules, et ce contact physique peut être réalisé entre les molécules des corps immobiles.

Le transfert de chaleur correspond alors à la transmission d'une énergie cinétique due aux chocs élastiques des molécules, ou par diffusion des électrons d'une région à haute température vers une région à basse température dans les métaux et aussi oscillation longitudinales des molécules de solides non-conductrices de l'électricité.

La loi correspondante à ce processus particulier de diffusion de la chaleur est telle que la densité q du courant de chaleur en un point, appelé encore densité du flux est une fonction linéaire de du gradient de température en ce point :

$$q = -\lambda \text{grad } T \quad (\text{I-1})$$

I.2.2 La convection:

La convection est un mode de transfert de chaleur qui se produit uniquement au sein des milieux fluides. Elle apparaît lorsqu'un fluide, liquide ou gaz, est en mouvement. Ce phénomène de convection se rencontre essentiellement dans les échangeurs de chaleur, entre une paroi solide et un fluide ou inversement. Alors que la convection est un transfert d'énergie par déplacement microscopiques.

La loi de base est la loi de Newton qui annonce que le flux de chaleur traversant la surface frontière S , de température uniforme T_p est donné par la relation suivante :

$$\Phi = h * S * (T_p - T_f) \quad (\text{1-2})$$

On peut distinguer deux formes de convection :

- **Convection libre naturelle :**

En convection naturelle , dans lequel ce mouvement résulte simplement de la différence de densité entre les parties chaudes et froides du fluide.

- **Convection forcée :**

En convection forcée ,dans laquelle le mouvement du fluide est produit par une action extérieure (pompe , ventilateur ...).

I.2.3 Rayonnement :

Correspond à un échange de chaleur par l'intermédiaire d'une onde de nature électromagnétique (cas du vide, de certains gaz plus ou moins transparents et de certains solides) sans transport de matière.

I.2.3.1 La nature de rayonnement :

- **Rayonnement électromagnétique :** On appelle ainsi tout rayonnement provoqué par une excitation quelconque de la matière. Sa vitesse est : dans le vide $V_0 = 299\,850\text{ km/s}$ Dans un milieu d'indice n , $V = V_0/n$.

Le rayonnement électromagnétique est constitué de radiations monochromatiques caractérisées par une longueur d'onde λ ou fréquence f .

- **Rayonnement thermique :** correspond à l'émission due à une augmentation de température d'un corps composé de relation de longueur d'onde.

$$0,1\ \mu\text{m} \leq \lambda \leq 100\ \mu\text{m}$$

Les rayons lumineux ne sont pas tous d'origine thermique.

I.3 Généralité sur les échangeurs :

L'échangeur de chaleur, c'est un instrument clé de thermicien ou de l'énergéticien permet de contrôler la température d'un système ou d'un produit en échangeant de la chaleur entre deux milieux. Il est indispensable dans de nombreuses applications courantes, chauffage, climatisation, réfrigération, refroidissement électronique, en génie des procédés, pour le stockage d'énergie ou la production d'énergie mécanique (ou électrique) à partir d'énergie thermique. Dans l'échangeur classique, un fluide chaud transfère une partie de son enthalpie à un fluide froid. Ce type d'échangeur sert de base pour donner les définitions et les paramètres nécessaires à son dimensionnement ainsi qu'à la compréhension des phénomènes. D'autres types d'échangeurs existent qui sont également évoqués.

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

I.3.1 Principe de fonctionnement :

Dans un échangeur, la chaleur est transmise d'un fluide à un autre. Le même fluide peut être conservé son état physique ou se présenter successivement sous les deux phases.

I.3.2 Critères de classement des échangeurs :

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

- **Classement suivant le 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.

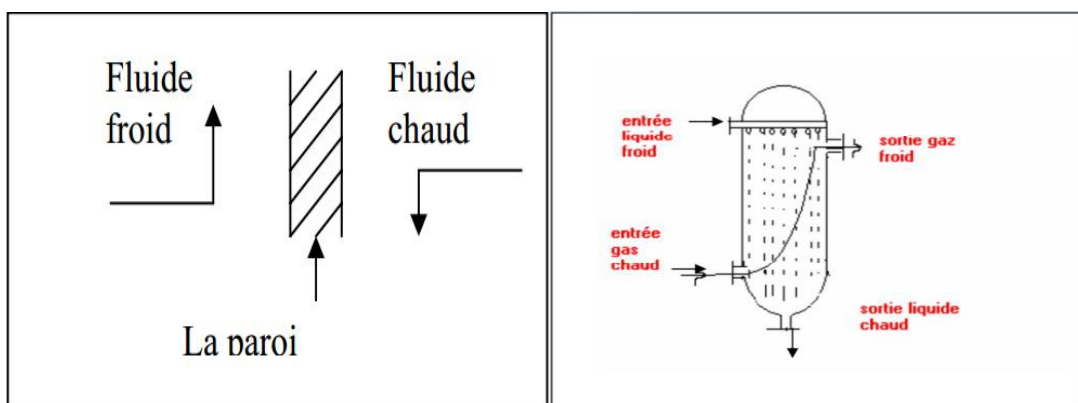


Figure (I.1):Échangeur à contact indirect contact direct [31].

- **Classement suivant les types d'échange :**

- **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.

- **Échangeur avec changement de phase:**

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

- 1- l'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise, ces échangeurs sont rencontrés dans les machines frigorifiques.
- 2- 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.

3- le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état.

- **Classement suivant la disposition des écoulements :**

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

- Même sens « co-courants ».
- Sens contraire « contre-courant ».
- Sens turbulent « courant-croisé ».

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

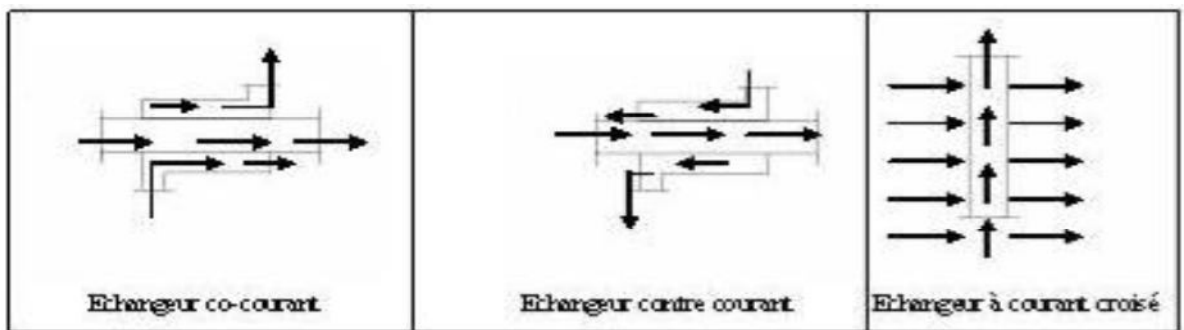


Figure (I.2) : Les types d'écoulement de fluides [31].

- **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 ou des condenseurs.

- **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 $800 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Une classification en fonction de la compacité peut être donnée :

- **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.

- **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.

I.3.3 Les différents types d'Échangeurs de chaleur tubulaires :

Différentes catégories existantes. 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.

- **Echangeur monotube:**

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

- **Echangeur coaxial :**

Dans cette configuration, l'un des fluides circulent dans le tube central tandis que l'autre circule dans l'espace annulaire entre les deux tubes. On distingue deux types de fonctionnement selon que les deux fluides circulent dans le même sens ou en sens contraire. Dans le premier cas on parle de configuration en co-courant. Dans le deuxième cas on parle de configuration de contrecourant. On trouve assez souvent ce types d'échangeurs dans l'industrie frigorifique en particulier pour les condenseurs à eau ou encore les groupes de production d'eau glacée.

- **Echangeur multitubulaire :**

Existant sous quatre formes :

- **Echangeur à tubes séparés :**

A 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.

- **Echangeur à tubes rapprochés :**

Pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans.

- **Echangeur à tubes ailettes:**

Les tubes peuvent être de différentes natures (soudées, rapportées, dans la masse) .Ces échangeurs sont le plus souvent utilisés sur des effluents gazeux industriels et peuvent être fabriqués avec des matériaux soudables les plus divers, ils peuvent fonctionner à

des pressions de plusieurs centaines de bar et des températures pouvant atteindre 600 °C.

- **Echangeur à tubes et calandre:**

Ces échangeurs sont les plus fréquemment utilisés dans l'industrie. Ils peuvent être fabriqués à partir de nombreux matériaux et sont utilisables pratiquement sans limites de température et de pression. Ils existe des nombreux types d'échangeurs à tubes et calandre (à tête flottante, à tubes en U...etc.).

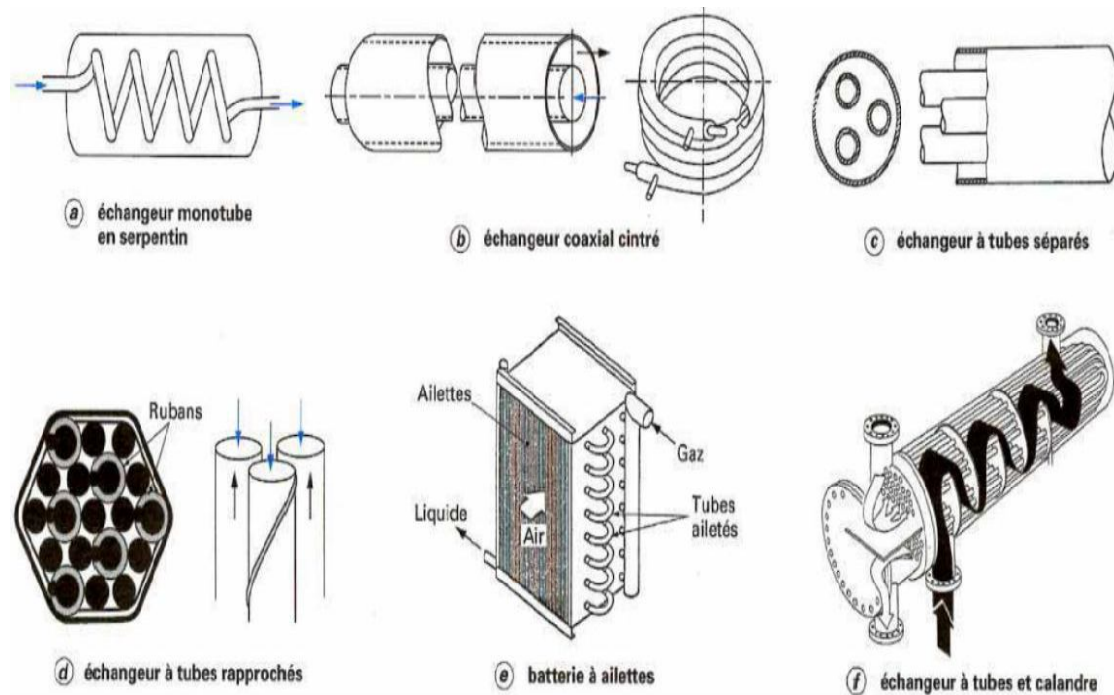


Figure (I.3) : Les différents types d'échangeur de chaleur [31].

I.3.4 Echangeurs tubulaire a faisceau et calandre :

• **principe de circulation des fluides et technologie**

Un des fluides circule dans un faisceau de tubes monté sur deux plaques tubulaires. Il est logé dans une calandre (shell en anglais) munie de tubulures d'entrée et de sortie pour le fluide circulant à l'extérieur des tubes le chemin imposé par les chicanes qui sont supportées par le faisceau. A chaque extrémité du faisceau sont fixées des boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide qui passe à l'intérieur des tubes.

Le schéma de principe ci-dessous représente un échangeur pour lequel le fluide, qui passe côté tube, pénètre dans la boîte de distribution par la tubulure inférieure. Une plaque de séparation de passe force son passage dans environ la moitié des tubes du faisceau.

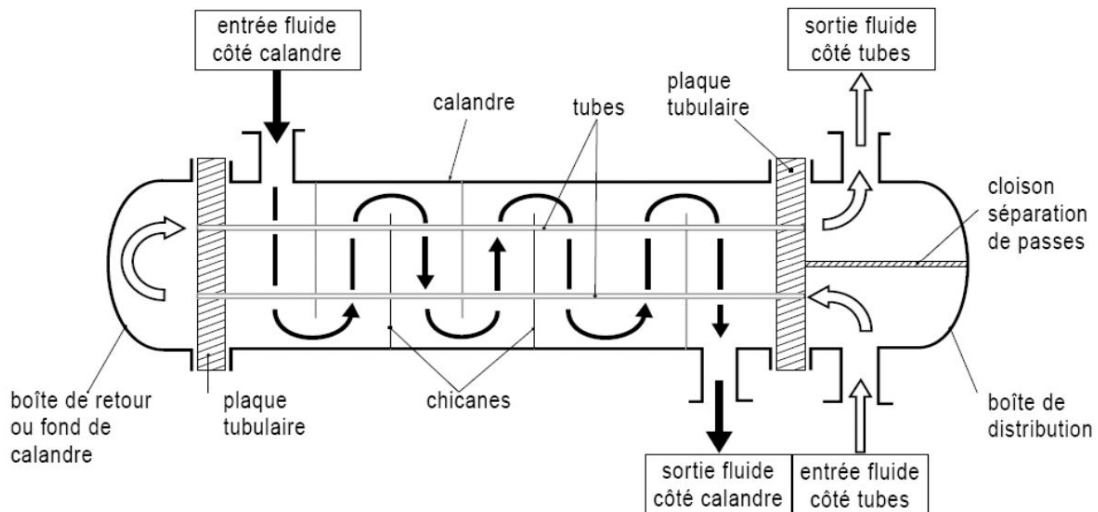


Figure (I.4) : échangeur de chaleur à tube et calandre.

À l'autre extrémité du faisceau, le fluide est dirigé par la boîte de retour dans les tubes au-dessus de la plaque de séparation de passe avant de sortir par la tubulure supérieure de la boîte de distribution. Le fluide parcourt donc deux fois le faisceau tubulaire d'où l'appellation : deux passes côté tubes.

Côté calandre, le fluide se dirige d'une extrémité à l'autre, son cheminement étant allongé par des chicanes transversales qui le forcent à s'écouler perpendiculairement à l'axe des tubes. Ici, le fluide parcourt une seule fois la calandre, l'échangeur a donc une seule passe côté calandre. Un tel appareil est dit : deux passes tube - une passe calandre.

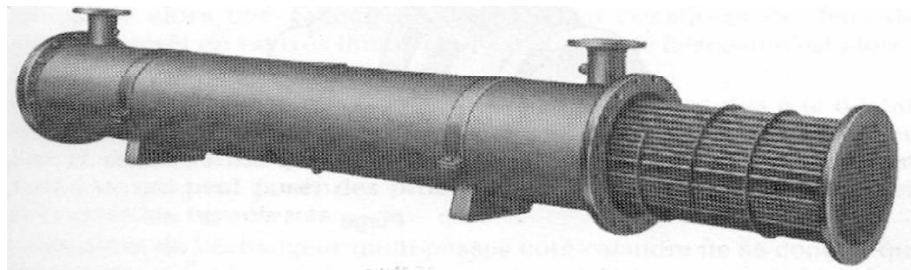


Figure (I.5) : Echangeur de chaleur faisceau et calandre.

• Différents types d'éléments

Les échangeurs tubulaires existant sont très variés dans leur technologie bien que le principe reste toujours le même. Ainsi, tous les éléments entrant dans la constitution des échangeurs ont fait l'objet d'une normalisation publiée par le TEMA (Standards of Tubular Exchangers Manufacturers Association). La planche de la page suivante représente les différentes technologies utilisées. L'essentiel des différences concerne :

- La forme des distributeurs.
- L'agencement de la circulation dans la calandre.
- La forme du fond de calandre.
- La méthode utilisée pour permettre au faisceau de se dilater dans la calandre.
- La pression de fonctionnement.

