



N° d'ordre :

N° de série :

## Université de Ghardaïa

Faculté des Sciences et Technologie  
Département de Génie des procédés

Mémoire présenté en vue de l'obtention du diplôme de

## MASTER

**Domaine :** *Sciences et Technologies*

**Filière :** Génie des procédés

**Spécialité :** *Génie chimique*

**Par :** **Elgaroui Rahima**

## Thème

SIMULATION DES ÉCHANGES THERMIQUES DANS UN  
ÉCHANGEUR DE CHALEUR À TUBES  
CONCENTRIQUES

Soutenu publiquement le 27/06/2019

### Devant le jury :

<b>Mohamed ARIF</b>	MAA	Univ de Ghardaïa	<b>Président</b>
<b>Mohamed Saleh BENOUNA</b>	MCB	Univde Ouargla	<b>Examineur</b>
<b>Djemoui LALMI</b>	Maitre de recherche B	URAER. Ghardaïa	<b>Examineur</b>
<b>Amel TRABELSI</b>	MAA	Univ de Ghardaïa	<b>Encadreur</b>
<b>Brahim ZITANI</b>	MAB	Univ de Ghardaïa	<b>Co-encadreur</b>

Année universitaire 2018/2019

# *Dédicace*

*Je dédie ce modeste travail :*

*A mon cher Père et A ma chère Mère*

*A mes chers Frères et A mes chères sœurs*

*A mes chères et fidèles amies*

*A toute la promotion génie chimique 2018-2019.*



# Remerciements

*Je saisi cette opportunité pour remercier en premier lieu mon encadreur **Dr. Mme Amel TRABELSI**, pour tout ce qu'elle a fait pour moi, en me conseillant, en m'aidant et en m'assistant le long du chemin de ce projet de fin d'études.*

*Je tiens à remercier infiniment **Mr. Brahim ZITANI** pour son aide précieuse et orientation au cours de ce travail.*

*Mes remerciements s'adressent également aux messieurs les membres de jury, pour l'intérêt qu'ils ont montré en acceptant de lire et d'examiner ce modeste travail.*

*- Monsieur **Mohamed ARIF**, Maître assistant A, à l'université de Ghardaïa, d'avoir accepté de présider ce jury.*

*- Monsieur **Med Saleh BENOUNA**, Maître de conférence B, à l'université de Ouargla, de m'avoir fait l'honneur d'examiner et juger ce travail.*

*- Monsieur **Djemoui LALMI**, Maître de recherche B, à URAER de Ghardaïa, d'avoir accepté d'examiner ce travail.*

*Un grand merci à tous les enseignants du département de génie des procédés, qui n'ont pas cessé un instant à contribuer à la bonne marche de ce travail.*

*Enfin, je remercie toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin, à la réalisation de ce travail.*

## **Résumé :**

Le sujet de ce travail porte sur la simulation numérique et expérimentale d'un échangeur de chaleur à tubes concentriques. A cet effet, les mesures expérimentales ont été effectuées en utilisant un banc d'essai, installé au niveau du laboratoire d'hydraulique II à l'université de Ghardaïa. Deux types de fonctionnement de l'échangeur ont été considérés, à savoir : co-courant et contre-courant et ce pour différentes conditions aux limites. Ensuite, Le modèle mathématique en 3D de l'écoulement turbulent dans l'échangeur a été résolu numériquement en utilisant un logiciel CFD commercial ANSYS 2019 R1. Bons accords entre les résultats numériques et expérimentaux ont été obtenus.

Ce travail a permis de mieux connaître le principe de fonctionnement et le phénomène de l'échange thermique dans les échangeurs. Il a été démontré que le type de fonctionnement contre-courant est le plus efficace.

**Mots clés :** Échangeur de chaleur à tubes concentriques ; Simulation numérique; Convection; Écoulement à o-courant et contre-courant; Turbulence.

---

## **ملخص:**

موضوع هذا العمل يدور حول المحاكاة العددية والتجريبية لمبادل حراري ذو أنبوب مزدوج. لهذا الغرض، أجريت القياسات التجريبية باستخدام جهاز اختبار مثبت على مستوى مخبر الري 2 في جامعة غرداية. تم النظر في نوعين من تشغيل المبادل، وهما: مع التيار وضد التيار وهذا في ظل ظروف حرارية مختلفة. بعد ذلك، تم حل النموذج الرياضي ثلاثي الأبعاد للتدفق المضطرب في المبادل عددياً باستخدام برنامج المحاكاة التجاري ANSYS 2019 R1. تم الحصول على اتفاقات جيدة بين النتائج العددية والتجريبية.

وسمح هذا العمل من التعرف أكثر إلى مبدأ عمل المبادل الحراري وفهم ظاهرة التبادل الحراري في المحولات. و قد تم إثبات أن الوضعية المعاكسة للتيار هي الأكثر كفاءة.

**كلمات مفتاحية:** مبادل حراري ذو أنبوب مزدوج؛ محاكاة عددية؛ الحمل الحراري؛ التدفق مع وضد التيار؛ الاضطرابات.

---

## **Abstract :**

The subject of this work is the numerical and experimental simulation of a concentric tube heat exchanger. For this purpose, the experimental measurements were carried out using a test bench installed at the level of the hydraulic laboratory 02 at the University of Ghardaia. Two types of operation of the exchanger were considered, namely: co-current and counter current and this for different boundary conditions. Next, the 3D mathematical model of the turbulent flow in the exchanger was solved numerically using commercial ANSYS 2019 R1

CFD software. Good agreements between the numerical and experimental results were obtained.

This work has made it possible to better understand the operating principle and the phenomenon of heat exchange in heat exchangers. It has been shown that the type of countercurrent operation is the most efficient.

**Key words:** Concentric tube heat exchanger; Numerical simulation; Convection; Co-current and counter-current flow; Turbulence.

# Liste des tableaux

<i>Tableau I.1: Résistances d'encrassement mesurées pour quelques fluides</i> .....	24
<i>Tableau II.1: Résultats des mesures pour le cas co-courant</i> .....	33
<i>Tableau II.2: Résultats de calcul des nombres de Reynolds pour chaque débit pour le cas co-courant(tube interne)</i> .....	34
<i>Tableau II.3: Résultats de calcul des nombres de Reynolds pour chaque débit pour le cas co-courant(tube externe)</i> .....	34
<i>Tableau II.4: Résultats des mesures pour le cas contre-courant</i> .....	35
<i>Tableau II.5: Résultats de calcul des nombres de Reynolds pour chaque débit pour le cas contre-courant (tube interne)</i> .....	35
<i>Tableau II.6: Résultats de calcul des nombres de Reynolds pour chaque débit pour le cas contre-courant (tube externe)</i> .....	35
<i>Tableau II.7: Les coefficients du modèle k - <math>\epsilon</math> standard</i> .....	42
<i>Tableau III.1: Indépendance du maillage sur les résultats de la température de sortie</i> .....	56
<i>Tableau III.2: Cas choisis pour la simulation numérique pour les circulations à contre-courant et co-courant</i> .....	58
<i>Tableau III.3 : Validation des résultats numériques obtenus</i> .....	58

# Liste des figures

<i>Figure I.1 : Sens du transfert thermique</i>	5
<i>Figure I.2: Transfert de chaleur par convection (entre un fluide et un solide)</i>	7
<i>Figure I.3: <u>Gauche</u> : Profil de température dans un échangeur (co-courant)</i>	10
<i>Figure I.4: <u>Gauche</u> : Profil de température dans un échangeur (contre-courant)</i>	10
<i>Figure I.5: Représentation du sens d'écoulement dans un échangeur à courant croisé</i>	11
<i>Figure I.6: Échangeur monotube en serpentin</i>	12
<i>Figure I.7: Échangeur coaxial</i>	12
<i>Figure I.8: Échangeur à tubes séparés</i>	13
<i>Figure I.9: Échangeur à tubes rapprochés</i>	13
<i>Figure I.10: Échangeur à tubes et calandre</i>	14
<i>Figure I.11: Échangeur à plaques</i>	15
<i>Figure I.12: Échangeur à batterie d'ailettes</i>	16
<i>Figure I.13: Ailettes continues et indépendantes pour les tubes</i>	16
<i>Figure I.14: Schéma d'un échangeur tubulaire simple</i>	17
<i>Figure I.15: Profil de température dans un échangeur à écoulement contre-courant pour <math>q_{cc} &lt; q_{cf}</math></i>	19
<i>Figure I.16: Profil de température dans un échangeur à écoulement contre-courant pour <math>q_{cc} &gt; q_{cf}</math></i>	20
<i>Figure I.17: Profil de température dans un échangeur à écoulement contre-courant pour <math>q_{cc} = q_{cf}</math></i>	20
<i>Figure I.18: Schéma de principe d'un échangeur de chaleur</i>	23
<i>Figure I.19: Configuration géométrique des échangeurs coaxiaux</i>	26
<i>Figure II.1: Dispositif expérimental de l'échangeur thermique eau/eau de type concentrique (photo originale)</i>	31
<i>Figure II.2 : Modèle de l'échangeur de chaleur simulé en 3D par ANSYS 2019 R1</i>	36
<i>Figure II.3: Description de l'approche statistique de la turbulence et notion de la valeur moyenne et fluctuante</i>	39
<i>Figure II.4 : Schéma représentant un volume de contrôle bidimensionnel</i>	43
<i>Figure II.5: Schéma représentant le maillage décalé</i>	44
<i>Figure II.6 : Choix du régime stationnaire pour un écoulement incompressible</i>	47

<b>Figure II.7 :</b> Activation de l'équation de l'énergie.....	48
<b>Figure II.8 :</b> Choix du modèle de turbulence K-Epsilon standard.....	48
<b>Figure II.9 :</b> Choix des propriétés du fluide sous Fluent.....	49
<b>Figure II.10 :</b> Conditions aux limites de type « Velocity-Inlet ».....	50
<b>Figure II.11 :</b> Conditions aux limites pour définir la température à l'entrée.....	50
<b>Figure II.12 :</b> Type de solveur et les schémas de discrétisation.....	51
<b>Figure II.13 :</b> Moniteurs de convergence.....	52
<b>Figure II.14 :</b> Initialisation des solutions.....	52
<b>Figure II.15 :</b> Lancement du calcul itératif.....	53
<b>Figure III.1:</b> Etude de l'indépendance de maillage sur les résultats de la température de sortie.....	56
<b>Figure III.2:</b> Présentation générale du maillage choisi.....	57
<b>Figure III.3:</b> Validation des résultats numériques obtenus pour l'eau chaude.....	59
<b>Figure III.4:</b> Validation des résultats numériques obtenus pour l'eau froide.....	59
<b>Figure III.5:</b> Variation de la DTLM en fonction du débit volumique de l'eau chaude pour les deux modes (co-courant et contre-courant).....	61
<b>Figure III.6:</b> Variation de l'efficacité de l'échangeur en fonction du débit volumique de l'eau chaude pour les deux modes (co-courant et contre-courant).....	62
<b>Figure III.7:</b> Variation du coefficient global d'échange thermique par convection en fonction du débit volumique de l'eau chaude pour les deux modes (co-courant et contre-courant).....	63
<b>Figure III.8:</b> Contours de température sur le plan vertical pour le cas du débit = 750 l/h et $T_{ce} = 73.2^{\circ}\text{C}$ pour le mode co-courant.....	64
<b>Figure III.9:</b> Contours de température sur le plan vertical pour le cas du débit = 750 l/h et $T_{ce} = 73.2^{\circ}\text{C}$ pour le mode co-courant: <u>Gauche</u> : le tube interne (eau chaude); <u>Droite</u> : le tube externe (eau froide).....	65
<b>Figure III.10:</b> Contours de pression sur le plan vertical pour le cas du débit = 750 l/h et $T_{ce} = 73.2^{\circ}\text{C}$ pour le mode co-courant.....	66
<b>Figure III.11:</b> Contours du taux de dissipation visqueuse sur le plan vertical pour le cas du débit = 750 l/h et $T_{ce} = 73.2^{\circ}\text{C}$ pour le mode co-courant.....	67
<b>Figure III.12:</b> Contours de l'énergie cinétique turbulente sur le plan vertical pour le cas du débit = 750 l/h et $T_{ce} = 73.2^{\circ}\text{C}$ pour le mode co-courant.....	67



# Liste des abréviations

## Notations usuelles

$q_c$  : Débit calorifique ( $w. ^\circ C^{-1}$ )

$C_p$  : Chaleur spécifique à pression constante, ( $J Kg^{-1}k^{-1}$ )

$D$  : Diamètre (m)

DTLM : Différence de température logarithmique moyenne ( $^\circ C$ )

$h$ : Coefficient d'échange par convection, ( $W m^{-2}k^{-1}$ )

$K$  : Coefficient d'échange global par convection ( $w. m^{-2}. k^{-1}$ )

$k$  : L'énergie cinétique turbulente ( $m^2. s^{-2}$ )

$L$  : Longueur de l'échangeur, (m)

$\dot{m}$  : Débit massique ( $kg. s^{-1}$ )

$m$  : Masse du fluide (Kg)

$p$  : Pression, ( $N/m^2$ )

$r$  : Rayon de tube(m)

$S$  : Surface d'échange ( $m^2$ )

$T$  : Température, ( $^\circ C$ )

$t$  : Temps (s)

$u$  : Composante du vecteur vitesse selon l'axe (Ox) (m/s)

$v$  : Composante du vecteur vitesse selon l'axe (Oy) (m/s)

$w$  : Composante du vecteur vitesse selon (Oz) (m/s)

$V$  : Vitesse moyenne du fluide ( $m. s^{-1}$ )

$x, y, z$ : Les coordonnées cartésiennes (m)

## Symboles Grecques :

$\varepsilon$  : Taux de dissipation ( $m^2. s^{-3}$ )

$\eta$  : Efficacité (%)

$\lambda$  : Conductivité thermique, ( $W m^{-1} K^{-1}$ )

$\mu$ : Viscosité dynamique (Pa.s)

$\rho$ : Masse volumique ( $kg/m^3$ )

$\nu$ : Viscosité cinématique ( $\text{m}^2/\text{s}$ )

$\Phi$ : Flux thermique (w)

$\Omega$ : Volume de contrôle ( $\text{m}^3$ )

### **Indices :**

ce : Entrée du fluide chaud

cs : Sortie du fluide chaud

E : Nœud considéré du côté Est du nœud principal P

e: Face Est du volume de contrôle considéré

fe : Entrée du fluide froid

fs : Sortie du fluide froid

n : Face Nord du volume de contrôle considéré

N : Nœud considéré du côté Nord du nœud principal P

P : Nœud principal ou central du volume de contrôle considéré

s : Face Sud du volume de contrôle considéré

S : Nœud considéré du côté Sud du nœud principal P

w : Face Ouest du volume de contrôle considéré

W : Nœud considéré du côté Ouest du nœud principal P

### **Nombres sans dimensions :**

Nu : Nombre de Nusselt

NUT : Nombre d'Unité de Transfert

Pr : Nombre de Prandtl

Re : Nombre de Reynolds

# Table des matières

Dédicace

Remerciements

Résumé

Liste de tableaux

Liste des figures

Liste des abréviations

Table des matières

Introduction générale.....1

Chapitre I :Généralités et recherches bibliographiques

**I.1 Introduction.....4**

**I.2 Généralités sur le transfert de chaleur.....4**

I.2.1 Les différents modes de transfert de chaleur.....5

I.2.1.1 La conduction.....6

I.2.1.2 Le rayonnement.....6

I.2.1.3 La convection.....6

I.2.2 Combinaison entre les différents modes de transfert.....7

**I.3 Généralités sur les échangeurs de chaleur.....8**

I.3.1 Principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur.....8

I.3.2 Classification des échangeurs de chaleur.....8

I.3.2.1 Selon le type de contact.....8

I.3.2.2 Selon le type d'échange.....9

I.3.2.3 Selon la disposition des écoulements.....9

I.3.2.4 Selon la nature du matériau de la paroi d'échange.....11

I.3.2.5 Selon la compacité de l'échangeur.....11

I.3.2.6 Selon le type de conception.....12

**I.4 Calcul des échangeurs de chaleur.....16**

I.4.1 Hypothèses de calcul.....17

I.4.2 Expression du flux échangé.....18

I.4.3	Méthode de calcul de DTLM.....	18
I.4.4	Profil de température.....	19
I.4.5	Efficacité d'un échangeur.....	20
I.4.6	Nombre d'unités de transfert (NUT).....	22
I.4.7	Coefficient d'échange de chaleur global.....	23
I.4.8	Les nombres adimensionnels.....	24
I.4.8.1.	Nombre de Reynolds.....	25
I.4.8.2.	Nombre de Prandtl.....	25
I.4.8.3.	Nombre de Nusselt.....	25
<b>I.5</b>	<b>Echangeur de chaleur à tubes concentriques (coaxial).....</b>	<b>26</b>
I.5.1	Configuration géométrique.....	26
I.5.2	Domaines d'application de l'échangeur coaxial.....	26
<b>I.6</b>	<b>Conclusion.....</b>	<b>27</b>

## Chapitre II :Matériels et méthodes

<b>II.1</b>	<b>Introduction.....</b>	<b>30</b>
<b>II.2</b>	<b>Description du banc d'essai de l'échangeur coaxial.....</b>	<b>30</b>
<b>II.3</b>	<b>Dimensions de l'appareil.....</b>	<b>31</b>
<b>II.4</b>	<b>Objectifs de l'expérience.....</b>	<b>31</b>
<b>II.5</b>	<b>Méthode de travail.....</b>	<b>31</b>
II.5.1	Mise en marche du banc d'essai.....	32
II.5.2	Arrangement co-courant.....	32
II.5.3	Arrangement contre-courant.....	33
II.5.4	Arrêt de l'installation.....	33
II.5.5	Résultats des mesures.....	33
II.5.5.1	Expériences effectuées.....	33
<b>II.6</b>	<b>Modèle physique et formulation mathématique.....</b>	<b>36</b>
II.6.1	Modèle physique.....	36
II.6.2	Formulation mathématique.....	36
II.6.2.1	Equation de la continuité.....	37
II.6.2.2	Equations de quantité du mouvement.....	37
II.6.2.3	Equation de l'énergie.....	37

II.6.3	Description de la turbulence.....	38
II.6.4	Différentes approches pour la modélisation de la turbulence.....	38
II.6.4.1	Simulation numérique directe (SND).....	38
II.6.4.2	Simulation à grandes échelles (LES).....	39
II.6.4.3	Approche statistique de la turbulence.....	39
II.6.5	Modèles de turbulence.....	40
II.6.5.1	Modèle de turbulence choisi (k-ε Standard).....	41
<b>II.7</b>	<b>Résolution numérique.....</b>	<b>42</b>
II.7.1	Principe de la méthode des volumes finis.....	42
II.7.2	Description d'un volume de contrôle.....	42
II.7.3	Discretisation par la méthode des volumes finis.....	43
<b>II.8</b>	<b>Présentation du logiciel de calcul.....</b>	<b>44</b>
II.8.1	Procédure de calcul.....	45
II.8.1.1	Géométrie et maillage.....	45
II.8.1.2	Calcul itératif.....	45
<b>II.9</b>	<b>Les étapes de simulation.....</b>	<b>47</b>
II.9.1	Procédure de simulation sur Fluent.....	47
<b>II.10</b>	<b>Conclusion.....</b>	<b>53</b>
<b>Chapitre III :Résultats et discussion</b>		
<b>III.1</b>	<b>Introduction.....</b>	<b>55</b>
<b>III.2</b>	<b>Étude de l'indépendance du maillage.....</b>	<b>55</b>
<b>III.3</b>	<b>Conditions aux limites utilisées.....</b>	<b>57</b>
<b>III.4</b>	<b>Validation numérique.....</b>	<b>58</b>
<b>III.5</b>	<b>Résultats et interprétations.....</b>	<b>60</b>
III.5.1	Effet des modes de circulation des fluides sur la différence moyenne de température logarithmique.....	60
III.5.2	Effet des modes de circulation des fluides sur l'efficacité de l'échangeur.....	61
III.5.3	Influence des modes de circulation des fluides sur le coefficient d'échange global par convection.....	62
III.5.4	Visualisation de l'écoulement.....	63
III.5.4.1	Champ de température.....	63

III.5.4.2	Champ de pression.....	65
III.5.4.3	Effet de la turbulence.....	66
<b>III.6</b>	<b>Conclusion.....</b>	<b>68</b>
	<b>Conclusion générale.....</b>	<b>70</b>
	<b>Références bibliographiques</b>	
	<b>Annexe A</b>	

# *Introduction générale*

## **Introduction générale**

Dans le domaine énergétique, la chaleur occupe une place particulière. Dans la plupart des processus énergétiques, cette forme d'énergie intervient soit directement ou indirectement au cours des transformations, ce qu'il fait apparaître des champs d'applications très vaste [2,9].

La plupart des phénomènes de transfert de chaleur font intervenir les trois modes de transmission : conduction, convection et rayonnement. Le transfert de chaleur obéit aux principes fondamentaux de la thermodynamique, mais les lois de la thermodynamique ne suffisent pas pour expliquer de quelle manière s'effectue le transfert de chaleur ou pour prévoir la vitesse de ce transfert [2].

Pour l'ingénieur de génie chimique, les problèmes des transferts thermiques se ramènent généralement à rechercher la manière la plus efficace de transmettre une quantité de chaleur entre deux systèmes par unités de temps et à rechercher comment limiter les déperditions (ou les gains) calorifiques à travers une surface [1].

