

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
République algérienne démocratique et populaire  
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي  
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique  
المركز الجامعي لعين تموشنت  
Centre Universitaire Belhadj Bouchaib d'Ain-Temouchent Institut de  
Technologie  
Département de Génie Mécanique



Projet de fin d'études  
Pour l'obtention du diplôme de Master en  
Domaine : Science et technologie  
Filière : Génie Mécanique  
Spécialité : Energétique  
Thème

Etude numérique et expérimentale d'un échangeur de chaleur a  
double tube concentrique en régime permanent

**Présenté Par :**

- 1) RAHILA Ahmed
- 2) SI AMAR Youcef

Le : 07/09/2020

**Devant les jurys composés de :**

Guendouz Bouhelal	Dr	C.U.B.B (Ain Temouchent)	President
Benzenine Hamidou	Dr	C.U.B.B (Ain Temouchent)	Encadrant
Belhamiani Mohamed	Dr	C.U.B.B (Ain Temouchent)	Examinateur



## Remerciements

En premier lieu, nous tenons à remercier notre **DIEU**, notre créateur pour nous avoir donné la force pour accomplir ce travail.

Nous adressons nos vifs remerciements à notre promoteur

Consultant **Dr. BENZENINE HAMIDOU** pour nous avoir diligentés tout au long de ce travail, par sa compréhension, sa patience, sa compétence, et ses remarques qui nous ont été précieuses.

Nous tenons à remercier également, les membres du jury pour

L'honneur qu'ils nous font en acceptant de juger et d'évaluer notre travail.

Nous présentons nos chaleureux remerciements à tous ceux

qui ont contribué de près ou de loin pour l'aboutissement de ce travail.

*Ahmed et Youcef ...*



Dédicaces

**J**E DEDIE CE MODESTE TRAVAIL A MA TRES CHERE

**MERE GUENDOZ ZINEB**

**A MES SÆURS AMARIA ,AICHA,HAFSA ET MON CHERE**

**FRERE HAMZA**

**A MES PRINCES RANIA RITAJE AICHA ET NOUFEL**

**A MON BINOME AHMED**

**A MES TRES CHERS AMIS : AMINE, LIID, ALAA, OMAR,  
AYMEN , DJAFAR, MOHAMMED ,DJAMÉL**

**A MES CHERS COUSINS ET COUSINES**

**A TOUTE MA FAMILLE ...**

**ET A TOUS CEUX QUI M ONT AIDE DE PRES OU DE  
LOIN ET CONTRIBUTE PAR LEUR PRECIEUX APPORT A  
LA REALISATION DE CE TRAVAIL.**

**YOUCEF ...**



Dédicaces

**J**E DEDIE CE MODESTE TRAVAIL A MES TRES CHERS

**PARENTS**

**A MA SOEUR ET A MES CHERS FRERES SALAH EDDINE  
ET ABDERRAHMANE**

**A MA PRINCESSE RAZANE**

**A MON BINOME YUCEF**

**A MES TRES CHERS AMIS E : ABDEL FETTAH ,  
MOHAMED , YUCEF , ABD SAMAD  
A MES CHERS COUSINS ET COUSINES  
A TOUTE MA FAMILLE ...**

**ET A TOUS CEUX QUI M'ONT AIDE DE PRES OU DE  
LOIN ET CONTRIBUÉ PAR LEUR PRECIEUX APPORT A  
LA REALISATION DE CE TRAVAIL.**

**AHMED ...**

## Résumé :

Dans les sociétés industrielles l'échangeur de chaleur est un élément essentiel pour la maîtrise de l'énergie, les problèmes relevant de la thermo hydraulique concernent avant tout le dimensionnement thermique des appareils. Pour cela, dans ce travail on va étudier expérimentalement et numériquement le comportement dynamique et thermique d'un écoulement permanent dans un échangeur de chaleur bi tubulaire coaxial. Etude de l'effet de l'orientation des deux fluides dans l'échangeur de chaleur à double tube a été effectuée pour confirmer que le cas contre courant présente de bons résultats par rapport au cas Co-courant. Après, les pertes de charges sont un élément fondamental de l'écoulement des liquides car elles apparaissent pour tous les liquides, il faut donc penser à un compromis entre l'augmentation de la température et la pression. Cette étude a été réalisée à l'aide du logiciel "FLUENT" qui se base sur la méthode des volumes finis.

**Mots clés :** Echangeur de chaleur, coaxial, volume fini, maillage.

## Abstract:

In industrial societies, the heat exchanger is an essential element for energy management, the problems relating to thermal hydraulics concern above all the thermal dimensioning of the devices. For this, in this work we will study experimentally and numerically the dynamic and thermal behavior of a permanent flow in a bi-tubular coaxial heat exchanger. Study of the effect of the orientation of the two fluids in the double tube heat exchanger was carried out to confirm that the counter-current case has good results compared to the co-current case. Afterwards, the pressure drops are a fundamental element of the flow of liquids because they appear for all liquids, so we have to think of a compromise between the increase in temperature and pressure. This study was carried out using the "FLUENT" software which is based on the finite volume method.

**Keywords:** Heat exchanger, coaxial, finite volume, meshes.

## ملخص:

في الشركات الصناعية، يعد المبادل الحراري عنصراً أساسياً لإدارة الطاقة، وتهتم المشكلات المتعلقة بالمكونات الهيدروليكية الحرارية قبل كل شيء بالأبعاد الحرارية للأجهزة. في هذا العمل سوف ندرس تجريبياً و عددياً السلوك الديناميكي والحراري للتدفق الدائم في مبادل حراري ثنائي الأنبوب. تم دراسة تأثير اتجاه السائلين في المبادل الحراري مزدوج الأنبوب للتأكد من أن حالة التيار العكسي لها نتائج جيدة مقارنة بالحالة الحالية المشتركة. بعد ذلك، تعد قطرات الضغط عنصراً أساسياً في تدفق السوائل لأنها تظهر لجميع السوائل، لذلك علينا أن نفكر في حل وسط بين الزيادة في درجة الحرارة والضغط. أجريت هذه الدراسة باستخدام برنامج "FLUENT" الذي يعتمد على طريقة الحجم المحدود. كلمات الرئيسية: مبادل حراري، متحد المحور، حجم محدود، شبكة.

# *Listes des figures*

<b>Figure I.1 : Différentes mode de chaleur</b>	<b>4</b>
<b>Figure I.2 : Un échangeur monotube</b>	<b>9</b>
<b>Figure I.3 : Un échangeur coaxial</b>	<b>9</b>
<b>Figure I.4 : Un échangeur à tubes séparés</b>	<b>10</b>
<b>Figure I.5 : Une batterie à ailettes</b>	<b>10</b>
<b>Figure I.6 : Un échangeur tubes et calandre</b>	<b>10</b>
<b>Figure I.7 : Echangeur à plaques et joints (ALFA LAVAL)</b>	<b>11</b>
<b>Figure I.8 : Echangeur à plaques soudées (ALFA LAVAL)</b>	<b>11</b>
<b>Figure I.9 : Les composants et fonctionnement d'un échangeur à plaques brasées</b>	<b>12</b>
<b>Figure I.10 : Echangeur rotatif</b>	<b>12</b>
<b>Figure I.11 : Aéroréfrigérant</b>	<b>12</b>
<b>Figure I.12 : Echangeur à lit fluidisé</b>	<b>12</b>
<b>Figure II.1 : Configuration géométrique du problème étudiée par KHIREDDINE BAADACHE</b>	<b>15</b>
<b>Figure II.2 : Configuration géométrique du problème étudiée par TAOURIT FARIDA</b>	<b>16</b>
<b>Figure II.3 : Configuration géométrique du problème étudiée par Bénamar BOUHACINA et al</b>	<b>17</b>
<b>Figure II.4 : Configuration géométrique du problème étudiée par Hossein Arasteh et al</b>	<b>18</b>
<b>Figure II.5 : Configuration géométrique du problème étudiée par Zhe Tian et al</b>	<b>19</b>
<b>Figure II.6 : Configuration géométrique du problème étudiée par Mohammad Hussein Bahmani et al</b>	<b>19</b>
<b>Figure II.7 : Configuration géométrique du problème étudiée par Escanes et al</b>	<b>20</b>
<b>Figure III.01 : Échangeur de chaleur à double concentrique</b>	<b>22</b>
<b>Figure III.02 : Banc d'essai (TD360)</b>	<b>23</b>
<b>Figure III.3 : Vue globale de Gambit</b>	<b>28</b>
<b>Figure III.4 : Vue globale de fluent</b>	<b>29</b>

<b>Figure III.5 : Schéma du maillage</b>	<b>30</b>
<b>Figure III.6 : La géométrie étudiée (cas 1)</b>	<b>30</b>
<b>Figure III.7: La géométrie étudiée (cas 2)</b>	<b>31</b>
<b>Figure IV.1 : Génération de maillage sur le long de l'échangeur de chaleur</b>	<b>36</b>
<b>Figure IV.2 : Convergence des résidus</b>	<b>36</b>
<b>Figure IV.3 : Variation de la température de fluide coté froid et chaud à la sortie en fonction de débit (co-courant)</b>	<b>37</b>
<b>Figure IV.4 : Variation de la température de fluide coté froid et chaud à la sortie en fonction de débit (contre-courant)</b>	<b>37</b>
<b>Figure IV.5 : Variation de la température de fluide coté froid et chaud à la sortie en fonction de température (co-courant)</b>	<b>38</b>
<b>Figure IV.6 : Variation de la température de fluide coté froid et chaud à la sortie en fonction de température (contre-courant)</b>	<b>38</b>
<b>Figure IV.7 : Contour de température de l'échangeur</b>	<b>39</b>
<b>Figure IV.8 : Distribution de champ de vitesse axial dans la longueur de tube</b>	<b>39</b>
<b>Figure IV.9 : Contour de vecteur vitesse axial de l'échangeur</b>	<b>40</b>
<b>Figure IV.10 : Profil de température le long d'un échangeur de chaleur pour la configuration « Co-courant »</b>	<b>41</b>
<b>Figure IV.11 : Profil de température le long d'un échangeur de chaleur pour la configuration « contre-courant »</b>	<b>41</b>

## ***LISTE DES TABLEAUX***

<b>Tableau IV.1 : Variation de débit sur le transfert de chaleur : Résultats expérimentaux en Co-courant</b>	<b>34</b>
<b>Tableau IV.2 : Variation de débit sur le transfert de chaleur : Résultats expérimentaux en Contre-courant</b>	<b>34</b>
<b>Tableau IV.3 : Variation de température sur le transfert de chaleur : Résultats expérimentaux en Co-courant</b>	<b>35</b>
<b>Tableau IV.4 : Variation de température sur le transfert de chaleur : Résultats expérimentaux en Contre-courant</b>	<b>35</b>



## ***NOMENCLATURE***

T	Température	[K]
$\Delta T$	Différence de température	[K]
Q	débit de fluide	[kg s <sup>-1</sup> ]
CP	Capacité calorifique à Pression constante	[J/kg K]
v	Composant de vitesse	[ms <sup>-1</sup> ]
P	Pression	[Nm <sup>-2</sup> ]
T	Temps	[s]
L	La longueur du canal	[mm]
Di	Le diamètre intérieur	[mm]
De	Le diamètre extérieur	[mm]
Ø	Energie calorifique	[J]
LMTD	Différence moyenne logarithmique de température	[K]
U	Coefficient de transfert de chaleur	[W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]
$\rho$	la masse volumique	[kg/m <sup>3</sup> ]
CEB	Coefficient d'équilibre d'énergie	
$\eta_C$	Rendement de température du circuit chaud	
$\eta_F$	Rendement de température du circuit froid	
$\eta$	Rendement moyen de température	

e  
s  
c  
f

Entrée  
Sortie  
Chaud  
Froid

# *SOMMAIRE*

<b>INTRODUCTION GENERALE</b>	<b>1</b>
------------------------------	----------

## **CHAPITRE I**

### **GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEURS**

<b>I.1 INTRODUCTION</b>	<b>4</b>
<b>I.2 MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR</b>	<b>4</b>
<b>I.2.1 Conduction</b>	<b>5</b>
<b>I.2.2 Convection</b>	<b>5</b>
<b>I.2.3 Rayonnement</b>	<b>5</b>
<b>I.3 PRINCIPAL BUT ET FONCTIONS D'UN ECHANGEUR THERMIQUE</b>	<b>6</b>
<b>I.4 FONCTIONNEMENT GENERAL D'UN ECHANGEUR THERMIQUE</b>	<b>7</b>
<b>I.5 CRITERES DE CLASSEMENT DES ECHANGEURS</b>	<b>7</b>
<b>I.5.1 Classification suivant le processus de transfert thermique</b>	<b>7</b>
<b>I.5.2 Classification selon le mécanisme de transfert thermique</b>	<b>7</b>
<b>I.5.3 Classification selon le mode de transfert</b>	<b>7</b>
<b>I.5.4 Classification suivant le nombre de fluides</b>	<b>8</b>
<b>I.5.5 Classification selon la construction</b>	<b>8</b>
<b>I.5.6 Classification selon la capacité de la surface d'échange</b>	<b>8</b>
<b>I.5.7 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange</b>	<b>8</b>
<b>I.6. DIFFERENTS TYPES D'ECHANGEURS DE CHALEUR</b>	<b>9</b>
<b>I.6.1 La famille tubulaire</b>	<b>9</b>
<b>I.6.1.a L'échangeur monotube</b>	<b>9</b>

<b>I.6.1.b L'échangeur coaxial</b>	<b>9</b>
<b>I.6.1.c L'échangeur multitubulaire</b>	<b>10</b>
<b>I.6.2 La famille à plaques</b>	<b>11</b>
<b>I.6.2.a : Les échangeurs à plaques et joints</b>	<b>11</b>
<b>I.6.2.b: Les échangeurs à plaques soudées</b>	<b>11</b>
<b>I.6.2.c : Les échangeurs de chaleur à plaques brasées</b>	<b>11</b>
<b>I.7. PROBLÈMES COMMUNS QUI PEUVENT RÉDUIRE L'EFFICACITÉ DE L'ÉCHANGEUR DE CHALEUR</b>	<b>13</b>
<b>I.7.1. Encrassement</b>	<b>13</b>
<b>I.7.2. Fuite</b>	<b>13</b>
<b>I.7.3. Formation de la poche d'air</b>	<b>13</b>

## **chapitre II**

### **Recherche Bibliographique**

<b>II.1 INTRODUCTION</b>	<b>15</b>
<b>II.2 QUELQUES TRAVAUX SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR A DOUBLE TUBES CONCENTRIQUES</b>	<b>15</b>

## **CHAPITRE III**

### **Etude expérimentale et résolution numérique**

<b>III.1 INTRODUCTION</b>	<b>22</b>
<b>III.2 PRESENTATION DE CONFIGURATION GEOMETRIQUE</b>	<b>22</b>
<b>III.3 DESCRIPTION DE LA GEOMETRIE</b>	<b>23</b>
<b>III.4 MODELISATION MATHEMATIQUE</b>	<b>24</b>
<b>III.4.1 Le système d'équation</b>	<b>24</b>