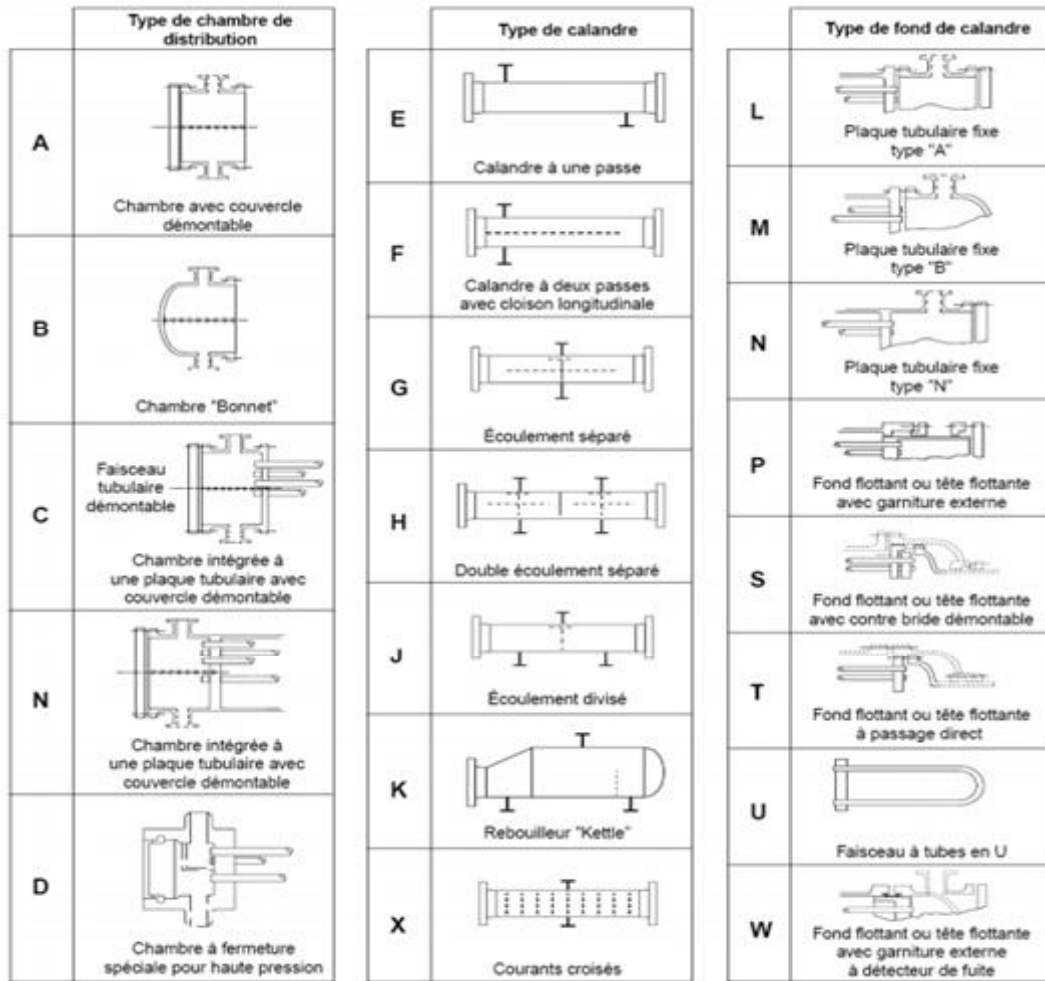


Figure (I.6) : Différents types d'échangeurs de chaleur tubulaires [31].

- **La calandre :**

C'est l'enveloppe métallique entourant le faisceau tubulaire, est généralement construite avec l'acier au carbone.

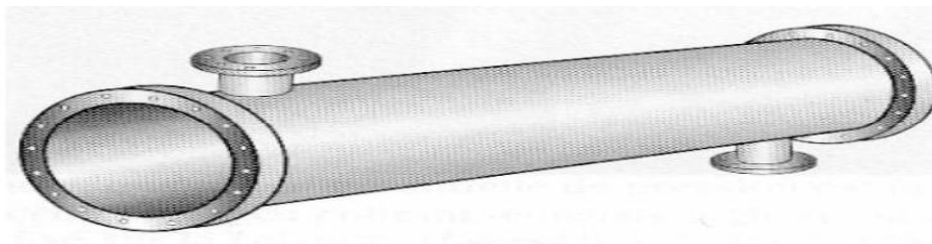


Figure (I.7) : la calandre d'un échangeur tubulaire.

- **Plaques tubulaires:**

Ce sont des plaques percées supportent les tubes à leurs extrémités, leurs épaisseurs varient entre 5 & 10 cm. Les tubes généralement sont fixés par soudage.

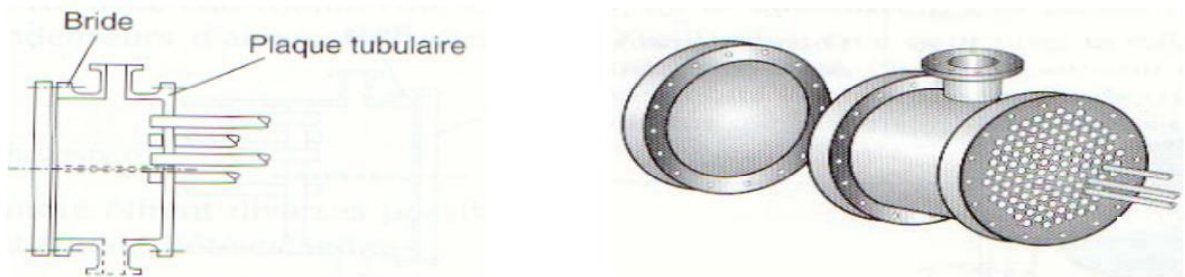


Figure (I.8) : Plaques de raccordement des tubes.

- **Faisceau :**

C'est l'ensemble des tubes constituant le faisceau, les épaisseurs de tubes sont normalisées selon le calibre BWG (Birmingham wire Gage) les conditions de fonctionnement imposent le choix du matériau :

- Acier ou carbone pour usage général.
- Aciers alliés pour les produits corrosifs et les températures élevées.
- Aluminium ou cuivre pour les très basses températures.

- **Disposition des tubes :**

La perforation des trous dans les plaques tubulaires est normalisée ; elle s'effectue selon une disposition soit au pas carré, soit au pas triangulaire.

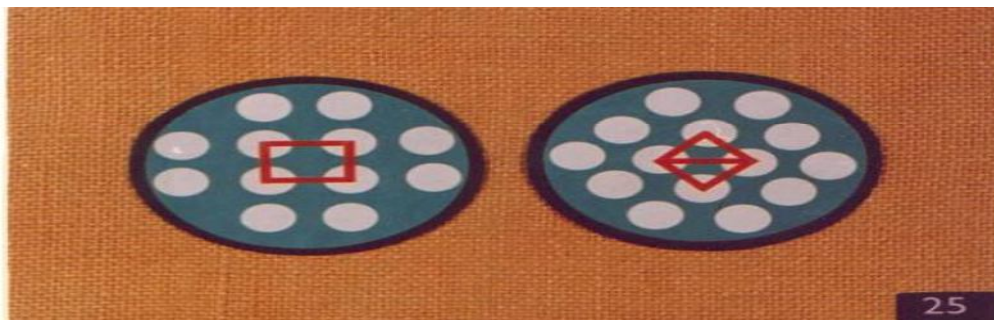


Figure (I.9) : Disposition des trous dans les tubes.

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 grattage. donc il faut avoir recours au nettoyage chimique et réserver leur emploi pour des fluides propre.

- **Chicane :**

Les chicanes peuvent avoir deux rôles :

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

Il existe deux types de chicanes :

- Chicanes transversales : 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 20à45% 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.

- Chicanes 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.



Figure (I.10) : Les types de chicanes.

- Les chicanes transversales assurent la rigidité du faisceau tubulaire, elles sont solidaires à la plaque tubulaire fixe au moyen de tirant et entretoise qui occupent la place de tube

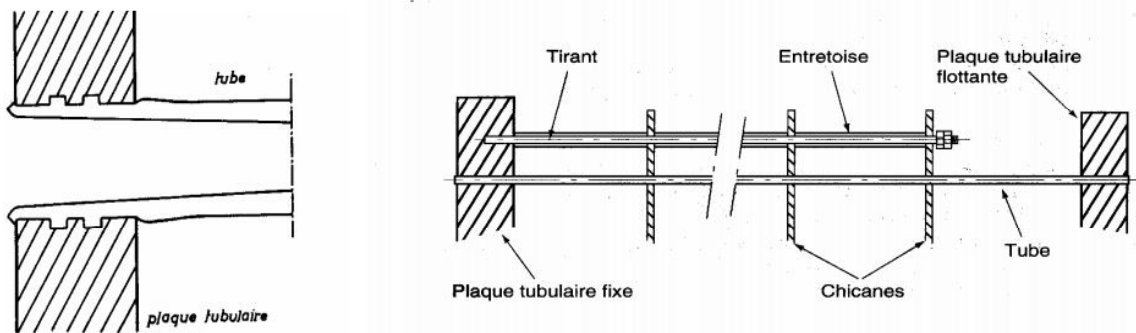


Figure (I.11) : Les composants d'un échangeur tubulaire avec chicanes.

- **La boîte de distribution et la boîte de retour :**

La circulation dans le faisceau est assurée par l'adjonction d'une boîte de distribution, portant les brides d'entrée et sortie, et d'une boîte de retour.

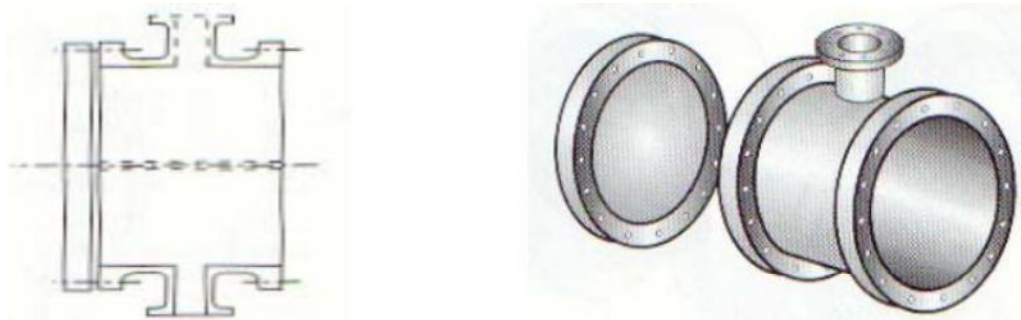


Figure (I.12) : L'enveloppe d'un échangeur de chaleur.

- Déflecteurs ou plaque de protection du faisceau :

Pour éviter ou du moins minimiser l'érosion de tube du faisceau des déflecteurs de protection peuvent être installés faces aux tubulures d'entrée du fluide côté calandre, l'obligation de leur mise en place est définie dans les standards (TEMA) en fonction de la nature de l'état du fluide et du produit ρu^2 . Ces déflecteurs, d'une épaisseur de l'ordre de 1/2in, sont circulaires, carrés ou rectangulaires, soudés sur des tirants ou entretoises.

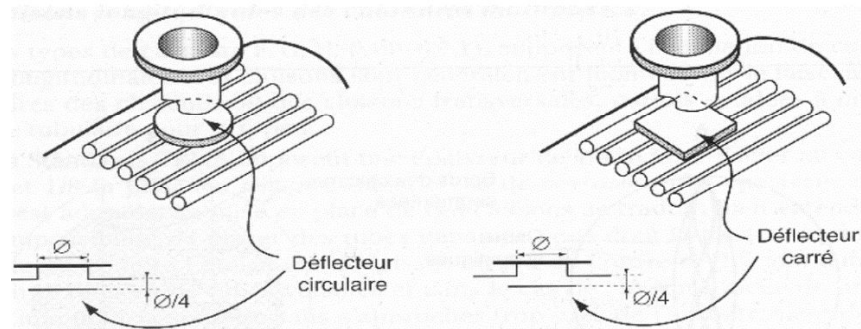


Figure (I.13) : Plaques de protections d'un échangeur de chaleur.

II- Conclusion :

La plus part des phénomènes étudiés font apparaître l'intervention des trois modes de transmission de la chaleur en même temps. En effet les trois modes de transfert de chaleur sont représentés par la conduction, la convection et le rayonnement.

Il existe un nombre important de paramètres affectant le choix des types d'échangeur pour une application donnée. Parmi ceux-ci, les plus importants sont les contraintes de pression, de température d'encombrement et de coût.

Chapitre 2
Recherche bibliographique

II Introduction :

La convection forcée est provoquée par une circulation artificielle (pompe, turbine) d'un fluide. Le transfert est plus rapide que dans le cas de convection naturelle. Dans des géométries complexe trouve son importance dans la nombreuse application industrielle et plusparticulièrement dans les réacteurs nucléaires, les échangeurs de chaleur, les capteurs solaires, les chauffes eau à énergie solaires, le refroidissement des turbomachines, des composantsélectroniques, les échangeurs de chaleur à faisceau et à calandre...etc. Tels travauxprésentent un intérêt dans l'amélioration de la performance thermique d'un échangeur doublepasse à tube concentriques, ces étude sont de nature théorique, numériques et expérimentale.

Agniprobho Mazumder, Bijan Kumar Mandal [1], ont réalisé une étude numérique à l'aide de logiciel Fluent dans le but de l'amélioration de performances d'un échangeur de chaleur à double tube.

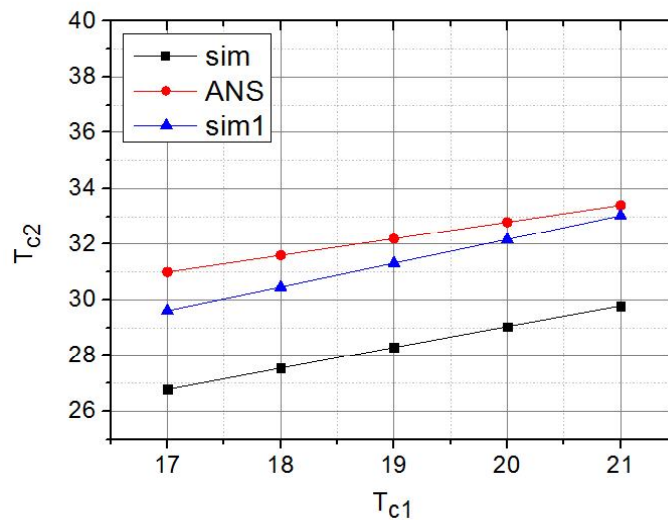


Figure (II.1) : Profils de température (Tc1vs Tc2)

Sepideh Esmaeili et al [2], Une simulation numérique a été réalisée pour étudier l'amélioration du transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur à enveloppe et tube en utilisant un milieu poreux à l'intérieur de son enveloppe et de ses tubes, séparément. Une géométrie tridimensionnelle avec un modèle turbulent k-ε est utilisée pour prédire les caractéristiques de transfert de chaleur et de chute de pression du flux. Les effets de la porosité et des dimensions de ces milieux sur la performance thermique et la chute de pression de l'échangeur thermique sont analysés. A l'intérieur de calandre, l'ensemble du faisceau de tubes est enveloppé par le milieu poreux, alors qu'à l'intérieur des tubes, les milieux poreux sont situés de deux façons différentes: (1) au centre des tubes et (2) fixés à la paroi interne du Tubes. Les résultats ont montré que cette méthode peut améliorer le transfert de chaleur aux dépens d'une chute de pression plus élevée. L'évaluation de la méthode a montré que l'utilisation de milieux poreux à l'intérieur de calandre, avec une dimension et une porosité particulières peut augmenter la vitesse de transfert de chaleur mieux que la chute de pression. L'utilisation de cette méthode à l'intérieur des tubes

conduit à deux résultats différents: dans la première configuration, la perte de pression prévaut sur l'augmentation du transfert de chaleur et provoque une perte d'énergie, alors que dans la seconde configuration une grande amélioration de la performance est observée. Chii-Dong-Ho et al [3], ont proposé une nouvelle conception des opérations d'écoulement en double passage avec un recyclage externe pour améliorer l'efficacité thermique des échangeurs thermiques à paroi cylindriques en moyen d'un flux uniforme appliquée sur la surface externe qui est en plein air. Leurs résultats théoriques sont et comparé à celle des échangeurs en un seul passage et d'écoulement en double passage avec recyclage externe au niveau des extrémités. Ils concluent une amélioration considérable de l'efficacité de transfert de chaleur qui est obtenue avec un ajustement appropriés du rapport de rayon des sous canaux et le taux de recyclage.

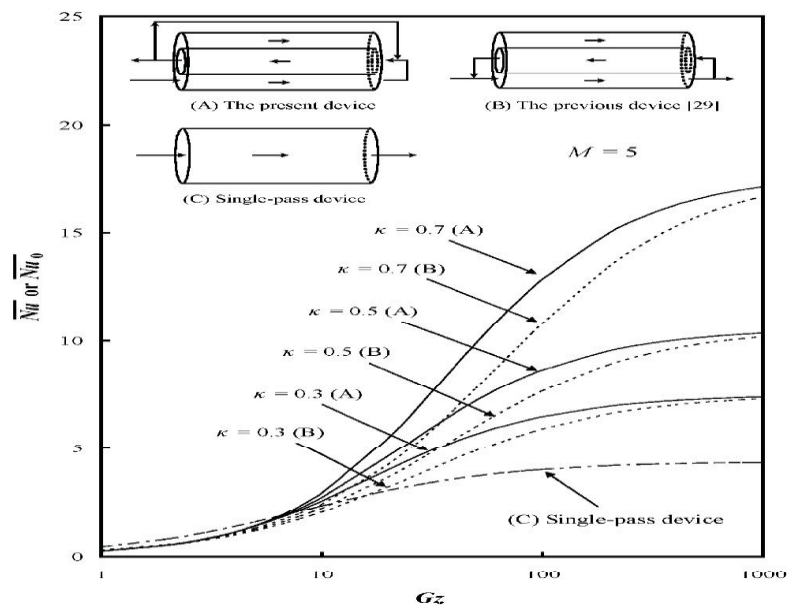


Figure (II.2) : Comparaison entre nombre de Nusselt et Gz .

Des nouvelles solutions numériques calculées pour le nombre de Nusselt d'un écoulement turbulent et la convection forcée dans un espace annulaire à tube concentriques circulaires, avec un chauffage uniforme de la paroi intérieure, ce travail a été effectué par Stuart W. Churchill [4].

Fettaka S, Thibault J, Gupta Y [5], ont utilisé l'optimisation multi objectives par la méthode des algorithmes génétiques pour minimiser la puissance de pompage et la surface d'échange pour un échangeur de chaleur à tubes et calandre, les variables de conception sont : l'épaisseur des tubes, nombre de tubes par passes, nombre de passe, distance entre chicanes, coupe des chicanes, longueur des tubes, arrangement, diamètre extérieur des tubes. Ils ont déterminé les effets de l'utilisation des valeurs continues de l'épaisseur, la longueur et le diamètre du tube sur la puissance de pompage et de transfert de chaleur optimal.