A ce stade, il s'avère nécessaire d'utiliser des appareils et des équipements thermiques spécifiques qui assurent l'existence de ces phénomènes physiques.

Ces équipements sont connus sous le nom d'échangeurs de chaleur. Ce sont des systèmes thermodynamiques présents dans toutes les unités industrielles, ils permettent d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid sans contact direct entre les deux. Le même fluide peut conserver son état physique liquide ou gazeux, ou se présenter sous l'état biphasique, c'est le cas des condenseurs, évaporateur, bouilleurs...etc [16].

Les échangeurs de chaleur ont été utilisés souvent dans diverses industries pour un large éventail d'applications. Certaines de ces applications peuvent être trouvées dans le secteur de chauffage, domaine de climatisation, production d'électricité, récupération de la chaleur perdue et traitement de produits chimiques...etc. Le classement des échangeurs de chaleur peut être basé sur la direction du flux (co-courant ou contre-courant) ou sur le type de construction (échangeur à plaques, échangeur tubulaire...).

L'intérêt de développer la technologie des échangeurs de chaleur a conduit à rechercher des techniques d'amélioration des échanges de chaleur entre une source chaude et



une source froide, revient à réaliser des programmes et des logiciels de simulation, visualisant le comportement des fluides lors de son écoulement [2].

Parmi les échangeurs les plus utilisés surtout pour les travaux de recherche, on peut citer les échangeurs de chaleur à tubes concentriques, qui est l'objet de cette étude. Celui-ci est du type à double tube avec de l'eau chaude coulant dans le tube central tandis que l'eau de refroidissement coule dans l'espace annulaire [3].

Notre travail est basé sur deux approches, une étude expérimentale en utilisant un banc d'essai d'un échangeur de chaleur coaxial (à tubes concentriques), utilisé au niveau du laboratoire de l'université de Ghardaïa pour les travaux pratiques, et une étude numérique par le logiciel ANSYS 2019 R1. Le comportement dynamique et thermique des fluides en circulation est présenté dans cette étude afin de comparer les résultats expérimentaux avec ceux numériques.

Ce mémoire est structuré en trois chapitres organisé comme suit :

Le premier chapitre présente un rappel bibliographique, couvrant quelques généralités de base sur les échangeurs thermiques et leurs calculs théoriques.

La présentation du banc d'essai de l'échangeur coaxial, le code ANSYS, le modèle physique, ainsi que la méthode numérique utilisée sont présentés dans le deuxième chapitre.

Dans le troisième chapitre, les résultats numériques et les résultats expérimentaux concernant les performances thermiques de l'échangeur seront analysés et interprétés.

Enfin, ce travail se termine par une conclusion générale rassemblant l'ensemble des résultats obtenus et les perspectives proposées pour une suivre la recherche dans ce domaine d'étude.

# *Chapitre I*

*Généralités et recherches*

*bibliographiques*

## **I.1 Introduction**

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant de transférer de la chaleur d'une source à un puits de chaleur. Cet échange peut se faire par l'intermédiaire d'une paroi solide, sans mélange des fluides. La plupart du temps, on utilise cette méthode pour refroidir ou réchauffer un liquide ou un gaz qu'il est impossible ou difficile de le refroidir ou de le chauffer directement. La technique d'échange thermique en utilisant les échangeurs de chaleur comme équipement est extrêmement utilisée dans diverses applications industrielles. Du fait que le principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur est simple et connu, le calcul, le dimensionnement et l'optimisation de ce dernier restent un domaine de recherche actif, et le phénomène physique via les échangeurs de chaleur n'est pas totalement élucidé à ce jour [4].

Par conséquent, une étude bibliographique, qui met en évidence de nombreux aspects techniques et théoriques sur les échangeurs de chaleur est nécessaire afin de mieux comprendre ce phénomène. Cela, sera l'objectif du présent chapitre.

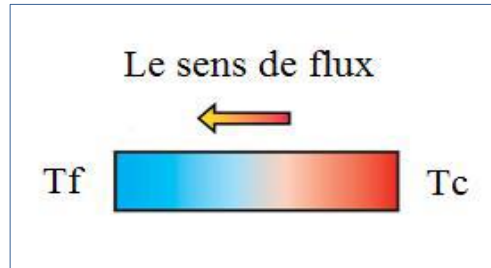
## **I.2 Généralités sur le transfert de chaleur**

Les multiples procédés utilisés dans l'industrie sont très souvent le siège d'échanges de chaleur, soit parce que c'est le but recherché (fours, échangeurs, thermoformage, induction, lits fluidisés, trempe, refroidissement), soit parce que ceux-ci interviennent d'une manière inévitable (chocs thermiques, pertes de chaleur, rayonnement). Des connaissances de base en ce domaine sont donc nécessaires au chercheur de production ou de développement pour comprendre les phénomènes physiques qu'il observe et pour bien maîtriser les procédés.

Le deuxième principe de la thermodynamique admet que la transmission de la chaleur (ou énergie thermique) ne peut se faire que d'un corps chaud vers un corps froid (figure I.1), c'est-à-dire d'un corps à température donnée plus élevée vers un autre à température plus basse. Le transfert a pour objet d'étudier la manière, dont s'effectue cet échange. Il se produit suivant trois modes [5]:

- Soit par conduction;
- Soit rayonnement;
- Soit par convection.

La thermodynamique établit les conditions de cette transmission de chaleur et détermine les conséquences qui en résultent, mais elle ne se préoccupe pas de la vitesse de cette transmission. En thermodynamique classique, les transformations réversibles supposent essentiellement le voisinage de l'équilibre et par conséquent, les échanges ne peuvent s'effectuer qu'entre corps à températures très voisines. Dans la pratique, ces phénomènes de transfert de chaleur s'effectuent entre corps, dont les différences de température sont bien définies et la vitesse avec laquelle s'effectue la transmission, joue un rôle important [5].



**Figure I.1** : Sens du transfert thermique [6]

### I.2.1 Les différents modes de transfert de chaleur

Chacun des trois modes de transmission de chaleur (conduction, convection et rayonnement) étant lui-même lié à un processus physique bien déterminé. En effet, comme l'énergie thermique d'un milieu matériel correspond à l'énergie cinétique de ses constituants fondamentaux, ayant une certaine liberté de mouvement (molécules, atomes, électrons libres, etc.), ceux-ci pourront échanger tout ou partiellement leur énergie thermique, c'est-à-dire gagner ou perdre de l'énergie cinétique :

- Soit par interaction directe avec les particules voisines (choc de molécules par exemple), ce qui correspond à la conduction.
- Soit par absorption ou émission de radiations électromagnétiques, ce qui correspond au rayonnement.
- Soit dans le cas d'un gaz ou d'un liquide, on considère également cette fois à l'échelle macroscopique, comme un mode de transfert de chaleur appelé convection, les échanges résultant de mélange de diverses parties d'un fluide à des températures différentes [7].

### **I.2.1.1 La conduction**

Ce mode d'échange tend à une distribution homogène, c'est la propagation de la chaleur d'une molécule à une autre ou d'un corps ou plusieurs corps contigus sans qu'il y ait mouvement de ce milieu.

Le mécanisme de transfert de chaleur par conduction a lieu à l'échelle microscopique. Ce mode de transfert est strictement lié aux mouvements d'agitation des molécules ; les plus agitées entrent en collision avec les moins agitées et communiquent à ces dernières une partie de leur énergie. La température qui représente le degré d'agitation des molécules tend ainsi à devenir uniforme [7].

### **I.2.1.2 Le rayonnement**

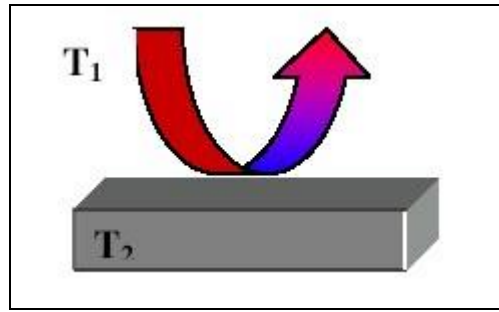
Ce mode de transfert thermique s'effectue par émission d'ondes électromagnétiques, dans toutes les directions et appartiennent au domaine de l'infrarouge et du visible. L'échange par rayonnement est un mode d'échange de chaleur, qui ne nécessite pas un support matériel pour se propager ce qui représente la seule possibilité d'échange thermique entre des corps distants, placés dans le vide [5].

### **I.2.1.3 La convection**

L'échange de chaleur entre une paroi et un fluide avec transport de la chaleur par le fluide en mouvement intervient quelque soit l'état du milieu considéré, solide, liquide, ou gazeux. Néanmoins, dans ces deux derniers cas, la possibilité de déformation importante que les fluides permettent aux différentes parties de ces milieux d'avoir, à l'échelle macroscopique, une liberté de mouvement importante et de même de transporter une quantité de chaleur directement, liée à leur capacité calorifique.

Le mode de transfert de chaleur par convection est le plus important, mais aussi, il est le plus complexe parmi tous les autres modes, car il résulte de la superposition de deux phénomènes (figure I.2) :

- Conduction entre les particules de fluide qui se rencontrent ;
- Mélange de ces particules par suite du mouvement d'ensemble du fluide.



**Figure I.2:** Transfert de chaleur par convection entre un fluide et un solide [8]

La transmission de chaleur par convection est désignée, selon le mode d'écoulement du fluide, par convection libre ou convection forcée. Lorsqu'il se produit au sein du fluide des courants dus simplement aux différences de masse volumique, on dit que la convection est naturelle ou libre. Par contre, si le mouvement du fluide est provoqué par une action externe, telle une pompe ou un ventilateur, le processus est appelé convection forcée [8].

### **I.2.2 Combinaison entre les différents modes de transfert**

En réalité, les différents modes de transfert sont, le plus souvent intimement liés : conduction et rayonnement dans le cas de solide non opaque (verres et matières plastiques) ou encore conduction, convection et rayonnement dans les fluides.

Par ailleurs, tout échange de chaleur se traduisant par une variation de température des corps concernés, il peut y avoir un changement de phase (vaporisation, condensation, fusion, congélation...etc), constituant une source (ou puits) de chaleur supplémentaire

Dans la plupart des problèmes techniques qui se posent font intervenir une combinaison des différents modes de transfert, toutefois, il se peut que l'un des modes soit prépondérant, et l'on néglige alors les autres [7].

Dans le cas de l'échangeur de chaleur, le rayonnement du fluide est souvent négligeable, donc, les modes de transfert de chaleur considérés dans ce cas sont : la convection entre le fluide et les parois solides du tube de l'échangeur, et la conduction à travers la paroi solide [8].

### **I.3 Généralités sur les échangeurs de chaleur**

#### **I.3.1 Principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur**

Le principe le plus général consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduits, qui les mettent en contact thermique. Les deux fluides sont mis en contact thermique 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 au 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 suffisante 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 complexe [9]. Les flux de chaleur transférés dépendent de la température d'entrée, des caractéristiques thermiques des fluides (chaleur spécifique, conductivité thermique, viscosité dynamique des fluides...etc) et des coefficients d'échange par convection.

#### **I.3.2 Classification des échangeurs de chaleur**

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. Les principaux sont les suivants [10] :

##### **I.3.2.1 Selon le type de contact**

Dans cette classification, on distingue deux configurations :

- **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**

Dans ce cas, les deux fluides s'écoulent à l'intérieur de l'échangeur dans des espaces séparés par une paroi, le plus souvent métallique.

### **I.3.2.2 Selon le type d'échange**

On distingue les échangeurs de chaleur monophasiques et biphasiques :

- **Échangeur sans changement de phase**

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

- **Échangeur avec changement de phase**

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

1. L'un des deux 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.

### **I.3.2.3 Selon la disposition des écoulements**

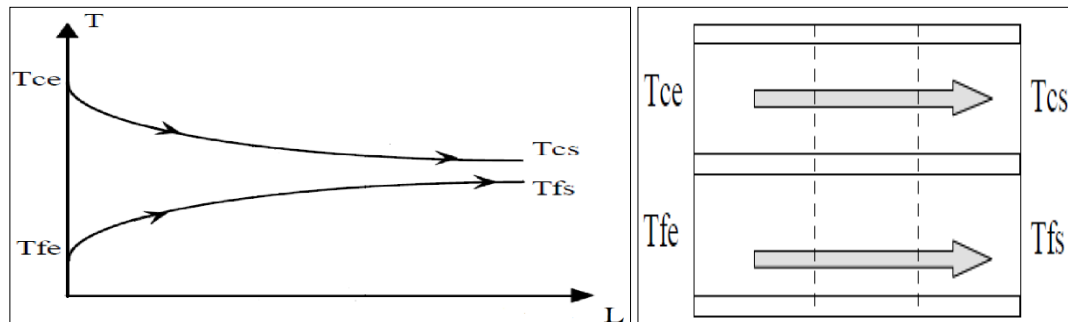
Ce classement est réalisé à partir de la géométrie de l'échangeur et du sens relatif des écoulements des deux fluides (froid et chaud). Dans ce qui suit, on représente uniquement les circulations des fluides les plus souvent rencontrés :

- **Même sens « écoulement co-courant »**

Dans ce cas, les deux fluides froid et chaud circulent parallèlement dans le même sens. La figure (I.3) représente le profil de température pour les deux fluides froid et chaud en fonction de la longueur de l'échangeur.



Dans le cas où l'écoulement est parallèle, on dit aussi : fonctionnement anti méthodique ou co-courant.

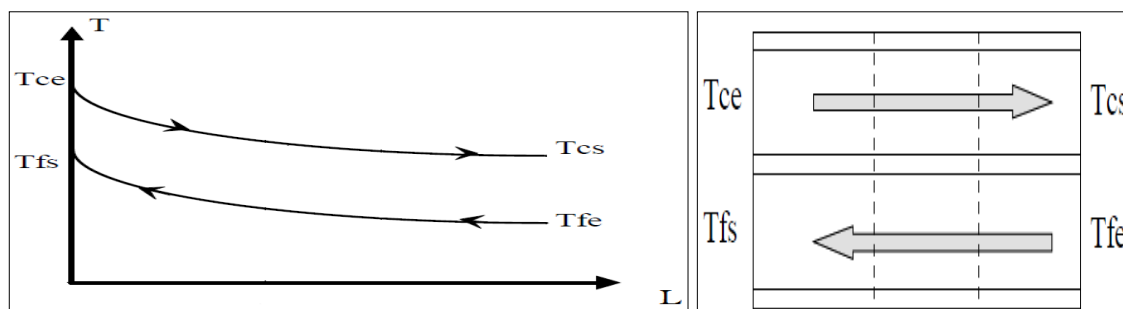


**Figure I.3:** Gauche : Profil de température dans un échangeur (co-courant)  
Droite : Le sens de l'écoulement dans un échangeur co-courant [8]

- **Sens contraire « contre-courant »**

Dans ce cas, les deux fluides froid et chaud circulent parallèlement, mais dans le sens contraire. Dans ce cas, la température de sortie du fluide froid peut dépasser la température de sortie du fluide chaud. Cette disposition est l'une des plus favorables pour augmenter l'échange thermique.

La figure (I.4) représente le profil de température pour les deux fluides froid et chaud en fonction de la longueur de l'échangeur. Dans le cas où l'écoulement est à contre-courant, on dit aussi écoulement méthodique.

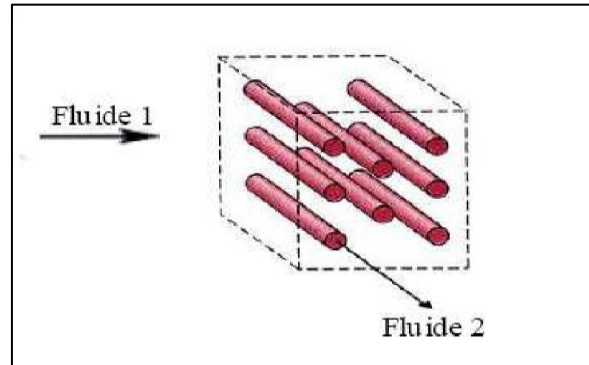


**Figure I.4:** Gauche : Profil de température dans un échangeur (contre-courant)  
Droite : Le sens de l'écoulement dans un échangeur contre-courant [8]

- **Sens perpendiculaire « courant-croisé »**

Il y a également un cas où les sens de l'écoulement sont perpendiculaires l'un à l'autre, il s'agit de la configuration à courant croisé.

L'écoulement des deux fluides se fait d'une façon perpendiculaire l'un à l'autre (figure I.5). Le fluide non brassé circule dans les conduites : c'est celui dont la veine est divisée entre plusieurs canaux parallèles distincts et de faible section. L'autre fluide circule librement entre les veines et peut être considéré comme partiellement brassé, du fait des tourbillons générés par les tubes. Le brassage a pour effet d'homogénéiser les températures dans les sections droites de la veine fluide. Sans cela, les températures varient non seulement avec la direction de l'écoulement, mais aussi dans la section de la veine [9].



**Figure I.5:** Représentation du sens d'écoulement dans un échangeur à courant croisé [9]

#### I.3.2.4 Selon la nature du matériau de la paroi d'échange

On distingue deux types des échangeurs selon la paroi des tubes :

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

#### I.3.2.5 Selon 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. R.K. Shah a proposé qu'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  $800 \text{ m}^2/\text{m}^3$  [11].

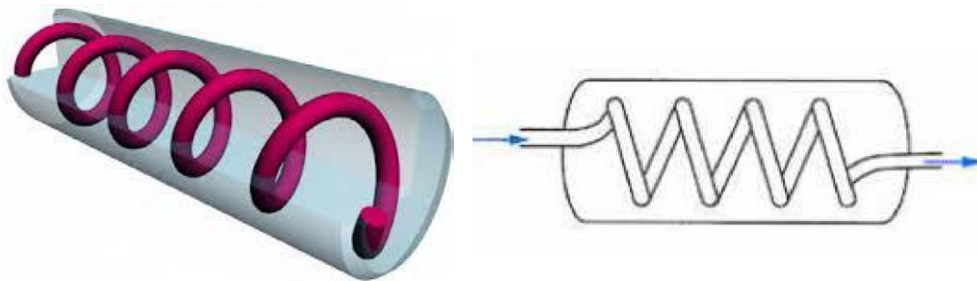
### I.3.2.6 Selon le type de conception

- **Les échangeurs tubulaires**

Pour des raisons historiques et économiques, les échangeurs utilisant des tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus. On peut distinguer trois catégories en fonction du nombre de tubes et de leur arrangement, qui autorisent une surface d'échange croissante entre les deux fluides [6]:

**a- Echangeur monotube**

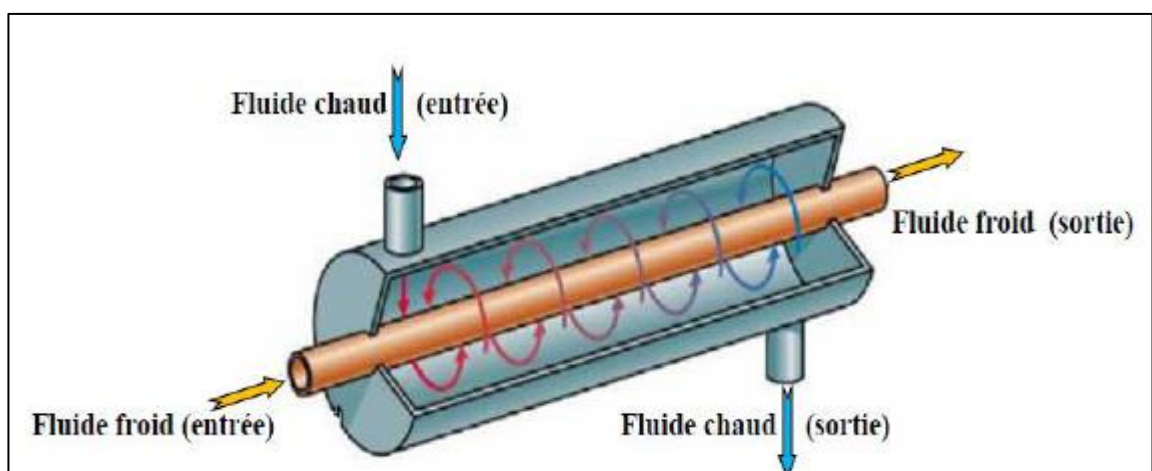
Dans ce type d'échangeur, le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentín ou d'un drapeau (figure I.6).



**Figure I.6:** Échangeur monotube en serpentín [11]

**b- Echangeur bitube ou coaxial**

Dans cette catégorie, les deux tubes sont concentriques et l'échangeur est souvent cintré pour limiter son encombrement ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur [9,11].



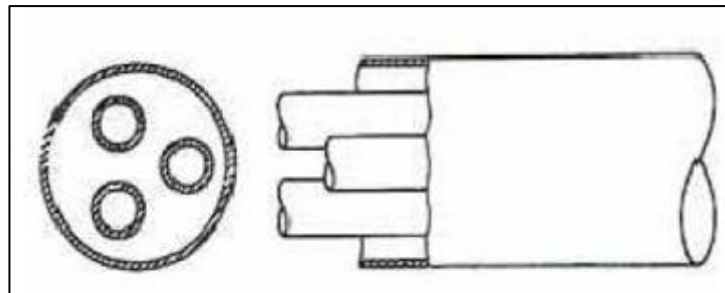
**Figure I.7:** Échangeur coaxial [9,11]

c- **Echangeurs multitubulaires**

Ce type d'échangeurs existe sous plusieurs formes, on distingue [11] :

1. **Echangeur à tubes séparés**

Dans cette catégorie, à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm), maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé.