III.4.1.1	Conservation de la masse	24
III.4.1.2	Conservation de la quantité de mouvement	24
III.4.1.2.1	Conservation de la quantité de mouvement suivant la direction axiale	24
III.4.1.2.2	Conservation de la quantité de mouvement suivant la direction radiale	24
III.4.1.3	Conservation d'énergie	24
III.4.1.3.1	Conservation d'énergie dans le fluide	24
III.4.1.3.2	Conservation d'énergie dans la paroi	24
III.4.1.3.3	Energie de dissipation $\varepsilon$	24
III.5	EQUATIONS UTILISEES	25
III.6	HYPOTHESE SIMPLIFICATRICE	25
III.7	RAPPEL SUR LA METHODE DES VOLUMES FINIS	26
III.8	DEFINITION DE LA CFD	26
III.9	PRESENTATION DES LOGICIELS « FLUENT » ET « GAMBIT »	27
III.9.1	Préprocesseur GAMBIT	27
III.9.2	Présentation de "Fluent"	28
III.10	MAILLAGE	29
III.11	GEOMETRIES DU PROBLEME	30
<b>CHAPITRE IV</b>		
<b>Résultats et interprétations</b>		
IV.1	INTRODUCTION	33
IV.2	DISCUSSIONS ET INTERPRETATIONS	34

<b>IV.2.1 Effet de variation de débit sur le transfert de chaleur</b>	<b>34</b>
<b>IV.2.2 Effet de variation de température sur le transfert de chaleur</b>	<b>35</b>
<b>IV.3 GENERATION DE MAILLAGE SUR UN ECHANGEUR DE CHALEUR A DOUBLE TUBE CONCENTRIQUE</b>	<b>36</b>
<b>IV.4 VALIDATION DE MODELE</b>	<b>37</b>
<b>IV.5 ASPECT THERMIQUE</b>	<b>39</b>
<b>IV.6 ASPECT DYNAMIQUE</b>	<b>39</b>
<b>IV.7 COMPARAISON DES DEUX MODES DE CIRCULATION DE FLUIDE (CO-COURANT ET CONTRE-COURANT)</b>	<b>40</b>
<b>CONCLUSION GENERALE</b>	<b>42</b>
<b>REFERENCES BIBLIOGRAPHIES</b>	<b>43</b>

# Introduction générale

## **Introduction générale :**

Les nouveaux échangeurs de chaleur sont similaires aux échangeurs classiques, la différence est que les tubes simples ou corrugués avec ou sans ailettes sont maintenant remplacés par des doubles tubes coaxiaux (tubes à double enveloppe). Le diamètre extérieur de l'enveloppe des doubles tubes concentrique est de même ordre que les tubes utilisés dans les échangeurs de chaleur à tubes et calandre classiques.

Principalement, le deuxième tube améliore le transfert de chaleur par une section de passage supplémentaire et une plus grande surface de transfert par unité de longueur de l'échangeur de chaleur.

Dans ce travail, nous présentons une étude numérique et expérimentale d'un échangeur de chaleur à double tubes concentrique en régime permanent.

Le but de notre travail consiste en l'étude numérique et expérimentale du transfert de chaleur dans une conduite bi tubulaire coaxiale, le comportement dynamique et thermique de l'écoulement est analysé tout d'abord dans un tube lisse en Co-courant et contre-courant de l'écoulement,

Le travail est entamé par une étude de l'indépendance de maillage Avec les résultats en utilisant le code de calcul FLUENT.

### **Organisation de travail :**

Le présente mémoire comporte quatre chapitres :

Après cette brève introduction, nous abordons dans le premier chapitre une généralité sur les échangeurs de chaleur.

Le deuxième chapitre est une étude bibliographique couvrant les études numériques et expérimentale sur les comportements dynamiques et thermiques d'un échangeur de chaleur bi-tube.

Dans le troisième chapitre, la modélisation mathématique, en présentant le problème Physique et les équations de conservation de masse, se quantité de mouvement, de l'énergie, ainsi que les conditions aux limites imposée sur chaque grandeur, sont présentés en détail ; nous avons présenté également la méthode des volumes finis, le code de calcul Fluent, le préprocesseur GAMBIT.

Dans le quatrième chapitre nous évaluerons et discuterons les résultats de simulation ainsi que les résultats expérimentaux.

Finalement, ce mémoire sera terminé par une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus.



# **Chapitre I**

# **Généralités sur les échangeurs de chaleur**

## I.1: INTRODUCTION :

L'échangeur de chaleur est un appareil thermique, on peut le trouver dans plusieurs applications spécifiques telles que le chauffage et la climatisation, la production de l'énergie, la récupération de l'énergie, l'industrie agroalimentaire, l'industrie chimique et pharmaceutique, etc.

La conception des échangeurs de chaleur est liée directement à la détermination de la surface d'échange et de sa forme satisfaisant le plus grand transfert thermique. Le plus important dans les échangeurs de chaleur à tubes et calandre est la détermination des nombre de tubes et de passes, pour avoir un transfert thermique satisfaisant.

La question qui se pose est : est-ce qu'on peut prendre en considération la puissance fournie pour assurer la circulation des fluides.

Dans le cas de l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique, l'efficacité et la puissance fournie de l'échangeur sont liées fortement au rapport de diamètres.

Dans la première partie de ce travail, on va présenter les principaux travaux relatifs à l'optimisation des différents types d'échangeurs de chaleur.

## I.2 : MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR :

La chaleur est une forme d'énergie qui se transfère entre des corps qui sont maintenus sous interactions thermiques. Lorsqu'une différence de température se produit entre deux corps ou un corps avec son environnement, un transfert de chaleur se produit. Le transfert de chaleur se produit dans trois modes. Trois modes de transfert de chaleur sont décrits ci-dessous. [1]

1. Conduction
2. Convection
3. Rayonnement



Figure I.1 Différentes mode de chaleur

**I.2.1 Conduction:**

En conduction, le transfert de chaleur a lieu en raison d'une différence de température dans un corps ou entre des corps en contact thermique, sans mélange de masse. Le taux de transfert de chaleur par conduction est régi par la loi de Fourier de la conduction thermique.

$$Q = -kA (dT / dx)$$

Où «Q» est le débit de chaleur par conduction

«K» est la conductivité thermique du matériau corporel

«A» est la section transversale normale à la direction du flux de chaleur et «DT / dx» est le gradient de température de la section.

**I.2.2 Convection:**

En convection, la chaleur est transférée à un fluide en mouvement à la surface sur laquelle elle circule par diffusion moléculaire combinée et écoulement en vrac. La convection implique la conduction et l'écoulement de fluide. Le taux de transfert de chaleur par convection est régi par la loi de Newton du refroidissement.

$$Q = hA(T_s - T_\infty)$$

Où «Ts» est la température de surface

«T∞» est la température extérieure

«H» est le coefficient de convection

**I.2.3 Rayonnement :**

Dans le rayonnement, la chaleur est transférée sous forme d'énergie rayonnante ou de mouvement ondulatoire d'un corps à un autre corps. Aucun milieu pour que le rayonnement se produise. Le taux de rayonnement thermique qui peut être émis par une surface à une température thermodynamique est basé sur la loi de Stefan-Boltzmann.

$$Q = \sigma \cdot T^4$$

Où «T» est la température absolue de la surface

«σ» est la constante de Stefan-Boltzmann.

**I.3 PRINCIPAL BUT ET FONCTIONS D'UN ECHANGEUR THERMIQUE :**

La fonction principale de l'échangeur thermique est de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre à des niveaux de températures distincts. Les fonctionnalités des échangeurs thermiques sont extrêmement diverses et variées : les principales en sont les suivantes [2] [3]:

- Préchauffeur ou refroidisseur d'un liquide ou d'un gaz (air par exemple) pour lesquels de très nombreux exemples pourraient être rappelés et qui se caractérise par une fonction simple : le contrôle de la température du fluide en un point particulier du procédé.
- Récupérateur thermique qui permet d'introduire la récente notion de valorisation de l'énergie thermique d'un procédé. La fonction de cet échangeur est alors d'assurer le transfert d'une capacité thermique maximale afin de permettre une valorisation maximale du rejet thermique sur des critères énergétiques et économiques.
- Réfrigérants (et aéro-réfrigérant lorsque le vecteur de refroidissement est l'air, réfrigérant sur eau) qui assure la dissipation de l'énergie thermique non valorisable d'un procédé vers le milieu extérieur – fonction essentielle dans de nombreux procédés.
- Capteurs ou émetteurs thermiques dont les équipements ont pour fonction, respectivement, d'associer réception d'énergie thermique et transmission vers l'usage. Les exemples les plus courants sont les capteurs solaires thermiques ainsi que les radiateurs domestiques qui assurent le confort thermique dans un bâtiment.
- Des humidificateurs ou condenseurs partiels qui assurent la condensation d'une vapeur en mélange avec un gaz incondensable pour obtenir, en fin d'opération, un gaz appauvri en vapeur : l'exemple rencontré fréquemment est le déshumidificateur d'air humide qui permet d'assurer un contrôle de l'humidité de l'air en sortie de centrale de traitement d'air (CTA). D'autres exemples industriels peuvent être cités comme la captation de vapeurs organiques dans les cryo-condenseurs ou les condenseurs de buées fréquemment rencontrés dans les installations de génie chimique.
- Évaporateurs qui assurent l'évaporation complète ou partielle d'un liquide dans différents procédés notamment de production d'énergie mécanique (cycle moteur de Rankine, de Hirn) et de production frigorifique : cycle à compression (PAC), réfrigérateur. Condenseurs qui assurent la condensation complète ou partielle d'un gaz (vapeur) là encore par exemple pour la production d'énergie mécanique et frigorifique ;
- Équipements qui permettent la congélation et la fusion d'une phase liquide ou vapeur grâce à une paroi refroidie en dessous du point triple du fluide. Ces dispositifs sont utilisés pour assurer la séparation de plusieurs corps, assurer le stockage d'énergie thermique (stockage de glace ou stockage par MCP), produire une phase solide pour divers usages.

**I.4 FONCTIONNEMENT GENERAL D'UN ECHANGEUR THERMIQUE :**

Il existe de nombreuses technologies d'échangeurs de chaleur, mais tous fonctionnent suivant les mêmes processus physiques d'échanges, c'est-à-dire : [4]

- la conduction qui représente les échanges à travers les parois (le plus souvent métalliques),
- la convection qui représente les échanges entre les fluides et les parois,
- le rayonnement qui représente les échanges radiatifs entre les fluides et les parois (principalement infra rouge) bien que ce dernier soit souvent négligeable (car pris en compte uniquement pour un fonctionnement à haute température).

**I.5 : CRITERES DE CLASSEMENT DES ECHANGEURS :**

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. Énumérons les principaux : [5]

**I.5.1 Classification suivant le processus de transfert thermique :**

Selon leurs procédés de transfert, les échangeurs de chaleur sont classés en deux types :

**Contact indirect :** Echange de fluide séparé

- ❖ Transfert direct à travers une paroi : échangeurs tubulaires ou à plaques
- ❖ Echangeurs de stockage régénérateur tournant ou statique
- ❖ Echangeurs à lit fluidisé (liquéfié)

**Contact direct :** Echange à contact fluide de même nature non miscible

- ❖ Fluides immiscible
- ❖ Gaz- liquide
- ❖ Liquide- vapeur

**I.5.2 Classification selon le mécanisme de transfert thermique :**

- ❖ Double phase des deux cotés « Evaporateur – Condenseur »
- ❖ Un coté en simple phase et l'autre en double phase « condenseur ou Evaporateur »
- ❖ Simple phase sur les deux cotés « régénérateur »
- ❖ Divers : échange couplé rayonnement + convection « chaudière ou four »

**I.5.3 Classification selon le mode de transfert :**

**Simple passe**

- ❖ Écoulement à contre- courant
- ❖ Écoulement Parallèle
- ❖ Écoulement Partagé
- ❖ Écoulement Croisé

- ❖ Écoulement Divisé

**Multi passe**

- ❖ Surface prolongée
- ❖ Tube et calandre
- ❖ Plaque

**I.5.4 Classification suivant le nombre de fluides :**

- ❖ Deux fluides
- ❖ Trois fluides
- ❖ N-fluides ( $n > 3$ )

**I.5.5 Classification selon la construction :****Tubulaire**

- ❖ Tubes coaxiaux
- ❖ Tubes et calandre
- ❖ Spirales de tubes

**Plaques**

- ❖ Et joints
- ❖ Soudée
- ❖ Brassée

**Ailettes**

- ❖ Plaques ailettes
- ❖ Tubes ailettes

**Régénérateur**

- ❖ Relatif
- ❖ Matrice fixe

**I.5.6 Classification selon la capacité de la surface d'échange :**

Cette autre classification arbitraire, se base sur le rapport de l'aire la surface d'échange au volume de l'échangeur et se divise en deux :

- ❖ Echangeur compact (densité de surface  $> 700 \text{m}^2/\text{m}^3$ )
- ❖ Echangeur non compact (densité de surface  $< 700 \text{m}^2/\text{m}^3$ )

**I.5.7 Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange :**

- ❖ Les échangeurs métalliques : En acier, cuivre, aluminium....
- ❖ Les échangeurs non métalliques : En plastique, céramique ....

## I.6 LES TYPES DES ECHANGEURS DE CHALEUR: [6]

On distingue deux grandes familles :

### I.6.1 La famille tubulaire :

Les échangeurs tubulaires représentent encore près de la moitié des échangeurs thermiques utilisés dans l'industrie. Ils présentent un certain nombre d'avantages :

- ❖ Ils sont particulièrement faciles à fabriquer.
- ❖ Relativement bon marché.
- ❖ De maintenance aisée.
- ❖ Ils peuvent être utilisés surtout à des pressions élevées et à de fortes températures.
- ❖ Leur robustesse et leur fiabilité contrebalancent leur encombrement [4].

On distingue, le plus souvent, trois catégories :

#### I.6.1.a L'échangeur monotube :

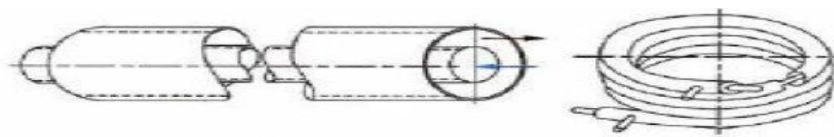
Un tube ayant généralement la forme d'un serpentín est lacé à l'intérieur d'un réservoir [3].



**Figure I.2 :** Un échangeur monotube .

#### I.6.1.b : L'échangeur coaxial (ou « tube-in-tube »)

Deux tubes sont imbriqués l'un dans l'autre. En général, le fluide chaud ou à haute pression s'écoule dans le tube intérieur (Figure I.4) [3].