B. Weigand et G. Gassner [6], ont réalisé une étude analytique et numérique sur l'effet de la conduction murale pour le problème de Graetz prolongé pour les écoulements en régime laminaire et turbulent dans un canal circulaire. Les calculs numériques à l'aide de CFD (Computational Fluid Dynamics) leurs résultats indiquent un bon accord entre

l'analytique et numérique, ainsi montre que l'effet de la conduction thermique est considérable pour petites épaisseur de la conduite ou de faible nombre de Peclet.

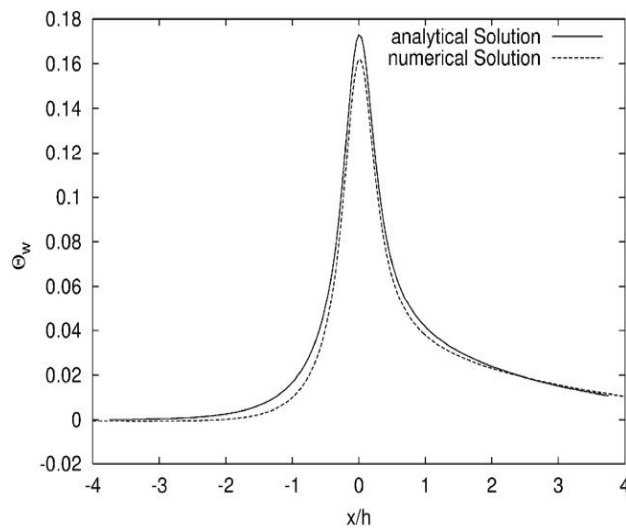


Figure (II.3) : Comparaison entre les résultats numériques et analytiques

Chii-Dong-Ho et Shih-Cheng Yeh [7], ont présenté une étude sur l'amélioration des performances d'un échangeur de chaleur double passe à tubes concentriques, un flux de chaleur appliquée à l'interface extérieure de façon uniforme de la paroi en plein air avec écoulement laminaire de fluide à contre-courant. La conduction axiale et la dissipation de la viscosité dans le fluide est négligé. Dans cet article les auteurs représentent l'effet derecyclage au niveau des extrémités sur le transfert de chaleur dans le dispositif. Les résultats des analyses montrent que le recyclage peut améliorer l'efficacité thermique par rapport à celle d'un dispositif d'un écoulement en un seul passage c.-à-d. sans insertion d'une feuille imperméable qui réaliser les opérations de double passage.

SepehrSanaye, Hassan Hajabdollahi [8], ont optimisé l'échangeur de chaleur à tubes et calandre en multi-objectif par l'étude de deux fonctions objectifs, maximiser l'efficacité et minimiser le cout total, qui est la somme de cout d'investissement (surface d'échange) et le cout de fonctionnement (puissance nécessaire pour vaincre les pertes de charge). Les variables de conception sont : arrangement de tubes, diamètre de tubes, distance entre chicanes, coupe de chicanes, nombre de tubes, longueur des tubes. La modélisation thermique basée sur la méthode ϵ -NUT a été appliquée pour calculer le coefficient de transfert de chaleur par convection et le calcul des pertes de charge. Latechnique d'optimisation utilisée c'est l'Algorithme Génétique pour maximiser l'efficacité et minimiser au même temps le cout total. Les résultats trouvés sont une série des solutions optimales appelées solutions optimales de Pareto et, pour montrer l'importance de chaque variable de conception sur la conception optimale de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre une analyse de sensibilité de chaque variable a été faite.

ArzuSencanSahin, Bayram Kılıc,UlasKılıc [9], ont utilisé une méthode pour optimiser la conception de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre afin de minimiser le coût

total de l'équipement, y compris le cout d'investissement et la somme de la valeur actualisée des dépenses annuelles d'énergie liés au pompage de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre en faisant varier les différentes variables de conception tels que la longueur du tube, le diamètre extérieur du tube, la taille du pas, l'espace entre chicanes, ...etc. Les résultats obtenus sont comparés à ceux de la littérature. Les résultats obtenus indiquent que cette méthode peut être appliquée avec succès pour la conception optimale de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre.

Dogan Eryener [10], trouve que malgré l'importance de l'analyse thermo économique de la conception de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre, la détermination de l'espace optimal entre chicanes à l'aide de l'analyse thermoéconomique est généralement négligée dans la littérature. D'autre part, l'espace entre les chicanes est l'un des paramètres importants les plus utilisés dans la conception des échangeurs de chaleur à tubes et calandre, et il n'existe aucun critère précis pour la détermination de l'espace entre chicanes. Il a utilisé l'analyse thermo économique pour déterminer l'espace optimal entre chicanes lors de la conception de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre, accompagné d'une étude d'une telle optimisation de l'espace entre chicanes pour un échangeur de chaleur à tubes et calandre. Les résultats de cet étude sont ensuite utilisés pour démontrer comment le ratio optimal de l'espace entre chicanes et le diamètre de la calandre est déterminé de façon précise et affectés par les différentes valeurs des paramètres géométriques. Enfin, les résultats sont comparés à ceux obtenus par les simulations précédent.

Bazdid-Tehrani et Naderi-Abadi [11], ont présenté une analyse numérique du comportement dynamique et thermique d'un fluide s'écoulant dans un conduit muni de rangées de chicanes. Leurs résultats ont montré que les obstacles « de type chicanes » sont quelque peu inefficaces pour de grandes valeurs du rapport de blocage.

Ponce-Ortega JM, Serna-Gonzalez M, Jimenez-Gutierrez A [12], ont utilisé une méthode pour la description de l'écoulement du côté calandre sans simplifications dans un algorithme génétiques pour la conception optimale des échangeurs de chaleur à tubes et calandre. Les variables de décision sélectionnés étaient: diamètres standards internes et externes tube, nombre de tubes par passes, type de tête. Ils concluent que les algorithmes génétiques fournissent un outil précieux pour la conception optimale des échangeurs de chaleur.

Huangand et al. [13], ont utilisé les algorithmes génétiques et la méthode de minimisation de génération l'entropie, afin d'optimiser la conception des échangeurs de chaleur. Les résultats ont également démontré leur efficacité et la faisabilité de l'utilisation.

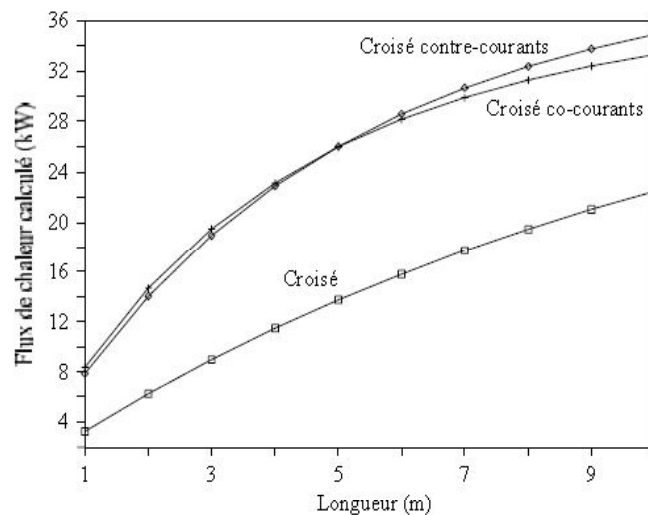


Figure (II.4) : Flux de chaleur échangé par tube

Antonio C, Pacifico M. Pelagagge, Paolo Salini. [14], ont donné une méthode de solution du problème d'optimisation de la conception d'échangeurs de chaleur à tubes et calandre basée sur l'utilisation d'un algorithme génétique. Il réduit le coût total de l'équipement, y compris le coût d'investissement et le coût de fonctionnement lié aux dépenses énergétiques annuelles de pompage. Afin de vérifier la capacité de la méthode proposée, trois cas sont présentés montrant que des réductions importantes de coûts sont faisables en ce qui concerne les échangeurs traditionnels. En particulier, dans les cas examinés une réduction des coûts totaux à plus de 50% a été observée.

Yuan et al [15], ont étudié expérimentalement un cas de conduit avec des ailettes rectangulaires périodiques le long de la direction de l'écoulement principal et un autre cas avec des ailettes en dérivé.

Yuan et al, [16], Ils ont mis en évidence une augmentation du transfert thermique par comparaison celui obtenu pour un conduit lisse.

Le comportement dynamique et thermique des écoulements turbulents et transitoires dans les conduites en présence d'obstacles et nervures a été également étudié expérimentalement et numériquement par Acharya et al [17], Le modèle $k-\varepsilon$ est utilisé dans leur simulation numérique.

Wilfried Roetzel [18], A étudié expérimentalement l'influence de la distance inter-chicanes et la distance entre les chicane et la calandre sur les performances thermiques d'un échangeur de chaleur tubulaire. Afin d'évaluer le transfert de chaleur et la chute de pression dans une conduite rectangulaire avec des chicanes chevauchées, Une étude expérimentale a été effectuée par M. Molki et al [19], ont constaté que les chicanes augmentent la chute de pression beaucoup plus rapidement et augmentent aussi le coefficient de transfert de chaleur. Gupta [20], a étudié Le transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur avec une seule chicane hélicoïdale dans une membrane minérale, une augmentation de plus de 50% en flux est accordée comparé à celui sans chicane à la même puissance hydraulique dissipée.

Kang-Hoon Ko et al [21], Étude expérimentale a été effectuée dans le but de mesurer les coefficients moyens de transfert de chaleur dans un canal rectangulaire muni des chicanes poreuses. Ils ont conclu que l'utilisation des chicanes poreuses abouties à une

augmentation du coefficient de transfert de chaleur allant jusqu'à 300% par rapport au transfert de chaleur dans le canal sans aucune chicane. Que dans la seconde configuration une grande amélioration de la performance est observée.

Cheng et Huang [22], ont également analysé des écoulements laminaires en convection forcée dans la région d'entrée d'un canal horizontal. Des calculs pour le canal semi-infini dans le quel un ou deux paires de chicanes sont symétriquement fixées aux murs respectifs dans la région d'entrée ont été analysés. Les effets hydrauliques et thermiques en fonction de l'emplacement des chicanes normales à l'intérieur d'un canal en 3D, ont été étudiés numériquement par Lopez et al [23,24], Une analyse de la convection forcée laminaire a été effectuée avec des chicanes soumises à un flux uniforme de la chaleur. Par contre les fondations supérieures et les parois latérales sont supposées adiabatiques. Leurs résultats montrent que les effets tridimensionnels sur le facteur de frottement, d'un canal avec l'allongement d'unité et un rapport de blocage de 0.5, ont augmenté avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

Cheng et Huang [25], ont étudié la convection forcée entre deux plaques planes parallèles munies d'ailettes transversales (chicanes transversales) qui ne sont pas symétriquement placées. Leurs résultats ont indiqué que la position relative à des rangées de chicanes est un facteur influent sur le champ d'écoulement, particulièrement pour des chicanes avec de grandes tailles.

Webb et Ramadhyani[26], ont étudié l'écoulement de fluide et le transfert thermique dans un canal à deux plaques parallèles avec des chicanes. Ils ont basé leur modèle numérique sur les conditions périodiques pour l'écoulement entièrement développé proposé par Patankar et al [27], Les résultats prouvent que l'écoulement est caractérisé par de fortes déformations et de grandes régions de recirculation. En général, le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement augmentent. Avec le nombre de Reynolds. Leurs résultats montrent aussi que les performances thermiques augmentent avec l'augmentation de la taille de chicanes et avec la diminution de l'espacement entre chicanes.

Patankar et al [28], ont rapporté le premier travail sur l'analyse numérique de l'écoulement en convection forcée dans un conduit. Ils ont présenté le concept de l'écoulement périodique entièrement développé.

Bemer et al [29], ont montré cela pour un canal avec des chicanes avec un écoulement laminaire à nombres de Reynolds inférieur à 600.

H. BARROW [30], une étude théorique et expérimentale de la transmission de chaleur dissymétrique dans le cas d'un écoulement turbulent d'air pleinement établi entre deux plaques lisses parallèles. Le flux de chaleur sur la surface des plaques ayant des valeurs différents. Dans l'étude théorique, il a supposé que les deux flux de chaleur des surfaces étaient uniformes dans la direction axiale de l'écoulement. Dans le travail expérimental, l'écoulement bidimensionnel a été réalisé où moyenne de conduite à grand allongement. Il a été conclu que le coefficient d'échange thermique dépend de la distribution de flux thermique sur la périphérie de la section d'écoulement.

Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons vu les différentes études qu'on peut utiliser pour améliorer notre étude on a vu les investigations numériques et analytiques et l'influence du changement des paramètres pour l'échangeur de chaleur, parmi ces investigations on a choisi une étude pour valider notre investigation. Pour cela on va présenter dans le chapitre suivant le modèle mathématique.

Chapitre 3
Modèle mathématique

Introduction :

L'étude d'un échangeur de chaleur permet de dimensionner un appareil fournissant un service thermique donné (traduit en général par une puissance d'échange) avec une surface d'échange et une géométrie optimums. En fait, il s'agit de mettre à la disposition de l'utilisateur un échangeur qui soit le plus économique possible. Devant les contraintes d'ordre technologique (encombrement, normalisation,...) et économique. On est amené à faire un compromis entre la puissance de pompage et le coût d'un échangeur.

Nous nous limitons dans notre étude au volet thermique du problème, en posant pour cela certaines hypothèses, savoir :

- Le régime est permanent.
- les propriétés thermo-physiques des fluides sont constantes (dans l'intervalle de température considéré).
- L'échangeur est adiabatique.
- Le transfert de chaleur s'effectue par convection et conduction.
- La seule surface d'échange est la surface de séparation des deux tubes (pas de changement de phase).

II.1. Formulation mathématique du problème :**II.1.1. Géométries du problème :**

La géométrie du problème est présentée sur la figure (II.1). Il s'agit d'un échangeur de chaleur de conduite cylindrique traversé par deux écoulements.

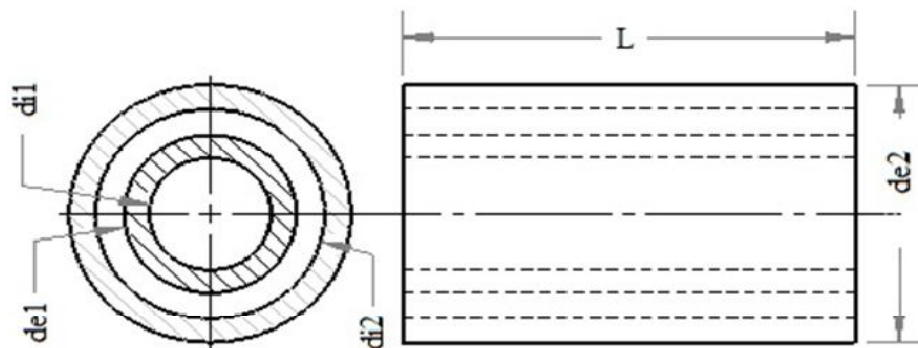


Figure (III.1) : Géométrie du problème.

Caractéristique géométrique	Variable	Valeur en (mm)
Diamètre intérieur du tube intérieur	Di1	27
Diamètre extérieur du tube intérieur	De1	30
Diamètre intérieur du tube extérieur	Di2	40
Diamètre extérieur du tube extérieur	De2	43
La longueur de la géométrie	L	1000

Tableau (III.1) : Les dimensions de la géométrie du problème.

III.1 Equations gouvernantes :

Les équations de la conservation peuvent se généraliser sous une seule forme d'équations aux dérivées partielles. Si on note toute variable générale mesurée par le symbole ϕ , l'équation différentielle générale s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \text{div}(\rho v\phi) = \text{div}(\Gamma_{\phi}\text{grad}\phi) + S_{\phi} \quad (\text{III-1})$$

Cette équation se décompose par des différents termes, $\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)$ représente le terme transitoire d'accumulation, $\text{div}(\rho v\phi)$ représente le terme convectif, $\text{div}(\Gamma_{\phi}\text{grad}\phi)$ représente le terme diffusif et finalement le S_{ϕ} représente le terme source.

III.2 Equation de continuité :

C'est l'équation qui s'exprime la loi de conservation de la masse pour un volume de contrôle matériel. Elle s'exprime mathématiquement sous la forme suivant:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \cdot \vec{v}) = 0 \quad (\text{III-2})$$

Pour un terme instationnaire: $\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$.

III.3 Équation d'énergie :

L'équation de conservation d'énergie est obtenue à partir du premier principe de la thermodynamique. Ce principe met en relation les différentes formes d'énergie :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot C_p \cdot UT) = \Delta(KT) + q + \beta T \frac{\partial y}{\partial T} + \mu\phi \quad (\text{III-3})$$

Cette équation se décompose de différent termes tel que $\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot C_p \cdot UT)$ représente la variation totale d'énergie (par accumulation et convection), $\Delta(KT)$ représente la variation d'énergie par conduction, q représente Puissance volumique dissipée, $\beta T \frac{\partial y}{\partial T}$ représente la variation d'énergie due à la compressibilité et $\mu\phi$ représente la dissipation irréversible due au frottement visqueux.