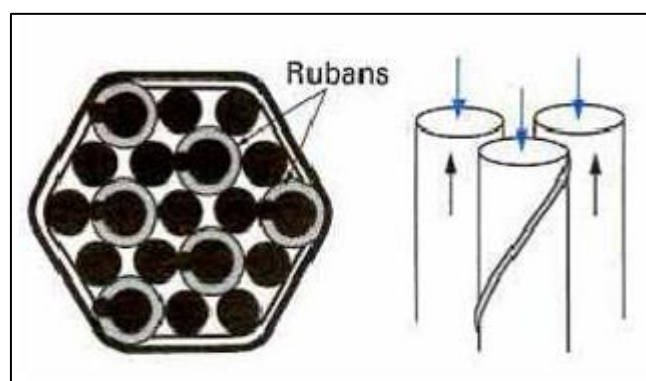


**Figure I.8:**Échangeur à tubes séparés [11]

2. **Echangeur à tubes rapprochés**

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

L'échangeur à tubes rapprochés peut être soit lisse, soit à ailettes, ce dernier permet d'améliorer le coefficient d'échange thermique par l'augmentation de la surface d'échange entre le fluide et les parois solides.

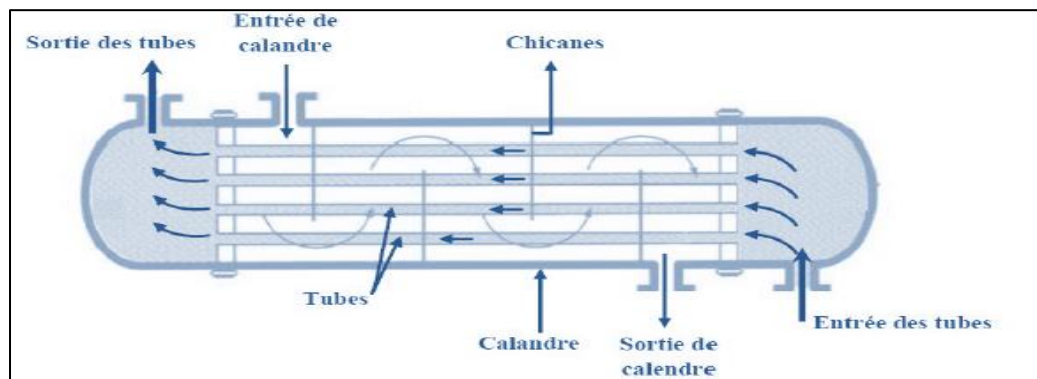


**Figure I.9:** Échangeur à tubes rapprochés [11]

### 3. Echangeur à tubes et calandre

C'est le type d'échangeur le plus répandu dans les industries surtout pétrolières, mais la part qu'il représente ne cesse de diminuer au profit de configurations plus efficaces. Dans ce type d'échangeur, l'un des fluides circule dans un réservoir autour de tubes qui le traversent tandis que l'autre fluide circule à l'intérieur des tubes. Le modèle le plus courant est constitué d'un faisceau de tubes, traversant un réservoir de manière longitudinale. D'où, l'appellation d'échangeur multitubulaire. Des parois bien placées permettent de forcer la circulation du fluide à travers les tubes de manière à ce qu'il effectue un ou même plusieurs allers retours [9].

On trouve assez fréquemment des chicanes dans le réservoir pour forcer aussi la circulation du fluide à travers tout le réservoir sans quoi le fluide aurait tendance à prendre le plus court chemin entre l'entrée et la sortie de l'échangeur. On peut trouver également d'autres classifications dans ce même type d'échangeur [9,12].



**Figure I.10:** Échangeur à tubes et calandre [9]

- **Les échangeurs à plaques**

Les échangeurs à plaques sont constitués de plaques, assemblées de façon que le fluide puisse circuler entre elles. La distribution des fluides entre les plaques est assurée par un jeu de joints de telle sorte que chacun des deux fluides soit envoyé alternativement entre deux espaces inter-plaques successifs. Les fluides peuvent ainsi échanger de la chaleur à travers les plaques. L'avantage principal de ce type d'échangeur est la capacité, qui fournit une grande surface d'échange dans un volume limité, ce qui est particulièrement utile lorsque des puissances importantes doivent être échangées.

Les échangeurs à plaques sont très utilisés dans l'industrie agroalimentaire (processus de pasteurisation du lait) ou l'industrie nucléaire. Les plaques sont généralement conçues en acier inoxydable, en particulier dans l'agroalimentaire pour des raisons évidentes d'hygiène et de santé publique [9,12].

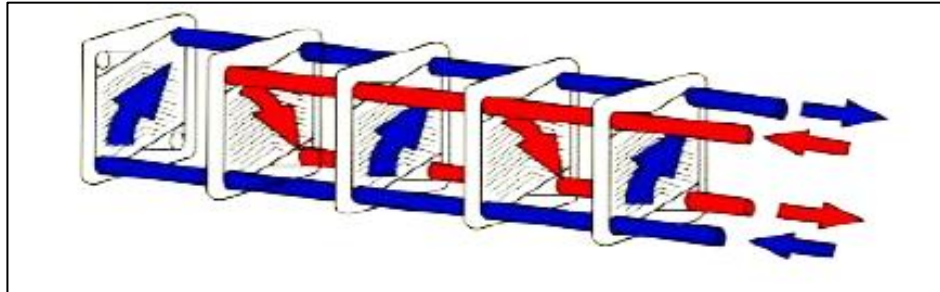


Figure I.11: Échangeur à plaques [9,12]

- **Les échangeurs à ailettes**

Dans ce type d'échangeur, une circulation de l'un des deux fluides se fait dans une série de tubes alors que l'autre circule perpendiculairement autour des tubes. C'est pour cette raison, ils sont appelés échangeurs à courants croisés. Généralement, c'est le liquide qui circule dans les tubes et le gaz est à l'entour. Les tubes munis d'ailettes permettent un bon transfert de chaleur échangé en augmentant la surface d'échange. Ces ailettes constituent le composant essentiel dans ce type d'échangeurs parce qu'elles augmentent la turbulence au cours de l'échange thermique afin d'améliorer l'efficacité et la performance de l'échangeur. Le radiateur des véhicules est un exemple de cet échangeur [8,9].

Les échangeurs tubulaires à ailettes, appelés batteries à ailettes sont employés pour la climatisation, le chauffage, le conditionnement d'air, la récupération de chaleur, etc. On rencontre dans les diverses branches les batteries à ailettes continues et les batteries à ailettes indépendantes [13].

Les ailettes continues sont traversées par plusieurs tubes. De forme généralement rectangulaire, elles peuvent être planes ou ondulées ; l'ondulation provoque une perturbation de l'écoulement qui améliore l'échange thermique.

Les ailettes indépendantes sont traversées par un seul tube. Elles peuvent être pleines ou segmentées [9].

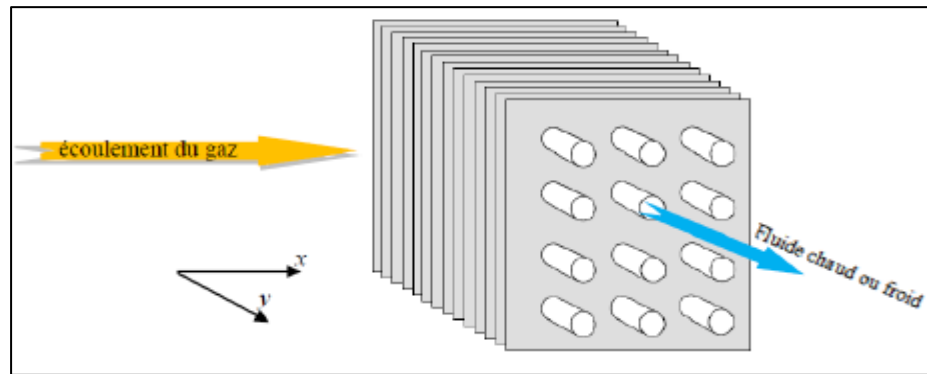


Figure I.12:Échangeur à batterie d'ailettes [9]

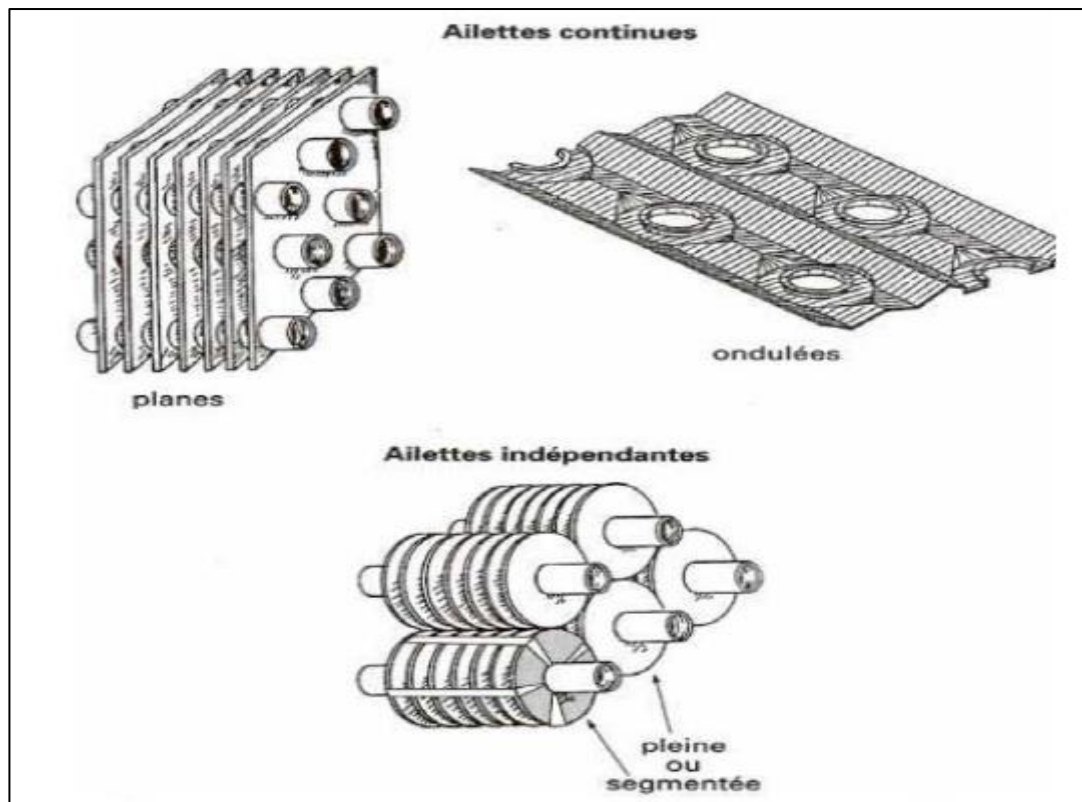


Figure I.13: Ailettes continues et indépendantes pour les tubes [11]

#### I.4 Calcul des échangeurs de chaleur

Un échangeur tubulaire simple est constitué de deux tubes cylindriques. Un fluide (généralement le chaud) circule dans le tube intérieur, l'autre dans l'espace compris entre les deux tubes (espace annulaire). Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid s'effectue à travers la paroi que constitue le tube intérieur [13].



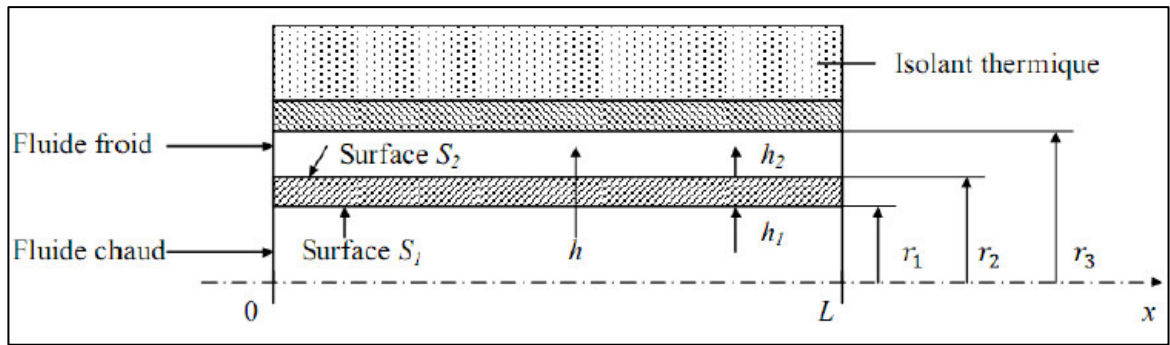


Figure I.14: Schéma d'un échangeur tubulaire simple [14]

### I.4.1 Hypothèses de calcul

Dans le calcul théorique, les hypothèses suivantes sont généralement proposées afin de simplifier le calcul [13,15] :

- Le régime d'écoulement est permanent ou stationnaire ;
- Les deux fluides sont physiquement séparés l'un de l'autre par une paroi le plus souvent métallique ;
- Les débits massiques des deux fluides sont constants ;
- Les coefficients de transfert par convection sont constants ;
- Pas de pertes thermiques : la surface de séparation est la seule surface d'échange ;
- Pas de changement de phase au cours du transfert ;
- Le mode dominant le transfert est la convection ;
- Les températures d'entrée et de sortie du fluide chaud sont constantes, soit respectivement  $T_{ce}$  et  $T_{cs}$  ;
- Les températures d'entrée et de sortie du fluide froid sont constantes, soit respectivement  $T_{fe}$  et  $T_{fs}$ .

Comme il a été déjà mentionné précédemment, deux modes de fonctionnement sont fréquemment utilisés selon le sens de l'écoulement, co-courant et contre-courant (figure I.3 et figure I.4). Dans ce qui suit, on va établir les expressions de calcul pour ces deux types.



### I.4.2 Expression du flux échangé

Le flux de chaleur transféré dans un échangeur peut être déterminé en assumant qu'il est égal aux flux de chaleur perdu par le fluide chaud et au flux de chaleur gagné par le fluide froid pendant leur traversée dans l'échangeur.

$$\phi = \dot{m}_c c_{p_c} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f c_{p_f} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (I.1)$$

Les produits  $q_{cc} = \dot{m}_c c_{p_c}$  et  $q_{cf} = \dot{m}_f c_{p_f}$  sont appelés les débits calorifiques (ou les capacités thermiques) des deux fluides [13].

Le flux de chaleur peut donc également s'écrire comme suit :

$$\phi = q_{cc} (T_{ce} - T_{cs}) = q_{cf} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (I.2)$$

### I.4.3 Méthode de calcul de DTLM

Il est à noter que les températures des deux fluides varient tout le long de l'échangeur. On définit, dans ce cas, une quantité physique appelée la moyenne logarithmique des différences de température des fluides aux deux extrémités, ce terme est noté par DTLM, qui représente la moyenne logarithmique de la fonction  $\Delta T$  entre l'entrée et la sortie de l'échangeur (en °C ou en Kelvin, K) [13]. On écrit :

$$\phi = U S \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right)} \quad (I.3)$$

Avec :

- $\begin{cases} \Delta T_s = T_{cs} - T_{fs} \\ \Delta T_e = T_{ce} - T_{fe} \end{cases}$  Pour un fonctionnement co-courant ;
- $\begin{cases} \Delta T_s = T_{ce} - T_{fs} \\ \Delta T_e = T_{cs} - T_{fe} \end{cases}$  Pour un fonctionnement contre-courant ;
- U : Le coefficient global d'échange ( $W/m^2 \cdot K$ ) ;
- S : La surface d'échange ( $m^2$ ).

On peut écrire alors:

$$DTLM = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right)} \quad (I.4)$$

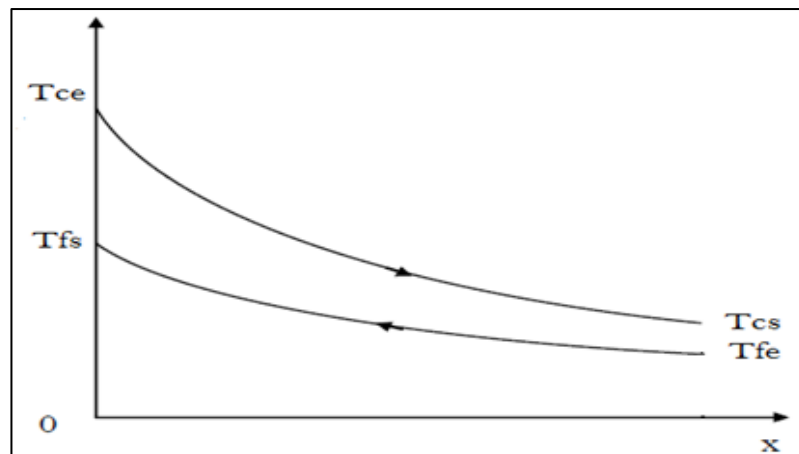
### I.4.4 Profil de température

Dans le cas à contre-courant, l'évolution du profil de température dépend de la capacité thermique (débit calorifique) des deux fluides. Par conséquent, on distingue trois cas particuliers suivants les capacités des deux fluides chaud et froid [13]:

#### 1<sup>er</sup> Cas : $q_{cc} < q_{cf}$

Si la capacité thermique du fluide chaud est inférieure à la capacité thermique du fluide froid, on dit que le fluide chaud commande le transfert.

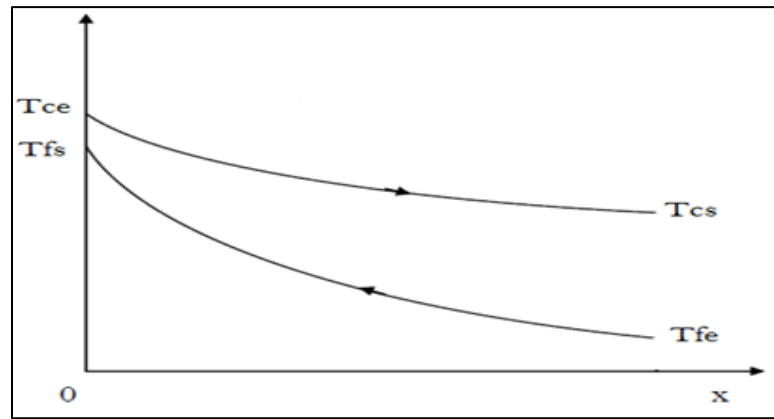
L'allure du profil de la température dans ce cas est représentée sur la figure I.15.



**Figure I.15:** Profil de température dans un échangeur à écoulement contre-courant pour  $q_{cc} < q_{cf}$  [13]

#### 2<sup>ème</sup> Cas : $q_{cc} > q_{cf}$

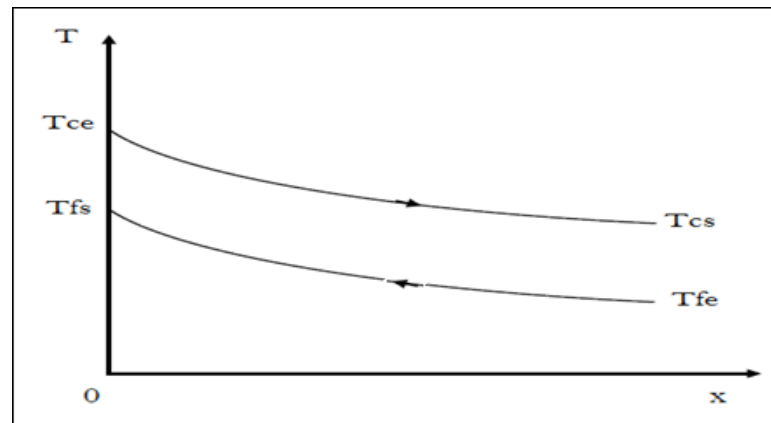
Si la capacité thermique du fluide chaud est supérieure à la capacité thermique du fluide froid, on dit que le fluide froid commande le transfert. L'allure du profil de température dans ce cas est représentée sur la figure I.16.



**Figure I.16:** Profil de température dans un échangeur à écoulement contre-courant pour  $q_{cc} > q_{cf}$  [13]

**3<sup>ème</sup> Cas :  $q_{cc} = q_{cf}$**

Si les deux débits calorifiques des deux fluides (chaud et froid) sont égaux, l'évolution du profil de température est représentée sur la figure I.17.



**Figure I.17:** Profil de température dans un échangeur à écoulement contre-courant pour  $q_{cc} = q_{cf}$  [13]

**I.4.5 Efficacité d'un échangeur**

L'efficacité d'un échangeur, notion similaire à celle d'un rendement, est très utile pour caractériser la performance d'un échangeur. Lorsqu'on cherche à transférer de l'énergie d'un fluide vers un autre, l'échangeur idéal est celui qui permet l'échange maximal de l'énergie [13].

Si le fluide chaud pénètre à la température  $T_{ce}$ , l'idéal serait qu'il sorte de l'échangeur à la température d'entrée du fluide froid  $T_{fe}$ .

L'efficacité d'un échangeur est alors définie par le facteur entre la puissance thermique réellement échangée et la puissance maximale [13].

$$\eta = \frac{\phi}{\phi_{max}} = \frac{\phi_{réel}}{\phi_{parfait}} ; 0 \leq \eta \leq 1 \quad (I.5)$$

**1<sup>er</sup> Cas :  $q_{cc} < q_{cf}$**

- Si  $\begin{cases} q_{cc} < q_{cf} \\ T_{cs} = T_{fe} \end{cases}$ , le fluide chaud commande le transfert ;

- Ce cas correspond à un échangeur refroidissant parfaitement le fluide chaud ;

- Le débit de chaleur échangé est :

$$\phi = q_{cc}(T_{ce} - T_{cs}) \quad (I.6)$$

- Le débit maximal de chaleur échangé dans ce cas est :

$$\phi_{max} = q_{cc}(T_{ce} - T_{cs}) \quad (I.7)$$

- Puisque  $T_{cs} = T_{fe}$ , l'efficacité thermique est calculée comme suit:

$$\eta = \frac{q_{cc}(T_{ce} - T_{cs})}{q_{cc}(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} = \eta_r \quad (I.7)$$

$\eta_r$  : est l'efficacité de refroidissement.