**Figure I.3 :** Un échangeur coaxial .

#### I.6.1.c L'échangeur multitubulaire :

Il peut exister sous trois formes :

❖ **Échangeur à tubes séparés :**

A l'intérieur d'un gros tube sont placés plusieurs petits tubes, maintenus écartés par des entretoises (Figure I.5) [3].

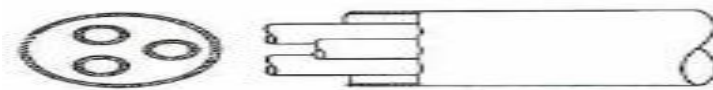


Figure I.4 : Un échangeur à tubes séparés [3].

❖ **Échangeur à tubes à ailettes (batteries à ailettes) :**

Il est constitué d'un faisceau de tubes, répartis en nappes, dans lesquels circule un fluide ayant un bon coefficient d'échange (liquide ou fluide frigorigène). Le fluide extérieur étant un gaz, on met des ailettes sur la face externe des tubes pour en améliorer l'échange (Figure I.6) [3].

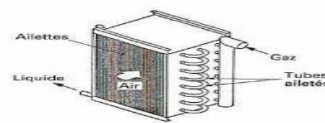


Figure I.5 : Une batterie à ailettes.

❖ **Échangeur à tubes et calandre :**

Ils sont constitués d'un faisceau de tubes placé dans une enveloppe (calandre). Les tubes sont maintenus par des plaques (perforées) qui servent également de chicanes pour l'écoulement du fluide circulant côté calandre (Figure I.7) [3].

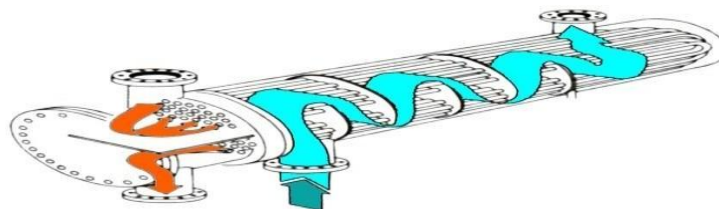


Figure I.6 : Un échangeur tubes et calandre.

Les avantages et les inconvénients des échangeurs tubulaires [4] :

Les avantages	Les inconvénients
Résiste aux fortes pressions bon coefficient de transfert Fiables et simples de conception	Puissance limitée Encombrement

**I.6.2 La famille à plaques :**

De création plus récente que les échangeurs tubulaires, les échangeurs à plaques ont subi depuis leur création, il y a environ 60 ans, des améliorations substantielles. On distingue trois types :



### I.6.2.a Les échangeurs à plaques et joints :

A l'origine inventés pour la pasteurisation du lait dans les années 1920, les échangeurs à plaques et joints connaissent un véritable développement depuis les années 1970 grâce à différents progrès technologiques.

Ils sont souvent plus économiques que les échangeurs tubulaires et ils présentent l'avantage de permettre une efficacité énergétique et des gains économiques réels (Figure I.8) [3].

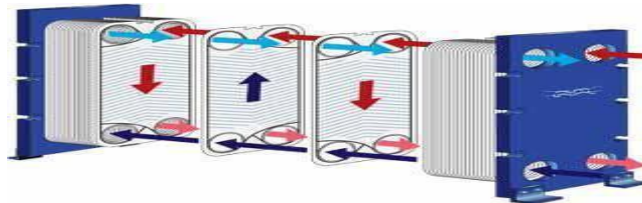


Figure I.7 : Echangeur à plaques et joints (ALFA LAVAL)

### I.6.2.b Les échangeurs à plaques soudées :

On a constaté que :

- ❖ les échangeurs de chaleur tubulaires sont puissants mais encombrants.
- ❖ les échangeurs à plaques et joints sont compacts mais moins résistants à la pression.

Pour ces raisons et afin d'avoir un meilleur échangeur, les thermiciens ont associés les avantages des uns et des autres afin d'obtenir un échangeur de chaleur à plaques soudées. Son fonctionnement est similaire à celui de l'échangeur thermique à plaques et joints (Figure I.9) [3].



Figure I.8 : Echangeur à plaques soudées (ALFA LAVAL).

### I.6.2.c Les échangeurs de chaleur à plaques brasées :

Ils sont constitués d'un nombre variable de plaques corruguées (c'est-à-dire striées de manière transversale) de haute qualité. Celles-ci sont la plupart du temps en acier inoxydable ou en cuivre et une plaque sur deux est retournée à 180°.

Chacun des deux fluides circule donc à contre-courant de part et d'autre des plaques d'échange. Cela permet entre autres de maximiser la surface d'échange utile (Figure I.10) [3].

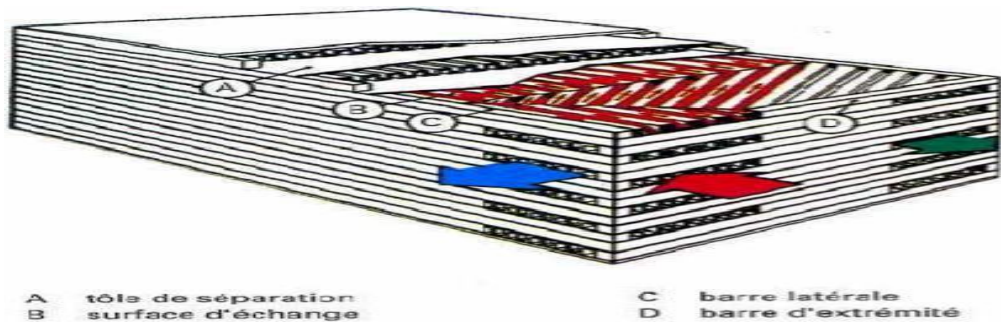


Figure I.9 : les composants et fonctionnement d'un échangeur à plaques brasées.

Les échangeurs de chaleur à plaques brasées sont l'un des types d'échangeurs thermique les plus utilisés dans les industries du génie climatique [3].

Il existe d'autres types tels que:

- ❖ Les échangeurs à plaques spiralées.
- ❖ Les échangeurs à plaques à ailettes.
- ❖ Les échangeurs à plaques à microcanaux.
- ❖ Les échangeurs platulaires.

Les avantages et les inconvénients des échangeurs à plaques [4] :

Les avantages	Les inconvénients
Moins encombrant que les tubulaires Très bon transfert de chaleur Peu de perte thermique modulable	Faible écart de température possible Régulation difficile Risque de fuite Éviter l'usage de produit chimique

Et il existe d'autres types d'échangeurs de chaleur comme (Figure I.11, Figure I.12, Figure I.13):



Figure I.10 : Echangeur rotatif



Figure I.11 : Aéroréfrigérant



Figure I.12 : Echangeur à lit fluidisé

**I.7 PROBLEMES COMMUNS QUI PEUVENT REDUIRE L'EFFICACITE DE L'ECHANGEUR DE CHALEUR :****I.7.1 Encrassement :**

L'encrassement est l'un des problèmes les plus courants dans les échangeurs de chaleur. Il se produit lorsque des solides, tels que du sable, des algues, de la saleté ou du tartre, se déposent sur des surfaces conductrices, empêchant ainsi l'échangeur de transférer la chaleur d'un milieu à un autre. Dans les cas graves, l'encrassement peut être très coûteux, en particulier lorsque les dépôts provoquent le blocage des tubes internes. Dans de tels cas, les opérateurs peuvent être contraints de mettre l'appareil hors service pour le démonter et le nettoyer. L'entretien de routine contribuera à atténuer le risque d'encrassement. Il est également essentiel de garantir que les échangeurs restent dans les plages de fonctionnement conçues en ce qui concerne le débit / la vitesse, la pression différentielle et la température.

**I.7.2 Fuite :**

Il existe deux types de fuites dans les échangeurs de chaleur: internes et externes. Dans la plupart des cas, les fuites sont le résultat de joints défectueux et peuvent être facilement corrigées. Les fuites dans les tubes, en revanche, sont généralement plus problématiques, car elles peuvent nécessiter de colmater ou de souder la fuite, ou dans certains cas, de remplacer entièrement le tube. Les causes profondes courantes des fuites de tubes comprennent la corrosion, la fatigue des métaux et les défauts de soudure. Ces problèmes sont souvent exacerbés sous haute pression.

**I.7.3 Formation de la poche d'air :**

La présence de poches d'air est un autre problème courant qui a un impact négatif sur les performances et l'efficacité du transfert de chaleur. Les unités de coque et de tube sont particulièrement sujettes à cette condition. L'air peut pénétrer dans les échangeurs de chaleur de différentes manières; cependant, il est le plus souvent le résultat d'une mauvaise ventilation lors du démarrage. Le gaz indésirable dans les tubes peut également être dû à des joints défectueux et / ou de taille incorrecte. Le fait de suivre les instructions du fabricant lors du démarrage et de purger périodiquement le gaz lorsque l'échangeur de chaleur est en marche permet d'éviter la formation de poches d'air et d'assurer des performances optimales. [7]

# **Chapitre II**

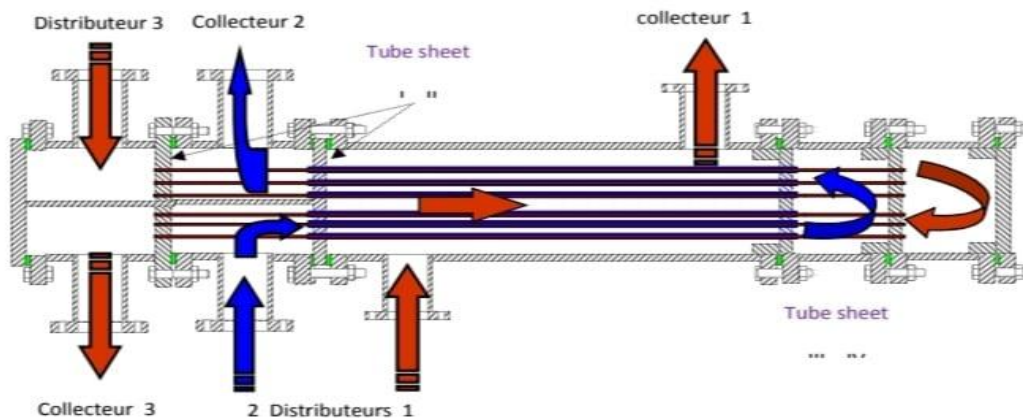
# **RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE**

## II.1 INTRODUCTION :

Le meilleur moyen de transmettre la chaleur entre deux ou plusieurs fluides sans risque de dégradation de leurs propriétés par mélange est l'utilisation de surfaces d'échange ou d'échangeurs de chaleur. Les échangeurs de chaleur font l'objet depuis plusieurs années de multiples travaux de recherche dont le but principal est lié à l'amélioration de leurs performances. L'objectif de ce chapitre est, de faire une étude bibliographique sur leurs caractéristiques, leurs performances ainsi que les méthodes et outils employés pour l'amélioration de ces performances.

## II.2 QUELQUES TRAVAUX SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR A DOUBLE TUBES CONCENTRIQUES :

Commençons par **Khiredine Baadache**[8] qui a élaboré un travail sur l'utilisation des algorithmes pour le dimensionnement de l'échangeur de chaleur à doubles tubes concentriques et calandre où la fonction objectif est la détermination du coût total qui est la somme du coût d'investissement de l'appareil et du coût de fonctionnement. L'utilisation des méthodes technico-économiques basées sur les méthodes d'optimisation et de dimensionnement des échangeurs de chaleur permet d'avoir un appareil répondant à la spécification technique avec un coût d'investissement et de fonctionnement le plus faible possible. La méthode de la différence de température moyenne logarithmique a été utilisée pour le calcul de la surface d'échange. Ce nouvel échangeur de chaleur est plus rentable et plus économique que l'ancien échangeur de chaleur, la diminution du coût total est d'environ 13,16%.



**Figure I.1 :** Configuration géométrique du problème étudiée par KHIREDDINE BAADACHE [8]

Taourit Farida [9] a réalisé une étude du comportement dynamique et thermique de deux écoulements du fluide dans un échangeur de chaleur. Une comparaison entre le cas simple et le cas avec ailettes a été effectuée. Cette étude a été réalisée à l'aide du logiciel Fluent qui se base sur la méthode des volumes finis. L'auteur a remarqué que pour avoir de bons résultats, il faut impérativement choisir le maillage qui convient à la configuration étudiée.

Les résultats numériques obtenus sont présentés pour analyser le comportement dynamique et thermique de deux écoulements dans un échangeur de chaleur sans et avec ailettes, ces résultats montrent clairement l'élévation de la température du fluide par l'effet des ailettes à la sortie de chaque section et constituent un apport important pour l'enrichissement des connaissances sur la convection forcée à l'intérieur des conduites.