III.4 Equation de quantité de mouvement :

Le principe de conservation de la quantité de mouvement permet d'établir les relations entre les caractéristiques du fluide lors de son mouvement et les causes qui le produisent. Il indique que le taux de variation de quantité de mouvement contenue dans le volume de contrôle est égal à la somme de toutes les forces extérieures qui lui sont appliquée. Il s'écrit sous la forme suivant:

$$\frac{\partial(\rho\vec{v})}{\partial t} + \text{div}(\rho\vec{v}\otimes\vec{v}) = -\text{div} p + \text{div} \vec{\tau} + \rho\vec{f} \quad (\text{III-4})$$

Modèle à haut nombre de Reynolds $k-\epsilon$:

Très utilisé dans les codes industriels, il est donc basé sur l'hypothèse que le transport diffusif turbulent domine fortement le transport diffusif moléculaire.

Ceci n'est pas du tout vérifié tous près de la paroi, où les effets inertiels sont négligeables par rapport aux effets moléculaires.

Le modèle k-ε s'intéresse aux mécanismes qui affectent l'énergie cinétique turbulente développé par Launder et Spalding, il comporte deux équations :

- une pour l'énergie cinétique de turbulence **k** :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k V) = \text{div}\left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{grad} k\right) + 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - \rho \varepsilon \quad (\text{III-5})$$

- une pour le taux de dissipation **ε** :

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho \varepsilon V) = \text{div}\left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \text{grad} \varepsilon\right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \cdot 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - C_{\varepsilon 1} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (\text{III-6})$$

On spécifie la viscosité turbulente comme suit :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{III-7})$$

C_μ : est une constante adimensionnelle C_μ .

Dans ces équations on définit les termes suivants tel que $\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}$ et $\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t}$ représentent les taux de variation de k et de ε, $\text{Div}(\rho k V)$ et $\text{div}(\rho \varepsilon V)$ représentent le transport par convection de k et de ε, $\text{Div}\left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{grad} k\right)$ et $\text{div}\left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \text{grad} \varepsilon\right)$ transport de k et de ε par diffusion, $2\mu_t E_{ij} E_{ij}$ et $C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \cdot 2\mu_t E_{ij} E_{ij}$ Production de dissipation et finalement $\rho \varepsilon$ Et $C_{\varepsilon 1} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$: La dissipation.

Ces équations contiennent cinq constantes ajustables C_μ ; σ_k ; σ_ε ; $C_{1\varepsilon}$; $C_{2\varepsilon}$. Les constantes utilisées dans ce modèle sont obtenues à partir des données expérimentales d'une variété de configurations d'écoulements. Leurs valeurs sont comme suit :

C_μ	σ_k	σ_ε	$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$
0.09	1.00	1.30	1.44	1.92

Tableau (III.2) : Tableau des constantes.

IV Le bilan thermique :

Dans le calcul, on prend en considération les conditions d'entrée et de sortie des deux fluides, puis on établit le bilan thermique de l'appareil en écrivant la quantité de chaleur ϕ perdue. Par le fluide chaud est égale à la quantité de chaleur prise par le fluide froid.

IV-1 Le flux de chaleur :

$$\phi = m_1 * C_{p1} * (T_{ec} - T_{sc}) = m_2 * C_{p2} * (T_{sf} - T_{ef}) \quad (\text{III-5})$$

Ou

$$\phi = h * S * (T_1 - T_2) \quad (\text{III-6})$$

IV-2 La Méthode ΔTLM :

L'étude de la différence de température logarithmique dans un appareil s'effectuera en supposant que le coefficient global est constant en tout point et qu'il n'y a ni perte de charge ni changement de phase.

$$\Delta TLM = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}\right)} \quad (\text{III-7})$$

IV-3 Le coefficient d'échange global k :

En général, le coefficient d'échange global rend compte du transfert thermique mis en jeu dans l'échangeur par convection dans chacun des deux fluides chaud et froid, par conduction travers la paroi séparant ces deux fluides et en fin par rayonnement. Mais conformément aux hypothèses énoncées plus haut, le rayonnement sera négligé car son intervention est faible. On en déduit la forme suivante de l'expression de coefficient d'échange global :

$$k = \frac{1}{h_c S} + \frac{e}{\gamma S} + \frac{1}{h_f S} \quad (\text{III-8})$$

L'équation de coefficient d'échange global se définit par la somme des résistances thermique tel que $\frac{1}{h_c S}$ représente la résistance thermique convective, $\frac{1}{h_f S}$ représente la résistance thermique convective et $\frac{e}{\gamma S}$ représente la résistance thermique par conduction.

IV-4 La méthode de nombre d'unité de transfert (NUT) :

Pour estimer la méthode d'unité de transfert il faut suivre les étapes suivantes :

- Evaluer le coefficient d'échange global K.
- Evaluer C_c , C_f . ($m \cdot C_p$) et le rapport $\frac{C_{min}}{C_{max}}$.
- Calculer NUT.

$$NUT = \frac{K \cdot S}{C_{min}} \quad (\text{III-9})$$

IV-5 Efficacité d'échangeur E :

L'efficacité d'un courant parallèle :

$$E = \frac{1 - \exp\left(-\frac{K \cdot S}{C_{min}} \cdot \left(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)\right)}{1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}} \quad (\text{III-10})$$

L'efficacité d'un contre-courant :

$$E = \frac{1 - \exp\left(-\frac{K \cdot S}{C_{min}} \left(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)\right)}{1 - \left(\frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \exp\left(-\frac{K \cdot S}{C_{min}} \left(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)\right)} \quad (\text{III-11})$$

V Régime d'écoulement :

L'écoulement d'un fluide visqueux peut être de deux types, laminaire ou turbulent. La transition entre ces deux régimes dépend de la vitesse, la densité et la viscosité du fluide. Le type d'écoulement dépend du diamètre de la canalisation et du fluide.

V-1 L'écoulement laminaire :

Quand un écoulement est laminaire, les lignes de courants (confondues avec les trajectoires) sont des courbes fixes dans l'espace et ne se mélangent pas au cours du mouvement; les couches fluides glissent sur les autres, sans qu'il y ait passage de particule d'une couche à l'autre. Au voisinage d'un solide elles épousent la forme géométrique de la paroi.

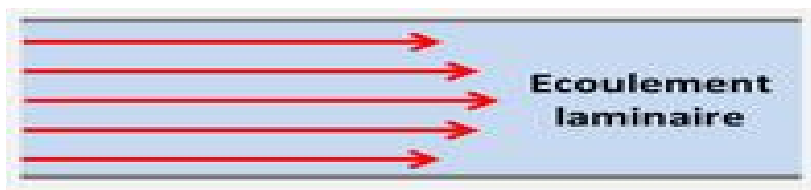


Figure (III.2) : Ecoulement laminaire.

V-2 L'écoulement turbulent

Il est simple de constater qu'il n'existe pas toujours de solution simple de l'équation de Navier Stokes pour certaine configuration d'écoulement. Dans la réalité physique, les sources d'instabilité sont liées à la viscosité et au régime d'écoulement. En réalité les perturbations croissent pour engendrer les structures tourbillonnaires qui sont connectées par l'écoulement. Pour chaque configuration d'écoulement est turbulent. Cette limite critique n'est qu'une grossière indication de la transition entre écoulement laminaire et turbulent.

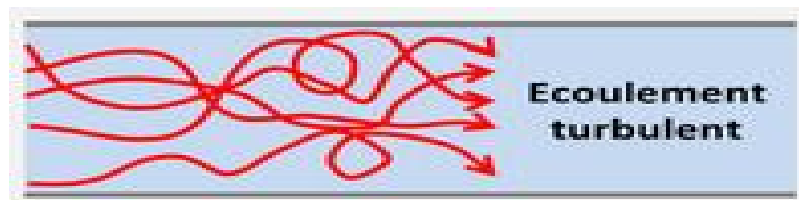


Figure (III.3) : Ecoulement turbulent.

VI Nombre sans dimension :

La complexité des phénomènes de convection rend nécessaire l'utilisation de techniques générales permettant de limiter le nombre de paramètres d'un problème. Ces techniques sont l'analyse dimensionnelle de la similitude.

Le but commun de l'analyse dimensionnelle et de la similitude consiste à déterminer à partir des grandeurs physiques dimensionnelles qui interviennent un plus petit nombre de groupement sans dimension.

VI-1 Nombre de {Reynolds} :

Le nombre de Reynolds {Re} c'est le rapport des forces d'inerties aux forces de viscosités.

$$Re = \frac{V^2 * \rho * L^{-1}}{V * \mu * L^{-2}} = \frac{V * \rho * L}{\mu} \quad (\text{III-12})$$

VI-2 Nombre de {Prandtl} :

Le nombre de Prandtl {Pr} c'est la rade de la diffusivité matière à la diffusivité thermique.

$$Pr = \frac{\mu * Cp}{\lambda} \quad (\text{III-13})$$

VI-3 Nombre de {Nusselt} :

Le nombre de Nusselt {Nu} c'est le rapport de la quantité de chaleur échangée par convection à une quantité de chaleur échangée par conduction.

$$Nu = \frac{h * S * \Delta T}{\lambda * S * \frac{\Delta T}{L}} = \frac{h * L}{\lambda} \quad (\text{III-14})$$

VI-4 Nombre de {Grachoff} :

Le nombre de Grachoff {Gr} caractérise les mouvements du fluide provoqués par les variations de température.

$$Gr = \frac{B * g * \rho^2 * L^3 * \Delta T}{\mu^2} \quad (\text{III-15})$$

Conclusion :

L'exploitation industrielle des échangeurs de chaleur à double tube a imposé le développement d'un modèle mathématique spécifique à ce type d'échangeur. Le modèle mathématique détermine les températures de sortie des deux fluides entre lesquels le transfert de chaleur est réalisé, en utilisant des données concernant la géométrie de l'échangeur et les valeurs des températures d'entrée et des débits des deux flux. Le modèle mathématique a été validé en comparant les températures de sortie des deux flux, calculées avec le modèle proposé, avec les valeurs expérimentales obtenues pour les mêmes conditions de fonctionnement.

Chapitre 4

Résolution numérique et résultat discussion

Introduction :

L'écoulement de fluide est décrit par le système d'équations aux dérivées partielles qui a l'équation de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie qu'il convient de résoudre pour connaître les caractéristiques du champ thermique et du champ de vitesse. Dans ce chapitre, on va présenter la méthode des volumes finis et l'étude numérique d'un changeur de chaleur, car elle fiable, son adaptation au problème, sa garantie pour la conservation de masse et de quantité de mouvement et de tout scalaire transportable sur chaque volume de contrôle et dans tout le domaine de calcul ainsi l'étude numérique d'un changeur de chaleur tubulaire.

IV- Rappel sur la méthode des volumes finis :

Le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de sous domaines élémentaires appelés volumes de contrôles chacun englobe un nœud dit nœud principal. La méthode des volumes finis consiste à intégrer les équations aux dérivées partielles décrites au chapitre précédent sur chaque volume de contrôle.

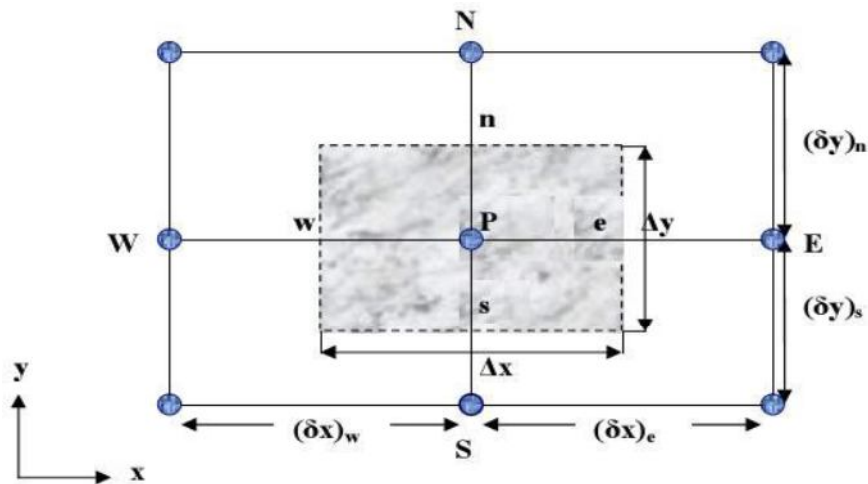


Figure (IV-1): volume de contrôle bidimensionnel.

Pour un nœud principal P les points E et W (E=Est, W= Ouest) sont des voisins dans la Direction x, tandis que N et S (N=Nord, S=Sud) sont des voisins dans la direction y.

IV-1 Principe de la méthode des volumes finis :

La méthode des volumes finis est utilisée par la majorité des codes de calcul, elle se base sur la subdivision du domaine d'étude en un nombre fini de volumes de contrôle (maillage) sur lesquels les équations de conservation sont intégrées. En plus de ça la méthode des volumes finis consiste à :

- L'intégration des équations gouvernantes sur les volumes de contrôle individuels, afin déconstruire des équations algébriques pour les variables dépendantes discrètes (les inconnues),telles que les vitesses, pression, températures et les autres scalaires conservés.
- La linéarisation des équations discrétisées.
- La résolution du système d'équations linéaires résultantes.

IV-2 Maillage

C'est la subdivision du domaine d'étude en grilles longitudinales et transversales dont l'intersection représente un nœud, ou on trouve les composantes u et v de la vectrice vitesse qui se trouve au milieu des segments reliant deux nœuds adjacents.

La discrétisation du domaine est obtenue par un maillage constitué d'un réseau de points. Les grandeurs scalaires pression, température, sont stockées dans le nœud P du maillage, tandis que grandeurs vectorielles u et v sont stockés aux milieux des segments reliant les nœuds. L'équation générale du transport est intégrée sur le volume de contrôle associé aux variables scalaires est les équations de quantités de mouvement sont intégrée sur le volume de contrôle associé aux composants de vitesses. Le volume de contrôle de la composante longitudinale u est décalé suivant la direction x par rapport au volume de contrôle principale, celui de la composante transversale v est décalé suivant la direction de y .

Ce type de maillage est dit maillage décalé permet une bonne approximation des flux convectifs est une meilleur évaluation de des gradients de pression ainsi une stabilisation numérique de la solution. La construction des volumes de contrôle et le maillage décalé sont montrés dans le schéma suivant :

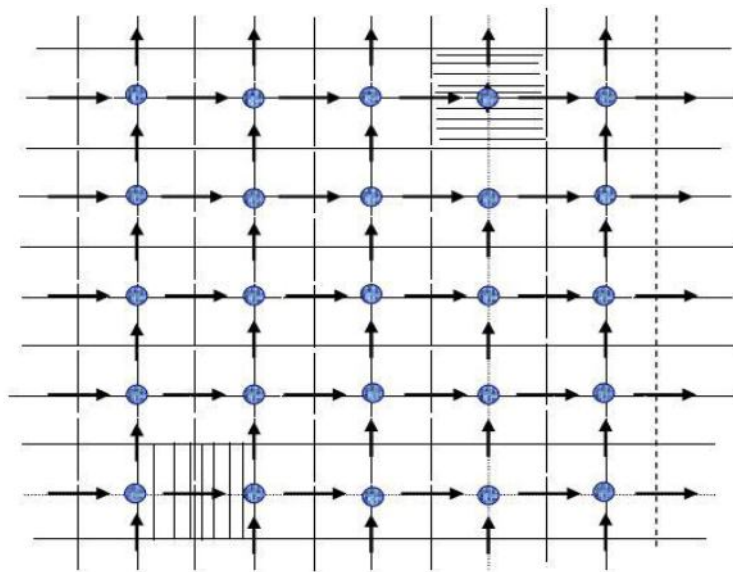


Figure (IV-2): schéma du maillage.

IV-3 Architecture de logiciel :

Comme tout logiciel de CFD, il est composé de trois éléments : le préprocesseur, le solveur et le post-processeur.

- La définition du problème à résoudre s'effectue à l'aide du préprocesseur FLUENT. Il permet de représenter la géométrie du système, de définir le type de conditions limites aux frontières du domaine, de spécifier le type de matériau (fluide ou solide). Le "Fluent" a été utilisé pour simuler le transport de l'écoulement et l'évolution de la température.
- Le solveur permet de définir numériquement les conditions opératoires (gravité, pression) dans lesquelles est effectuée la simulation, ainsi que la spécification des

conditions aux limites. Enfin, il permet de choisir le processus itératif, en proposant notamment plusieurs schémas numériques pour la discrétisation spatiale et temporelle, et pour le couplage de la vitesse et de la pression. Il offre également une interface permettant de contrôler à tout moment l'état d'avancement des calculs.

- Le post-processeur est l'élément qui permet de visualiser la géométrie et le maillage du domaine, mais surtout d'afficher les résultats obtenus. Il est ainsi possible de visualiser les champs du vecteur de vitesse, les champs de pression, de turbulence ainsi que toutes les autres grandeurs calculées sur un segment, une section du domaine ou sur tout le volume. Il offre aussi la possibilité de tracer des courbes et de visualiser les lignes de courant ou la trajectoire de particules.

IV-4 Préprocesseur FLUENT :

Fluent est un programme informatique conçu pour la simulation des écoulements de fluide et du transfert de chaleur dans des géométries complexes. Il présente une grande flexibilité d'adaptation avec n'importe quel type de maillage. Il permet le raffinement du maillage en fonction des conditions aux limites, des dimensions et même des résultats déjà obtenus. Cela est très utile dans les régions à gradients importants (couches limites, couches à cisaillement libre).

Fluent est écrit en langage C. il emploie toute la flexibilité et la puissance qu'offre ce langage. Il a une architecture serveur client nécessaire au calcul parallèle sur plusieurs machines. Fluent dispose d'un outil de graphisme pour l'affichage des résultats et leur exploitation.