**2<sup>eme</sup> Cas :  $q_{cc} > q_{cf}$**

- Si  $\begin{cases} q_{cc} > q_{cf} \\ T_{ce} = T_{fs} \end{cases}$ , le fluide froid commande le transfert ;

- Ce cas correspond à un échangeur réchauffant parfaitement le fluide froid ;

- Le débit de chaleur échangé est :

$$\phi = q_{cf}(T_{fs} - T_{fe}) \quad (I.8)$$

- Le débit maximal de chaleur échangé dans ce cas est :

$$\phi_{max} = q_{cf}(T_{fs} - T_{fe}) \quad (I.9)$$

- Puisque  $T_{ce} = T_{fs}$ , l'efficacité thermique est calculée comme suit :

$$\eta = \frac{q_{cf}(T_{fs} - T_{fe})}{q_{cf}(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \eta_c \quad (\text{I.10})$$

$\eta_c$  : est l'efficacité de chauffage.

#### I.4.6 Nombre d'unités de transfert (NUT)

La méthode de calcul utilisant la différence de température logarithmique (DTLM) suppose que les températures des fluides sont connues aux deux extrémités de l'échangeur pour permettre l'évaluation de la température moyenne appropriée. Or, souvent on connaît approximativement le coefficient d'échange global K, mais pas les températures de sortie des fluides.

On introduit ainsi la notion d'efficacité d'échangeur de chaleur, rapport de quantité de chaleur échangée réellement à la quantité maximale de chaleur qui pourrait être échangée, pour une surface infinie.

Le nombre d'unités de transfert (NUT), représente le rapport adimensionnel  $US/q_c$ , et pour un fluide chaud dans un cas d'un échangeur tubulaire simple, le NUT est égal aussi à  $(T_{ce} - T_{cs})/DTLM$ , donc on peut écrire [13]:

$$NUT_c = \frac{US}{q_{cc}} = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{DTLM} \quad (\text{I.11})$$

Où :  $NUT_c$  est le nombre d'unité de transfert du côté chaud.

De même pour le fluide froid :

$$NUT_f = \frac{US}{q_{cf}} = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{DTLM} \quad (\text{I.12})$$

Où :  $NUT_f$  est le nombre d'unité de transfert du côté froid.

On peut noter que le NUT représente le pouvoir d'échange de l'échangeur de chaleur.

$$NUT = \frac{US}{(q_c)_{min}} = \frac{US}{(\dot{m}c_p)_{min}} \quad (\text{I.13})$$

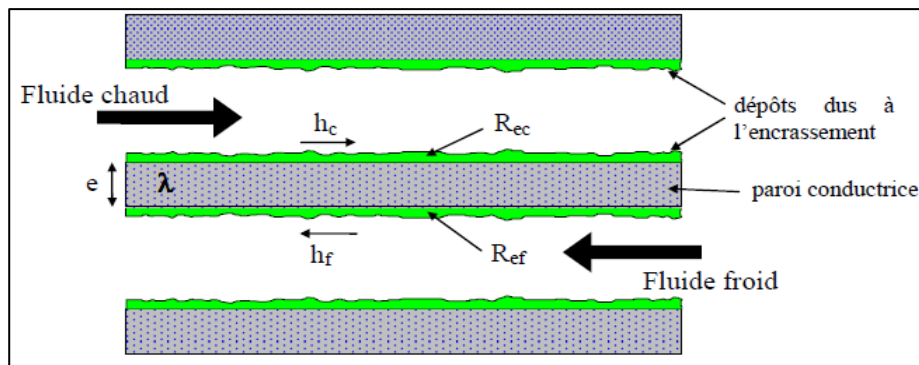
- Si  $\dot{m}_c c_{p_c} > \dot{m}_f c_{p_f}$  alors  $(\dot{m}c_p)_{min} = \dot{m}_f c_{p_f}$  ;
- Si  $\dot{m}_c c_{p_c} < \dot{m}_f c_{p_f}$  alors  $(\dot{m}c_p)_{min} = \dot{m}_c c_{p_c}$ .

#### I.4.7 Coefficient d'échange de chaleur global

Le coefficient d'échange global est nécessaire pour calculer le flux de chaleur transféré dans un échangeur. Le flux de chaleur est calculé en fonction du coefficient d'échange global ( $K$ ) par la relation suivante :

$$\phi = K S (T_c - T_f) \quad (I.14)$$

Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid, comme il est illustré sur la figure (I.18), peut être présenté par les trois phénomènes de transfert [15]:



**Figure I.18:** Schéma de principe d'un échangeur de chaleur [15]

- La convection entre le fluide chaud et la face externe de la paroi solide qui est régit par un coefficient de convection  $h_c$ , permettant d'introduire une résistance thermique  $1/(h_c S)$ .
- La conduction à travers cette paroi solide d'épaisseur  $e$  et de conductivité thermique  $\lambda$ , peut créer une résistance thermique de conduction  $(\ln(r_e / r_i))/2\pi l \lambda$  ;
- La convection entre la face interne de la paroi solide et le fluide froid qui est régit par un coefficient de convection  $h_f$ , permettant d'introduire une résistance thermique convective  $1/(h_f S)$ .

La résistance globale (R) est alors calculée par :

$$R = \frac{1}{h_c S} + \frac{\ln(r_e/r_i)}{2\pi l \lambda} + \frac{1}{h_f S} = \frac{1}{U S} = \frac{1}{K S} \quad (I.15)$$

De sorte que le flux thermique du fluide chaud au fluide froid est donné par :

$$\phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c S} + \frac{\ln(r_e/r_i)}{2\pi l \lambda} + \frac{1}{h_f S}} \Rightarrow U = K = \frac{1}{R S} = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{r_i \ln(r_e/r_i)}{\lambda} + \frac{r_i}{h_f r_e}} \quad (I.16)$$

La performance réelle de l'échangeur est généralement basée sur l'utilisation d'autres résistances dans les calculs de coefficients d'échange global [1], comme:

- $R_{ec}$  : la résistance d'encrassement, coté fluide chaud ;
- $R_{ef}$  : la résistance d'encrassement, coté fluide froid.

Alors, le coefficient d'échange global peut être calculé par l'expression suivante [10] :

$$U = K = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + R_{ec} + \frac{r_i \ln(r_e/r_i)}{\lambda} + R_{ef} + \frac{r_i}{h_f r_e}} \quad (I.17)$$

Des mesures comparatives entre les conditions de mise en service et le fonctionnement au cours du temps, ont permis de déduire les valeurs des résistances d'encrassement :

**Tableau I.1:** Résistances d'encrassement mesurées pour quelques fluides [15]

Eau de mer à T < 50°C	$R_e = 10^{-4} \text{ m}^2\text{°C/W}$
Eau de mer à T > 50°C	$R_e = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{°C/W}$
Eau de ville à T < 50°C	$R_e = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{°C/W}$
Eau de ville à T > 50°C	$R_e = 3.5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{°C/W}$
Eau de rivière	$R_e = 3.5 \text{ à } 7 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{°C/W}$
Liquides réfrigérants	$R_e = 1.8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{°C/W}$
Fioul	$R_e = 4 \text{ à } 9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{°C/W}$
Essence, kérosène	$R_e = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{°C/W}$

#### I.4.8 Les nombres adimensionnels

Les nombres adimensionnels (ou grandeurs adimensionnelles) sont des grandeurs physiques sans dimension. L'analyse dimensionnelle permet de définir ces grandeurs sans dimension, de telle façon que le rapport des unités équivaut à un (1) [9].

#### I.4.8.1 Nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds est proportionnel au rapport entre les forces d'inertie et les forces de viscosité du fluide. Il est défini comme suit :

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \quad (\text{I.18})$$

Où V : La vitesse moyenne du fluide [m/s] ;

D: Le diamètre caractéristique de la géométrie étudiée [m] ;

$\mu$  : viscosité dynamique [N.s/m<sup>2</sup>] ;

Le nombre de Reynolds permet de déterminer la nature des écoulements (laminaire et turbulent). Les écoulements à nombre de Reynolds élevé sont généralement turbulents, alors que les écoulements où les forces d'inertie sont faibles par rapport aux forces visqueuses sont plus souvent laminaires.

- Si  $Re < 2000$  le régime est laminaire ;
- Si  $Re > 3000$  le régime est turbulent ;

#### I.4.8.2 Nombre de Prandtl

Le nombre de Prandtl est proportionnel au rapport entre la diffusivité de la quantité de mouvement et la diffusivité thermique. Il caractérise l'importance relative des effets thermiques et visqueux. Il peut être exprimé comme suit :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (\text{I.19})$$

$\nu$  : Viscosité cinématique [m<sup>2</sup>/s] ;

$\alpha$  : Diffusivité thermique [m<sup>2</sup>/s] ;

#### I.4.8.3 Nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt est proportionnel au rapport entre le transfert thermique par convection et le transfert thermique par conduction. Il peut être exprimé comme suit :



$$Nu = \frac{hD}{\lambda} \quad (I.20)$$

D : Diamètre de la conduite [m] ;

h : Coefficient d'échange par convection [ $w/m^2.k$ ] ;

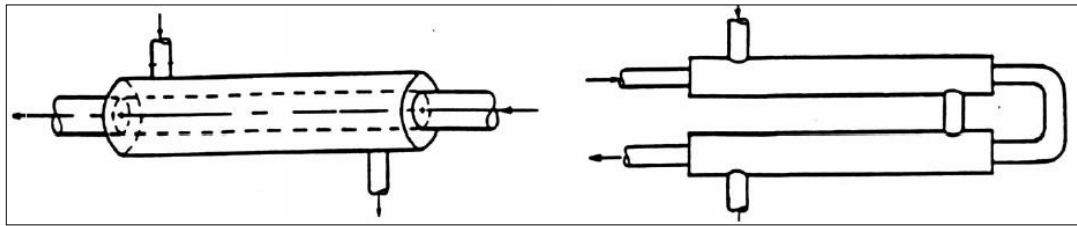
$\lambda$  : Conductivité thermique d'un fluide [ $w/m.k$ ].

## I.5 Echangeur de chaleur à tubes concentriques (coaxial)

### I.5.1 Configuration géométrique

Parmi les divers types de dispositifs d'échange, l'échangeur coaxial à double tube (bitube), c'est le plus simple. Il est constitué de deux tubes coaxiaux : l'un des fluides circule dans le tube central et l'autre circule dans l'espace annulaire, la plupart du temps en arrangement contre-courant.

Les échangeurs de chaleur à double tube sont largement utilisés dans l'industrie car ils fonctionnent à des températures et des pressions élevées [3].



**Figure I.19:** Configuration géométrique des échangeurs coaxiaux [17]

### I.5.2 Domaines d'application de l'échangeur coaxial

Les échangeurs de chaleur à tubes concentriques sont utilisés principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, centrales nucléaires, production d'énergie, etc.), les raffineries, le transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.), et leurs principales applications sont [3]:

- Récupération de chaleur : circulation à contre-courant du fluide procès ;
- Réchauffage et maintien en température avec récupération d'énergie ;
- Refroidissement : échangeur double enveloppe eau froide, glacée.

- Déshumidificateurs ou condenseurs partiels qui assurent la condensation d'une vapeur en mélange avec un gaz incondensable pour obtenir, en fin d'opération, un gaz pauvre 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.

## **I.6 Conclusion**

Les échangeurs de chaleur sont des appareils conçus principalement pour transférer une quantité de chaleur entre deux fluides. D'une façon générale, les deux fluides sont mis en contact thermique à travers une paroi solide qui est le plus souvent métallique, ce qui peut favoriser les échanges de chaleur. Les échanges thermiques dans les échangeurs dépendent de la surface d'échange, les températures des deux fluides, ainsi que des propriétés des deux fluides.

Les échangeurs de chaleur peuvent être classifiés selon de nombreuses critères ; selon le sens de l'écoulement (co-courant, contre-courant), selon le type de contact (direct, indirect), selon la nature d'échange (sans ou avec changement de phase), selon le type de conception (tubulaires, à plaques, à ailettes)...etc. Le choix d'un échangeur de chaleur dépend des résultats recherchés et des données de l'application industrielle considérée.

Théoriquement, deux modes de transfert de chaleur pour les échangeurs et leurs applications sont considérés : la convection entre le fluide et la surface des tubes, et la conduction à travers les parois des tubes. Le troisième mode de transfert (le rayonnement) est généralement négligé.

Deux méthodes sont fréquemment utilisées dans le calcul théorique des échangeurs, la méthode DTLM est utilisée si on connaît les températures des deux fluides sur les extrémités de l'échangeur, et la méthode NUT est utilisée si on connaît approximativement le coefficient d'échange global par convection ainsi que les températures à l'entrée. A partir de ces deux méthodes, les performances thermiques de l'échangeur sont déterminées.

En raison de la grande complexité du phénomène de transfert thermique dans les échangeurs de chaleur, des corrélations empiriques sont utilisées afin de calculer approximativement le coefficient d'échange global par convection, ce dernier permet de caractériser les performances des échangeurs. Ces corrélations relient expérimentalement l'ensemble des différents nombres adimensionnels cités ci-dessus.

## *Chapitre II*

### *Matériels et Méthodes*

## II.1 Introduction

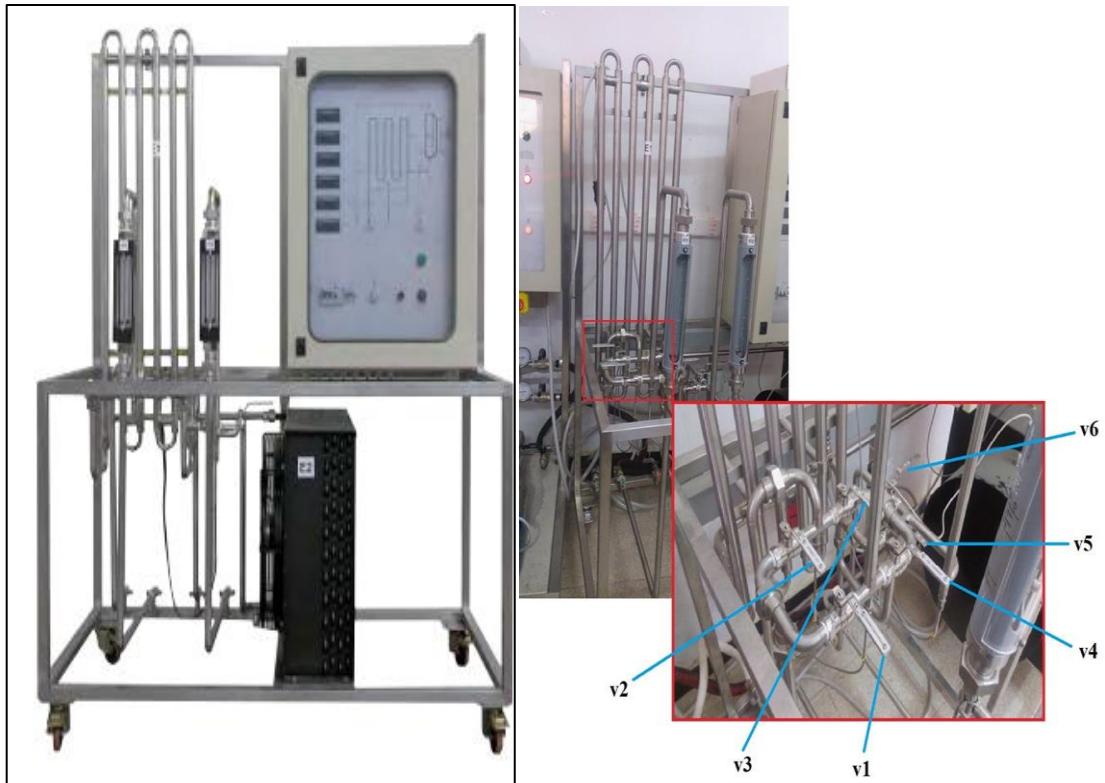
Dans ce chapitre, nous allons présenter deux parties, effectuées au cours de ce travail : La partie expérimentale, faite au moyen du banc d'essai de l'échangeur à tubes concentriques. Pour réaliser ce but, nous avons effectué plusieurs essais pour les deux arrangements d'écoulement, co-courant et contre-courant. La deuxième partie consiste à l'étude numérique en utilisant le logiciel ANSYS 2019 R1, basé sur la méthode des volumes finis, que l'on va l'expliquer dans ce qui suit. Ensuite, nous allons présenter la géométrie de l'échangeur, simulé par le code ANSYS et le modèle mathématique, des équations qui régissent l'écoulement des fluides.

Ces équations sont fortement couplées. En général, elles n'admettent pas des solutions analytiques sauf dans des cas très simplifiés [18]. C'est pourquoi, on a recours aux méthodes de résolution numérique.

## II.2 Description du banc d'essai de l'échangeur coaxial

Le banc d'essai de l'échangeur, telle que présenté sur la figure II.1 comporte :

- Structure en acier inoxydable AISI 304, montée sur roues ;
- Échangeur à tubes concentriques, en acier inoxydable AISI 304, surface d'échange de  $0.3 \text{ m}^2$ , symbole E1 ;
- Débitmètre à section variable pour l'eau chaude, en verre et en acier inoxydable; plage de 100 à 1000 l/h, symbole FI1 ;
- Débitmètre à section variable pour l'eau froide, en verre et en acier inoxydable ; plage de 100 à 1000 l/h, symbole FI2 ;
- Quatre (4) capteurs de température à résistance avec afficheurs numériques :
  - $T_{I1}$  : température d'entrée eau chaude ;
  - $T_{I2}$  : température de sortie eau chaude ;
  - $T_{I3}$  : température d'entrée eau froide ;
  - $T_{I4}$  : température de sortie eau froide ;
- Tableau électrique (IP 55) avec synoptique de l'installation et disjoncteur à courant de défaut (E.L.C.B) ;
- Bouton poussoir d'urgence.



**Figure II.1:** Dispositif expérimental de l'échangeur thermique eau/eau de type concentrique (photo originale)

### II.3 Dimensions de l'appareil

- Diamètre extérieur du tube intérieur 17.2 mm,
- Épaisseur de la paroi du tube intérieur 1.6 mm,
- Diamètre extérieur du tube extérieur 26.9 mm
- Épaisseur de la paroi du tube extérieur 1.6 mm
- Longueur effective 6100 mm
- Surface d'échange effective 0.3 m<sup>2</sup>
- Conductivité thermique du tube  $\lambda = 16.3 \text{ W m}^{-1}\text{K}^{-1}$

### II.4 Objectifs de l'expérience

Les objectifs de la présente expérience sont :

- Tracer le profil de température ;
- Etablir le bilan d'énergie (flux de chaleur coté fluide chaud, coté fluide froid) ;

- Calculer la différence de température logarithmique moyenne (DTLM) ;
- Déterminer le coefficient global d'échange de transfert thermique (U) ;
- Etudier l'effet de débit sur le coefficient d'échange global de transfert par convection ;
- Comparer les modes de circulation des fluides co-courant et contre-courant.

## **II.5 Méthode de travail**

### **II.5.1 Mise en marche du banc d'essai**

Avant de commencer l'expérience et les mesures, il est nécessaire tout d'abord de :

- Vérifier que l'installation est branchée à une ligne d'alimentation électrique monophasée et mise à la terre ;
- Vérifier que l'installation est raccordée à un robinet d'eau par le tuyau flexible et ils sont bien fixés aux connecteurs par colliers métalliques ;
- Vérifier que l'installation est raccordée à un conduit d'eau chaude par le tuyau flexible et qu'ils sont bien fixés aux connecteurs par colliers métalliques ;
- Armer le disjoncteur à courant de défaut (E.L.C.B).

### **II.5.2 Arrangement co-courant**

Pour utiliser l'échangeur de chaleur à tubes concentriques E1 en mode co-courant, il faut :

- Ouvrir la vanne V2 et partiellement les vannes V4 et V5 ;
- Fermer les vannes V1, V3, V6, V7 ;
- Fixer le débit d'eau froide en utilisant la vanne V4 ;
- Fixer le débit d'eau chaude en utilisant la vanne V5 ;
- Attendre jusqu'à ce que les températures se stabilisent (environ 1-2 minutes) ; et ensuite enregistrer leurs valeurs.

### II.5.3 Arrangement contre-courant

Pour utiliser l'échangeur de chaleur à tubes concentriques E1 en contre-courant, on doit :

- Ouvrir la vanne V3,2, et partiellement les vannes V1 et V5 ;
- Fermer les vannes V2, V4, V6, V7 ;
- Fixer le débit d'eau froide en utilisant la vanne V1 ;
- Fixer le débit d'eau chaude en utilisant la vanne V5 ;
- Attendre jusqu'à ce que les températures se stabilisent (environ 1-2 minutes) ;  
et ensuite enregistrer leurs valeurs.

### II.5.4 Arrêt de l'installation

Une fois les mesures sont terminées, il faut :

- Fermer les vannes V1, V4, V5 et V6 ;
- Fermer partiellement la vanne principale de l'eau froide ;
- Fermer la vanne principale du conduit de l'eau chaude ;
- Débrancher le disjoncteur à courant de défaut (E.L.C.B) ;
- Débrancher l'installation de l'alimentation électrique.