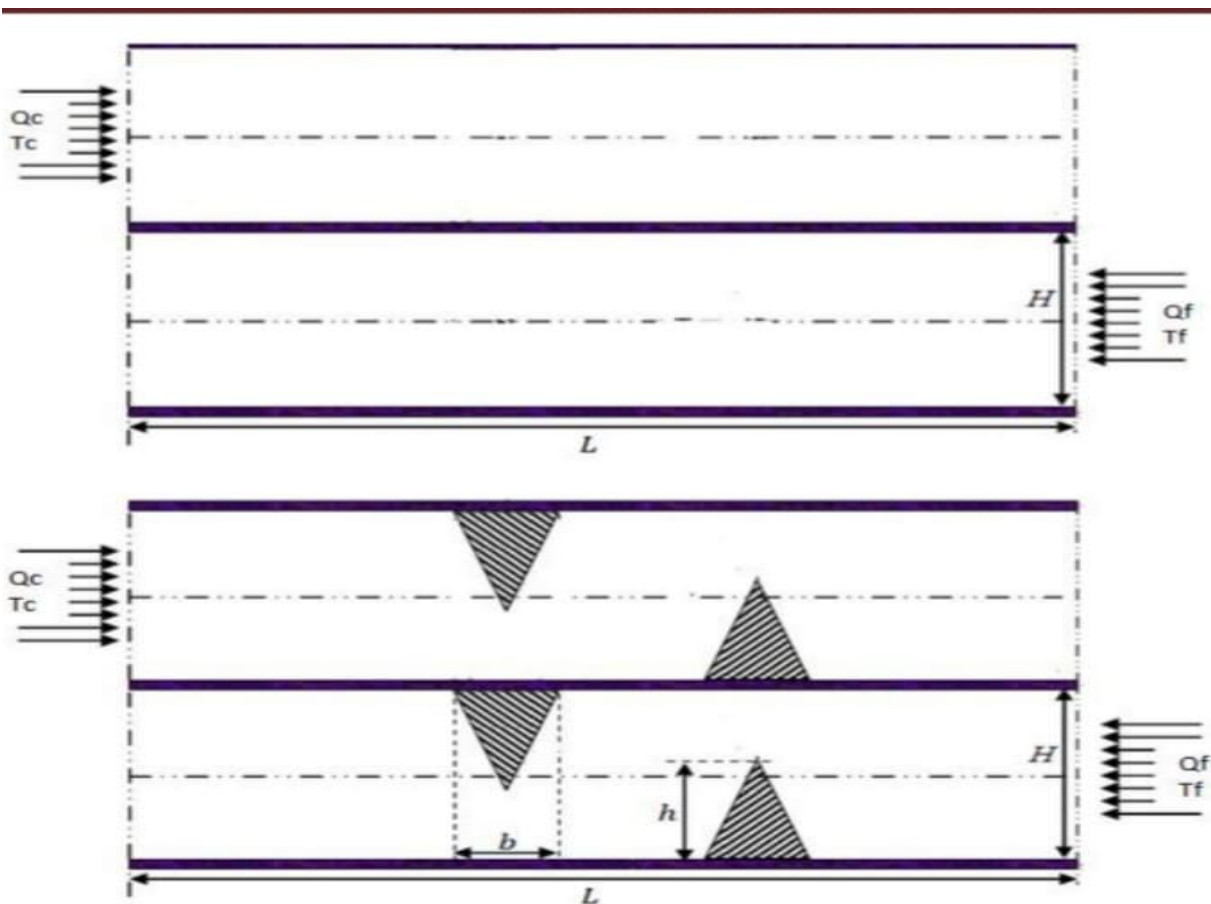
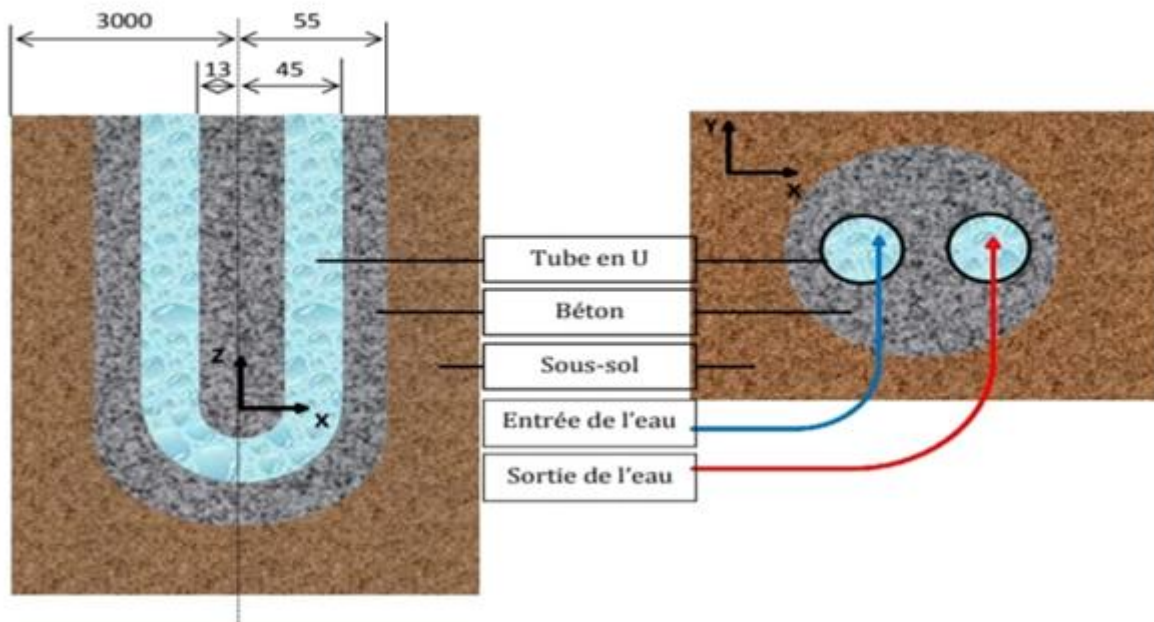


Figure I.2 : Configuration géométrique du problème étudiée par TAOURIT FARIDA [9]

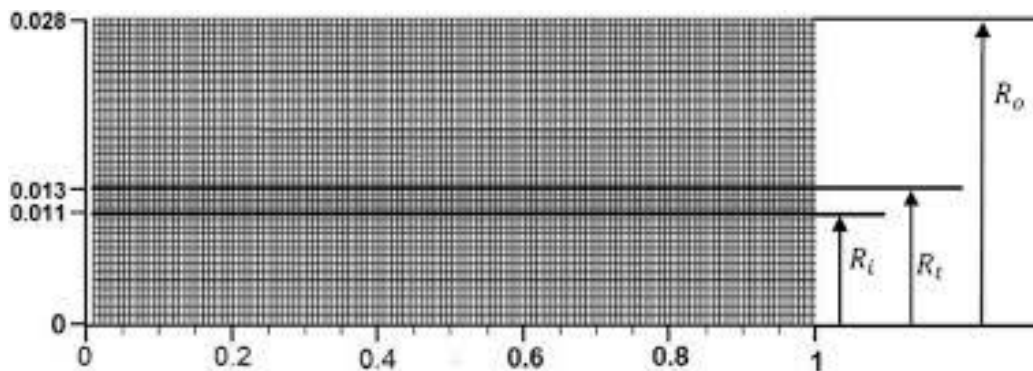
(a) : conduites lisses ;(b) : conduites muni des chicanes triangulaires

**Bénamar Bouhacina et al. [10]** ont mené une simulation numérique du comportement dynamique et thermique d'un échangeur de chaleur bitube muni d'ailettes destiné pour le stockage de l'énergie solaire. La simulation est devenue donc un outil important pour l'optimisation des systèmes aussi bien que pour vérifier leurs comportements à court et long terme. Evidement le but de ce travail est d'étudier les systèmes du stockage saisonnier de l'énergie solaire par puits géothermique SSPG de plus près, pour cela ils ont concentré leurs recherches sur le dispositif responsable du stockage sous terrain de l'énergie solaire qui est l'échangeur de chaleur bi-tubulaire vertical géothermique. Tous les résultats obtenus de cette étude montrent que le tube à ailettes apporte plusieurs avantages par rapport au tube lisse, qu'il s'agisse de performances thermiques ou dynamiques, d'où leurs conviction que c'est une solution très intéressante pour augmenter l'efficacité des échangeurs de chaleur géothermique.



**Figure I.3** : Configuration géométrique du problème étudiée par **Bénamar BOUHACINA et al. [10]**

**Hossein Arasteh et al. [11]** ont étudié l'écoulement de fluide et le transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur à double tuyau et à contre-courant exploitant des inserts en mousse métallique partiellement dans les deux tuyaux. Le but de cette étude est d'obtenir la distribution optimale d'un volume fixe de mousse métallique à travers les tuyaux qui fournit le taux de transfert de chaleur maximum avec l'augmentation minimale de la perte de charge. Les équations gouvernantes sont résolues en utilisant la méthode des volumes finis. Les mousses métalliques sont divisées en différents nombres de pièces et positionnées à différents endroits. Le nombre de pièces en mousse métallique, leur placement et leurs rapports volumiques dans chaque tuyau sont recherchés pour atteindre les conditions optimales. La mousse métallique en quatre pièces avec des rapports de volume de placement et de partitionnement optimisés est sélectionnée comme la meilleure disposition. Enfin il a été observé que le taux de transfert de chaleur, le coefficient de transfert de chaleur global et l'efficacité de l'échangeur de chaleur peuvent être améliorés jusqu'à 69, 124 et 9%, respectivement, tandis que la valeur la plus élevée de PEC est de 1,36.



**Figure I.4 :** Configuration géométrique du problème étudiée par Hossein Arasteh et al. [11]

**Zhe Tian et al. [12]** ont fait un article qui vise à étudier l'écoulement de fluide et le transfert de chaleur à travers un échangeur de chaleur à double tube en spirale. De nos jours, l'utilisation d'échangeurs de chaleur à double tube en spirale est devenue populaire dans différents segments industriels en raison de sa structure complexe et en spirale, ce qui entraîne une amélioration du transfert de chaleur. Dans ces échangeurs de chaleur, en convertissant le mouvement du fluide en mouvement secondaire, le coefficient de transfert de chaleur est supérieur à celui des échangeurs de chaleur à double tuyau droit et provoque une augmentation du transfert de chaleur entre les fluides. La simulation numérique par le code de calcul fluent pour analyser le transfert de chaleur en utilisant les nano fluides dans un échangeur de chaleur à double tube en spirale a été effectuée. L'étude des effets des paramètres de fonctionnement, notamment la vitesse d'entrée du fluide, la fraction volumique des nanoparticules, le type de nanoparticules et la température d'entrée du fluide sur l'efficacité du transfert de chaleur a été également menée.

Les résultats issus de la simulation numérique montrent les conditions de performance optimales à l'aide d'un algorithme génétique, il a été constaté aussi que les nano fluides eau – Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> et eau – SiO<sub>2</sub> sont les meilleurs choix pour les nombres de Reynolds allant de 10 551 à 17 220 et 17 220 à 31 910. , respectivement.



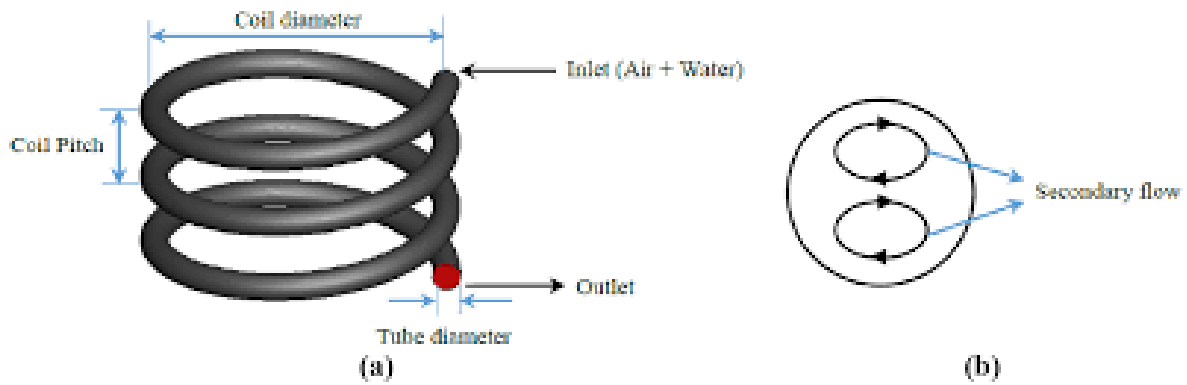


Figure I.5 : Configuration géométrique du problème étudiée par Zhe Tian et al. [12]

Mohammad Hussein Bahmani et al. [13] ont effectué un travail intéressant portant sur la convection forcée dans un échangeur de chaleur à double tube en utilisant des nano fluides avec des propriétés thermo physiques constantes et variables.

Le fluide froid était de l'eau distillée s'écoulant dans l'espace annulaire et le fluide chaud était de l'oxyde d'aluminium / nano fluide d'eau qui s'écoule dans le tube intérieur. La conductivité thermique et la viscosité ont été considérées comme des propriétés thermo physiques variables, et les résultats ont été comparés à des essais avec des valeurs constantes. La méthode des volumes finis a été utilisée pour résoudre les équations gouvernantes. Pour l'eau distillée,  $Re = 500$  a été utilisé, tandis que pour les nano fluides, une fraction volumique de nanoparticules égale à 2,5-10 pour cent et  $Re = 100-1,500$  ont été utilisés. Ils ont conclu que le taux de transfert de chaleur peut être amélioré en augmentant la fraction volumique des nanoparticules et le nombre de Reynolds. L'efficacité thermique est meilleure avec des caractéristiques thermo physiques constantes et le nombre moyen de Nusselt est meilleur pour les caractéristiques variables.

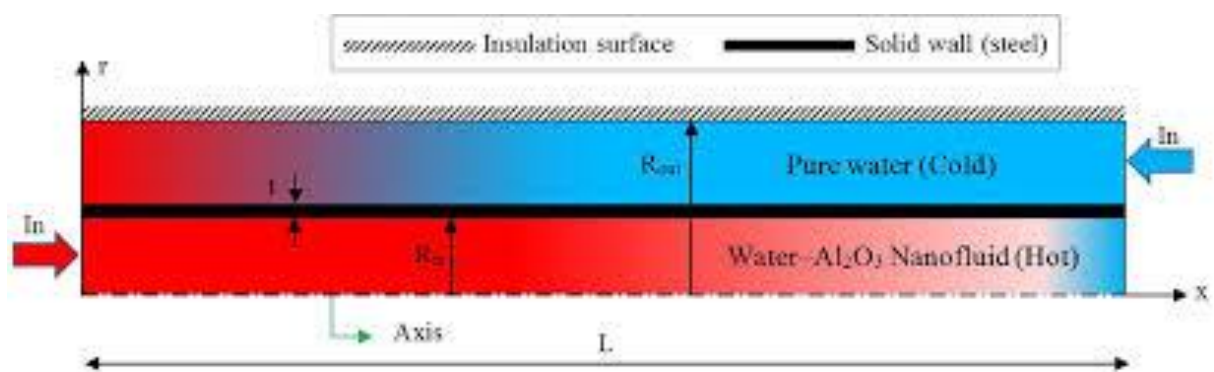
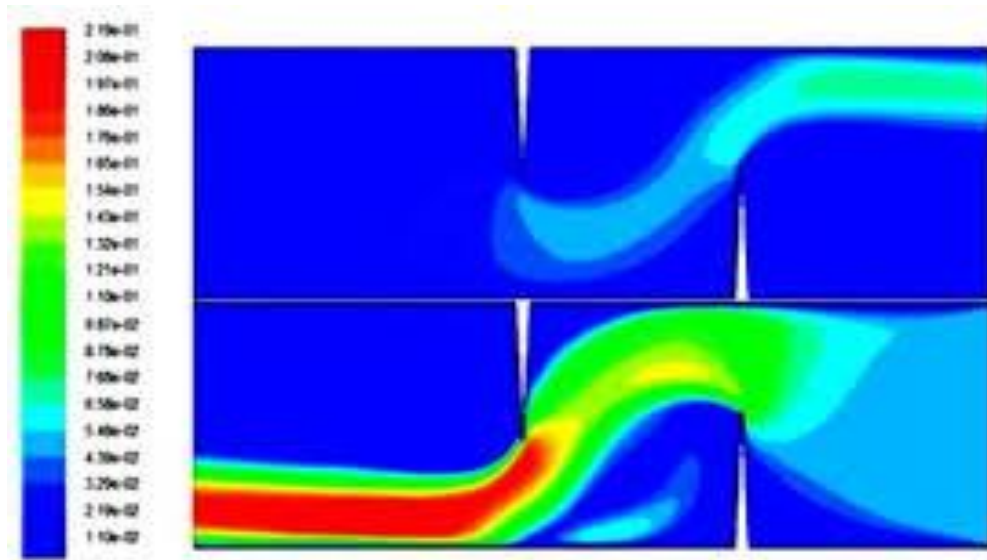


Figure I.6 : Configuration géométrique du problème étudiée par Mohammad Hussein Bahmani et al. [13]

**Escanes** et al. [14] ont mené une étude numérique du comportement thermique et dynamique des fluides dans des condenseurs et évaporateurs à double tuyau. Les équations régissant l'écoulement de fluide dans le tube (écoulement d'évaporation ou de condensation) et l'espace annulaire (écoulement monophasé), ainsi que l'équation d'énergie dans la paroi du tube, sont résolues de manière itérative une analyse des différents paramètres utilisés dans la discrétisation est effectuée. Quelques résultats illustratifs correspondant à la solution d'un condenseur et d'un évaporateur utilisant deux fluides de travail différents (R-12 et R-134a) sont présentés.