IV-4-1 Procédure de Résolution :

IV-4-1-1 Créer la Géométrie dans FLUENT :

- **Choix du solveur :**

Préciser que le maillage à être créé est destiné à être utilisé avec FLUENT 6.

- **Créer les cercles :**

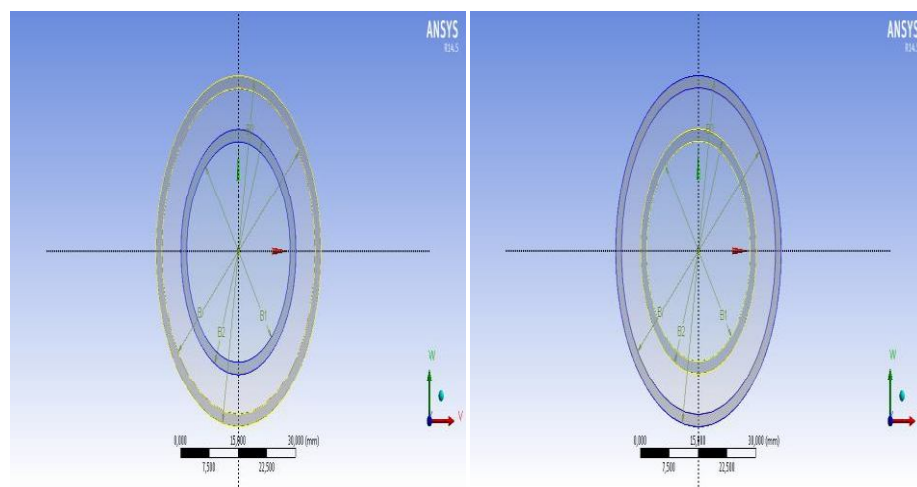


Figure (IV-3): La géométrie des cercles.

- **Créer les cylindres :**

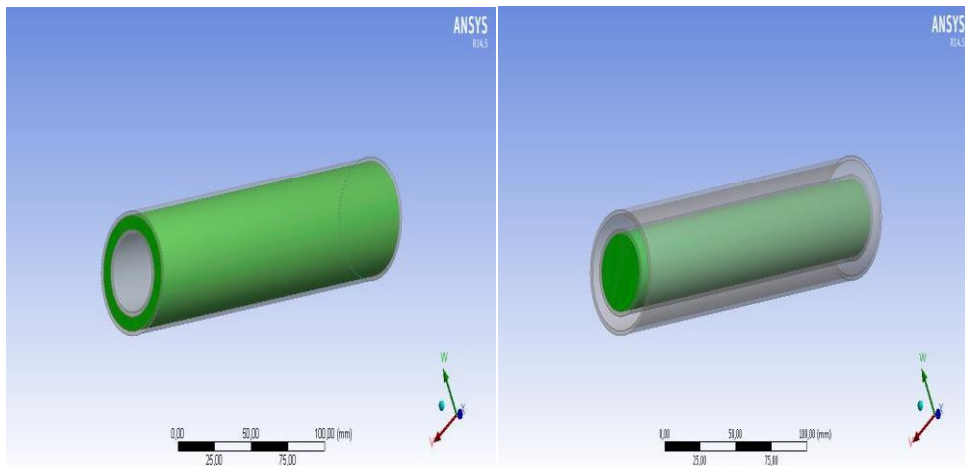


Figure (IV-4): La géométrie du cylindre.

IV-4-1-2 Le Maillage :

- **1^{ère} étape: (Pour les nœuds)**

La première étape consiste à injecter le nombre des nœuds en cliquant sur maillage, insertion, face mappé et appliquer

- **2^{ème} étape :**

La deuxième étape consiste à dimensionner les nœuds dans les cylindres en cliquant sur maillage, insertion, dimensionnement, injecter le nombre des nœuds et mettre à jour.

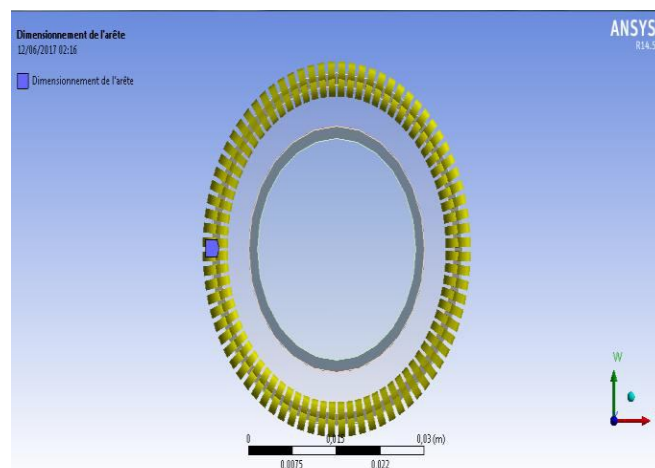


Figure (IV-5) : Dimensionnement de l'arête.

- **3^{ème} étape :**

La dernière étape consiste à exporter le maillage et le sauvegarder. Une fois que la géométrie a été créée, que les conditions aux limites ont été définies, il faut exporter le maillage, en point mesh (mesh= maillage en anglais) pour que Fluent soit capable de le lire et de l'utiliser.

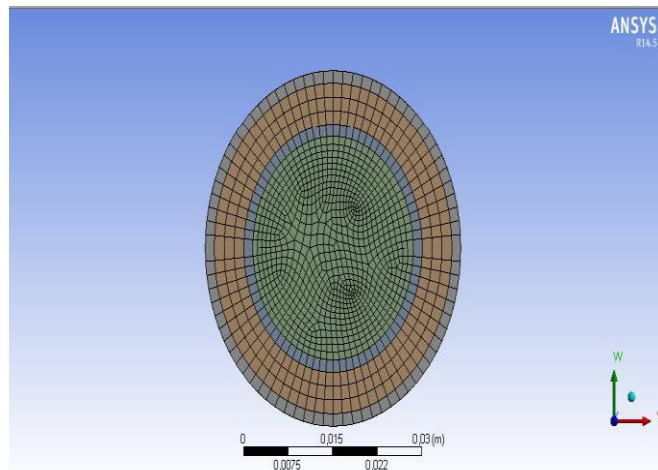


Figure (IV-6) : Affichage du maillage vue de cote du tube.

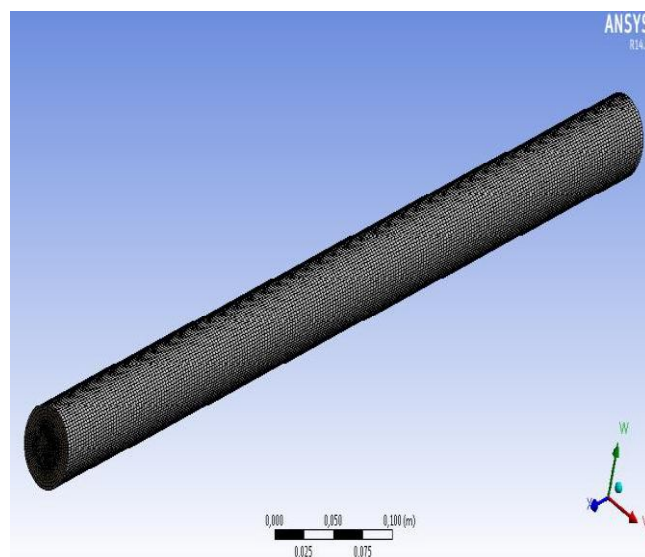


Figure (IV-7) : Affichage du maillage vue de face du tube.

- **4^{eme} étape :**

Dans notre cas pour effectuer une simulation réussite on a passé par plusieurs étapes, on a utilisé un solveur découplé avec une formulation implicite pour un cas 3D et un écoulement stationnaire et une vitesse absolue, valider en cliquant sur OK, encore on a choisi le model K-epsilon (haut nombre de Reynolds), concernant le fluide utilisé on a choisi deux fluide l'eau et l'huile.

Définir les conditions aux limites:

Les conditions aux limites pour chaque frontière seront définies avec la fenêtre Boundrycondition, après avoir sélectionné chaque fois, la frontière concernée et faire rentrer les conditions aux limites de cette dernière ensuite valider.

5^{eme} étape (la solution) :

- 1) On doit choisir les équations à résoudre, les schémas de discrétisation, les facteurs de sous relaxations, les critères de convergence et les algorithmes pour le couplage pression-vitesse.

- 2) On doit initialiser le champ d'écoulement pour la valeur à l'entrée.
- 3) Lancer des itérations jusqu'à la convergence de la solution, enregistrer les résultats pour entamer ensuite la phase sortie graphique.

V- Solution numérique

Dans la simulation, nous avons obtenu une stabilité et convergence du modèle étudié pour chaque maillage imposé. Les maillages sont structurés avec des éléments de type hexa été utilisé car il été jugé plus adéquate pour la géométrie proposé mais la différence entre les maillages proposé est représenté que dans le nombre d'élément.

Le code Fluent, annonce un résiduel pour chaque équation régissant état résolue. Le résiduel est mesure comment bien la solution actuelle satisfait la forme discrète de chaque équation régissant.

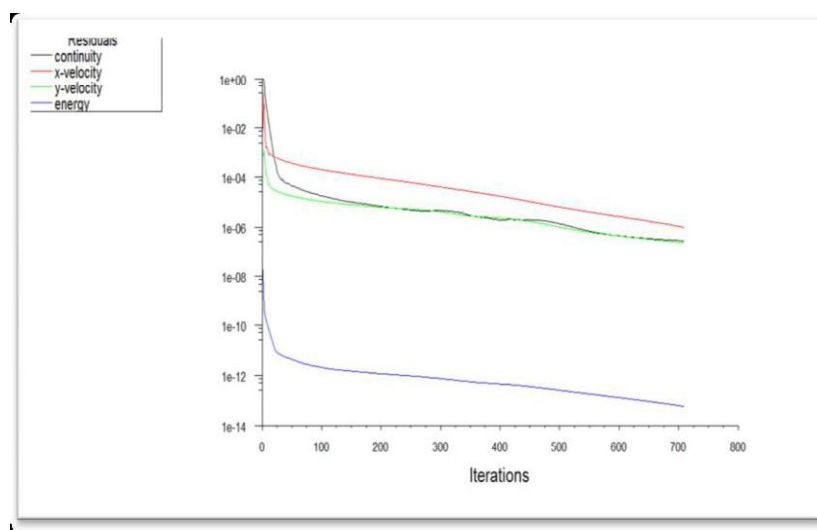


Figure (IV-8) : Allure de l'évolution des résidus de calcul.

V-1 Optimisation du maillage :

▪ Le choix du maillage :

Le choix de maillage est un point essentiel dans la précision et l'exactitude des résultats numériques. Pour ce faire, on doit déterminer les paramètres optimaux et choisir une stratégie de maillage qui répond à nos objectifs, parmi ces paramètres, on peut citer :

- Le nombre des mailles.
- La distance entre les mailles (concentration des mailles).
- La forme de la maille.
- Les paramètres de déformation pour le cas du maillage déformable.

Pour notre travail nous avons choisi le maillage en hexa car il est plus précis et assure la convergence par rapport au maillage en tétra.

▪ **Le choix du nombre d'itération :**

Profils de température

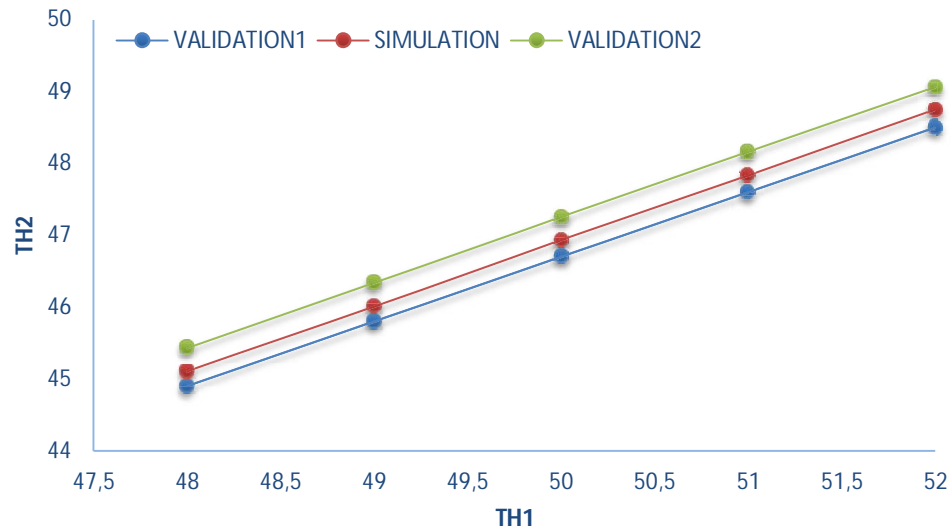


Figure (IV-9): La courbe de 100 itérations.

Profils de température

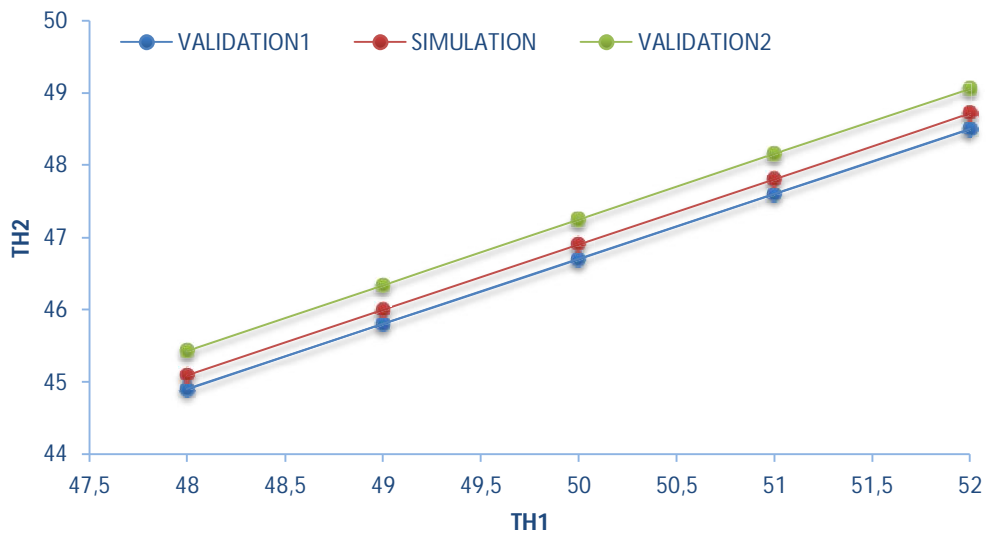


Figure (IV-10): La courbe de 400 itérations.

Donc d'après ce qu'on a remarqué dès qu'on augmente le nombre d'itération la solution converge, à partir de 400 itération on n'a pas remarqué un changement dans les résultats pour cela on a choisi 400 itération.

VI- La validation de la solution :

Nous avons procédé à des recherches qui nous ont conduits à des études similaires pour en arriver à des résultats proches. Cette étude nous a permis de refroidir l'eau par l'eau ou l'huile par l'eau dans un échangeur de chaleur tubulaire.

Dans cette étude nous avons suivi les étapes l'une après l'autre du logiciel appliqué (FLUENT), le maillage en hexa, et on a injecté les conditions aux limites ce qui nous a donné des résultats similaires.

VI- Description du problème:

Nous allons nous intéresser à l'étude numérique du comportement thermique par conduction et convection d'un échangeur de chaleur tubulaire à contre-courant de longueur $L=1000$ mm, les deux tubes ont des diamètres extérieur et inférieur respectivement ($d_1= 27/30$ mm, $d_2= 40/43$ mm) d'épaisseur 3mm.

Fluent est un programme qui utilise des maillages non-structurés 2D ou 3D (avec la méthode des volumes finis). Ces maillages sont : soit des maillages triangulaires (tétraédriques en 3D), soit des maillages structurés interprétés en format non-structurés comme des rectangles (hexaèdres), pour une simulation de tous les écoulements fluides, compressibles ou incompressibles, impliquant des phénomènes physiques complexes tels que la turbulence, le transfert thermique, les réactions chimiques, les écoulements multiphasiques... et ce sur les géométries complexes industrielles.

Pour cette étude, nous avons fait cinq simulations pour obtenir le résultat, dans chaque simulation nous avons choisi les données suivantes pour les deux fluides chauds et froids :

La 1^{ère} simulation :

Dans la première simulation nous avons appliqué des conditions aux limites sur les fluides chauds et froids. Pour le fluide chaud le débit est de 0.1 kg/s et une température de 321°K. Quant au fluide froid nous avons appliqués un débit de 0.03 kg/s et une température de 290°K et la paroi externe est adiabatique.

La 2^{ème} simulation :

Dans la deuxième simulation nous avons appliqué des conditions aux limites sur les fluides chaud et froid, pour le fluide chaud le débit est de 0.1 kg/s et une température de 322°K. Quant au fluide froid nous avons appliqués un débit de 0.03kg/s et une température de 290°K et la paroi externe est adiabatique.

La 3^{ème} simulation :

Dans la troisième simulation nous avons appliqué des conditions aux limites sur les fluides chauds et froids, pour le fluide chaud le débit est de 0.1 kg/s et une température de 323°K. Quant au fluide froid nous avons appliqués un débit de 0.03 kg/s et une température de 290°K et la paroi externe est adiabatique.