### II.5.5 Résultats des mesures

#### II.5.5.1 Expériences effectuées

##### ➤ Essai n°01 : Mode en co-courant

**Tableau II.1:** Résultats des mesures pour le cas co-courant

n°essais	FI1(l/h)	FI2(l/h)	TI1 (°c)	TI2 (°c)	TI3 (°c)	TI4 (°c)	TI1-TI2 (°c)	TI4-TI3 (°c)	$\phi_c$ (kcal/h)	$\phi_f$ (kcal/h)	$\phi_d(\phi_c-\phi_f)$	$\phi_c(w)$	$\phi_f(w)$	$\phi_d(w)$
1	850	350	69	58,6	31	53	10,4	22	8840	7700	1140	10280,92	955,1	1325,82
2	800	350	72,4	61,1	31,4	55,1	11,3	23,7	9040	8295	745	10513,52	9647,08	866,43
3	750	350	73,2	61,1	31,4	55,1	12,1	23,7	9075	8295	780	10554,22	9647,08	907,14
4	700	350	74	61,1	31,4	55,2	12,9	23,8	9030	8330	700	10512,89	9687,79	814,1
5	650	350	74,5	60,8	31,4	54,9	13,7	23,5	8905	8225	680	10356,51	9565,67	790,84
6	600	350	75,3	60,8	31,4	54,9	14,5	23,5	8700	8225	475	10118,1	9565,67	552,42
7	550	350	76	60,3	31,4	54,4	15,7	23	8635	8050	585	10042,5	9362,15	680,35
8	500	350	76,7	59,6	31,4	53,9	17,1	22,5	8550	7875	675	9943,65	9158,62	785,02



FI1(l/h)	FI2(l/h)	TI2-TI3(°C)	TI1-TI4(°C)	DTLM(°C)	U(kcal/h.m <sup>2</sup> .°C)	U(w/m <sup>2</sup> .°C)	η(%)
850	350	38	5,6	16,92	1516,942	1764,203	0,57
800	350	41	6	18,211	1518,313	1765,798	0,58
750	350	41,8	6	18,442	1499,295	1743,68	0,57
700	350	42,6	5,9	18,564	1495,726	1739,529	0,55
650	350	43,1	5,9	18,702	1465,661	1704,563	0,54
600	350	43,9	5,9	18,934	1448,012	1684,037	0,53
550	350	44,6	5,9	19,132	1402,536	1631,15	0,51
500	350	45,3	5,7	19,104	1374,057	1598,028	0,5

**Tableau II.2:** Résultats de calcul des nombres de Reynolds pour chaque débit pour le cas co-courant (tube interne)

n°	FI1 (l/h)	Tc moy(°C)	V(m/s)	ρ (kg/m <sup>3</sup> )	μ (kg/m.s)	Nbr de Reynolds
1	850	63,8	1,0161	980,845	0,0004294	39921,16814
2	800	66,75	0,9563	979,217	0,00041182	39114,6569
3	750	67,15	0,8965	978,991	0,00040953	36861,3909
4	700	67,55	0,8367	978,765	0,00040726	34590,4962
5	650	67,65	0,7769	978,708	0,0004067	32160,9176
6	600	68,05	0,7172	978,481	0,00040445	29848,1099
7	550	68,15	0,6574	978,424	0,0004039	27395,3875
8	500	68,15	0,5976	978,424	0,0004039	24903,7614

**Tableau II.3:** Résultats de calcul des nombres de Reynolds pour chaque débit pour le cas co-courant (tube externe)

n°	FI2 (l/h)	Tf moy(°C)	V(m/s)	ρ (kg/m <sup>3</sup> )	μ (kg/m.s)	Nbr de Reynolds
1	350	42	0,2892	991,038	0,00061214	4544,748
2	350	43,25	0,2892	990,544	0,00059829	4647,6379
3	350	43,25	0,2892	990,544	0,00059829	4647,6379
4	350	43,3	0,2892	990,524	0,00059775	4651,7426
5	350	43,15	0,2892	990,584	0,00059938	4639,3733
6	350	43,15	0,2892	990,584	0,00059938	4639,3733
7	350	42,9	0,2892	990,683	0,00060211	4618,7997
8	350	42,65	0,2892	990,782	0,00060487	4598,1837

➤ **Essai n°02 : Mode en contre-courant**

**Tableau II.4: Résultats des mesures pour le cas contre-courant**

n°essais	FI1(l/h)	FI2(l/h)	TI1 (°C)	TI2 (°C)	TI3 (°C)	TI4 (°C)	TI1-TI2 (°C)	TI4-TI3 (°C)	φc(kcal/h)	φf(kcal/h)	φd(φc-φf)	φc(w)	φf(w)	φd(w)
1	750	350	76,1	62,1	31,4	60,9	14	29,5	10500	10235	175	12211,5	11903	203,52
2	700	350	74,3	60,2	31,4	59,1	14,1	27,7	9870	9695	175	11478,81	11275	203,52
3	650	350	72,4	58,1	31,4	57,2	14,3	25,8	9295	9030	265	10810,08	10502	308,19
4	600	350	70,9	56,5	31,4	55,6	14,4	24,2	8640	8470	170	10048,32	9850,6	197,71
5	550	350	70,2	55,1	31,3	54,6	15,1	23,3	8305	8155	150	9658,71	9484,3	174,45
6	500	350	71,1	54,4	31,4	54,2	16,7	22,8	8350	7980	370	9711,05	9280,7	430,31
7	450	350	71,7	53,6	31,4	53,8	18,1	22,4	8145	7840	305	9472,63	9117,9	354,71
8	400	350	73,4	53,3	31,4	54,1	20,1	22,7	8040	7945	95	9350,52	9240	110,48

FI1(l/h)	FI2(l/h)	TI2-TI3(°C)	TI1-TI4(°C)	DTLM(°C)	U(kcal/h.m <sup>2</sup> .°C)	U(w/m <sup>2</sup> .°C)	η(%)
750	350	30,7	15,2	22,049	1547,311	1799,476	0,65
700	350	28,8	15,2	21,28	1518,64	1766,178	0,64
650	350	26,7	15,2	20,412	1474,622	1714,985	0,629
600	350	25,1	15,3	19,797	1426,142	1658,603	0,61
550	350	23,8	15,6	19,412	1400,336	1628,545	0,59
500	350	23	16,9	19,793	1343,909	1562,966	0,57
450	350	22,2	17,9	19,972	1308,498	1521,783	0,55
400	350	21,9	19,3	20,572	1287,348	1497,18	0,54

**Tableau II.5: Résultats de calcul des nombres de Reynolds pour chaque débit pour le cas contre-courant (tube interne)**

n°	FI1 (l/h)	Tc moy(°C)	V(m/s)	ρ (kg/m <sup>3</sup> )	μ (kg/m.s)	Nbr de Reynolds
1	750	69,1	0,8965	977,878	0,00039867	37822,4676
2	700	67,25	0,8367	978,935	0,00040896	34452,6904
3	650	65,25	0,7769	980,052	0,0004206	31140,7678
4	600	63,7	0,7172	980,899	0,00043002	28142,6451
5	550	62,25	0,6574	981,464	0,0004366	25422,3004
6	500	62,75	0,5976	981,411	0,00043597	23142,2733
7	450	62,65	0,5378	981,464	0,0004366	20797,955
8	400	63,35	0,4781	981,088	0,00043219	18671,1586

**Tableau II.6: Résultats de calcul des nombres de Reynolds pour chaque débit pour le cas contre-courant (tube externe)**

n°	FI2(l/h)	Tf moy(°C)	V(m/s)	ρ (kg/m <sup>3</sup> )	μ (kg/m.s)	Nbr de Reynolds
1	350	46,15	0,2892	989,355	0,00056811	4888,6616
2	350	45,25	0,2892	989,731	0,0005772	4813,5015
3	350	44,3	0,2892	990,121	0,00058706	4734,5209
4	350	43,5	0,2892	990,444	0,00059558	4668,3142
5	350	42,95	0,2892	990,664	0,00060156	4610,5631
6	350	42,8	0,2892	990,723	0,00060321	4594,0992
7	350	42,6	0,2892	990,802	0,00060542	4606,4561
8	350	42,75	0,2892	990,743	0,00060376	4603,272647

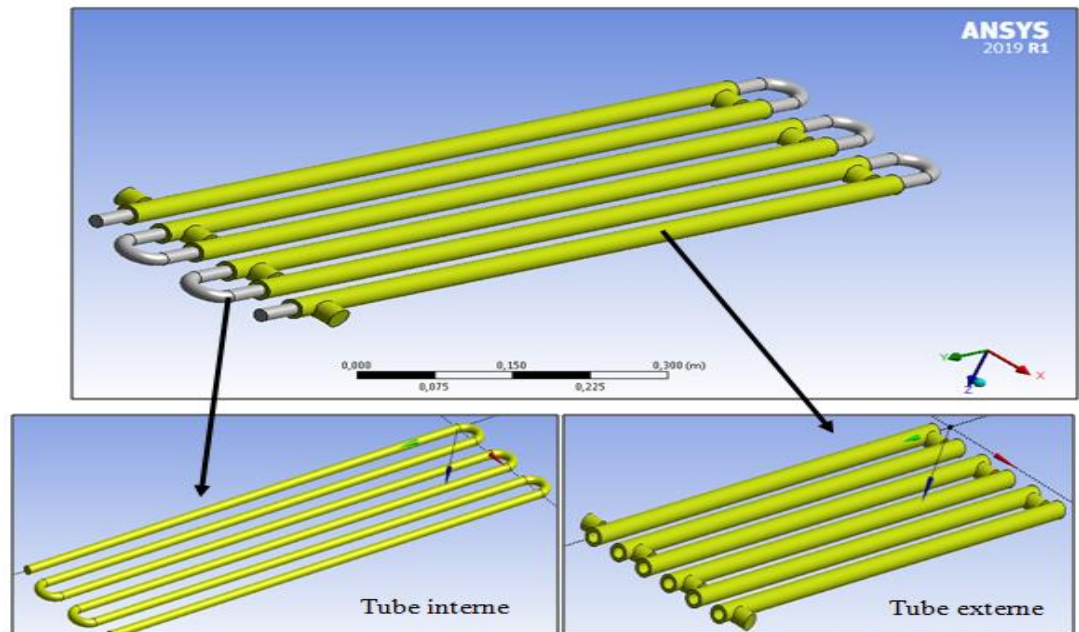
## II.6 Modèle physique et formulation mathématique

### II.6.1 Modèle physique

Le modèle physique considéré dans cette étude numérique est similaire à celui utilisé dans la partie expérimentale, illustré dans la figure (II.1)

La géométrie a été créée par le logiciel ANSYS WORKBENCH, version 2019 R1 en se basant sur les dimensions réelles du banc d'essai.

L'échangeur coaxial étudié contient deux tubes concentriques, un tube interne où circule l'eau chaude et un autre tube externe, pour faire circuler l'eau froide. La longueur de l'échangeur est divisée en six (6) tubes, positionnés verticalement comme il est présenté sur la figure (II.2). La longueur de chaque tube est de 0.9781 m, les espaces entre les tubes sont égales à 0.0462 m, la longueur totale de l'échangeur est de 6.1 m



**Figure II.2 :** Modèle de l'échangeur de chaleur simulé en 3D par ANSYS 2019 R1

### II.6.2 Formulation mathématique

En mécanique des fluides, on suppose que le fluide est un milieu continu, ce qui permet d'utiliser les lois classiques de conservation à savoir [21]:

1. Loi de Lavoisier (principe de conservation de la masse) pour établir l'équation de continuité ;

2. Deuxième loi de Newton (principe de conservation de la quantité de mouvement) pour établir les équations de quantité de mouvement ;
3. Loi de conservation d'énergie (premier principe de la thermodynamique) pour établir l'équation de l'énergie.

Nous allons dans ce qui suit présenter les équations, qui régissent l'écoulement du fluide en général, et qui ne sont que des cas particuliers d'une même équation générale, traitée dans les modules de discrétisation des équations.

### II.6.2.1 Equation de la continuité

Elle est déduite de la loi de conservation de la masse et s'exprime mathématiquement sous la forme suivante :

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (\text{II. 1})$$

### II.6.2.2 Equations de quantité du mouvement

Le principe de conservation de la quantité de mouvement permet d'établir les relations entre les caractéristiques du fluide, son mouvement et les causes qui le produisent.

Si on suppose que le milieu est continu, isotrope, homogène, incompressible et que le fluide est newtonien (relation contrainte – déformation linéaire), les équations de quantité de mouvement s'écrivent sous la forme suivante :

$$\left( \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II. 2})$$

$$\left( \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II. 3})$$

$$\left( \frac{\partial(\rho w)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II. 4})$$

### II.6.2.3 Equation de l'énergie

Elle est déduite à partir de la loi de conservation d'énergie. Elle s'exprime en général comme suit:

$$\frac{D}{Dt}(\rho c_p T) = \Delta(\lambda T) + q + \beta T \frac{Dp}{Dt} + \mu \Phi \quad (\text{II.5})$$

Où :  $u$ ,  $v$  et  $w$  représentent les vitesses de l'écoulement suivant les directions  $x$ ,  $y$  et  $z$  respectivement.

$P$ , est la pression.  $T$ , la température.  $\mu$ , la viscosité dynamique du fluide.  $\rho$ , la masse volumique.  $c_p$ , la capacité calorifique.  $\lambda$ , la conductivité thermique.  $q$ , puissance volumique dissipée.  $\beta$ , coefficient de compressibilité.  $\Phi$ , flux.

L'ensemble de toutes les équations (II.2 jusqu'à II.4) forme les équations de Navier-Stokes pour un fluide Newtonien, tridimensionnel et visqueux (non parfait).

### II.6.3 Description de la turbulence

La plupart des écoulements qui se trouvent dans la réalité sont turbulents, ce terme dénotant en fait un mouvement dans lequel une fluctuation irrégulière est superposée à l'écoulement principal [19].

### II.6.4 Différentes approches pour la modélisation de la turbulence

Dans le cas où le régime est turbulent, plusieurs schémas de modélisation sont disponibles pour modéliser et résoudre les équations précédentes : la simulation numérique directe (SND), la simulation à grandes échelles (LES) et la simulation statistique de la turbulence. Les capacités des calculateurs, la complexité de la géométrie des modèles étudiés et le degré de précision recherché sont des facteurs qui vont nous orienter vers l'une ou l'autre de ces solutions. Dans ce qui suit, on présente brièvement ces différentes méthodes [21] :

#### II.6.4.1 Simulation numérique directe (SND)

La simulation numérique directe (SND) résout directement les équations de transport. Elle donne accès à toutes les informations physiques de l'écoulement. Cependant, elle nécessite des schémas numériques d'ordre élevés ainsi qu'une résolution très fine, donc des maillages très denses. Quoique son coût machine la prohibe pour les études de type "industriel", elle s'inscrit plutôt dans le cadre des études fondamentales sur de très petits domaines spatio-temporels.

C'est pourquoi le calcul numérique direct de ces écoulements est pratiquement impossible, vu la nécessité des grandes capacités de stockage et de calcul.

### II.6.4.2 Simulation à grandes échelles (LES)

Le calcul avec cette modélisation (*Large Eddy Simulation*) est basé sur une résolution directe des équations de Navier-Stokes pour les grosses structures et sur une modélisation des petites échelles, dénommées alors "*sous-mailles*". Le filtre est ainsi mis en place et l'action de la turbulence *sous-maille* conduit nécessairement à l'introduction d'une viscosité turbulente. Les équations ne sont plus moyennées, mais filtrées.

### II.6.4.3 Approche statistique de la turbulence

La modélisation statistique de la turbulence conduit à la détermination des valeurs moyennées des inconnues. Les grandeurs caractérisant l'écoulement sont décrites comme la somme d'une partie moyenne et d'une partie fluctuante.

Dans un écoulement turbulent, le fluide est supposé comme un milieu continu où la moyenne sur le mouvement moléculaire peut être prise selon l'approche statistique de Reynolds. La moyenne temporelle d'une quantité  $F$  est définie par [19,20]:

$$\bar{F} = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} F(t) dt. \quad (\text{II.6})$$

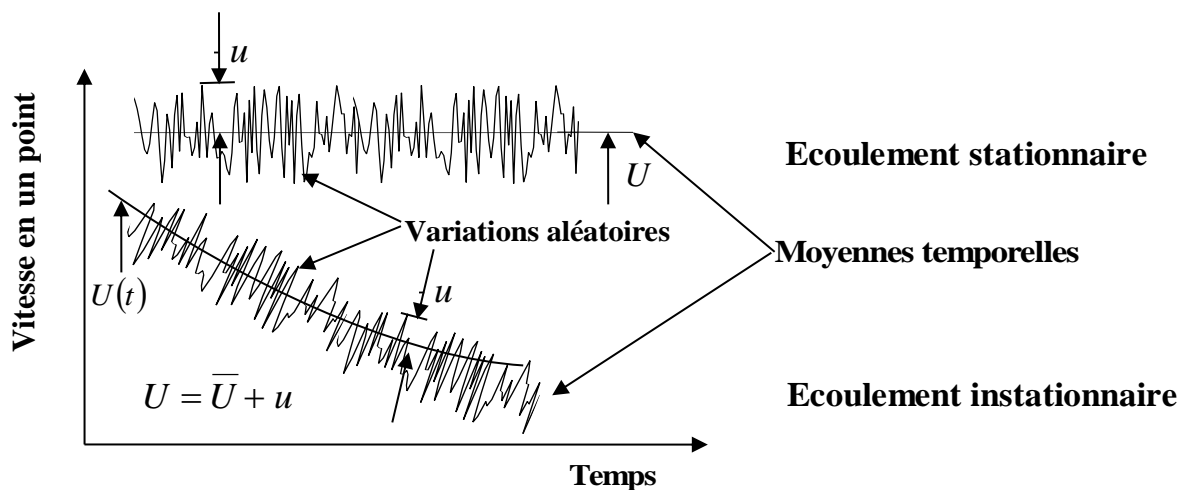


Figure II.3: Description de l'approche statistique de la turbulence et notion de la valeur moyenne et fluctuante [21]

Il est nécessaire que  $\Delta T$  soit suffisamment grande par rapport à la période des fluctuations aléatoires, associées à la turbulence, mais petite par rapport au temps caractéristique de n'importe quelle variation dans l'écoulement associé à l'état instationnaire (figure II.3).

Si on suppose que les fluctuations associées à la turbulence sont superposées sur le mouvement moyen (figure II.3), on peut écrire :

$$U_i = \bar{U}_i + u_i \quad (\text{II.7})$$

$$P = \bar{P} + p \quad (\text{II.8})$$

$$T = \bar{T} + \theta \quad (\text{II.9})$$

Le symbole  $\bar{(\quad)}$  représente l'opérateur de moyenne statistique ou moyenne d'ensemble et les lettres minuscules, les fluctuations ou écarts par rapport à ces moyennes.

Les fluctuations dans les autres propriétés des fluides telles que la viscosité, la conductivité, la chaleur spécifique et la diffusivité de masse sont généralement petites et peuvent être négligées.

### II.6.5 Modèles de turbulence

Plusieurs modèles de turbulence existent. Le logiciel ANSYS 2019 R1 offre la possibilité de choisir l'un des modèles de turbulence suivants :

- Le modèle à une équation Spalart Allmaras ;
- Le modèle à deux équations k- $\epsilon$  ;
- Le modèle à deux équations k- $\omega$  ;
- Le modèle Reynolds Stress Model ;
- LES, DES...etc.

Le choix entre ces modèles est basé principalement sur les résultats que donne chacun des modèles suivant les conditions aux limites déjà prédéfinies. Il est vrai qu'un modèle peut donner de meilleurs résultats par rapport à un autre modèle, mais ceci est dû principalement à la nature des cas étudiés et à la correspondance entre le modèle de turbulence-conditions aux limites [20,21].

Dans le présent travail, nous avons choisi le modèle k- $\epsilon$  car il a été démontré dans des travaux antérieurs que ce modèle donne des résultats satisfaisants pour le cas des échangeurs, et pour les écoulements confinés en général (écoulements dans les conduites).

### II.6.5.1 Modèle de turbulence choisi (k-ε Standard)

Le modèle standard k-ε a été développé par Launder et Spalding, en 1972 [21]. Ce modèle est basé sur deux équations de transport : une équation pour le transport de l'énergie cinétique turbulente  $k$  et une autre pour sa dissipation visqueuse  $\varepsilon$ .

#### ➤ Équation d'énergie cinétique turbulente $k$

L'équation de l'énergie cinétique turbulente  $k$  est donnée par :

$$\left( \frac{\partial \rho u k}{\partial x} + \frac{\partial \rho v k}{\partial y} + \frac{\partial \rho w k}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial z} \right] + G_K - \rho \varepsilon \quad (\text{II.10})$$

#### ➤ Équation du taux de dissipation $\varepsilon$

L'équation de la dissipation d'énergie cinétique turbulente  $\varepsilon$  est donnée par :

$$\begin{aligned} \left( \frac{\partial \rho u \varepsilon}{\partial x} + \frac{\partial \rho v \varepsilon}{\partial y} + \frac{\partial \rho w \varepsilon}{\partial z} \right) & \quad (\text{II.11}) \\ & = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right] + \frac{\varepsilon}{K} C_{\varepsilon 1} G_K - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{K} \end{aligned}$$

Où ;  $\Gamma_{\varepsilon,k} = \Gamma_\varepsilon \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon,k}} \right)$

Dans ce modèle, la viscosité turbulente est modélisée par la formule suivante:

$$\mu_t = C_{\mu} \rho \frac{K^2}{\varepsilon} \quad (\text{II.12})$$

Le terme  $G_K$ , représente la production de l'énergie cinétique turbulente définie par:

$$G_K = \mu_t \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] \left[ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right] \quad (\text{II.13})$$

Les coefficients du modèle k-ε standard, qui ont été déterminés expérimentalement, sont représentés dans le tableau (II-3).