**Figure I.7 :** Configuration géométrique du problème étudiée par Escanes et al. [14]

# Chapitre III

## Etude expérimentale et résolution numérique

### III.1. INTRODUCTION :

Un échangeur de chaleur est un système qui permet de transférer un flux de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid, à travers une paroi sans contact direct. La plupart du temps, on utilise cette méthode pour refroidir ou réchauffer un liquide ou un gaz qu'il est impossible ou difficile de refroidir ou chauffer directement, par exemple l'eau d'un circuit primaire de refroidissement, d'une centrale nucléaire.

## Partie expérimentale

### III.2 PRESENTATION DE CONFIGURATION GEOMETRIQUE :

Cet échangeur de chaleur est un simple échangeur de chaleur à tube et coque. Il a deux tubes, l'un dans l'autre.



**Figure III.01** : Échangeur de chaleur à double tube concentrique [15]

Le tube externe est la coquille. Le tube intérieur transporte l'eau du circuit chaud du module de service, l'autre tube porte l'eau du circuit de froid. L'utilisateur peut connecter les circuits d'eau pour effectuer des expériences à contre-courant ou à flux parallèle (Co-courant) Cet échangeur de chaleur est divisé en deux parties égales avec des thermocouples supplémentaires à mi-parcours. Cela nous aide à comprendre plus clairement comment la température change le long de l'échangeur de chaleur.[15]

## III.3 DESCRIPTION DE LA GEOMETRIE : [15]

**Échangeur de  
chaleur à tubes  
concentriques  
(TD360a)**

Dimensions nettes :

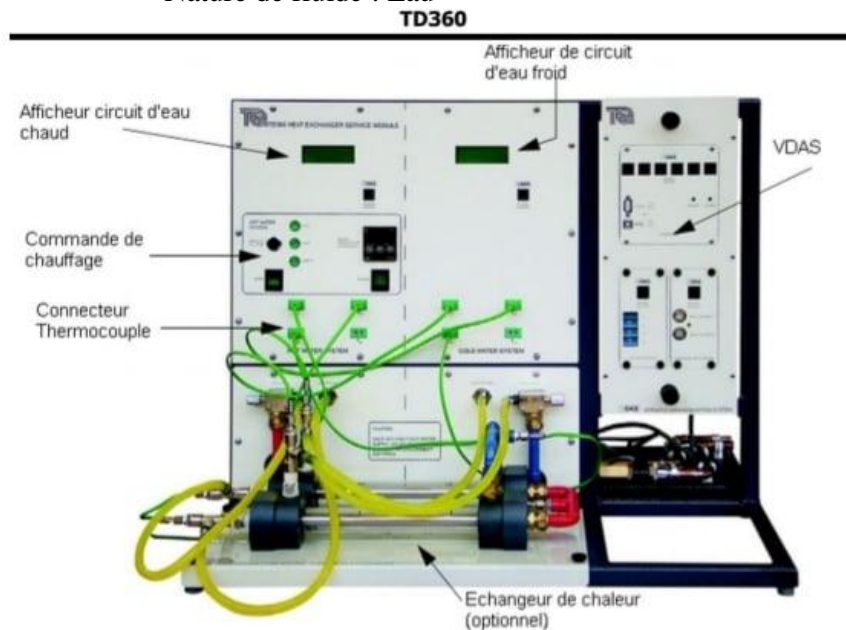
500 mm de large x 260 mm d'avant en arrière x 160 mm de hauteur et 3,5 kg

Tube extérieur (coque): Acrylique transparent, diamètre extérieur 30 mm et 20 mm de diamètre intérieur.

Tube intérieur : acier inoxydable, diamètre extérieur 12 mm et diamètre intérieur 10 mm.

Surface de transfert de chaleur moyenne: 0,02 m<sup>2</sup>

Nature de fluide : Eau



**Figure III.02 : Banc d'essai[15]**

**Protocole d'expérience :**

1. Installer l'échangeur de chaleur en le connectant en mode écoulement parallèle ou en contre-courant et régler le chauffage du réservoir à 30°C.
2. Créer un tableau de calcul ou utiliser le Système d'Acquisition de Données VDAS.
3. Utiliser un thermomètre pour mesurer la température ambiante de la salle.
4. Utiliser les vannes de régulation de débit pour maitre les configurations de débit comme indiqué dans le tableau.
5. Enregistrer les températures des circuits chaud et froid.
6. a) Pour l'expérience de variation de température :  

Répéter le travail pour les deux modes et pour des températures différentes.
- b) Pour l'expérience de variation de débit :  

Répéter le travail pour les deux modes et pour des débits différents.

## Partie simulation

### III.4 MODELISATION MATHÉMATIQUE :

Pour étudier les différents phénomènes physiques qui se manifestent dans ce type d'échangeur, on a modélisé mathématiquement ces phénomènes en tenant compte les hypothèses simplificatrices et les conditions aux limites, les équations simplifiées s'écrivent comme suit.

#### III.4.1 Le système d'équation :

##### III.4.1.1 Conservation de la masse

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0$$

##### III.4.1.2 Conservation de la quantité de mouvement

###### III.4.1.2.1 Conservation de la quantité de mouvement suivant la direction axiale

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ (\mu + \mu_T) \left( 2 \frac{\partial u}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ (\mu + \mu_T) \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right]$$

###### III.4.1.2.2 Conservation de la quantité de mouvement suivant la direction radiale

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left[ (\mu + \mu_T) \left( 2 \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[ (\mu + \mu_T) \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right]$$

##### III.4.1.3 Conservation d'énergie

###### III.4.1.3.1 Conservation d'énergie dans le fluide

$$\rho u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \frac{\mu}{\text{Pr}} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \frac{\mu}{\text{Pr}} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial y} \right]$$

###### III.4.1.3.2 Conservation d'énergie dans la paroi

$$\left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) = 0$$

###### III.4.1.3.3 Energie de dissipation $\epsilon$

$$\rho u \frac{\partial \epsilon}{\partial x} + \rho v \frac{\partial \epsilon}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial y} \right] + (c_{\epsilon 1} f_1 p_k - \rho c_{\epsilon 2} f_2 \epsilon) \frac{\epsilon}{k}$$

$p_k$  Représente le terme de production d'énergie cinétique

$$p_k = \mu_T \left[ 2 \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right]$$

Les constantes empiriques du modèle standard sont :  $c_u = 0.99, c_{\epsilon 1} = 1.44, c_{\epsilon 2} = 1.44, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3, \sigma_t = 0.9, f_1 = f_1 = f_u = 1.0$

**III.5 EQUATIONS UTILISEES :**

- Température moyenne du circuit froid (Tf) :  $T_{moy} = \frac{T1+T2}{2}$
- Température moyenne du circuit chaud (Tc) :  $T_{moy} = \frac{T1+T2}{2}$
- Capacité de chaleur (C) :  $C = m \times c$
- Capacité de chaleur spécifique (Cp) :  $Cp = Q / \Delta T$
- Energie calorifique (Q) :  $Q = m \times Cp \times \Delta T$
- Coefficient d'équilibre d'énergie (CEB):  $Ceb = Q_a / Q_b$
- Rendement de température du circuit chaud ( $\eta_c$ ) :  $\eta_c = \frac{TC1-TC2}{TC1-TF1} \times 100$
- Rendement de température du circuit froid ( $\eta_f$ ) :  $\eta_f = \frac{TF1-TF2}{TC1-TF1} \times 100$
- Rendement moyen de température ( $\eta$ ) :  $\eta = \frac{\eta_c + \eta_f}{2}$
- Différence moyenne logarithmique de température(LMTD) :  $\Delta TLM = \frac{(TC1 - TF1) - (TC2 - TF2)}{\ln\left(\frac{TC1 - TF1}{TC2 - TF2}\right)}$
- Coefficient de transfert de chaleur (U) :  $U = \frac{Q}{A \cdot \Delta TLM}$

**III.6 HYPOTHESE SIMPLIFICATRICE :**

Pour aborder le problème, il est nécessaire d'effectuer un certain nombre d'hypothèses simplificatrice afin d'établir un modèle mathématique simple qui décrit la physique de ce problème, pour cela, on adopte les hypothèses simplificatrices suivantes :

- ❖ L'écoulement est bidimensionnel
- ❖ Régime d'écoulement permanent
- ❖ Pertes de chaleur négligeable
- ❖ Fluide considéré parfait

### III.7 RAPPEL SUR LA METHODE DES VOLUMES FINIS :

Les méthodes de Volumes Finis sont construites à partir d'une formulation intégrale basée directement sur la forme forte des équations à résoudre. Les intégrales ne portent pas sur tout le domaine dans lequel sont posées les équations, mais sur des cellules disjointes appelées volumes de contrôles. En comparaison, la méthode des Eléments Finis s'appuie également sur une formulation intégrale des équations, appelée formulation variationnelle (ou encore formulation faible) faisant intervenir des "fonctions tests" et où les intégrales portent sur tout le domaine. Dans la méthode des Volumes Finis, les termes de divergence apparaissant dans les EDP à résoudre sont traités en utilisant le théorème de la divergence. Ainsi, les intégrales de volume d'un terme de divergence sont transformées en intégrales de surface. Ces termes de flux sont ensuite évalués aux interfaces entre les volumes de contrôle et les flux aux interfaces sont approchés par une fonction de flux numérique. Les méthodes de Volumes Finis ont été initialement développées et mises au point pour des lois de conservation hyperboliques.

Les méthodes de Volumes Finis sont conservatives car on impose que le flux entrant dans un volume de contrôle soit égal au flux sortant du volume adjacent. Ces méthodes sont par conséquent très bien adaptées à la résolution de lois de conservation. Le développement pour des équations elliptiques et paraboliques est plus récent. Un avantage de la méthode des Volumes Finis par rapport à la méthode des Différences Finies est qu'elle permet de résoudre des EDP avec des géométries complexes dans la mesure où elle utilise des maillages non-structurés. Dans la méthode des Volumes Finis, le domaine (supposé polygonal) est discrétisé par un maillage constitué de volumes de contrôles qui sont des (petits) volumes disjointes en 3D, des polygones en 2D, des segments en 1D. Les volumes de contrôles peuvent être construits autour des points d'un maillage initial par tétraédrisation/triangulation. Dans ce chapitre, on commence par présenter la méthode des Volumes Finis pour des équations elliptiques (1D puis 2D) et on s'intéressera ensuite à l'équation de transport 2D.

On développera une méthode de Volumes Finis pour les équations de Stokes et enfin on résoudra les équations de Navier Stokes incompressibles par un schéma semi-implicite en temps et une formulation Volumes Finis upwind pour le terme de convection linéarisé. [16]

### III.8 DEFINITION DE LA CFD :

Les outils de simulation numérique occupent une place prépondérante dans les études en physique du bâtiment. La démarche de conception optimale qui résulte de l'épuisement des ressources énergétiques et du souci de préservation de l'environnement, n'a fait qu'amplifier leur utilisation.

La simulation se définit comme l'utilisation ou la résolution de modèles correspondant à un système donné pour étudier le comportement de ce dernier dans un contexte précis. Elle est la suite logique de la modélisation qui est la première approche d'une simulation.



La simulation en Mécanique des Fluides Numérique (Computational Fluid Dynamics : CFD), est utilisée pour la modélisation, la visualisation et l'analyse des écoulements fluides et transferts thermiques.

Elle permet aux utilisateurs d'optimiser les performances des nouveaux concepts, tout en réduisant le cycle de commercialisation, les risques associés et les coûts. Depuis plus de 10 ans, Fluent, leader mondial en Simulation numérique des écoulements Fluides logiciels et services. S'emploie à offrir la solution de simulation la plus adaptée, que ce soit pour l'ensemble de l'industrie, la recherche ou la formation des ingénieurs de demain.

Cette solution passe par des services d'assistance technique, d'études à façon, et par des formations personnalisées. Le siège du groupe Fluent est situé à Lebanon, New Hampshire, USA, et compte des filiales en Belgique, Angleterre, France, Allemagne, Inde, Italie, Japon et Suède. Ses logiciels sont aussi vendus à travers le monde grâce à des joint-ventures, des partenariats et des distributeurs en Corée, Australie, Brésil, Chine, Taïwan, République Tchèque, Moyen Orient et dans la plupart des pays européens.[17]

### **III.9 PRESENTATION DES LOGICIELS « FLUENT » ET « GAMBIT » :**

#### **III.9.1 Préprocesseur GAMBIT :**

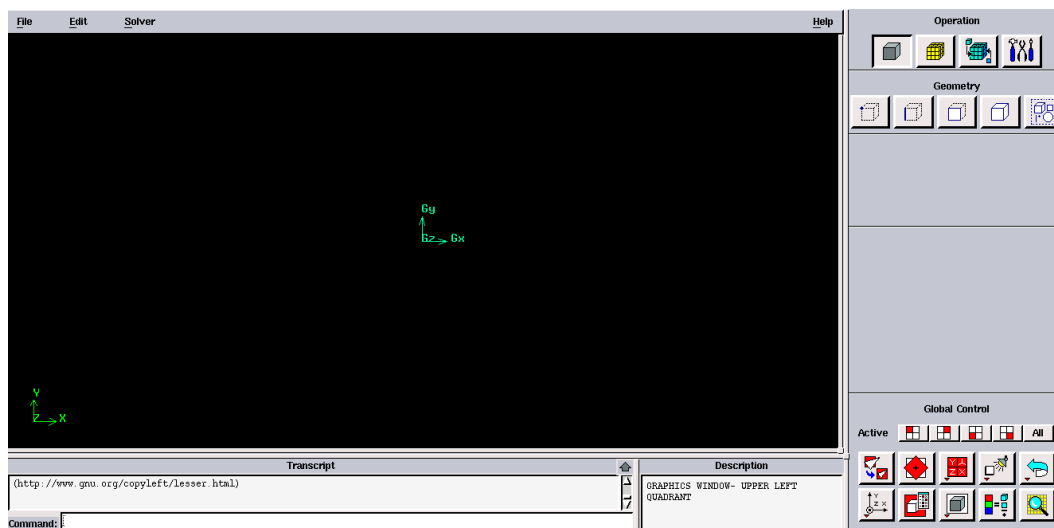
GAMBIT est un logiciel qui permet de créer des maillages pouvant être utilisés en particulier sous FLUENT. Le maillage est un prétraitement au logiciel de simulation. Il permet de générer un maillage structuré ou non structuré en coordonnées cartésiennes, polaires, cylindriques ou axisymétriques. Il peut réaliser des maillages complexes en deux ou trois dimensions avec des mailles de type rectangle ou triangle. [17]

Construction d'un maillage : Pour construire un maillage, il est bon de suivre la démarche suivante:

- ❖ définir la géométrie.
- ❖ réaliser le maillage.
- ❖ définir les paramètres des zones de calcul.