La 4^{ème} simulation :

Dans la quatrième simulation nous avons appliqué des conditions aux limites sur les fluides chauds et froids, pour le fluide chaud le débit est de 0.1 kg/s et une température de 324°K. Quant au fluide froid nous avons appliqués un débit de 0.03 kg/s et une température de 290°K et la paroi externe est adiabatique.

La 5^{ème} simulation :

Dans la cinquième simulation nous avons appliqué des conditions aux limites sur les fluides chauds et froids, pour le fluide chaud le débit est de 0.1 kg/s et une température de 325°K. Quant au fluide froid nous avons appliqués un débit de 0.03 kg/s et une température de 290°K et la paroi externe est adiabatique.

VI-1 Discussions des résultats de simulation :

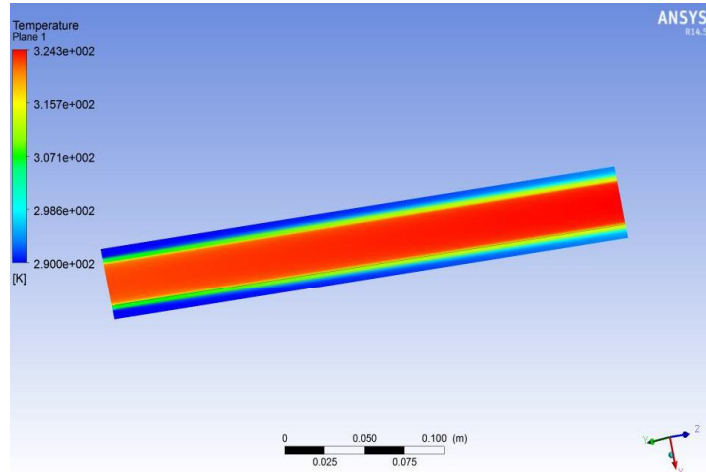


Figure (IV-11) : La distribution de la température du fluide chaud.

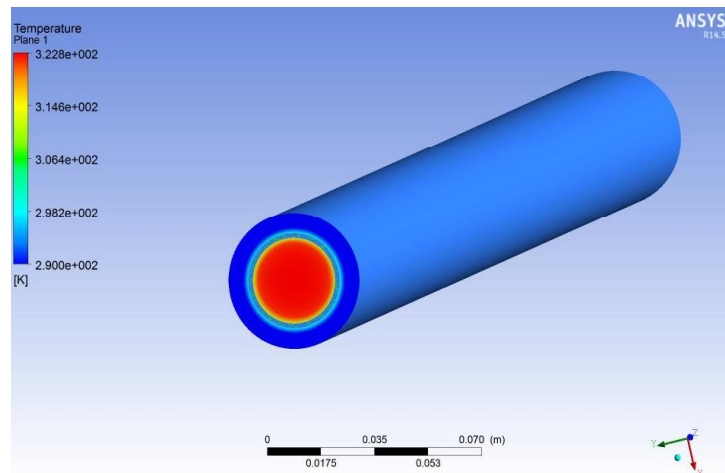


Figure (IV-12) : La distribution de la température du fluide froid.

Profils de temperature

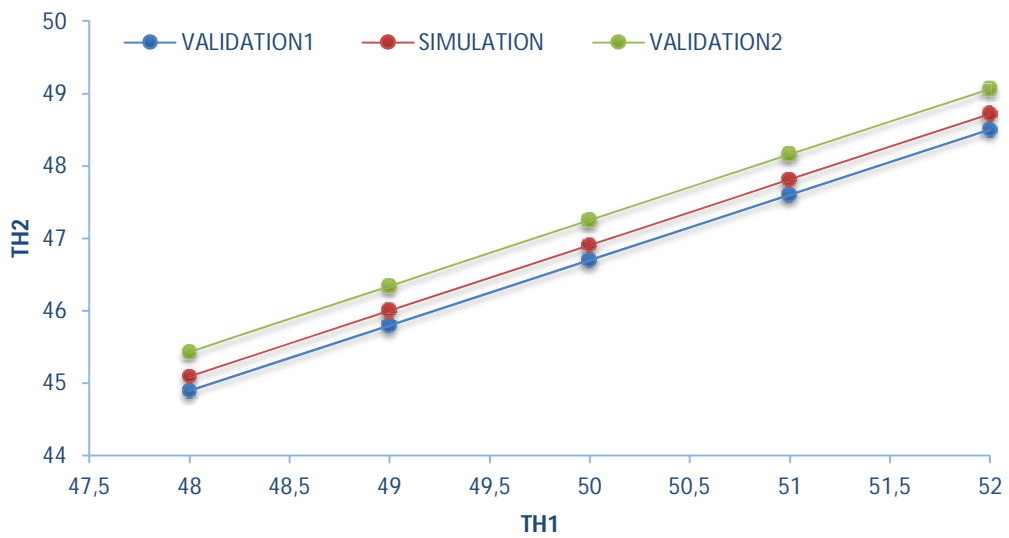


Figure (IV-13) : la courbe de similitude des résultats.

Conformément à la Figure (IV-13) nous sommes arrivés à une similitude des résultats ce qui indique que notre travail est plus proche à l'étude du modèle, tel que la différence entre notre résultat et le résultat d'étude modèle est de $0.21\text{ }^{\circ}\text{C}$.

VI-3 Etude du champ de température :

Dans cette partie nous allons représenter les différents paramètres qui caractérisent le comportement du fluide le long du tube. Pour cela on a réalisé cette investigation sur des échangeurs de chaleur différents dont l'un en cuivre, le second en aluminium et le troisième en acier, on a obtenu les résultats suivants :

1^{ère} étude sur le cuivre :

1^{er} cas :

Consiste à étudier le profil de la température dans le cas de refroidissement de l'eau par l'eau. Tel que le débit et la température appliquée sont, pour le fluide chaud le débit est 0.01 kg/s et la température est de 325°K et pour le fluide froid le débit est 0.03 kg/s et la température 290°K et la paroi externe est adiabatique.

On a obtenu les résultats suivants :

▪ Concernant le fluide chaud :

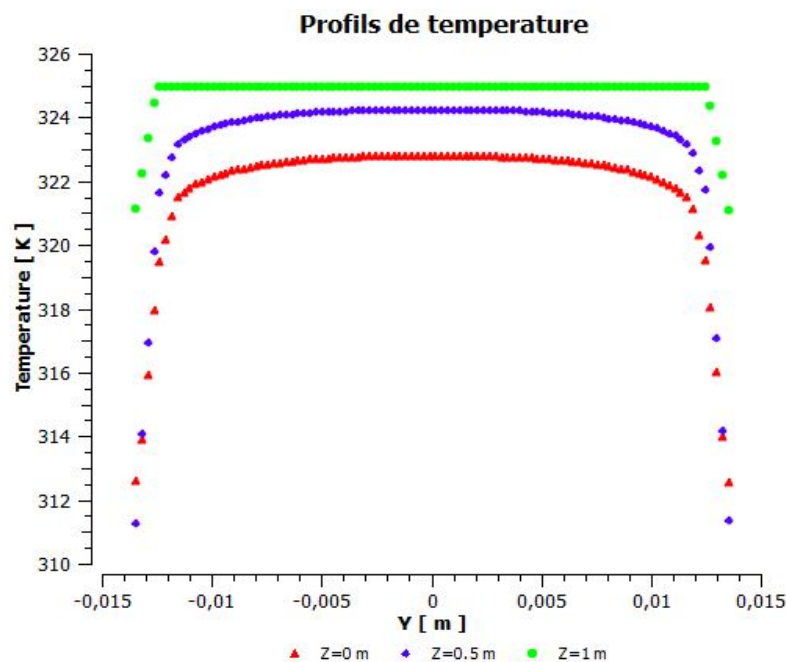


Figure (IV-14) : Profil de température de fluide chaud.

D'après la figure (IV-14) du profil de température de refroidissement de l'eau par l'eau, et concernant le fluide chaud on constate que lorsque $Z=1\text{ m}$, la température du fluide chaud varie entre 321°K et 325°K de -0.014 m jusqu'à -0.013 m , et puis elle se stabilise dans la valeur 325°K de -0.013 m jusqu'à 0.012 m , et finalement elle varie entre 321°K et 325°K entre 0.012 m jusqu'à 0.0135 m .

À $Z=0.05\text{ m}$, on constate que la température se varie entre 311°K et 323.2°K de -0.0145 m jusqu'à -0.0125 m , et elle varie aussi entre 323.2°K et 324.2°K entre -0.0125 m jusqu'à 0.08 m , et finalement varie entre 311°K et 324.2°K de 0.08 m jusqu'à 0.0135 m .

A $Z=0\text{m}$, on constate une variation de température entre 312.5°K et 322°K de -0.0145m jusqu'à -0.0112m , elle varie aussi entre 322°K et 322.7°K de -0.0112m jusqu'à 0.0102m , finalement elle varie entre 312.5°K et 322.7°K de 0.0102m jusqu'à 0.0135m .

▪ **Concernant le fluide froid :**

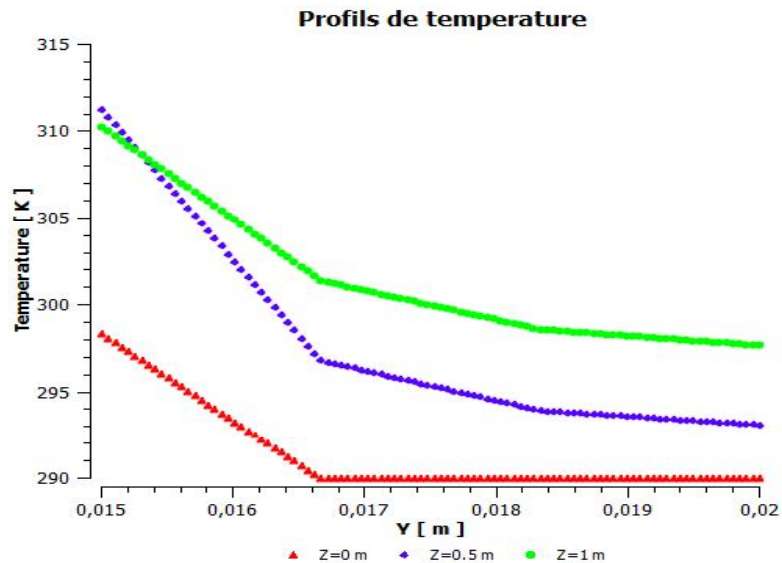


Figure (IV-15) : Profil de température de fluide froid.

D'après la figure (IV-15) et concernant le fluide froid, à $Z=0\text{m}$, on a remarqué que la température varie entre 298.5°K et 290°K à partir de 0.015m jusqu'à 0.0167m . Et puis elle se stabilise dans la valeur 290°K à partir de 0.0167m jusqu'à 0.02m .

A $Z=0.05\text{m}$, on constate une variation remarquable entre 311.2°K et 297°K à partir de 0.015m jusqu'à 0.0167m , et elle varie aussi entre 297°K et 294°K à partir de 0.0167m jusqu'à 0.0184m , et finalement d'autre variation entre 294°K et 292°K à partir de 0.0184m jusqu'à 0.02m .

A $Z=1\text{m}$, on constate une variation remarquable entre 310.5°K et 301.5°K à partir de 0.015m jusqu'à 0.0167m , et elle varie aussi entre 301.5°K et 299°K à partir de 0.0167m jusqu'à 0.0184m et finalement d'autre variation de température entre 299°K et 298.5°K à partir de 0.0184m jusqu'à 0.02m .

2^{ème} cas :

Consiste à étudier le profil de la température dans le cas de refroidissement de l'huile par l'eau. Tel que le débit et la température appliquée sont, pour le fluide chaud le débit est 0.02 kg/s et la température est de 333°K et pour le fluide froid le débit est 0.03 kg/s et la température 290°K et la paroi externe est adiabatique. On a obtenu les résultats suivants :

▪ **Concernant le fluide chaud :**

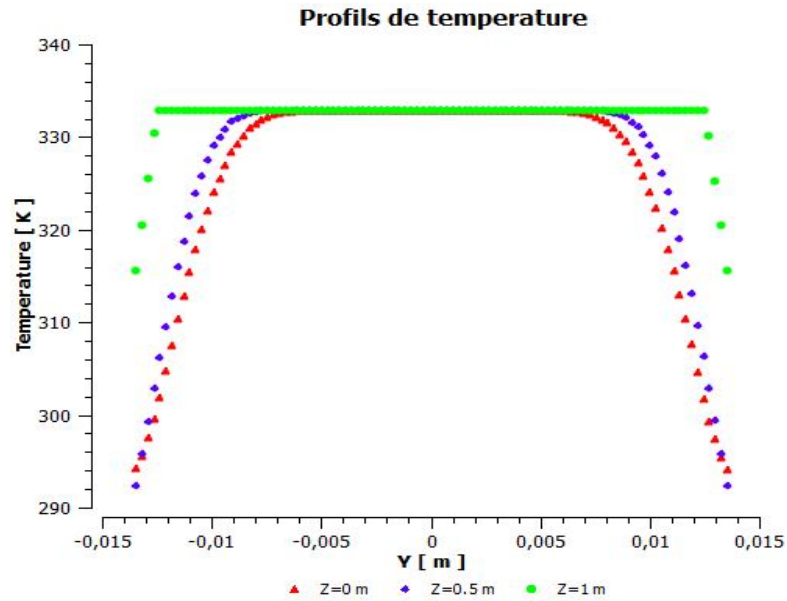


Figure (IV-16) : Profil de température de fluide chaud.

D'après la figure (IV-16) et concernant le fluide chaud, on remarque qu'à $Z=1\text{m}$ la température varie entre 315°K et 333°K à partir de -0.014m jusqu'à -0.013m , et puis se stabilise à la valeur 333°K à partir -0.013m jusqu'à 0.012m , et finalement varie entre 315°K à 333°K à partir de 0.012m jusqu'à 0.014m .

À $Z=0.5\text{m}$ la température varie entre 292°K et 333°K à partir de -0.013m jusqu'à -0.085m , et se stabilise dans la valeur 333°K à partir de -0.085 jusqu'à 0.08m , et elle varie entre 292°K et 333°K à partir de 0.08m jusqu'à 0.0135m .

À $Z=0\text{m}$ la température varie entre 294°K et 333°K à partir de -0.014m jusqu'à -0.065m , et se stabilise à une valeur de 333°K à partir de -0.065m jusqu'à 0.06m , et finalement elle se varie entre 294°K et 333°K à partir de 0.0125m jusqu'à 0.0135m .

▪ **Concernant le fluide froid :**

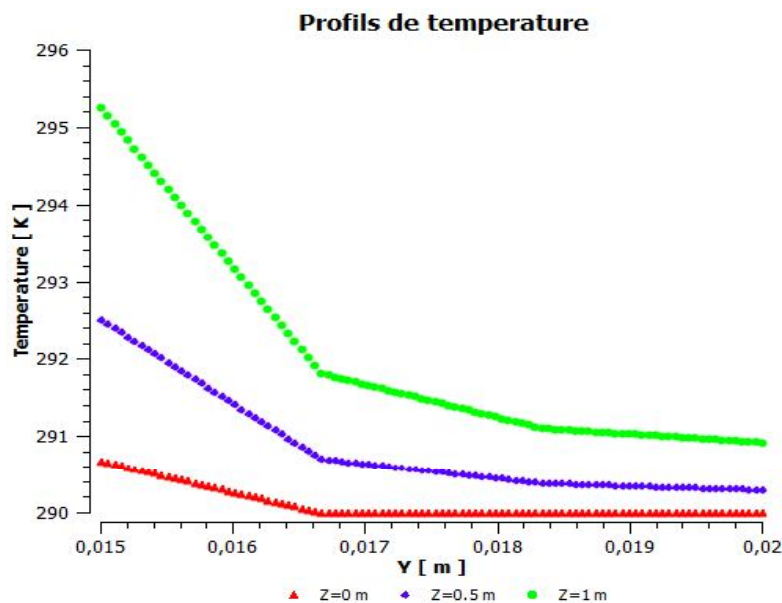


Figure (IV-17) : Profil de température du fluide froid.

D'après la figure (IV-17) et concernant le fluide froid, on voit qu'au début du tube à $Z=0\text{m}$ la température varie entre 290.7°K et 290°K à partir de 0.015m jusqu'à 0.0167m , et prend la valeur 290°K comme une valeur constante à partir de 0.0167m jusqu'à 0.02m .

AZ= 0.5m la température se varie entre 292.5°K et 290.7°K à partir de 0.015m jusqu'à 0.0167m , et se varie aussi entre 290.7°K et 290.4°K à partir de 0.0167m jusqu'à 0.01835m et finalement prend la une valeur constante 290.4°K à partir de 0.01835m jusqu'à 0.02m .

AZ= 1m la température varie entre 295.3°K et 291.8°K à partir de 0.015m jusqu'à 0.0167m , et varie entre 291.8°K et 291.2°K à partir de 0.0167m jusqu'à 0.01835m et finalement elle varie entre 291.2°K jusqu'à 291°K à partir de 0.01835m jusqu'à 0.02m .

2^{ème} étude sur l'aluminium :

Lorsque nous avons appliqué la simulation sur le tube en aluminium, nous avons remarqué l'absence d'un changement dans les résultats obtenus.