**Tableau II.7:** Les coefficients du modèle k -  $\epsilon$  standard [20]

<i>Coefficient</i>	$c_{\mu}$	$c_{\epsilon 1}$	$c_{\epsilon 2}$	$\sigma_K$	$\sigma_{\epsilon}$
<b>Valeur</b>	0.09	1.44	1.92	1.0	1.33

## II.7 Résolution numérique

Comme nous avons déjà vu dans les sections précédentes, le problème étudié est gouverné par des équations aux dérivées partielles non-linéaires, très complexes à résoudre d'une manière analytique. C'est pour cela, nous utilisons les méthodes numériques afin de trouver des solutions.

Pour obtenir une solution numérique, le modèle mathématique, constitué par des équations différentielles aux dérivées partielles (EDP) ou par un système d'EDP doit être transformé à l'aide d'une méthode de discrétisation en système d'équations algébriques. Il existe plusieurs méthodes de discrétisations des équations aux dérivées partielles : la méthode des différences finies, la méthode des volumes finis, la méthode des éléments finis et les méthodes spectrales...etc [21].

Dans ce travail, nous avons utilisé le logiciel Fluent, intégré dans l'ANSYS 2019 R1, il est basé sur la méthode des volumes finis.

### II.7.1 Principe de la méthode des volumes finis

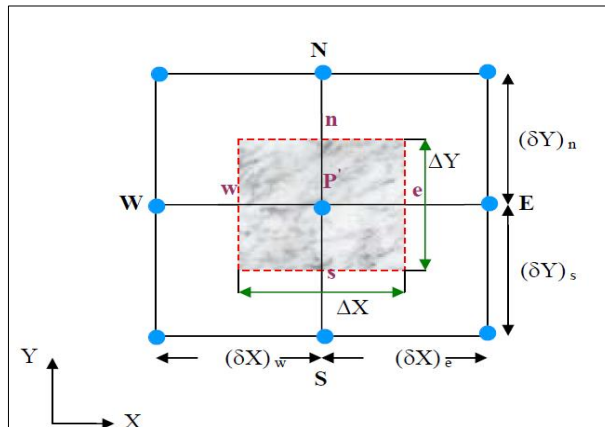
La méthode des volumes finis est une méthode de discrétisation numérique des équations aux dérivées partielles en équations algébriques. Cette méthode a été développée par Patankar en 1980 [19]. Elle est basée sur l'intégration des équations aux dérivées partielles sur chaque volume de contrôle pour obtenir les équations discrétisées, qui assurent la conservation de toutes les grandeurs physiques sur un volume de contrôle [23].

### II.7.2 Description d'un volume de contrôle

Dans la simulation par la méthode des volumes finis, le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de sous-domaines élémentaires, appelés volumes de contrôle. La méthode des volumes finis consiste à intégrer les équations aux dérivées partielles sur chaque volume de contrôle. Chacun de ces derniers (volume de contrôle) contient un nœud, appelé le nœud

principal. Un exemple de volume de contrôle est illustré sur la figure II.4. Pour un nœud principal ( $P'$ ), les points E et W (E : Est, W : West) sont des voisins dans la direction X, tandis que N et S (N : Nord, S : Sud) sont ceux dans la direction Y.

Le volume de contrôle entourant ( $P'$ ) est montré par les lignes discontinues. Les faces du volume de contrôle sont localisées aux points (e) et (w) dans la direction X, (n) et (s) dans la direction Y [22].



**Figure II.4 :** Schéma représentant un volume de contrôle bidimensionnel [24]

### II.7.3 Discrétisation par la méthode des volumes finis

Le maillage est la subdivision du domaine d'étude en grilles longitudinales et transversales, dont l'intersection représente un nœud.

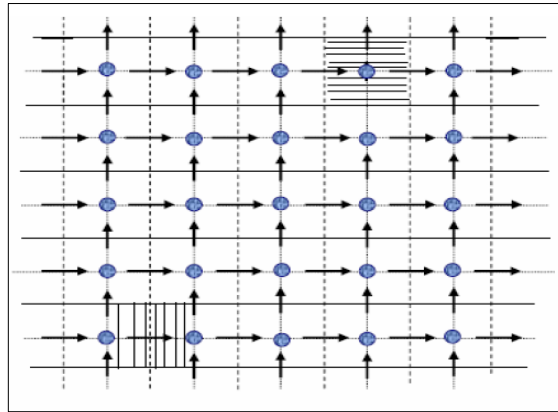
La discrétisation du domaine est obtenue par un maillage, constitué d'un réseau de points (nœuds). Ainsi un élément de volume (volume de contrôle) est défini autour de chaque nœud.

Les grandeurs scalaires sont stockées dans le nœud ( $P'$ ) du maillage, tandis que les grandeurs vectorielles sont stockées aux milieux des segments reliant les nœuds. L'équation générale de transport est intégrée sur le volume de contrôle associé aux variables scalaires et les équations de quantité de mouvement sont intégrées sur le volume de contrôle, associé aux composantes de la vitesse.

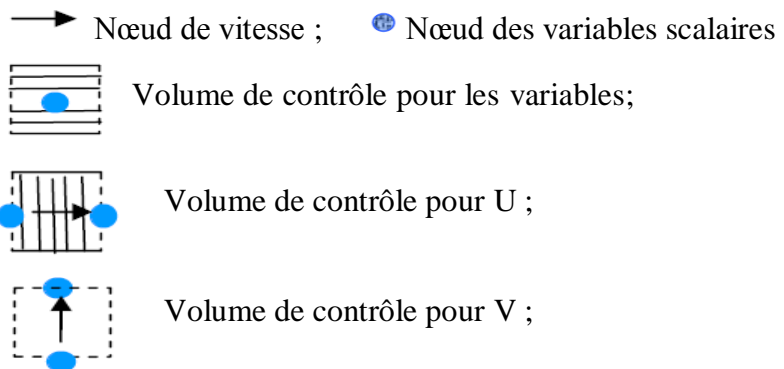
Le volume de contrôle de la composante longitudinale (U) est décalé suivant la direction (X) par rapport au volume de contrôle principal, celui de la composante transversale (V) est décalé suivant la direction (Y). Ce type de maillage est appelé le maillage décalé, qui

permet une bonne approximation des flux convectifs et une stabilisation numérique de la solution.

La construction des volumes de contrôle et le maillage décalé sont montrés sur la figure II.5 [21, 22] :



**Figure II.5:** Schéma représentant le maillage décalé [24]



## II.8 Présentation du logiciel de calcul

Le logiciel ANSYS, est un logiciel CFD sous licence commerciale, permettant, de réaliser des simulations numériques en 2D et 3D dans les domaines, notamment de mécanique des fluides et de transfert de chaleur, allant de la conception de la géométrie et la construction du maillage jusqu'à la résolution des équations de Navier Stokes .

Ce logiciel de simulation numérique est largement utilisé dans le secteur industriel (échangeurs de chaleur, écoulements dans les tuyaux, automobile, aéronautique, espace, etc.) en raison de leur interface graphique puissante et de l'abondance de leurs options, il permet de réaliser des simulations sur tous types de géométries complexes (fixes ou mobiles), associées

à des maillages fixes ou adaptatifs et avec des modèles physiques variés (diphasiques, turbulents...etc) [25].

## II.8.1 Procédure de calcul

La procédure numérique se compose de trois étapes, la géométrie, le maillage et le calcul itératif.

### II.8.1.1 Géométrie et maillage

Dans ce travail, la géométrie de l'échangeur étudié a été effectuée en se basant sur ses dimensions réelles. La procédure de création de maillage a été réalisée selon le protocole suivant :

- Création du domaine physique 3D selon les dimensions choisies.
- Nommer les surfaces d'entrée et de sortie des fluides, ainsi que les surfaces des parois de l'échangeur à tubes concentriques étudié.
- Choix du maillage non-structuré avec des couches fines structurées sur les parois de toutes les conduites de l'échangeur afin de prendre en considération l'effet de la couche limite turbulente proche des parois.
- Affectation des conditions aux limites sur toutes les parois de l'échangeur, la température de l'entrée et le débit pour chaque fluide.
- Vérification de la qualité par le contrôle de la forme des maillages et leurs nombres.

### II.8.1.2 Calcul itératif

Une fois le maillage du domaine d'étude est réalisé, nous avons procédé aux calculs selon les étapes suivantes :

- Sélection de l'équation de l'énergie afin de considérer le calcul de la température.
- Choix du régime d'écoulement, le régime turbulent.
- Choix du modèle de turbulence  $k - \varepsilon$  standard.
- Choix du cas de l'écoulement, écoulement compressible (*Density based*) ou

- écoulement incompressible (*Pressure based*). Dans notre cas, l'écoulement est incompressible.
- Choix du type de régime de l'écoulement, régime d'écoulement stationnaire (*steady*) ou régime d'écoulement instationnaire (*transient*). Dans notre cas, le régime est stationnaire.
  - Choix des caractéristiques des conditions aux limites appropriées à l'entrée et à la sortie du domaine de calcul.
  - Choix du fluide étudié (l'eau) et ses propriétés physico-chimiques correspondantes.
  - Choix du schéma implicite dans la résolution des équations de transport, car cette formulation résout les équations de continuité, de quantité de mouvement et de l'énergie, séquentiellement, c'est-à-dire isolées les unes des autres.
  - Choix du solveur (algorithme de résolution), plusieurs algorithmes sont disponibles : SIMPLE, SIMPLEC, COUPLED...etc. Dans notre cas, l'algorithme *COUPLED* a été utilisé.
  - Choix du schéma d'interpolation de la pression, car la pression est inconnue sur les interfaces des mailles (elle est stockée sur les nœuds). Plusieurs schémas existent. Dans notre cas, le schéma standard a été utilisé.
  - Choix des schémas de discrétisation des équations à résoudre ( $u$ ,  $v$ ,  $w$ ,  $p$ ,  $T$ ,  $k$  et  $\varepsilon$ ). Plusieurs schémas sont disponibles. Nous avons choisi le schéma de discrétisation *Second Order Upwind* pour toutes les équations, car il est recommandé par des nombreux travaux antérieurs.
  - Choix du critère de convergence, dans notre cas, nous avons choisi une valeur de l'ordre de  $10^{-6}$  pour toutes les variables du problème. En utilisant cette valeur, le calcul sera long, mais plus précis.
  - Initialisation des solutions, c.-à-d, on donne une valeur initiale pour chaque variable afin que le logiciel puisse entamer le calcul itératif.
  - Lancer le calcul itératif jusqu'à la convergence.
  - Si le calcul ne converge pas, on change alors les schémas d'interpolation et de discrétisation, ainsi que l'algorithme de résolution jusqu'à l'obtention de la convergence des solutions.
  - Post-traitement sur CFD- Post des résultats.

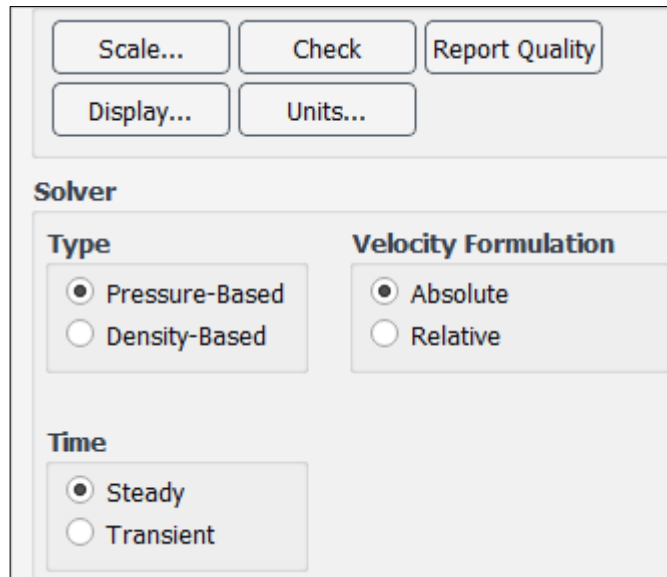
## II.9 Les étapes de simulation

On résume les étapes de simulation dans les points suivants :

- Importation du maillage ;
- Sélectionner le modèle physique et les équations à résoudre (équation de l'énergie, modèle de turbulence) ;
- Définir les propriétés de fluide étudié (l'eau) ;
- Choisir le solveur ainsi que les schémas de discrétisation ;
- Définir les conditions aux limites ;
- Fournir une solution initiale (initialisation des calculs) ;
- Définir un moniteur de convergence ;
- Lancer le calcul et surveiller la solution.

### II.9.1 Procédure de simulation sur Fluent

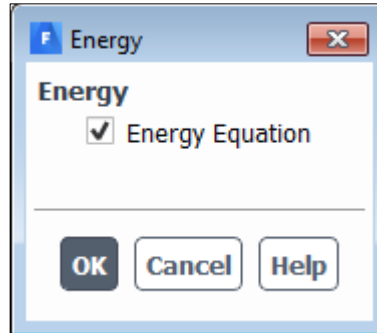
Après l'importation du fichier de la géométrie et du maillage dans le logiciel de calcul ANSYS FLUENT, on choisit le type de solveur « *Pressure-Based* », c-à-d l'écoulement est incompressible. Ensuite, on choisit le type du régime stationnaire, pour cela sous l'onglet « *Time* », on sélectionne « *Steady* » (voir figure II-6).



**Figure II.6 :** Choix du régime stationnaire pour un écoulement incompressible

- **Activation de l'équation de l'énergie**

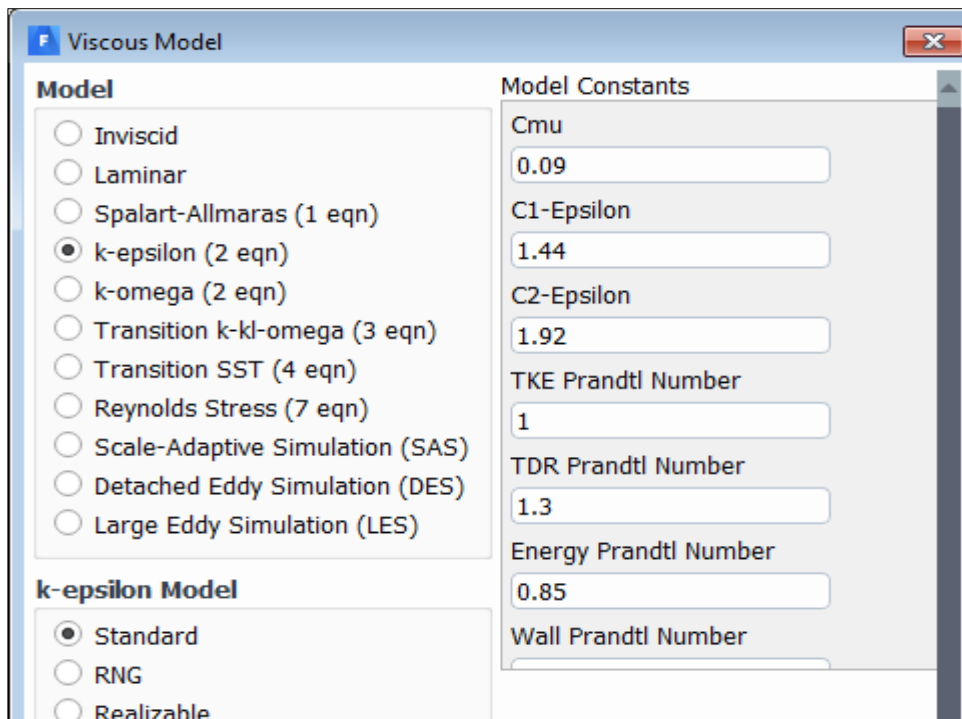
Afin de tenir compte de l'effet thermique dans la résolution du problème étudié, on doit activer l'équation de l'énergie comme il est présenté dans la figure (II.7).



**Figure II.7** : Activation de l'équation de l'énergie

- **Définition du modèle de turbulence**

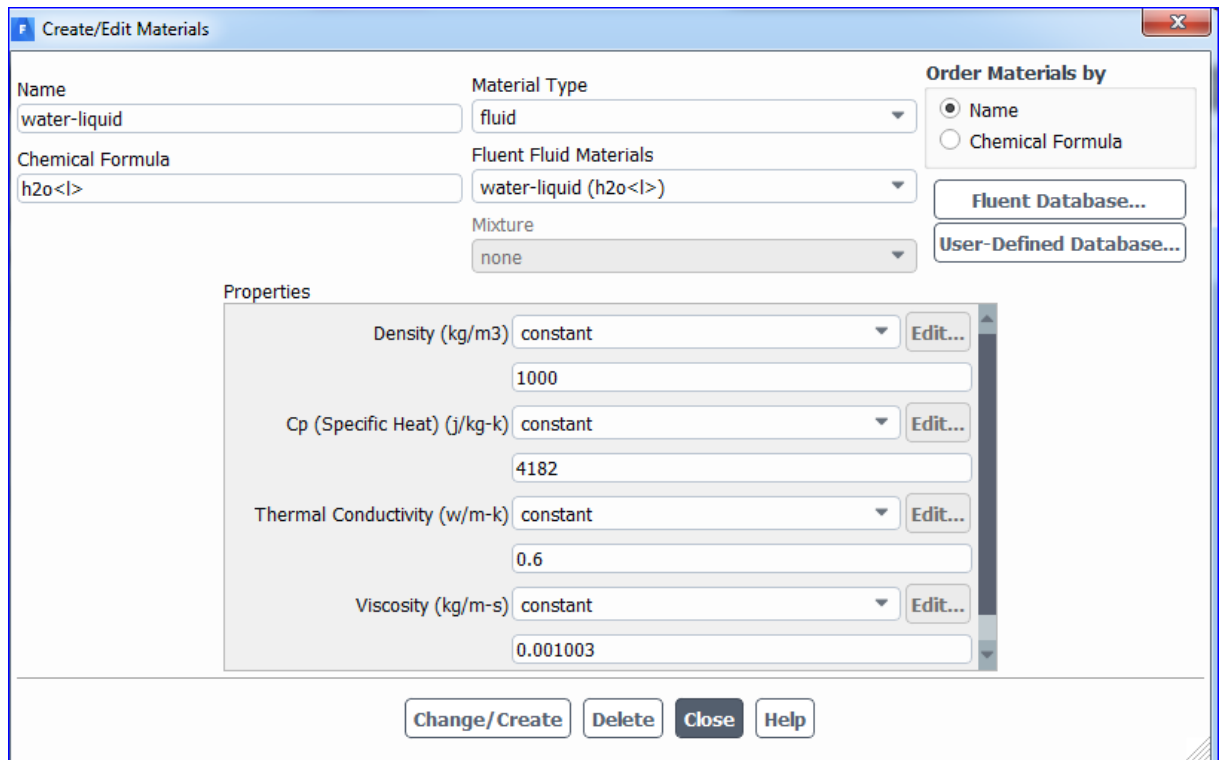
Pour considérer la turbulence dans le problème étudié, on choisit sous l'onglet « viscous *Model* » le modèle de turbulence « *K-Epsilon standard* » (figure II-8).



**Figure II.8** : choix du modèle de turbulence K-Epsilon standard

- **Définition des propriétés du fluide**

On doit choisir le fluide de travail sous l'onglet « *Materials* » telle que présenté sur la figure (II.9). Le fluide étudié dans ce cas est l'eau, ses propriétés sont constantes et ont été définis par défaut sous l'onglet « *Fluent Data base Materials* », à l'exception de la masse volumique qui a été changé à  $1000 \text{ kg/m}^3$ .