La géométrie comprend les positions physiques de points caractéristiques définissent la zone que l'on a à mailler: coordonnées spatiales des quatre sommets d'un carré; du point de départ et du point d'arrivée d'une ligne; du centre et de l'ouverture angulaire d'un arc de cercle. Il faut pouvoir représenter la zone à étudier par un ensemble de figures géométriques simples raccordées les unes aux autres. Pour des maillages structurés, on peut faire la liaison entre la géométrie et le maillage, Aussi, avant de réaliser le maillage, il faut spécifier par écrit d'une part la géométrie adoptée pour définir la zone à mailler, d'autre part les numéros des mailles correspondant aux points caractéristiques de la géométrie. Un nœud pourra alors être repéré par ces coordonnées physiques  $x$  et  $y$  ou indices  $I$  et  $J$ . Par ailleurs, il peut être avantageux de définir des points intermédiaires qui ne sont pas indispensables à la définition de la géométrie mais qui permettent de délimiter les zones dans lesquelles les mailles seront adaptées pour raffiner le maillage près des parois par exemple ou bien pour épouser au mieux la forme des obstacles, parois ou autres...

Après avoir lancé le logiciel, l'interface d'utilisation apparaît



**Figure III.3** : Vue globale de Gambit

### III.9.2 Présentation de "Fluent" :

"Fluent" est un code de calcul pour modéliser les écoulements des fluides et les transferts thermiques dans des géométries complexes. Il peut résoudre des problèmes d'écoulement avec des mailles structurées ou non structurées, qui peuvent être produites pour des géométries complexes avec une facilité relative. Les types de mailles supportées sont des mailles, en 2D, triangulaires ou quadrilatérales, ou en 3D (tétraédriques, hexaédriques et pyramidales) et les mailles mélangées (hybrides). "Fluent" est écrit en langage de programmation C et utilise pleinement la flexibilité et la puissance offertes par ce langage (allocation de la mémoire dynamique). En outre, il utilise une architecture qui lui permet de s'exécuter en tant que plusieurs processus simultanés sur le même poste de travail ou sur des postes séparés, pour une exécution plus efficace. "Fluent" s'utilise à travers une interface graphique. L'utilisateur expérimenté peut adapter ou augmenter aux besoins l'interface en écrivant des macros et des fonctions de menu afin d'automatiser certaines procédures.[18]

Ainsi, à titre non exhaustif, il a les capacités de modélisation suivantes:

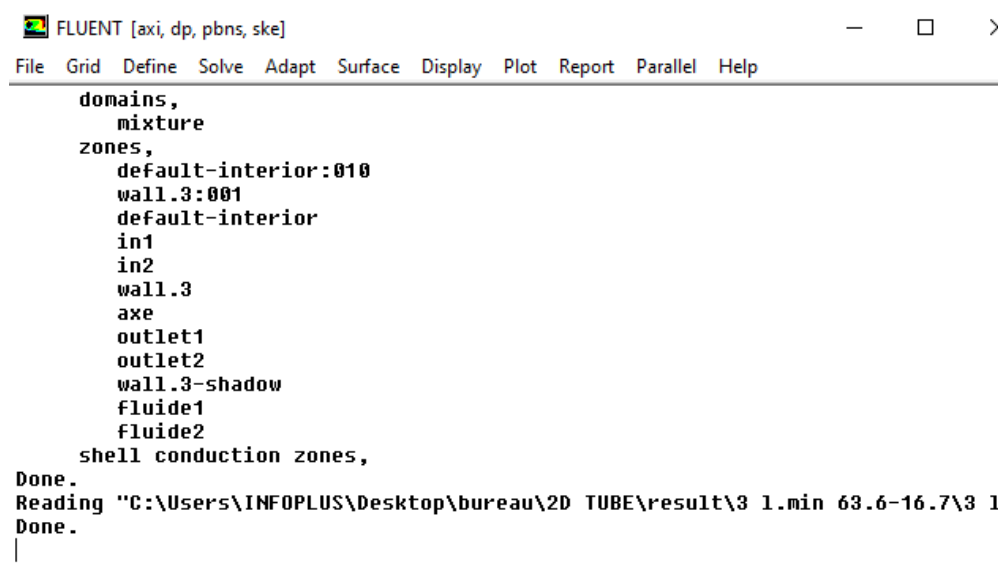
- ❖ Ecoulements 2D ou 3D.
- ❖ Etats permanents ou transitoires.
- ❖ Ecoulements incompressibles ou compressibles en incluant toute la vitesse de régimes (subsoniques, transsoniques, supersoniques et hypersoniques).
- ❖ Ecoulements non visqueux, laminaires ou turbulents.
- ❖ Ecoulements Newtonien ou non.
- ❖ Transfert de chaleur forcé, par conduction, par convection ou radiatif.
- ❖ Ecoulements avec changements de phases
- ❖ Ecoulements en milieux poreux.

Ce code de calcul emploie la méthode des volumes finis comme procédé de discrétisation. Les équations intégrales qui gouvernent l'écoulement, tels que l'équation de continuité, l'équation de conservation de la masse, celle de l'énergie ainsi que d'autres scalaires, comme la turbulence,

sont résolues par cette méthode statistique. En utilisant cette technique basée sur un volume de contrôle, "Fluent" traite les étapes suivantes:

- ❖ Division du domaine en volumes de contrôle discrets en utilisant une grille (maillage) de calcul.
- ❖ Intégration des équations gouvernantes sur les volumes de contrôle individuels afin de construire les équations algébriques pour les variables discrètes dépendantes, (les inconnues), telles que les vitesses, pression, température ...
- ❖ Linéarisation des équations discrétisées et résolution du système d'équations linéaires résultant pour pouvoir mettre à jour les valeurs des variables dépendantes (inconnues).

Après avoir lancé le logiciel, l'interface d'utilisation apparaît



```

FLUENT [axi, dp, pbns, ske]
File  Grid  Define  Solve  Adapt  Surface  Display  Plot  Report  Parallel  Help
domains,
  mixture
zones,
  default-interior:010
  wall.3:001
  default-interior
  in1
  in2
  wall.3
  axe
  outlet1
  outlet2
  wall.3-shadow
  fluide1
  fluide2
  shell conduction zones,
Done.
Reading "C:\Users\INFOPLUS\Desktop\bureau\2D TUBE\result\3 1.min 63.6-16.7\3 1
Done.
|

```

**Figure III.4** : Vue globale de fluent

### III.10 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 stockées 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  $y$ .

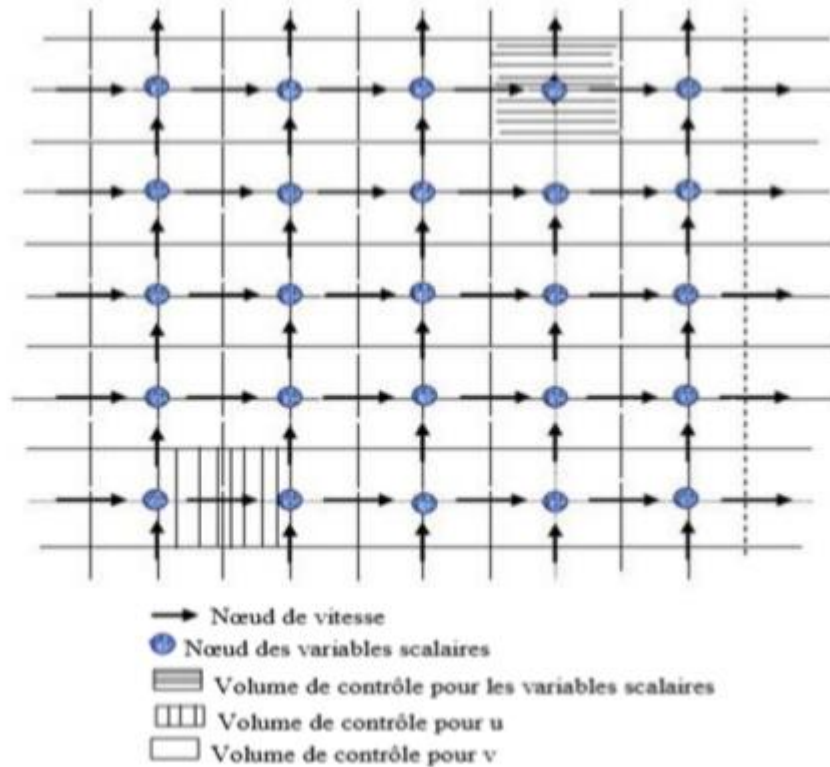


Figure III.5 : Schéma du maillage.

**III.11 GEOMETRIES DU PROBLEME :**

La géométrie du problème est présentée sur les figures [III.6] et [III.7]. Le système consiste du flux d'eau sont déplaçant à travers deux canaux cylindriques. Le flux est supposé être stable et turbulent. Dans cette étude numérique, les hypothèses suivantes sont adoptées:

- ❖ L'écoulement et le transfert de chaleur sont bidimensionnels.
- ❖ L'écoulement de fluide est supposé permanent.
- ❖ Les fluides sont newtoniens et incompressibles.

• Les propriétés physiques du fluide ( $C_p, \rho, \mu$ ) et du solide ( $\lambda_s$ ) sont constantes et évaluées à la température du fluide à l'entrée du canal.

- ❖ Les profils de vitesse et de température sont uniformes à l'entrée du canal.
- ❖ Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.

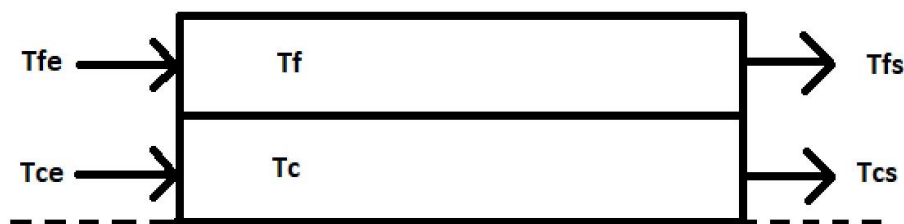


Figure III.6 : La géométrie étudiée (cas 1)



Figure III.7: La géométrie étudiée (cas 2)

L'écoulement des fluides est effectué sous les conditions suivantes:

- ❖ La longueur du canal,  $L = 579$  mm
- ❖ Le diamètre intérieur,  $D_i = 20$  mm
- ❖ Le diamètre extérieur,  $D_e = 30$  mm
- ❖ Le diamètre intérieur,  $d_i = 10$  mm
- ❖ Le diamètre extérieur,  $d_e = 12$  mm
- ❖ La température d'entrée (tube intérieur),  $T_{ce}$  Variable
- ❖ La température d'entrée (tube extérieur),  $T_{fe}$  Variable
- ❖ Débit massique d'entrée (tube intérieur),  $Q_c$  Variable
- ❖ Débit massique d'entrée (tube extérieur),  $Q_f$  Variable

# **Chapitre IV**

## **Résultats et interprétations**

**IV.1 INTRODUCTION :**

Dans ce chapitre, on va présenter les résultats d'une étude numérique et expérimentale du comportement dynamique et thermique d'un écoulement dans un échangeur de chaleur à double tube concentrique. L'objectif de notre travail est d'analyser l'influence de la variation du débit ainsi la variation de la température sur l'efficacité thermique d'un échangeur de chaleur en régime permanent. Les simulations numériques faites par le code de calcul « Fluent » nous a permis d'obtenir l'évolution des températures, de pressions et de débit pour toutes les géométries considérées et cela en traitant et en comparant entre cas Co-courant et pour le cas de contre-courant.

Les résultats obtenus dans cette partie, sont effectués à l'aide d'un préprocesseur GAMBIT (version 2.4.6) et un code de calcul FLUENT (version 6.3.26).

## IV.2 DISCUSSIONS ET INTERPRÉTATIONS :

Les travaux de ce mémoire ont été effectués expérimentalement et numériquement d'un échangeur de chaleur pour la configuration « co-courant » et « contre-courant » et pour la variation de ces deux paramètres :

- variation du débit d'entrée coté froid
- variation de la température d'entrée coté chaud

### Partie expérimentale

#### IV.2.1 Effet de variation de débit sur le transfert de chaleur :

On fait les expériences qui montrent l'effet de la variation de débit en fixant le débit chaud (3l/min) et variant le débit froid (de 0.5l/min à 3l/min).

Cette expérience a été faite en différentes configurations Co-courant et contre-courant comme montré dans les tableaux 1 et 2 :

	Qc	Qf	TC1	TC2	TF1	TF2
<b>1</b>	3	3	62,6	57.01	16,5	22.61
<b>2</b>	3	2	62,6	57.81	16,9	24.91
<b>3</b>	3	1	62,9	59.21	17	28.71
<b>4</b>	3	0,5	63,2	60.31	17,1	33.31

**Tableau IV.1 :** Variation de débit sur le transfert de chaleur : Résultats expérimentaux en Co-courant

	Qc	Qf	TC1	TC2	TF1	TF2
<b>1</b>	3	3	63,6	58.01	16,7	23.11
<b>2</b>	3	2	63,3	58.61	16,7	25.21
<b>3</b>	3	1	63,4	59.81	16,9	29.11
<b>4</b>	3	0,5	63,7	60.91	16,9	34.01

**Tableau IV.2 :** Variation de débit sur le transfert de chaleur : Résultats expérimentaux en Contre-courant



D’après le résultat obtenu pour les 2 cas étudiés, on remarque que l’effet de la variation de débit d’entrée diffère d’un cas à un autre selon l’expérience.

Pour les opérations 1 et 2, l’augmentation de débit d’entrée (Qf) provoque une faible diminution de température de sortie (TF2).

Les résultats indiquent que l’augmentation de débit du tube externe conduit à diminuer l’écart de température pour le fluide contenu dans le tube externe en conservant la quantité de chaleur échangée donc plus de vitesse moins d’écart de température.

**IV.2.2 Effet de variation de température sur le transfert de chaleur :**

Les expériences qui montrent l’effet de la variation de températures ont été effectuées en fixant la température d’entrée froide (17°C) et en variant la température d’entrée chaude (de 30°C à 50°C).