1^{er} cas :

Consiste à étudier le profil de la température dans le cas de refroidissement de l'eau par l'eau. Tel que le débit et la température appliquée sont, pour le fluide chaud le débit est 0.01 kg/s et la température est de 325°K et pour le fluide froid le débit est 0.03 kg/s et la température 290°K et la paroi externe est adiabatique. On a obtenu les résultats suivants :

▪ Concernant le fluide chaud :

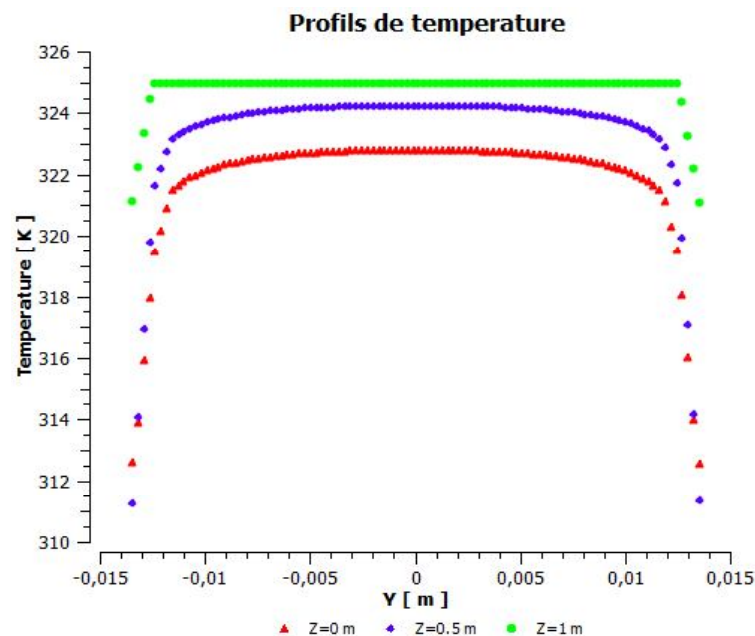


Figure (IV-18) : Profil de température de fluide chaud.

- Concernant le fluide froid :

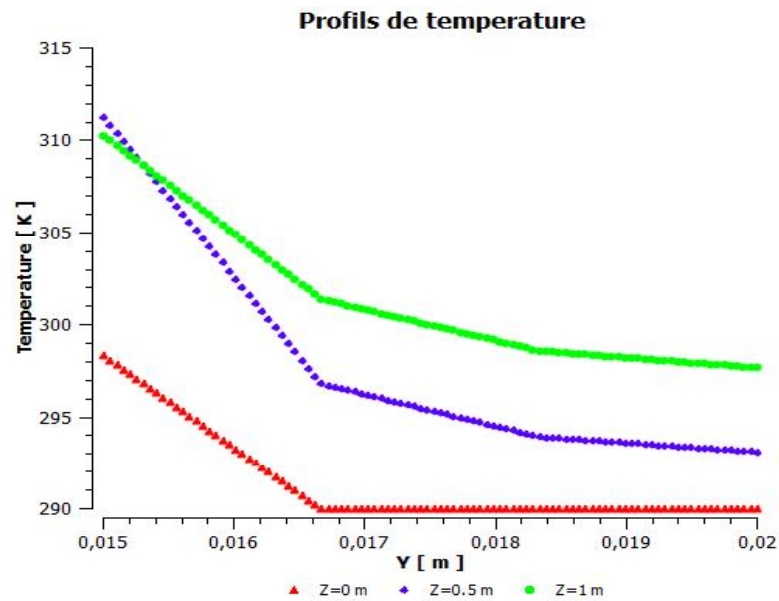


Figure (IV-19) : Profil de température de fluide froid.

2^{ème} cas :

Consiste à étudier le profil de la température dans le cas de refroidissement de l'huile par l'eau. Tel que le débit et la température appliquée sont, pour le fluide chaud le débit est 0.02 kg/s et la température est de 333°K et pour le fluide froid le débit est 0.03 kg/s et la température 290°K et la paroi externe est adiabatique. On a obtenu les résultats suivants :

- Concernant le fluide chaud :

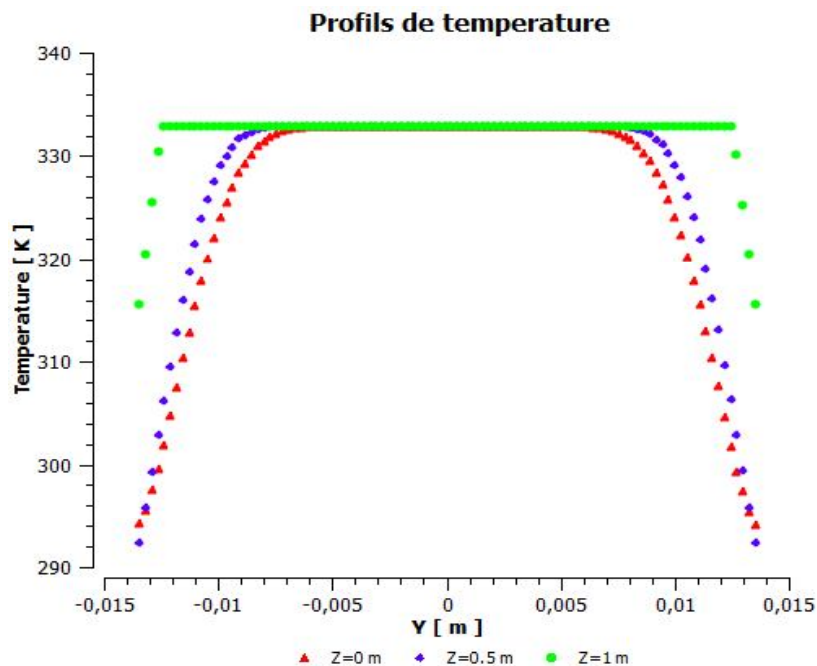


Figure (IV-20) : Profil de température de fluide chaud.

▪ Concernant le fluide froid :

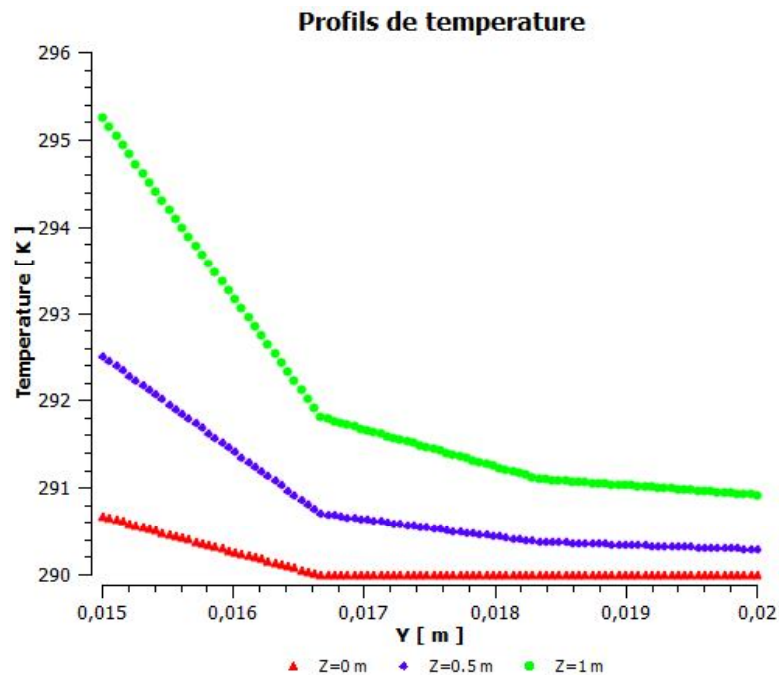


Figure (IV-21) : Profil de température de fluide froid.

Lorsque nous avons changé du cuivre par l'aluminium, on n'a remarqué aucun changement dans les résultats obtenus.

Nous avons procédé à un nouveau processus en changeant l'aluminium par l'acier

3^{ème} étude sur l'acier :

Consiste à étudier le profil de la température dans le cas de refroidissement de l'eau par l'eau. Tel que le débit et la température appliquée sont, pour le fluide chaud le débit est 0.1 kg/s et la température est de 325 °K et pour le fluide froid le débit est 0.03 kg/s et la température 290 °K et la paroi externe est adiabatique. On a obtenu les résultats suivants :

▪ Concernant le fluide chaud:

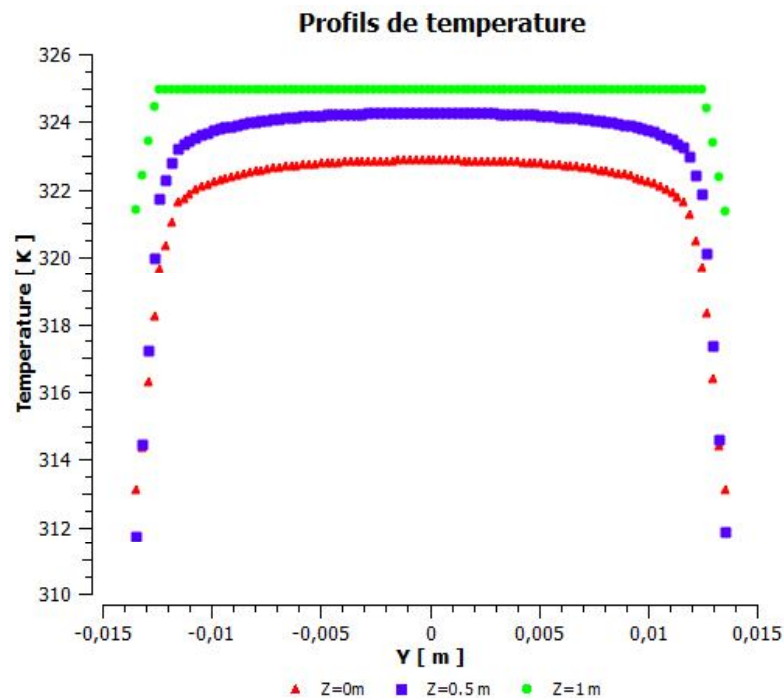


Figure (IV-22) : Profil de température de fluide chaud.

D'après la figure (IV-22) du profil de température de refroidissement de l'eau par l'eau, et concernant le fluide chaud on constate que lorsque $Z = 1$ m, la température du fluide chaud varie entre 321 °K et 325 °K de - 0.014 m jusqu'à - 0.013 m, et puis elle se stabilise dans la valeur 325 °K de - 0.013 m jusqu'à 0.012 m, et finalement elle varie entre 321 °K et 325 °K entre 0.012 m jusqu'à 0.0135 m.

A $Z = 0.05$ m, on constate que la température se varie entre 311 °K et 323.2 °K de -0.0145 m jusqu'à - 0.0125 m, et elle varie aussi entre 323.2 °K et 324.2 °K entre -0.0125 m jusqu'à 0.08 m, et finalement varie entre 311 °K et 324.2 °K de 0.08 m jusqu'à 0.0135 m.

A $Z = 0$ m, on constate une variation de température entre 312.5 °K et 322 °K de - 0.0145 m jusqu'à - 0.0112 m, elle varie aussi entre 322 °K et 322.7 °K de - 0.0112m jusqu'à 0.0102 m, finalement elle varie entre 312.5 °K et 322.7 °K de 0.0102 m jusqu'à 0.0135 m.

▪ **Concernant le fluide froid :**

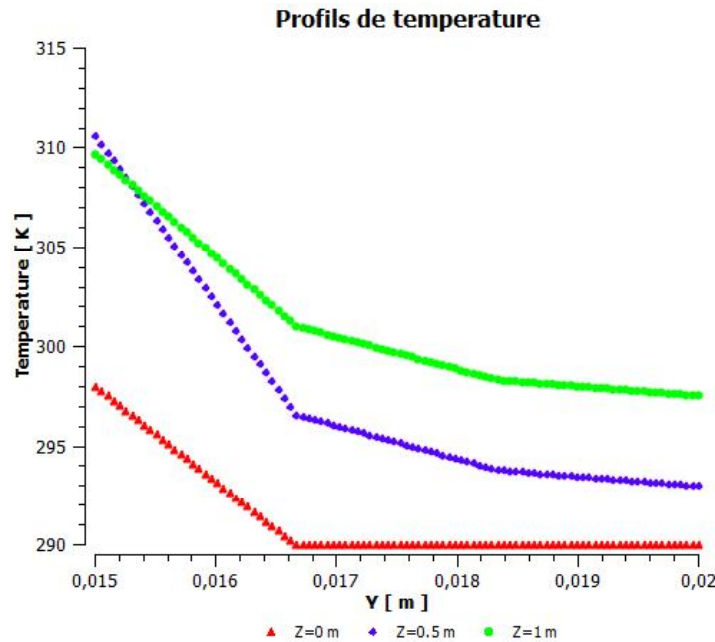


Figure (IV-23) : Profil de température de fluide chaud.

D'après la figure (IV-15) et concernant le fluide froid, à $Z = 0$ m, on a remarqué que la température varie entre 297.8 °K et 290 °K à partir de 0.015 m jusqu'à 0.0167 m. Et puis elle se stabilise dans la valeur 290 °K à partir de 0.0167 m jusqu'à 0.02 m.

A $Z = 0.05$ m, on constate une variation remarquable entre 310.8 °K et 297 °K à partir de 0.015 m jusqu'à 0.0167 m, et elle varie aussi entre 296 °K et 293 °K à partir de 0.0167 m jusqu'à 0.0184 m, et finalement d'autre variation entre 293 °K et 292 °K à partir de 0.0184 m jusqu'à 0.02 m.

A $Z = 1$ m, on constate une variation remarquable entre 310 °K et 301 °K à partir de 0.015 m jusqu'à 0.0167 m, et elle varie aussi entre 301 °K et 298 °K à partir de 0.0167 m jusqu'à 0.0184 m et finalement d'autre variation de température entre 298 °K et 297.5 °K à partir de 0.0184 m jusqu'à 0.02 m.

4^{ème} étude sur cuivre :

Caractéristique géométrique	Variable	Valeur en (mm)
Diamètre intérieur du tube intérieur	Di1	26
Diamètre extérieur du tube intérieur	De1	31
Diamètre intérieur du tube extérieur	Di2	40
Diamètre extérieur du tube extérieur	De2	45
La longueur	L	1000

Tableau (IV-1) : Les dimensions de la géométrie sans changement de la longueur.

Nous avons faire un travail consiste à étudier le profil de la température dans le cas de refroidissement de l'eau par l'eau. Tel que le débit et la température appliquée sont, pour le fluide chaud le débit est 0.01 kg/s et la température est de 325°K et pour le fluide froid le débit est 0.03 kg/s et la température 290°K et la paroi externe est adiabatique. On a obtenu les résultats suivants :

▪ **Concernant le fluide chaud :**

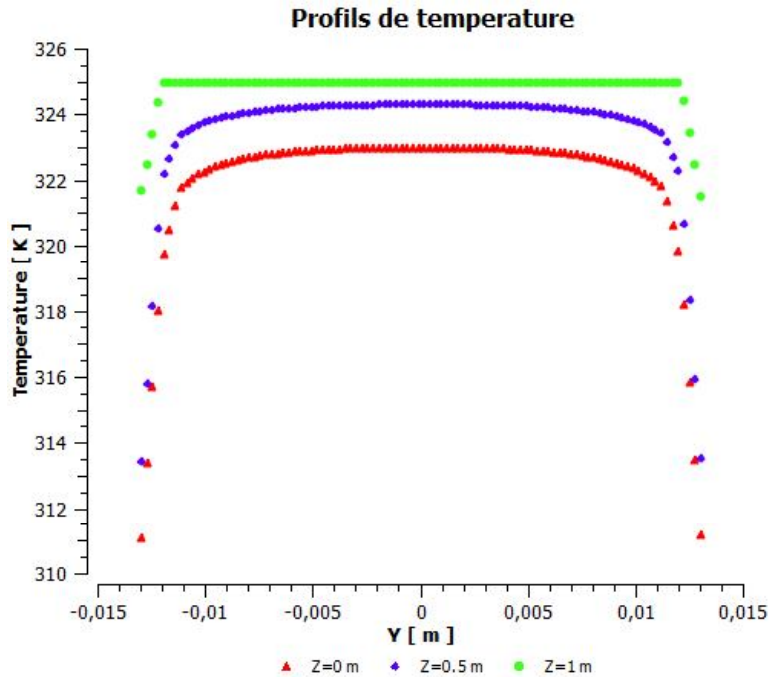


Figure (IV-24) : Profil de température du fluide chaud.

D'après la figure (IV-22) et concernant le fluide chaud on constate qu'à $Z=1$ m une variation de la température telle que elle varie entre 321.7°K et 325°K à parti de -0.013m jusqu'à-0.012m, et prend une valeur constante 325°K à partir -0.012m jusqu'à 0.012m. A $Z=0.5$ m elle se varie entre 313.5°K jusqu'au 323,5°K à partir -0.013m jusqu'à-0.012m et varie entre 323.5°K jusqu'à 324.5°K à partir -0.012m jusqu'à 0.012m. A $Z=0$ m elle varie entre 313.5°K et 323.5°K à partir de0.012m jusqu'à 0.014m.