**Figure II.9 :** Choix des propriétés du fluide sous Fluent

- **Les conditions aux limites**

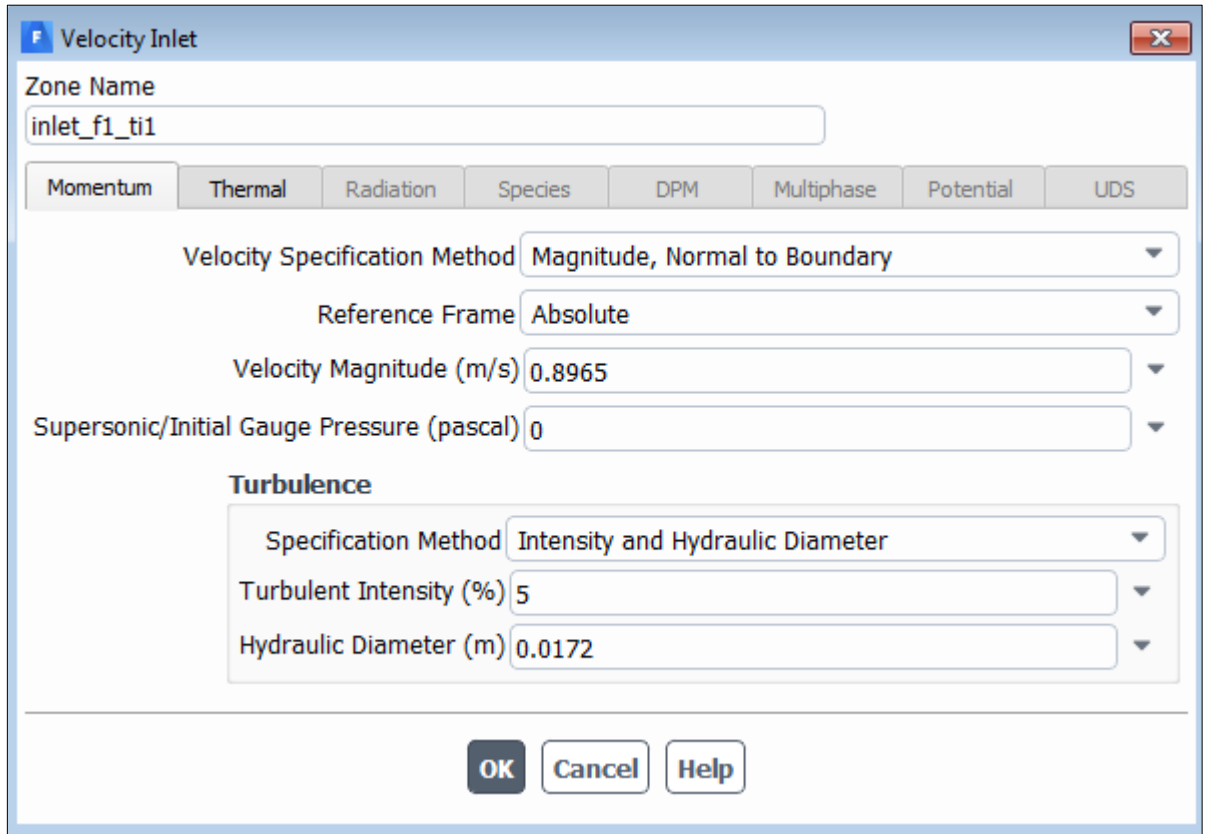
La condition aux limites qui a été choisie à l'entrée du domaine de calcul est de type « *Velocity-Inlet* » telle que présentée sur la figure (II.10). La vitesse à l'entrée a été calculée en utilisant la relation entre le débit volumique et la vitesse correspondante pour chaque cas étudié. Il existe plusieurs méthodes pour définir la direction de la vitesse à l'entrée dans le logiciel de calcul, dans cette étude nous avons choisi la direction perpendiculaire à la surface de l'entrée du tube de l'échangeur. L'intensité de la turbulence a été choisie par défaut 5% et le diamètre hydraulique, qui a été défini pour le tube intérieur est  $0.0172 \text{ m}$  et pour le tube



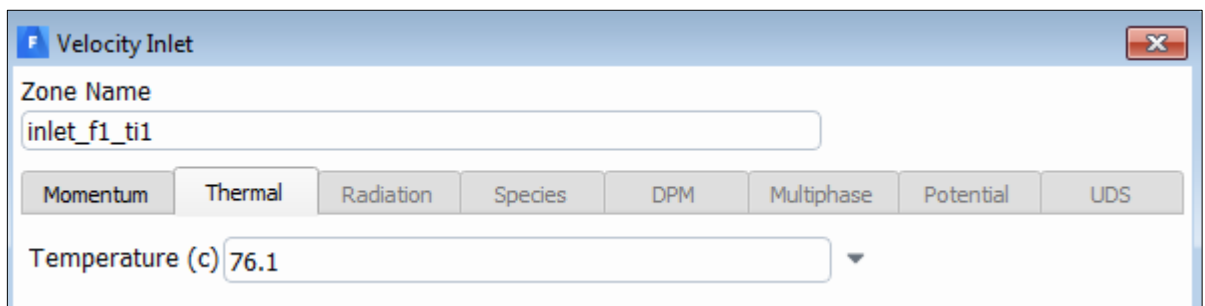
extérieur est 0.0097 m. Sachant que le diamètre hydraulique est égal à  $4S/P$ , où S est l'aire de la section de passage du tube à l'entrée et P est le périmètre mouillé de cette section.

La température à l'entrée du domaine de calcul correspondante à chaque cas a été définie en cliquant sur l'onglet « *Thermal* » telle que présentée sur la figure (II.11).

La condition aux limites sélectionnée pour la sortie du domaine de calcul est de type « *Pressure-Outlet* ». Cette condition signifie que les variables du problème sont calculées par le logiciel à partir de l'extrapolation des solutions stockées dans les nœuds adjacents.



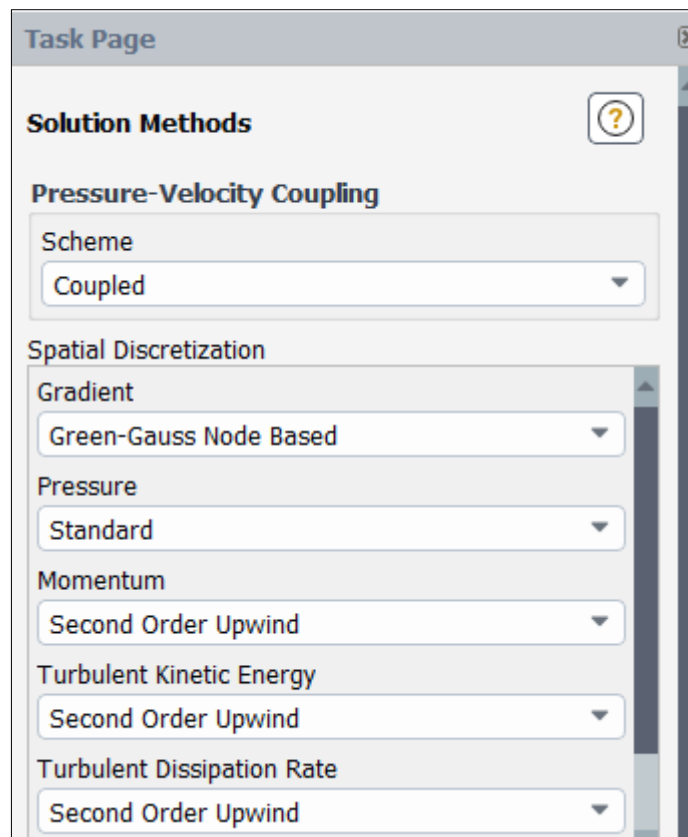
**Figure II.10** : Conditions aux limites de type « *Velocity-Inlet* »



**Figure II.11** : Conditions aux limites pour définir la température à l'entrée

- **Le solveur et les schémas de discrétisation**

Dans ce travail, nous avons fait plusieurs tests afin de trouver le type de solveur, ainsi que les schémas de discrétisation des équations de transport, qui assurent la convergence des solutions. Il a été conclu que le solveur « *COUPLED* » et les schémas de discrétisation « *Second Order Upwind* » donnent des bons résultats avec un temps de calcul acceptable. Par conséquent, ces schémas ont été choisis pour toutes les simulations effectuées dans cette étude (voir figure II.12).



**Figure II.12 :** Type de solveur et les schémas de discrétisation

- **Le moniteur de convergence**

Afin de trouver une bonne précision des résultats de calcul numérique, nous avons choisi un petit moniteur de convergence de l'ordre de  $10^{-6}$  pour toutes les équations de transports. On peut définir cela en cliquant sur l'onglet « *Residual Monitors* » (figure II.13).

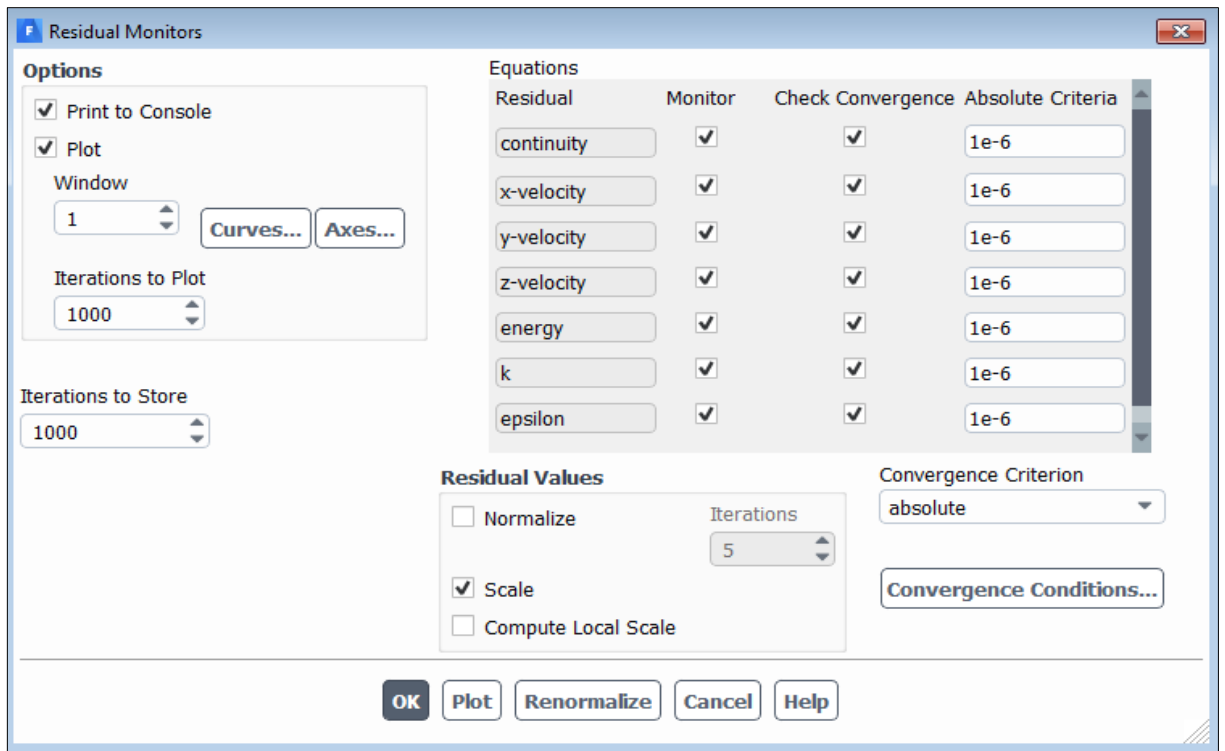


Figure II.13 : Moniteurs de convergence

- **Initialisation des solutions**

Avant de commencer le calcul, on doit définir une valeur initiale pour chaque variable du problème (vitesse, pression, température et les équations de la turbulence). Pour cela, l'initialisation hybride a été choisie dans cette étude. Cette initialisation signifie que le logiciel fait l'initialisation des solutions en considérant toutes les bornes du domaine. Pour accéder à cette opération, on clique sur l'onglet « *Solution Initialization* » telle qu'il est illustré sur la figure (II.14).

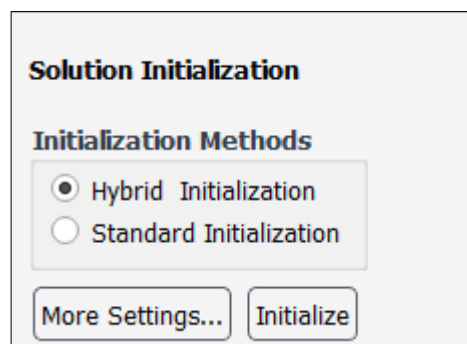
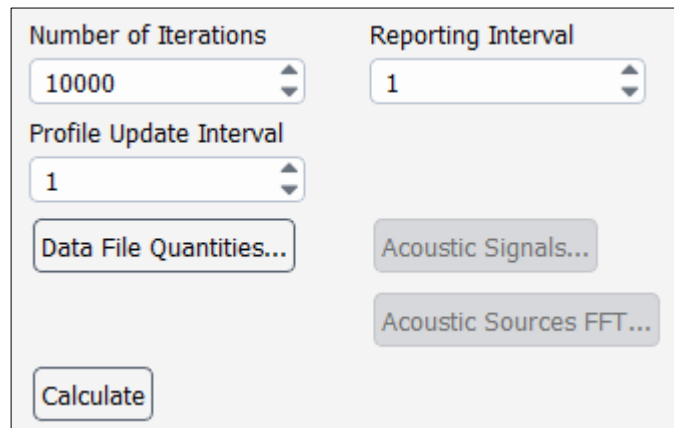


Figure II.14 : Initialisation des solutions

- **Lancement du calcul**

Une fois que toutes les étapes précédentes sont terminées, on lance le calcul itératif jusqu'à la convergence des solutions. Pour accéder à cette étape, on clique sur l'onglet « *Calculation* » et on donne un nombre suffisant d'itérations telle que présenté sur la figure (II.15).



**Figure II.15** : Lancement du calcul itératif

## II.10 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté une étude expérimentale, qui a été effectuée au sein du laboratoire d'hydraulique II de l'université de Ghardaïa. Deux cas ont été testés, co-courant et contre-courant. Dans chaque cas, nous avons mesuré les températures d'entrée et de sortie des fluides pour différentes valeurs de débit volumique.

En revanche, nous avons présenté le modèle physique simulé et le modèle mathématique, ainsi que la méthode des volumes finis, qui est souvent utilisée pour la discrétisation des équations, gouvernant l'écoulement du fluide. Les résultats obtenus par le code ANSYS sont présentés dans le chapitre suivant.

## *Chapitre III*

### *Résultats et discussion*

### III.1 Introduction

Ce chapitre expose les résultats de la simulation, obtenus par le code de calcul ANSYS FLUENT. Dans un premier temps, on va présenter l'indépendance du maillage qui a été effectué dans le but de minimiser le maximum des nombres de mailles tout en maintenant de bons résultats. Puis, les conditions aux limites choisies et les essentielles étapes de la simulation seront brièvement discutées. Ensuite, la comparaison entre les résultats numériques et ceux expérimentaux sera effectuée afin de valider nos résultats numériques. En fin, les résultats numériques et les résultats expérimentaux concernant les performances thermiques de l'échangeur seront analysées et interprétés.

### III.2 Étude de l'indépendance du maillage

La génération du maillage est une étape très importante avant d'entamer toute simulation numérique. En effet, on sait que plus un maillage est fin, plus il permet de mettre en évidence les phénomènes à étudier, mais d'un autre côté plus le maillage est fin plus il y a un grand nombre des nœuds, donc plus la simulation demande un temps de calcul important.

L'objectif de l'étude de l'indépendance du maillage est donc d'obtenir un maillage convenable, qui contient le minimum des nombres des nœuds, où les résultats de calcul ne changent pas avec le raffinement du maillage.

Pour cela, six maillages ont été générés et testés tout en faisant varier le nombre des nœuds. Ensuite, on a comparé les résultats de la température de sortie de l'eau chaude pour un cas à contre-courant (le cas correspondant à l'essai n°2 pour  $T_{entrée} = 76.1^{\circ}\text{C}$  et  $FI1 = 750 \text{ l/h}$ ). Chaque maillage contient cinq couches fines, proches de toutes les parois de l'échangeur. Le raffinement a été fait près des parois afin de tenir compte de l'effet de la couche limite turbulente.

Pour tous les cas, un maillage triangulaire non-structuré (par défaut) loin des parois et un maillage structuré (par *Inflation*) proche des parois ont été conçus.

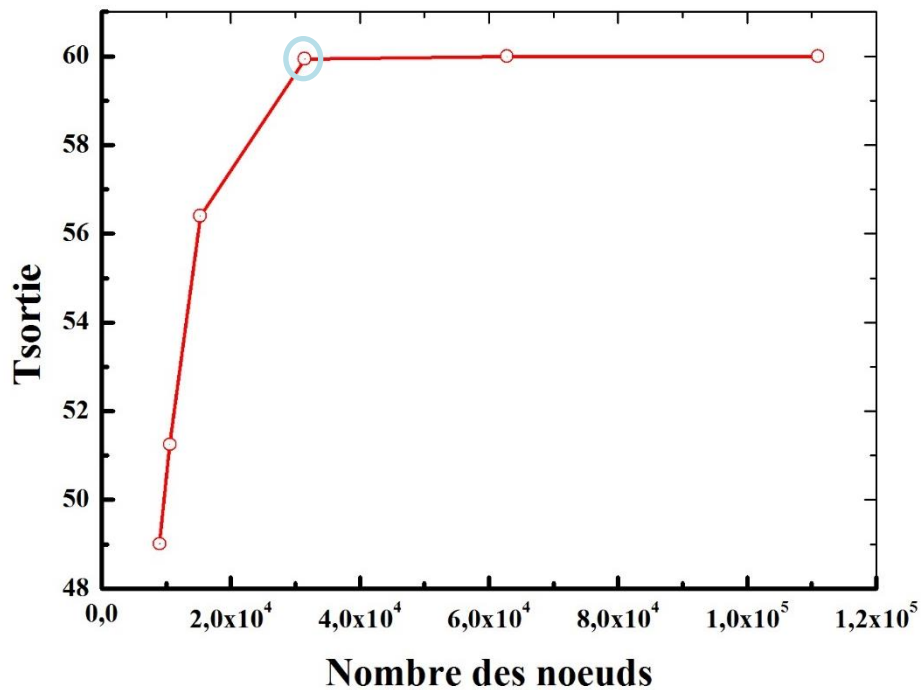
La figure (III.1) et le tableau (III.1) présentent la variation des nombres des nœuds pour les six maillages testés en fonction de la température de sortie.

**Tableau III.1:** Indépendance du maillage sur les résultats de la température de sortie

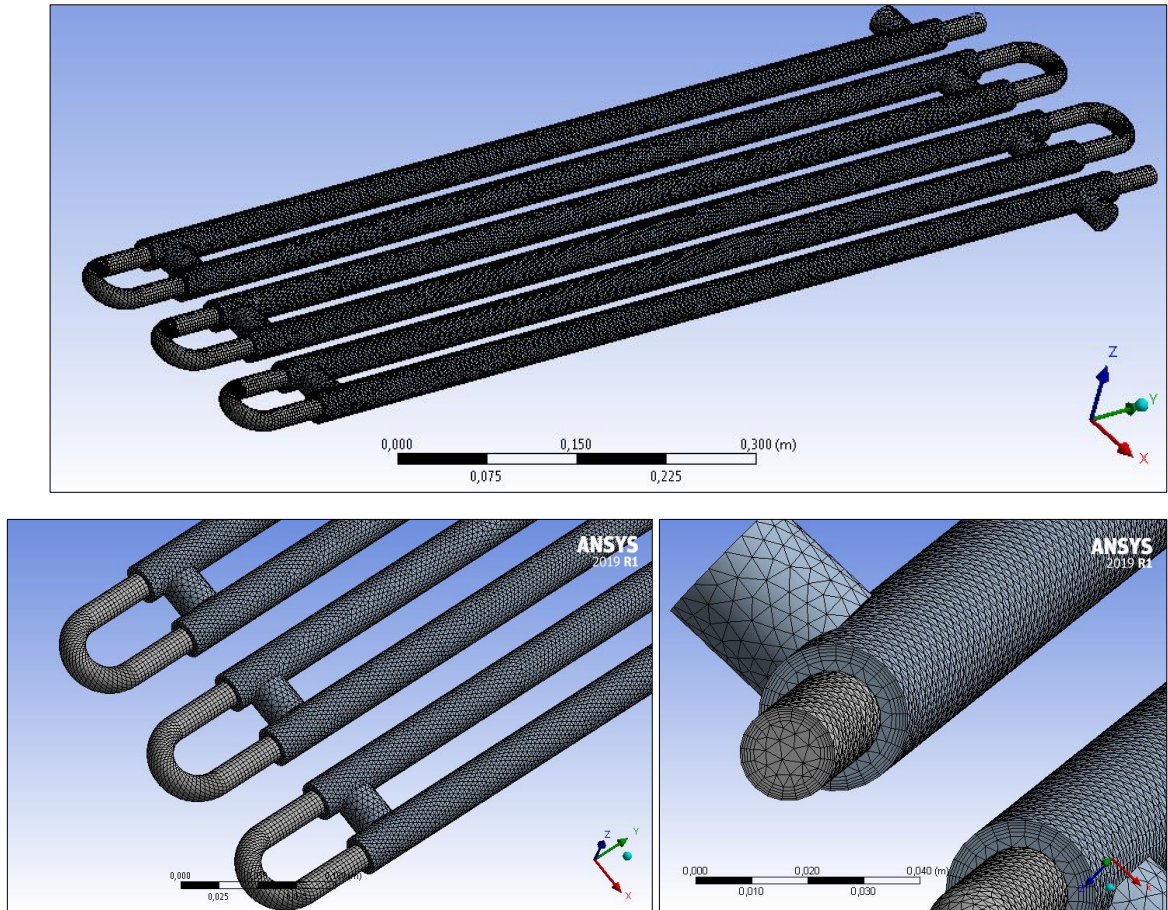
Cas de maillage	Nombres des nœuds	$T_{sortie}(^{\circ}C)$
01	8951	49.01
02	10547	51.25
03	15240	56.4
04	31459	59.94
05	62789	60.00
06	110978	60.01

A partir des résultats obtenus, on a constaté que la température de sortie augmente avec l'augmentation des nombres des nœuds de maillage jusqu'à ce que se stabilise pour un maillage de 31459 nœuds (cas n°4).

Par conséquent, le maillage numéro quatre (n°4), qui contient 31459 nœuds a été opté pour toutes les simulations effectuées dans cette étude.



**Figure III.1:** Etude de l'indépendance de maillage sur la température de sortie



**Figure III.2:**Présentation générale du maillage choisi

### III.3 Conditions aux limites utilisées

Dans cette étude, on a choisi six (06) cas, mesurés au cours de la partie expérimentale, selon le tableau (III.2). Ces cas représentent les conditions aux limites, obtenues au cours des essais expérimentaux, pour les deux modes de circulation des fluides.