Cette expérience a été faite en différentes configurations Co-courant et contre-courant comme montré dans les tableaux 3 et 4 :

	<b>T</b>	<b>TC1</b>	<b>TC2</b>	<b>TF1</b>	<b>TF2</b>
<b>1</b>	30	30,2	29.01	16,6	19.01
<b>2</b>	40	41.01	39,5	16,9	20.71
<b>3</b>	50	50,6	47.21	17,1	22.41

**Tableau IV.3 :** Variation de température sur le transfert de chaleur : Résultats expérimentaux en Co-courant

	<b>T</b>	<b>TC1</b>	<b>TC2</b>	<b>TF1</b>	<b>TF2</b>
<b>1</b>	<b>30</b>	<b>31,2</b>	<b>29.81</b>	<b>16,2</b>	<b>18.31</b>
<b>2</b>	<b>40</b>	<b>40,6</b>	<b>38.21</b>	<b>16,6</b>	<b>20.01</b>
<b>3</b>	<b>50</b>	<b>50,6</b>	<b>47.21</b>	<b>17,1</b>	<b>22.11</b>

**Tableau IV.4 :** Variation de température sur le transfert de chaleur : Résultats expérimentaux en Contre-courant

D’après les résultats obtenus pour les deux cas étudiés, on remarque que l’effet de la variation de la température du fluide émetteur est le même pour chaque expérience. L’augmentation de la température d’entrée provoque une faible augmentation de température maximale à la sortie pour tous les expériences.

Et d’après la figure (IV.6), nous constatons que la température diminue en fonction de la vitesse d’écoulement car si la température d’entrée du fluide chaud augmente donc l’échange de la chaleur entre les deux fluides augmente en termes de puissance thermique. C’est pour cette raison, nous pensons que la température de sortie de fluide froid augmente en fonction de température d’entrée de fluide chauffeur.

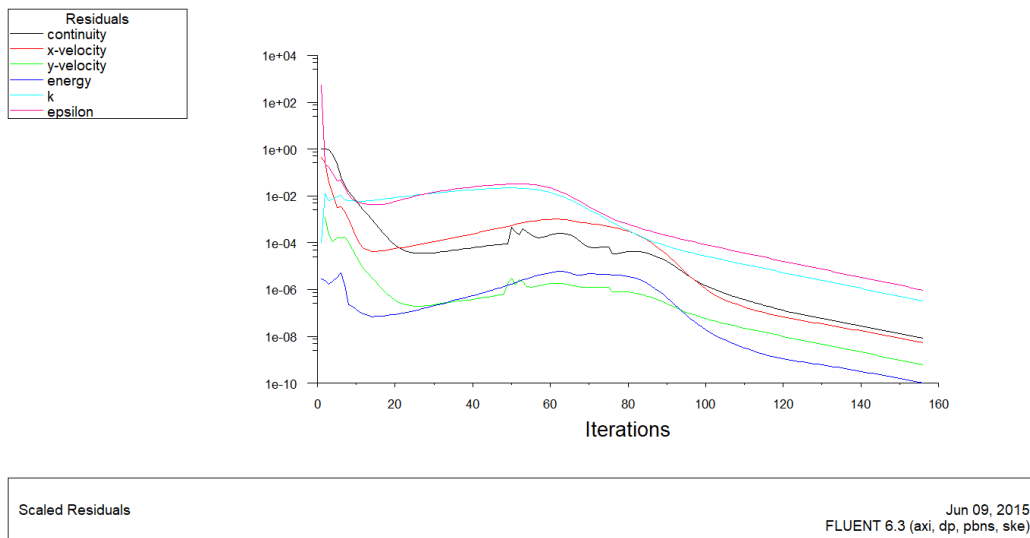
**Partie numérique**

**IV.3 GENERATION DE MAILLAGE SUR UN ECHANGEUR DE CHALEUR A DOUBLE TUBE CONCENTRIQUE :**

Un maillage structuré, d’élément quadratique et raffiné près des frontières du domaine de calcul est utilisé (figure IV.1)



**Figure IV.1 :** Génération de maillage sur le long de l’échangeur de chaleur



**Figure IV.2 :** Convergence des résidus.

IV.4 VALIDATION DE MODELE

Avant de procéder à l’exploitation du code sur la géométrie étudiée, une comparaison des résultats numériques de la présente étude avec une étude expérimentale a été effectuée et cela en adoptant les mêmes paramètres d’entrés ( fluide , température , débit ..) pour les deux coté (chaud et froid ) dans un même échangeur de chaleur .

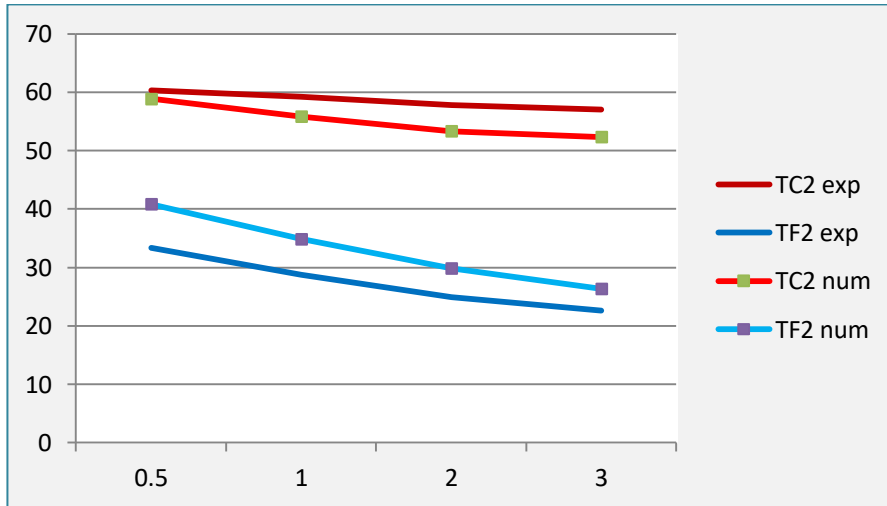


Figure IV.3 : Variation de la température de fluide coté froid et chaud à la sortie en fonction de débit (co-courant)

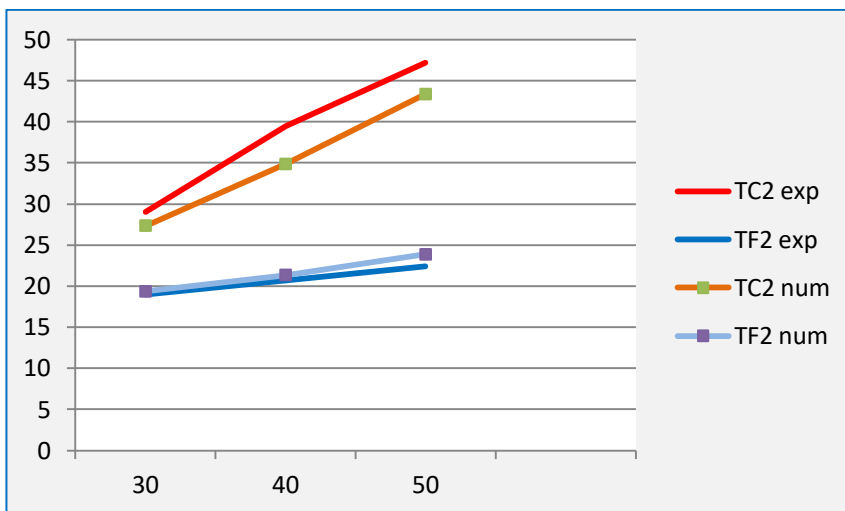


Figure IV.4 : Variation de la température de fluide coté froid et chaud à la sortie en fonction de débit (contre-courant)

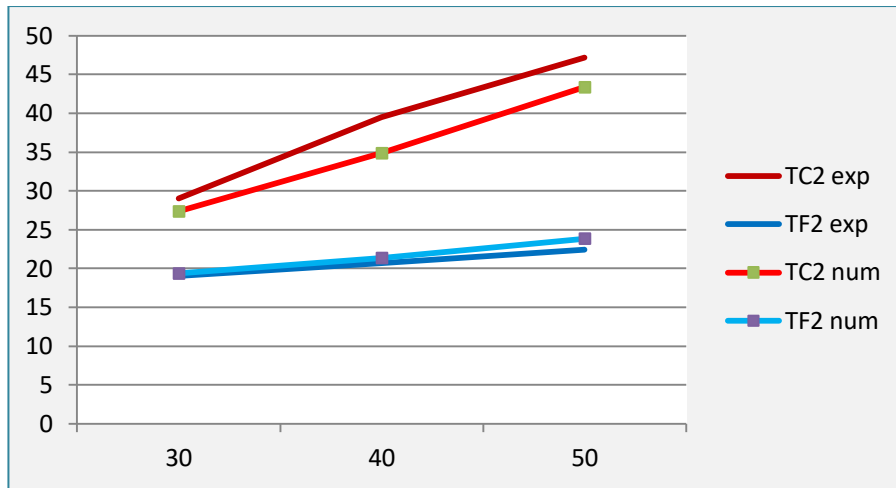


Figure IV.5 : Variation de la température de fluide coté froid et chaud à la sortie en fonction de température (co-courant)

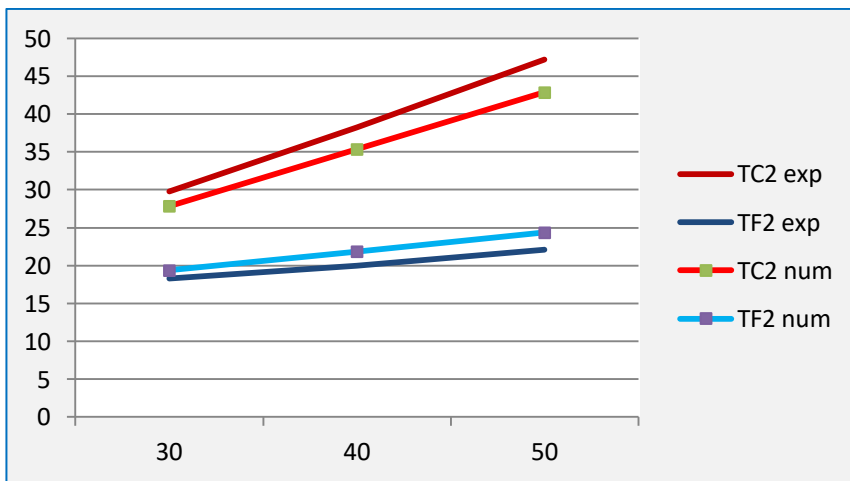


Figure IV.6 : Variation de la température de fluide coté froid et chaud à la sortie en fonction de température (contre-courant)

Excepté quelques petits écarts, un bon accord a été constaté entre nos résultats obtenus numériquement par le code de calcul Fluent et celles de l'expérience sur le banc d'essai.

IV.5 ASPECT THERMIQUE :

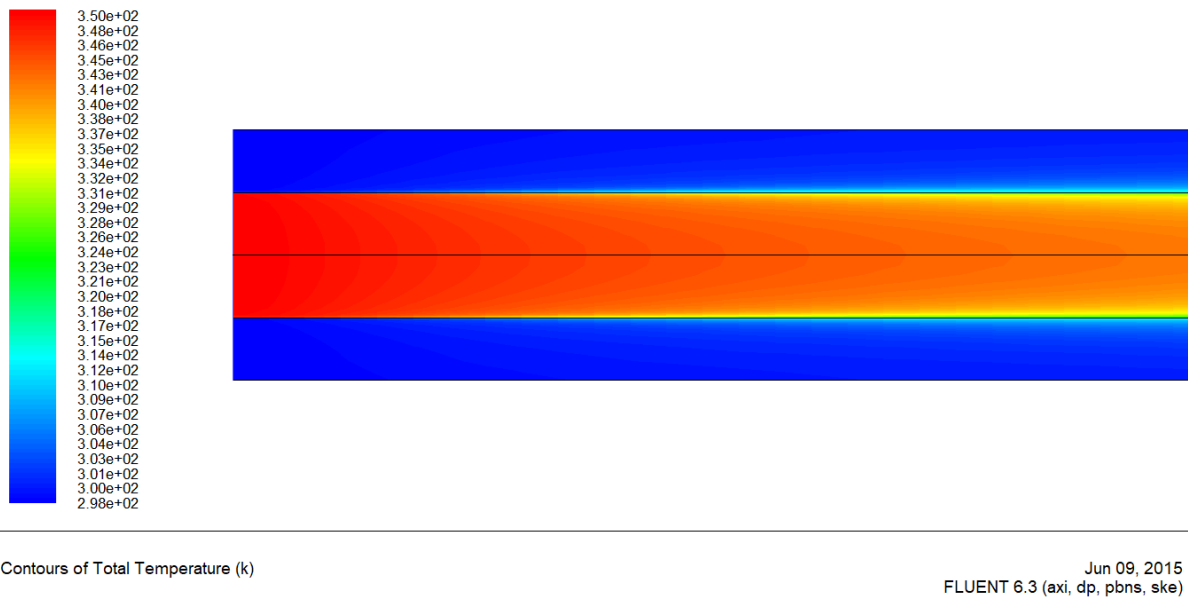


Figure IV.7 : Contour de température de l'échangeur

Le comportement thermique du fluide dans un échangeur de chaleur concentrique à tube lisse est montré sur le figure ci-dessus, on voit clairement que l'échange thermique s'effectue tout d'abord entre le fluide chaud et la paroi interne par convection, ensuite par la conduction en traversant l'épaisseur de tube. Finalement par convection entre la paroi externe du tube inter et le fluide .on remarque aussi que l'échange est plus important plus préside la paroi et surtout a la sortie de la conduite.

IV.6 ASPECT DYNAMIQUE :

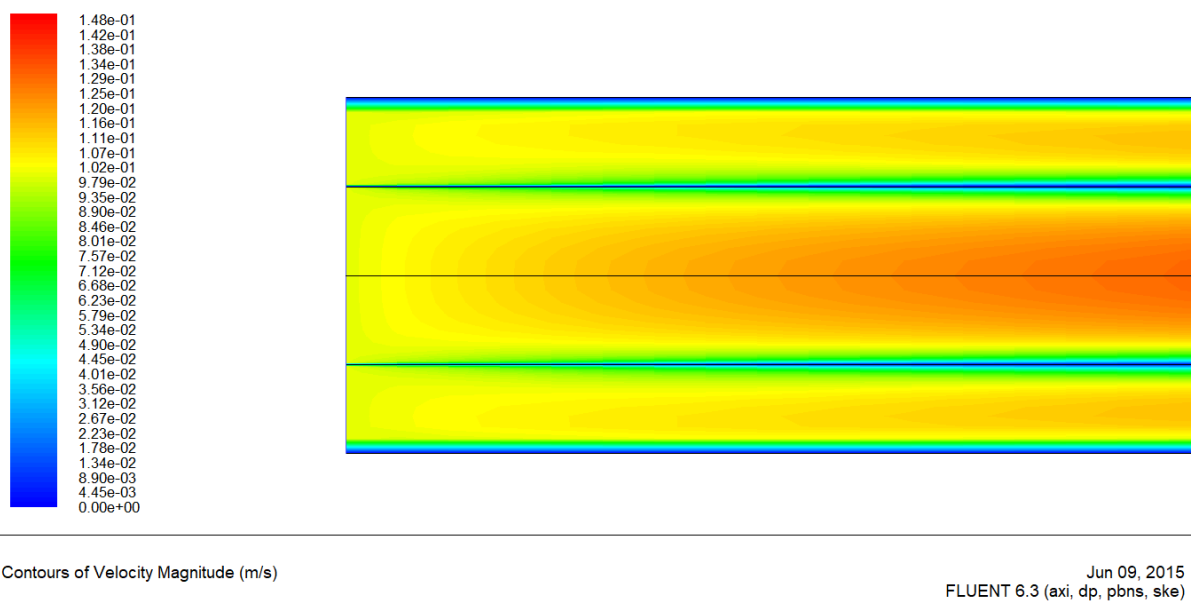


Figure IV.8 : Distribution de champ de vitesse axial dans la longueur de tube.