▪ **Concernant le fluide froid :**

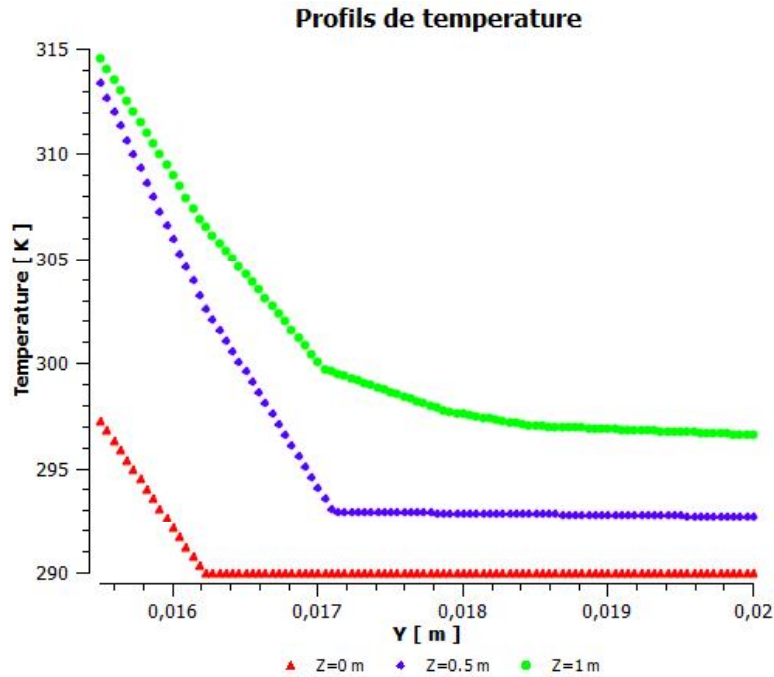


Figure (IV-25) : Profil de température du fluide froid.

D'après la figure (IV-23) et concernant le fluide froid on remarque à $Z=0\text{m}$, la température varie entre 297.5°K et 290°K à partir de 0.0155m jusqu'à 0.0162m , et puis elle prend une valeur constante 290°K à partir de 0.0162m jusqu'à 0.02m . A $Z=0.5\text{m}$, elle varie entre 313.5°K et 293°K à partir de 0.0155m jusqu'à 0.0171m , et se stabilise dans une valeur de 293°K de 0.0171m jusqu'à 0.2m . A $Z=1\text{m}$, la température varie entre 315°K et 306.5°K à partir de 0.0155m jusqu'à 0.0162m et varie entre 306.5°K et 300°K à partir de 0.0162m jusqu'à 0.0170m et varie aussi entre 300°K et 297°K à partir de 0.0170m jusqu'à 0.0184m et finalement prend la valeur constante de 297°K entre 0.0184m jusqu'à 0.02m .

5^{ème} étude sur cuivre :

Caractéristique géométrique	variable	Valeur en (mm)
Diamètre intérieur du tube intérieur	Di1	26
Diamètre extérieur du tube intérieur	De1	31
Diamètre intérieur du tube extérieur	Di2	40
Diamètre extérieur du tube extérieur	De2	45
La longueur de la géométrie	L	600

Tableau (IV-2) : Les dimensions de la géométrie avec changement de la longueur.

Nous avons faire un travail consiste à étudier le profil de la température dans le cas de refroidissement de l'eau par l'eau. Tel que le débit et la température appliquée sont,

pour le fluide chaud le débit est 0.01 kg/s et la température est de 325°K et pour le fluide froid le débit est 0.03 kg/s et la température 290°K et la paroi externe est adiabatique. On a obtenu les résultats suivants :

▪ **Concernant le fluide chaud :**

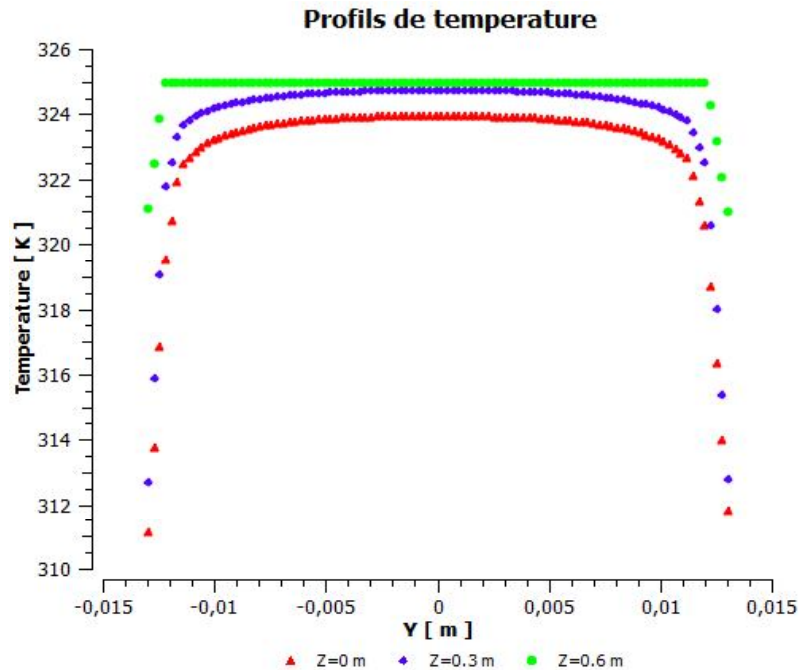


Figure (IV-26) : Profil de température du fluide chaud.

Dans la figure (IV-24) et concernant le fluide chaud, à $Z=0.6\text{m}$, on constate une variation de température minimale entre 321°K et 325°K de -0.0147m jusqu'à -0.0135m , et puis elle se stabilise de -0.0135m jusqu'à 0.0122m dans la valeur 325°K et finalement elle varie entre 321°K et 325°K de 0.0122m jusqu'à 0.013m . A $Z=0.3\text{m}$, on constate une variation de la température entre 312.8°K et 324°K de -0.013m jusqu'à -0.011m , elle varie aussi entre 324°K et 324.8°K de -0.011m jusqu'à 0.0109m et finalement elle varie entre 312.8°K et 324°K de 0.0109m jusqu'à 0.0129m . A $Z=0\text{m}$, on constate une variation de température entre 311°K et 322°K de -0.013m jusqu'à -0.012m , elle varie aussi entre 322°K et 324°K de -0.012m et 0.0102m , et finalement elle varie aussi entre 311°K et 322°K de 0.0102m et 0.013m .

▪ **Concernant le fluide froid :**

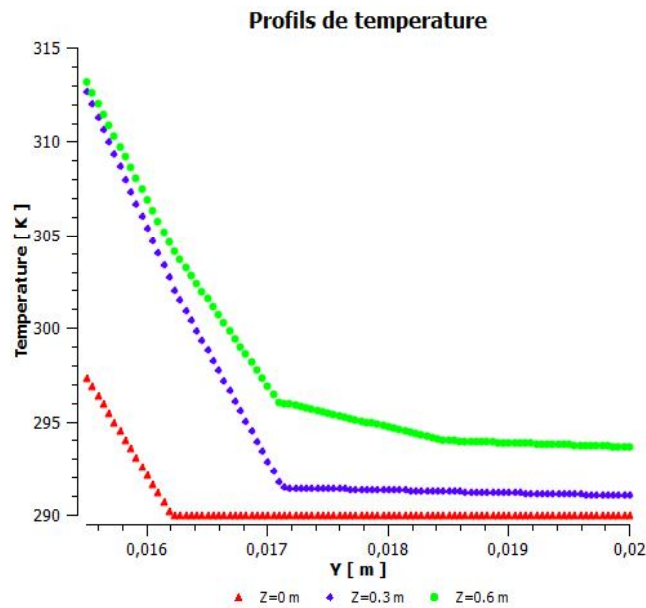


Figure (IV-27) : Profil de température du fluide froid.

Dans la figure (IV-25) et concernant le fluide froid on constate à $Z=0$ m la température varie entre 297.5°K et 290°K de 0.0155m jusqu'à 0.0162m , et puis elle prend une valeur constante de 290°K de 0.0162m jusqu'à 0.02m . A $Z=0.5\text{m}$, on constate que la température varie entre 312.9°K et 291°K de 0.0155m jusqu'à 0.0171m , et puis elle prend la valeur 291°K comme une constante de 0.0171m jusqu'à 0.02m . A $Z=1\text{m}$, on constate une variation de température entre 313.5°K et 296.3°K à partir de 0.0155m jusqu'à 0.0171m , elle varie entre 296.3°K et 294°K à partir de 0.0171m jusqu'à 0.0185m , et finalement prend une valeur constante de 294°K à partir de 0.0185m jusqu'à 0.02m .

Conclusion :

A travers ce chapitre, nous avons présenté brièvement la méthode des volumes finis, le logiciel Fluent appliqué pour réaliser la géométrie et le maillage.

D'après cette étude et à travers les changements enregistrés nous notons que les changements réalisés dans la matière il a une influence visible sur les résultats selon le choix des matériaux dans notre travail. Donc la matière est considérée comme un facteur d'influence ainsi le changement de fluide considéré comme un facteur d'influence sur les résultats obtenus dans notre travail parce que lorsqu'on a changé le fluide, nous avons remarqué un changement dans les résultats.

Et finalement, Nous avons remarqué que, grâce au changement effectué sur les dimensions nous avons remarqué aussi des changements dans les résultats.

Donc les dimensions sont un facteur d'influence dans la simulation. Et chaque fois que nous approchons de paroi la quantité de diffusion de la chaleur augmente.

Conclusion générale

L'objectif de ce travail est d'étudier le comportement thermique de deux écoulements dans un échangeur de chaleur tubulaire et d'autre cas avec changement de matière, changement de fluide et changement de dimension.

Cette étude a été réalisée à l'aide du logiciel Fluent qui se base sur la méthode des volumes finis.

La partie validation a été effectuée par une comparaison entre des résultats de l'article de Bijan Kumar Mandal affichés et par notre présente étude, à noter que la confrontation a été réalisé en respectant les mêmes conditions.

Pour avoir de bons résultats, il faut choisir le maillage qui conviens a la configuration étudié, puisque la géométrie de notre problème est simple c'est pour cela nous avons utilise le maillage carré, car il est plus précis que le maillage triangulaire.

Les résultats numériques, obtenus présentés pour l'analyse de comportement et thermique de deux écoulement dans un échangeur de chaleur tubulaire dans les différents cas mentionnés ces résultats constituent un apport important pour l'enrichissement des connaissances sur le comportement du fluide à l'intérieur d'un échangeur de chaleur.

Comme deuxième application, nous avons voulu savoir l'effet de la variation de la matière utilisée. Ainsi, on a pu déduire que le changement de la matière a un impacte directe sur les performance de notre échangeur.

Comme la troisième cas, nous avons voulu savoir l'effet de la variation du fluide utilisé. Ainsi, on a pu déduire que le changement du fluide a un impacte directe sur le les performance de notre échangeur.

Et enfin concernant le changement des dimensions géométrique, c'est un facteur important sur les résultats obtenus et donc sur le rendement de l'échangeur de chaleur.

Vu le besoin de l'utilisation des échangeurs de chaleur tubulaire dans plusieurs domaines industriels, la contribution scientifique de notre travail consiste à une meilleure compréhension du comportement de l'écoulement turbulent dans ce type d'échangeur, approfondir nos connaissance sur logiciel fluent ainsi les déférentes applications industrielle sur les échangeurs de chaleur tubulaire.

- [1] Agnirobho Mazumder, Bijan Kumar Mandal: Numerical Modeling and Simulation of a Double Tube Heat Exchanger Adopting a Black Box Approach; Int. Journal of Engineering Research and Applications www.ijera.com ISSN: 2248-9622, Vol. 6, Issue 4, (Part - 2) April 2016, pp.35-41
- [2] Heat Transfer Enhancement in Shell-and-Tube Heat Exchangers Using Porous Media SepidehEsmaeili Rad, HosseinAfshin&BijanFarhaniehPages 262-277 Published online: 28 Apr 2014 [Download citationhttp://dx.doi.org/10.1080/01457632.2014.916155](http://dx.doi.org/10.1080/01457632.2014.916155)
- [3] Chii-Dong Ho , Jr-Wei Tu, Shih-Cheng Yeh, Jia-Jan Guo: Heat-transfer efficiency improvement of double-pass concentric circular heat Exchangers under uniform wall fluxes; Int.Comm.heat and Mass transfer; Vol 35, P.P 828–832, 2008.
- [4] Bo Yu, Yasuo Kawaguchi, Masayuki Kaneda, HiroyukiOzoe, Stuart W. Churchill: The computed characteristics of turbulent flow and convection in concentric circular annuli. Part II. Uniform heating on the inner surface; Int.J.heat and Mass transfer; Vol 48, P.P 621–634, 2005.
- [5]. Bougriou C, Bessaï'h R (2007) Prediction and measurement of apparent heat transfer coefficient by condensation in finned-tube heat exchangers. Heat TransfEng 28:940–953
- [6]B. Weigand and G. Gassner: The effect of wall conduction for the extended Graetz problem for laminar and turbulent channel flows; Int.J.heat and Mass transfer; vol 50, P.P 1097–1105, 2007.
- [7] Chii-Dong Ho and Shih-Cheng Yeh: Improvement in device performance on laminar counter flow concentric circular heat exchangers with uniform wall fluxes; Int.J.heat and Mass transfer; Vol 49, P.P 2020–2032, 2006.
- [8]. Bougriou C, Bessaï'h R (2005) Determination of apparent heat transfer coefficient by condensation in an industrial finned-tube heat exchanger: prediction. ApplThermEng 25(1112): 1579–1587
- [9]. Bougriou C, Bessaï'h R, Bontemps A (2005) Experimental and computational performances of heat exchangers functioning inwet regime by using the film method. IntCommun Heat Mass Transf 32:1135–1142
- [10]. Bougriou C, Bessaï'h R, Bontemps A (2005) Experimental studyof performances of industrial heat exchangers functioning in wet regime. Int J Heat Exch 6:179–202
- [11] F.BAZDIDI-TEHRANI, M.NADERI-ABADI, « Numerical Analysis of Laminar Heat Transfer in Entrance Region of a Horizontal Channel with Transverse fins », International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 31, N° 2, p (211-220), 2004.
- [12]. Bougriou C (2002) Etude du récupe´rateur de chaleur croise´ a` tubes a` ailettes. Revue des Energies Renouvelables 5:59–73
- [13]. Bougriou C (1999) Etude du récupe´rateur de chaleur croise´ a` tubes lisses. Revue des Energies Renouvelables 2:109–122
- [14]. Bougriou C (1998) Calcul et technologies des e´changeurs. Department of Mechanics, University of Batna, Batna
- [15] YUNA, Z.X., TAO, W.Q. and WANG, Q.W., « Experimental investigation of heat transfer enhancement in ducts with winglet fins », Pro. First Int. Conference of Engineering Thermophysics, 21-23 August, Beijing, China, p (457-463), 1999.
- [16] YUNA, Z.X., WANG, Q.W. and TAO, W.Q., « Experimental study of enhanced heat transfer in ducts with periodic rectangular fins along the main flow direction », Pro. 11th

IHTC, 23-28 August, Kyongju, Korea, Vol. 5, p (327-332), 1998.

[17] ACHARYA, S., MYRUM, T. A., QIU, X., and SINHA, S., « Developing and Periodically Developed Flow », Temperature and Heat Transfer in a Ribbed Duct, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 40, p (461–479), 1997,

[18] WILFRIED ROETZEL, W.Lee.DEIVING, « Effet of baffle/shel leakage flow on heat trasfert in shell-and-tube heat exchanger », Experimental Thermal and Fluid Science, N° 8, p (10-20), 1994.

[19] M.MOLKI, A.R.MOSTOUFIZADEH, « Turbulent heat transfers in rectangular ducts with repeated-baffle blockages », International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 32, N° 8, p (1491-1499), 1989.

[20] B.B.GUPTA, J.A.HOWELL, D.WU, R.W.FIELD, « A helical baffle for cross-flow microfiltration», Journal of Membrane Science 99, p (31-42), 1995.

[21] KANG-HOON KO, N.K.ANAND, « Use of porous baffles to enhance heat transfer in a rectangular channel », International Journal of Heat and Mass Transfer 46, p (4191- 4199), 2003.

[22] CHENG CH, HUANG WH. International Journal Heat Mass Transfer, p (1315), 1991

[23] J.R.LOPEZ, N.K.ANAND, L.S.FLECHER, « A numerical analysis of laminar convective heat transfer in a three-dimensional channel with baffles », in: Proceedings of the Third U.S. National Congress on Computational Mechanics, Dallas, TX, vol.1, p (406-416), 1995.

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

[25] CHENG CHIN-HSIANG et HUANG WEN-HSIUNG, « Numerical prediction for laminar forced convection in parallel-plate channels with transverse fin arrays », International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 34, N° 11, p (2739-2749), 1991.

[26] B.W.WEBB, S.RAMADHYANI, « Conjugate heat transfer in a channel with staggered ribs», Int. J. Heat Mass Transfer 28, p (1679-1687), 1985.

[27] K.M.KELLAR, S.V.PATANKAR, « Numerical prediction of flow and heat transfer in parallel plate channel with staggered fins », Journal of heat transfer. 109, p (25-30), 1987.

[28] S.V.PATANKAR, E.M.SPARROW, « Fully developed flow and heat transfer in ducts having stream wise-periodic variations of cross-sectional area », Journal of Heat Transfer, Vol. 99, p (180-6), 1977.

[29] C.BEMAR, F.DURST, DM.MCELIGOT, « Numerical study of fluid flow and heat transfer in a parallel plate channel with baffles », Journal of Heat Transfer, p (106-743), 1984.

[30] H. Barrow: An analytical and experimental study of turbulent gaz walls flow between tow smooth parallel with unequal heat fluxes; Int.J.heat and Mass transfer; Vol. 5. pp. 469-487. Pergamon Press,1962. Printed in Great Britain.

[31] ANDRE BONTEMPS « ECHANGEUR DE CHALEUR » *Université Joseph Fourier, Institut universitaire de Technologie, Département Génie thermique et Énergie (Grenoble)*