Le contour de la composante axiale de la vitesse est donné par la figures IV.8, ces contours montrent que l'écoulement est accéléré à l'entrée de la conduite, ensuite il se ralenti sur le long de tube a cause de frottement

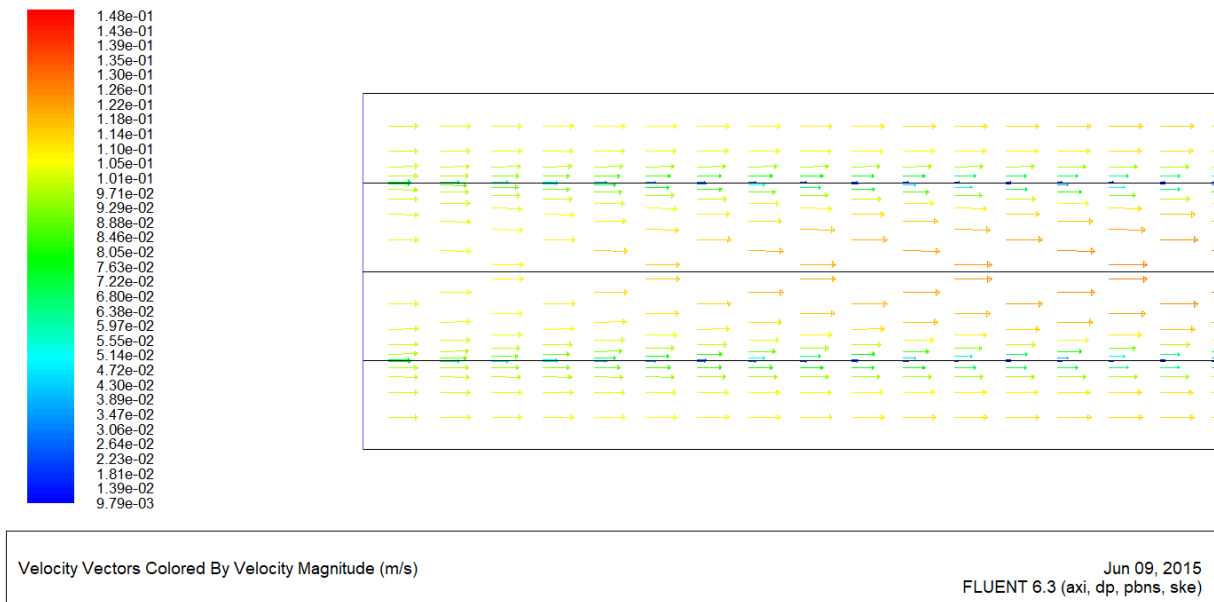


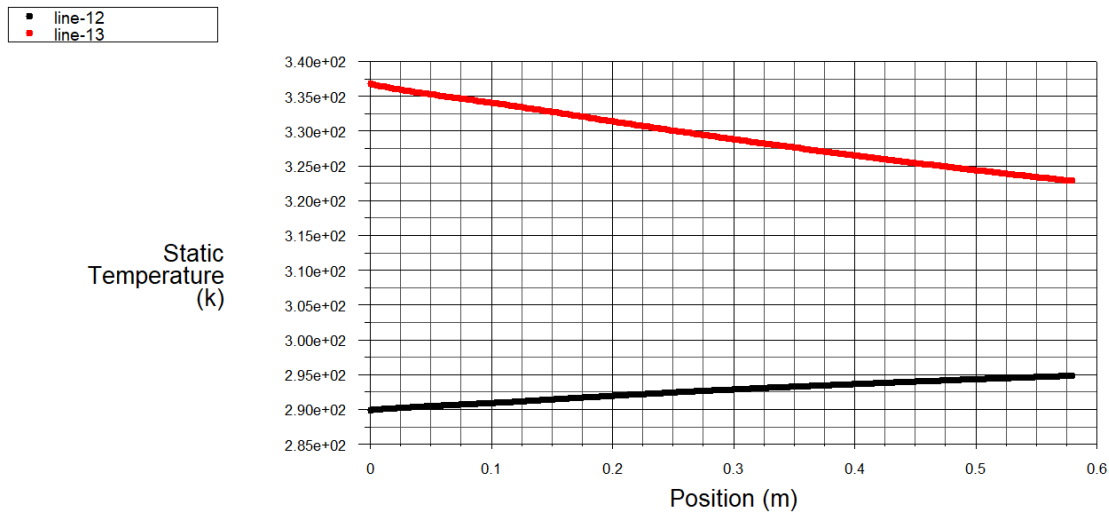
Figure IV.9 : Contour de vecteur vitesse axial de l'échangeur

On remarque que les vecteur de vitesse en provenance de l'entrée et se dirigeant vers la sortie sur les deux coté du fluide confirme le sens de l'écoulement.

Plus que ça on remarque un freinage la zone d'interface entre la paroi et le fluide dû à la couche limite.

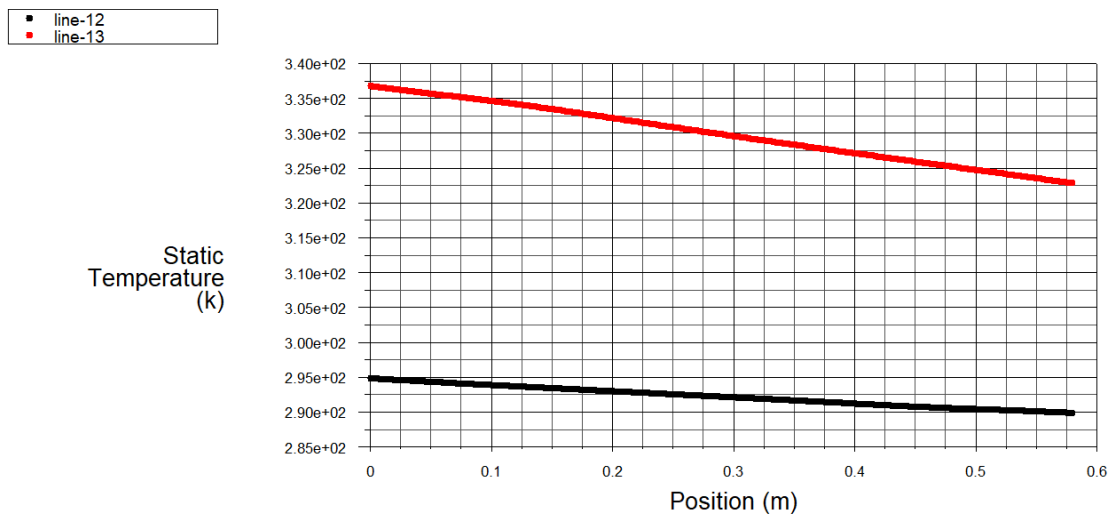
**IV.7 COMPARAISON DES DEUX MODES DE CIRCULATION DE FLUIDE (CO-COURANT ET CONTRE-COURANT) :**

Il s'agit d'une comparaison d'un échangeur de chaleur concentrique dans les deux dispositions des écoulements Co-courants et contre-courant. Les figures ci-dessous donnent l'allure de la distribution de température pour les cas traités. Ainsi nous avons retenus comme graphes les allures des températures de sortie des deux fluides cotés chaud et froid, en fonction de la position x.



Static Temperature Aug 31, 2015  
FLUENT 6.3 (axi, dp, pbns, ske)

**Figure IV.10 :** Profil de température le long d'un échangeur de chaleur pour la configuration « Co-courant ».



Static Temperature Aug 31, 2015  
FLUENT 6.3 (axi, dp, pbns, ske)

**Figure IV.11 :** Profil de température le long d'un échangeur de chaleur pour la configuration « contre-courant ».

Nous pouvons constater que, pour les mêmes paramètres d'entrées (température, débit pour les deux fluides), et pour les mêmes surfaces d'échanges, la température à la sortie du fluide coté chaud est plus importante dans le cas du contre-courant que celui du co-courant. et moins importante dans la direction sortie coté froid, ce qui prouve l'impact d'utilisation de la configuration contre courant sur le perfectionnement de l'échange thermique, et ce qui la rend plus rentable que la configuration Co-courant.

# CONCLUSION GENERALE



## CONCLUSION GENERALE

L'objectif de ce travail est d'étudier le comportement dynamique et thermique d'un écoulement dans un échangeur de chaleur à double tube concentrique en régime permanent.

Cette étude a été effectuée numériquement par le code de calcul FLUENT et expérimentalement dans le laboratoire de mécanique du centre universitaire Belhadj Bouchaib Ain Temouchent.

Pour donner plus de confiance aux résultats de notre simulation numérique, nous avons comparé ces derniers avec l'étude expérimentale faite dans le labo, un excellent accord est apprécié entre les deux.

Une étude comparative entre les résultats numériques et expérimentaux d'un échangeur de chaleur bi tubulaire pour deux modes de circulation co-courant et contre-courant a été faite, L'étude de l'influence de la variation du débit et de la température d'entrée a été aussi traitée et analysé pour ces deux modes.

Grâce aux résultats obtenus on a conclu que :

- L'échange est plus important plus près de la paroi et surtout à la sortie de la conduite.
- L'écoulement est accéléré à l'entrée de la conduite, ensuite il se ralentit sur le long de tube a cause de frottement parce que l'échange thermique s'effectue tout d'abord entre le fluide chaud et la paroi interne par la convection, ensuite par la conduction en traversant l'épaisseur de tube. Finalement par convection entre la paroi externe du tube interne et le fluide.
- L'augmentation de débit à l'intérieur du tube externe conduit à diminuer l'écart de température pour le fluide contenu dans le tube externe en conservant la quantité de chaleur échangée donc plus de vitesse moins d'écart de température.
- Le transfert de chaleur par convection dépend du régime de l'écoulement et la surface d'échange et la température.
- nous constatons que si la température d'entrée du fluide chaud augmente donc l'échange de la chaleur entre les deux fluides augmente en termes de puissance thermique.
- L'échangeur de chaleur à contre-courant est beaucoup mieux que l'échangeur de chaleur à co-courant. Le fonctionnement de l'échangeur de chaleur dépend de nombreux paramètres les plus importants de ces paramètres est la température et la pression des fluides, propriétés physiques ainsi le régime de l'écoulement.

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Benoit Allen. Optimisation d'échangeurs de chaleur : condenseur à calandre, réseau d'échangeurs de chaleur et production d'eau froide. (M.Se). l'Université Laval 2010
- [2] Marvillet.C, Manificat.A, Berrada.N Et Weber.C (2014). E.Book Tome 1: Echangeurs Thermiques -: Technologies, Conception et dimensionnement, GRETh.
- [3] Bontemps. A, Guarrigue.A, Goubier.C, Huetz.J, Marvillet.C, Mercier.P, Vidil.R. Echangeurs de chaleur, *Techniques de l'ingénieur*, traité Génie énergétique, Références B2340, B2341, B2342, B2343, B2344.
- [4] <https://www.encyclopedie-energie.org/les-echangeurs-de-chaleur/>
- [5] A.Mezmiz. Mini projet 1<sup>er</sup>é post graduation " différent type d'échangeur" de l'université Mentouri Constantine 2006.
- [6] Bougrine Aicha, "Conception d'un Outil D'aide à la Décision et le Choix et Le Dimensionnement D'un échangeur de chaleur ", université Blida 1, faculté de technologie, département de génie mécanique, spécialité : optimisation des systèmes énergétiques, (P ), 2017
- [7] <https://www.honiron.com/3-conditions-that-impact-heat-exchanger-performance/>
- [8] [https://scholar.google.fr/citations?user=AkrMdfYAAAAJ&hl=fr#d=gs\\_md\\_cita&u=%2Fcitations%3Fview\\_op%3Dview\\_citation%26hl%3Dfr%26user%3DAkrMdfYAAAAJ%26citation\\_for\\_view%3DAkrMdfYAAAAJ%3Ad1gkVwhDp10C%26tzm%3D-60](https://scholar.google.fr/citations?user=AkrMdfYAAAAJ&hl=fr#d=gs_md_cita&u=%2Fcitations%3Fview_op%3Dview_citation%26hl%3Dfr%26user%3DAkrMdfYAAAAJ%26citation_for_view%3DAkrMdfYAAAAJ%3Ad1gkVwhDp10C%26tzm%3D-60)
- [9] <http://dspace.univ-tlemcen.dz/bitstream/112/3861/1/msgm9.pdf>.
- [10] <http://dspace.univ-tlemcen.dz/handle/112/8224>.
- [11] <https://www.emerald.com/insight/content/doi/10.1108/HFF-04-2018-0162/full/html?SkipTracking=true>.
- [12] <https://www.emerald.com/insight/content/doi/10.1108/HFF-04-2019-0287/full/html?skipTracking=true>
- [13] <https://www.emerald.com/insight/search?q=Mohammad+Hussein+Bahmani&shwAl=true>

- [14] <https://www.emerald.com/insight/content/doi/10.1108/EUM0000000004087/full/html?skipTracking=true>
- [15] TP échangeur de chaleur Dr. Benzenine Hamidou cubbat
- [16] [http://www.iecl.univ-lorraine.fr/~Jean-Francois.Scheid/Enseignement/polyVF2017\\_18.pdf](http://www.iecl.univ-lorraine.fr/~Jean-Francois.Scheid/Enseignement/polyVF2017_18.pdf)
- [17] <http://dspace.univ-tlemcen.dz/bitstream/112/1063/8/CHAPITRE4.pdf>
- [18] L.C.Demartni, H.A.Vielmo and S.V.MOLLER, « Numeric and experimental analysis of the turbulent flow through a channel with baffle plates », J. of the Braz. Soc. Of Mech. Sci. Eng., Vol. XXVI, No. 2, p (153-159), 2004.