**Tableau III.2:** Cas choisis pour la simulation numérique pour les circulations à contre-courant et à co-courant

N° des cas	FI1 chaud (l/h)	FI2 froid (l/h)	TI1 (C)	TI3 (C)
<b>Contre-courant</b>				
01	750	350	76.1	31.4
02	600	350	70.9	31.4
03	500	350	71.1	31.4
<b>Co-courant</b>				
04	750	350	73.2	31.4
05	600	350	75.3	31.4
06	500	350	76.7	31.4

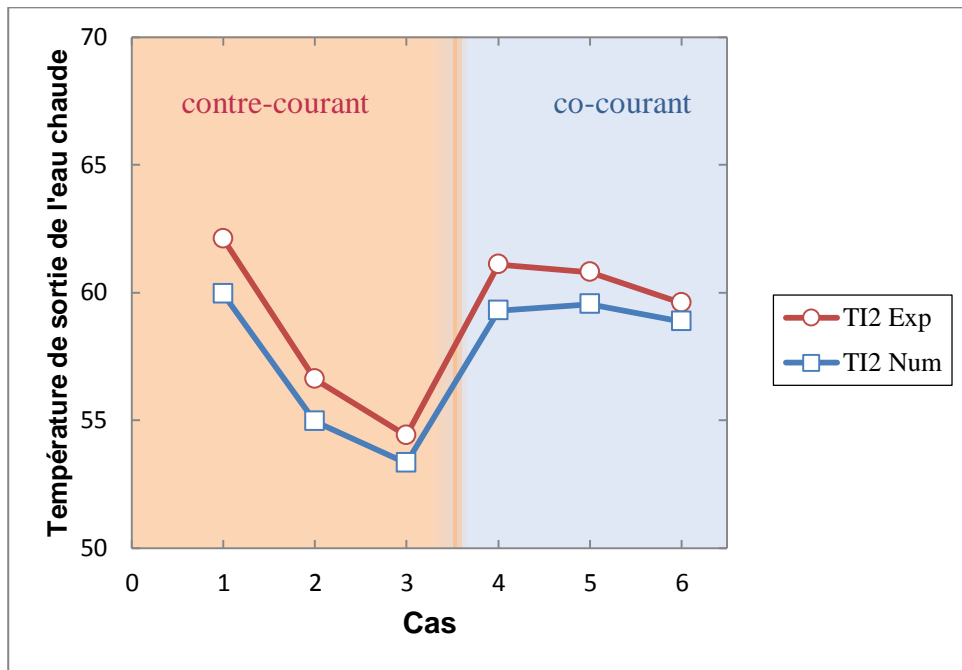
### III.4 Validation numérique

Pour valider les résultats numériques obtenus, nous avons comparé la température de sortie de l'eau froide et de l'eau chaude pour chaque cas étudié par rapport aux mesures expérimentales. Les résultats de la comparaison sont présentés sur le tableau (III.3) et sur les figures (III.3) et (III.4).

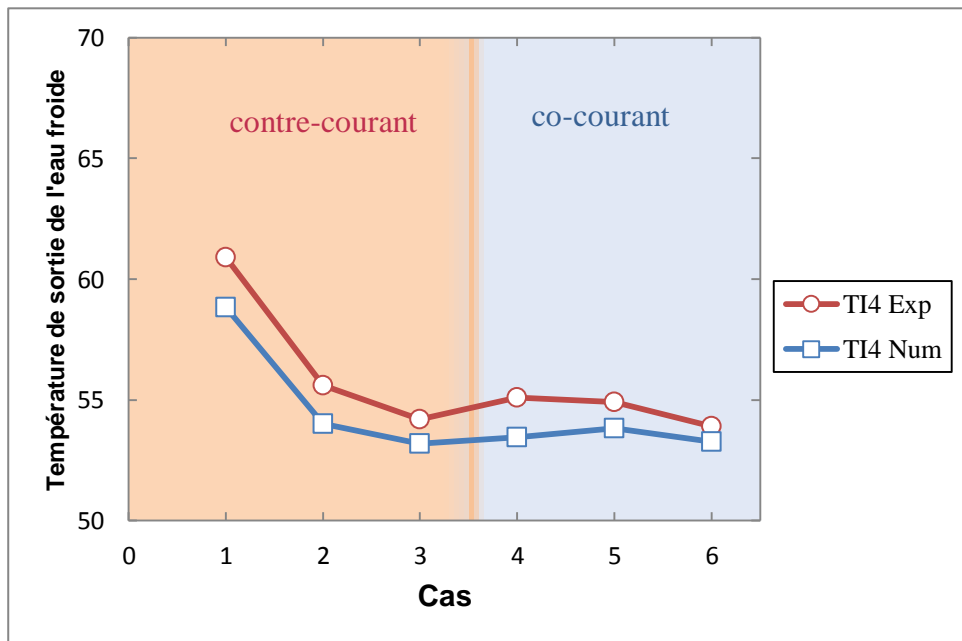
**Tableau III.3 :** Validation des résultats numériques obtenus

N° des cas	TI2	TI2	Err (%)	TI4	TI4	Err (%)
	Num	Exp		Num	Exp	
01	59.94	62.10	03.48 %	58.82	60.90	03.41 %
02	54.95	56.60	02.91 %	54.01	55.60	02.87 %
03	53.33	54.40	01.97 %	53.19	54.20	01.86 %
04	59.29	61.10	02.97 %	53.45	55.10	02.91 %
05	59.55	60.80	02.06 %	53.81	54.90	01.99 %
06	58.87	59.60	01.23 %	53.27	53.90	01.17 %

A partir de l'analyse de ces résultats, on peut remarquer que les résultats numériques trouvés présentent une bonne concordance avec les résultats expérimentaux. L'erreur relative ne dépasse pas 4 % pour tous les cas étudiés.



**Figure III.3:** Validation des résultats numériques obtenus pour l'eau chaude



**Figure III.4:** Validation des résultats numériques obtenus pour l'eau froide

On a constaté que l'erreur augmente avec l'augmentation du débit de l'eau chaude. Aussi, l'erreur pour les cas de la configuration co-courant est faible par rapport au cas contre-courant.

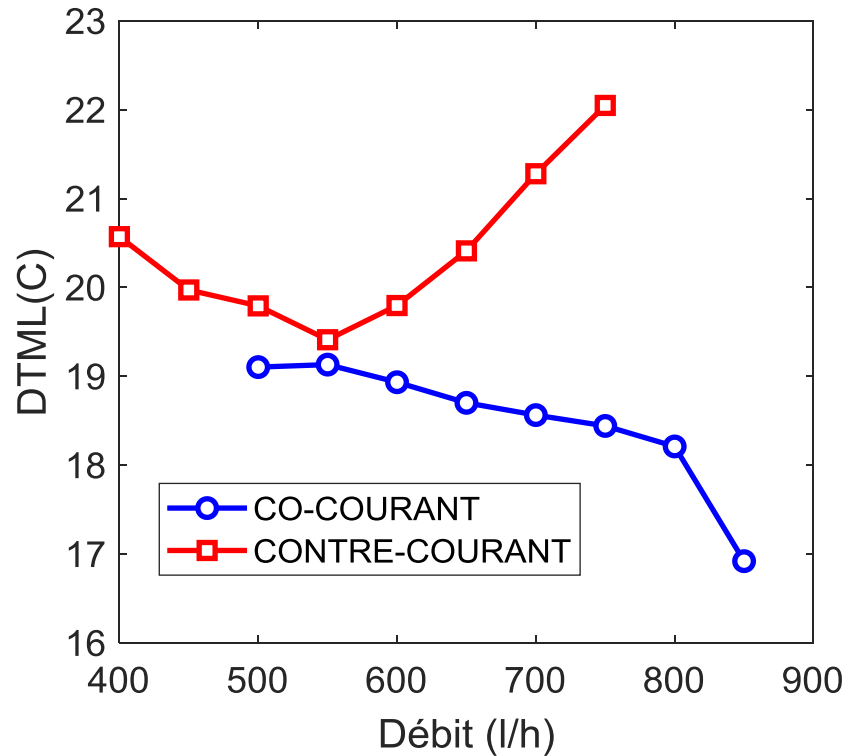
En général, les résultats sont en bon accord avec les mesures expérimentales, cela confirme la fiabilité de la simulation.

### **III.5 Résultats et interprétations**

#### **III.5.1 Effet des modes de circulation des fluides sur la différence moyenne de température logarithmique**

La variation de la température de sortie pour l'eau chaude (figure III.3) et pour l'eau froide (figure III.4) en fonction du débit volumique du fluide chaud montre que pour le cas du mode co-courant la variation est presque stable (on remarque une légère augmentation), par contre, dans le mode contre-courant, la température de sortie augmente rapidement avec l'augmentation du débit.

Pour bien illustrer cette remarque, nous avons tracé sur la figure (III.5) la variation de la température moyenne logarithmique (DTLM), qui exprime la moyenne logarithmique de la fonction  $\Delta T$  entre l'entrée et la sortie de l'échangeur en fonction du débit volumique de l'eau chaude. Le débit de l'eau froide a été fixé à 350 l/h. A partir de cette figure (III.5), il est bien clair que la différence logarithmique moyenne de la température augmente avec l'augmentation du débit pour le mode contre-courant. Par contre, dans le mode co-courant, on a observé le cas contraire, cette variation diminue avec l'augmentation du débit.

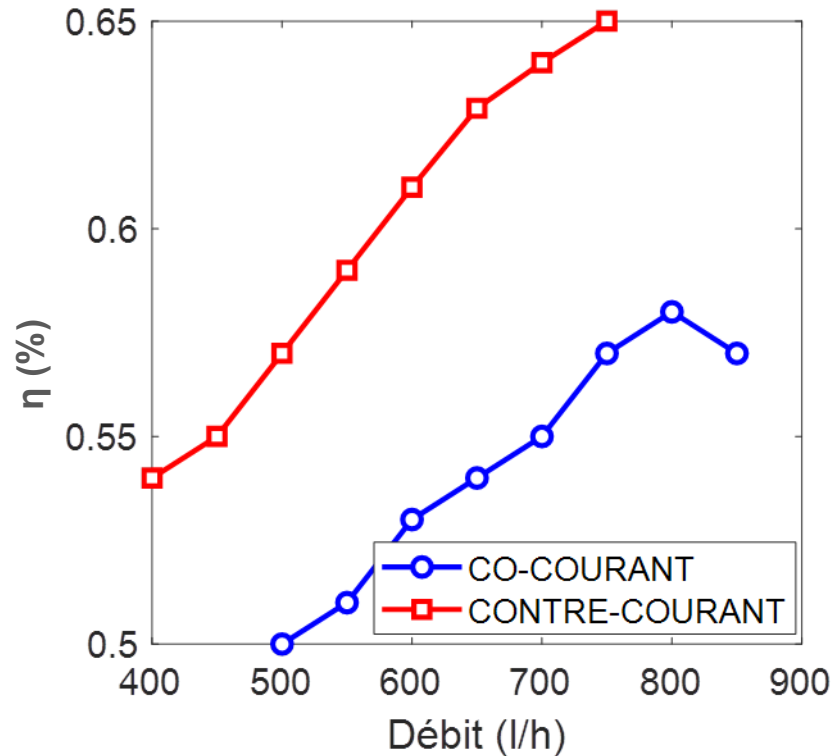


**Figure III.5:** Variation de la DTLM en fonction du débit volumique de l'eau chaude pour les deux modes (Co-courant et Contre-courant).

### III.5.2 Effet des modes de circulation des fluides sur l'efficacité de l'échangeur

La figure (III.6) montre la variation de l'efficacité de l'échangeur pour les deux modes de circulation (co-courant et contre-courant), et pour différents débits volumiques de l'eau chaude.

A partir de cette figure, on a constaté que pour les deux modes (co et contre-courant) l'efficacité augmente avec l'augmentation du débit, mais cette augmentation est remarquable pour la circulation en contre-courant. Un débit additionnel de 350 l/h permet d'augmenter l'efficacité jusqu'à 13 %.

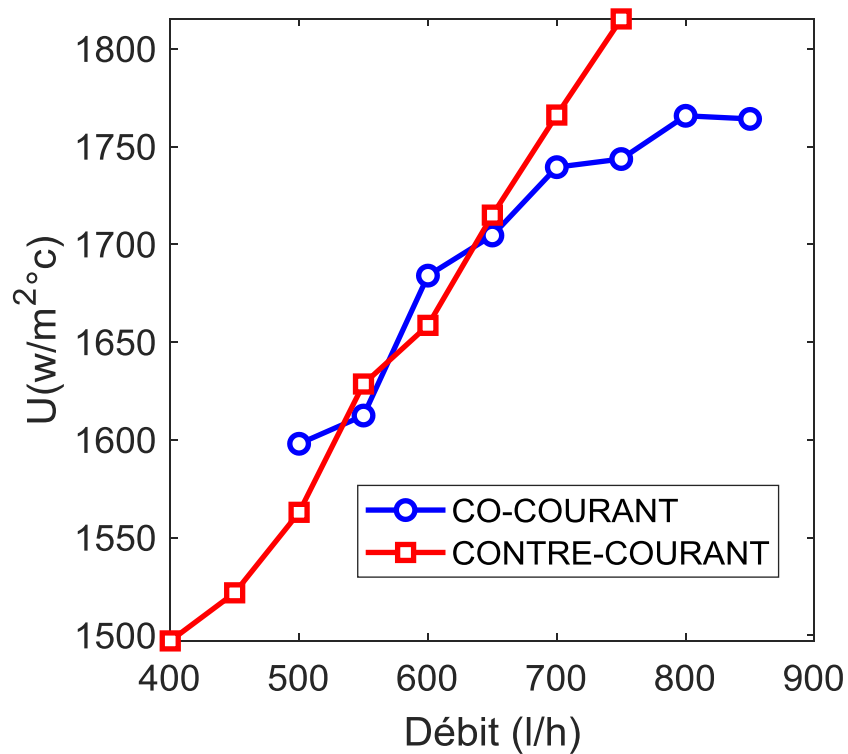


**Figure III.6:** Variation de l'efficacité de l'échangeur en fonction du débit volumique de l'eau chaude pour les deux modes (co-courant et contre-courant)

### III.5.3 Influence des modes de circulation des fluides sur le coefficient d'échange global par convection

La figure (III.7) montre la variation du coefficient d'échange global par convection en fonction du débit volumique de l'eau chaude, pour les deux cas co-courant et contre-courant. A partir de cette figure, il est clair que le coefficient d'échange global par convection augmente rapidement avec l'augmentation du débit pour les deux modes de circulation.

Pour les faibles débits, on remarque que les résultats pour les deux modes sont très proches les uns par rapport aux autres. Par contre, pour les débits les plus importants, la variation du coefficient d'échange thermique global devient stable avec l'augmentation des débits. Cela reflète la capacité des échangeurs à contre-courant et leurs performances surtout en débits élevés.



**Figure III.7:** Variation du coefficient global d'échange thermique par convection en fonction du débit volumique de l'eau chaude pour les deux modes (co-courant et contre-courant)

### III.5.4 Visualisation de l'écoulement

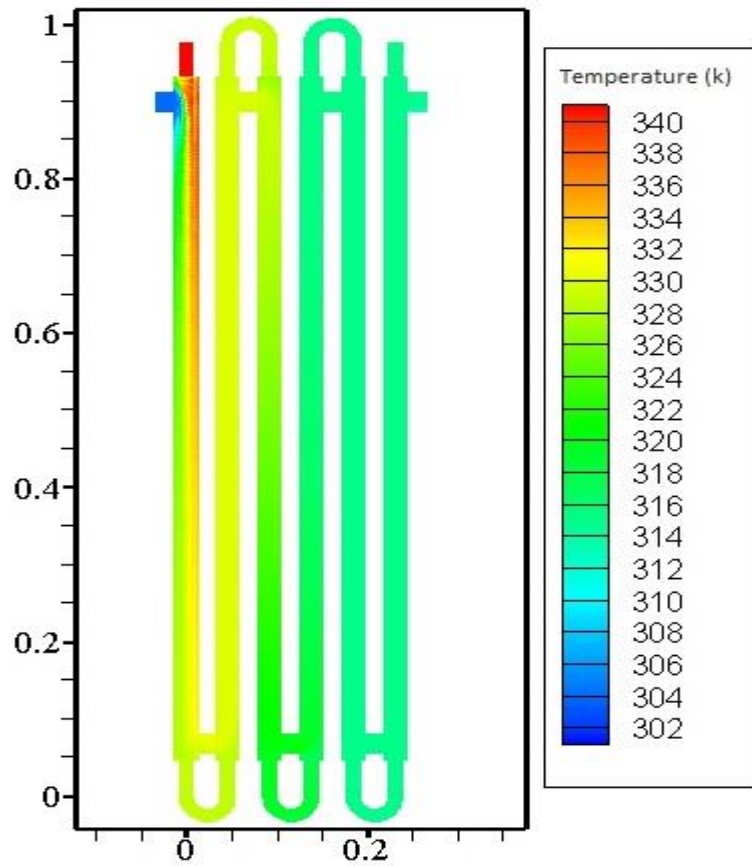
Pour mieux comprendre les caractéristiques dynamiques et thermiques de l'écoulement du fluide dans l'échangeur, nous avons analysé le cas du mode co-courant, il s'agit du 1<sup>er</sup> cas co-courant étudié (voir tableau III.2).

Dans ce qui suit, nous allons présenter et discuter les contours de température et de vitesse correspondant à ce cas.

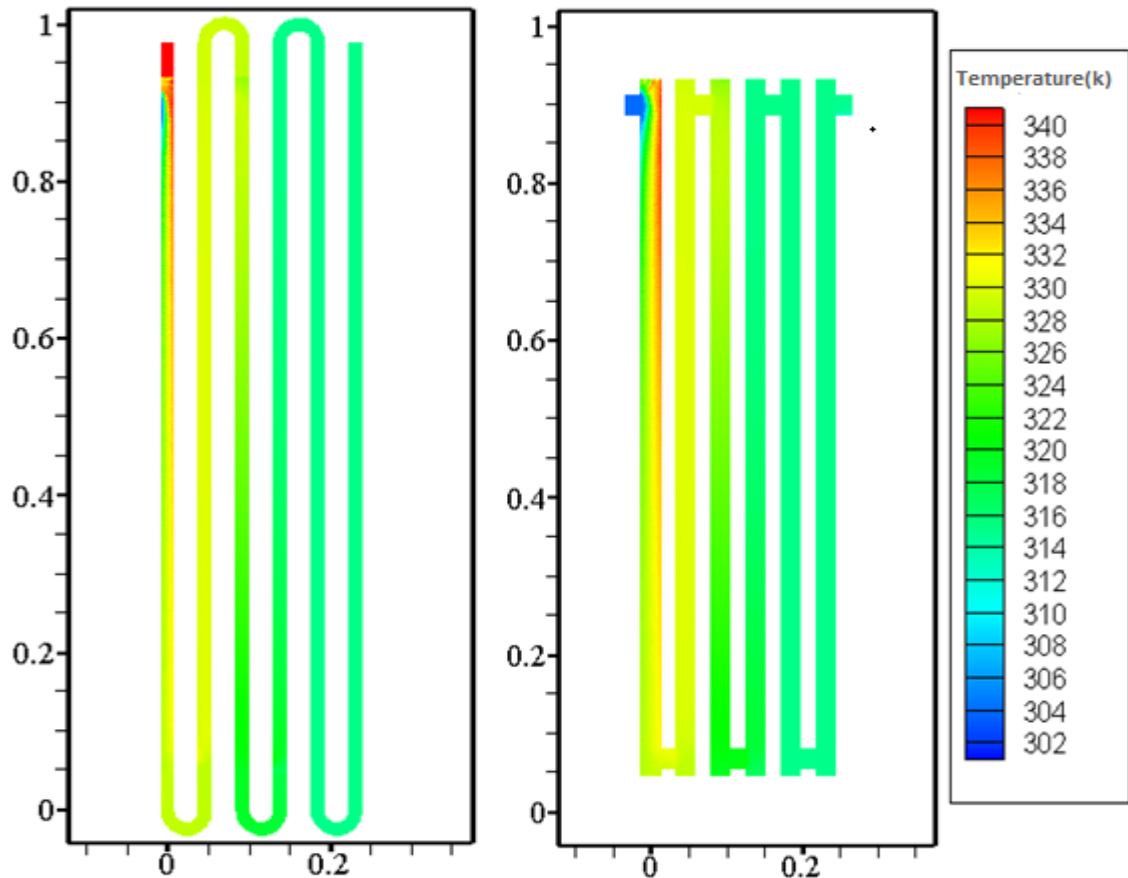
#### III.5.4.1 Champ de température

La figure (III.8) montre les contours de température sur le plan vertical choisi sur le Fluent, qui passe au milieu de l'échangeur. A partir de cette figure, il est clair que pour le mode présenté (co-courant), la température du fluide chaud dans le tube interne (figure III.9) est élevée à l'entrée, et elle commence à diminuer progressivement jusqu'à la stabilisation à la sortie de l'échangeur.

La température de l'eau chaude a diminué grâce à l'échange thermique entre le fluide chaud et le fluide froid, qui circule dans le tube externe (voir figure III.9). On remarque qu'il y a une stabilisation de la température à la sortie des deux fluides.



**Figure III.8:** Contours de température sur le plan vertical pour le cas du débit chaud = 750l/h et  $T_{ce} = 73.2^{\circ}\text{C}$  pour le mode co-courant



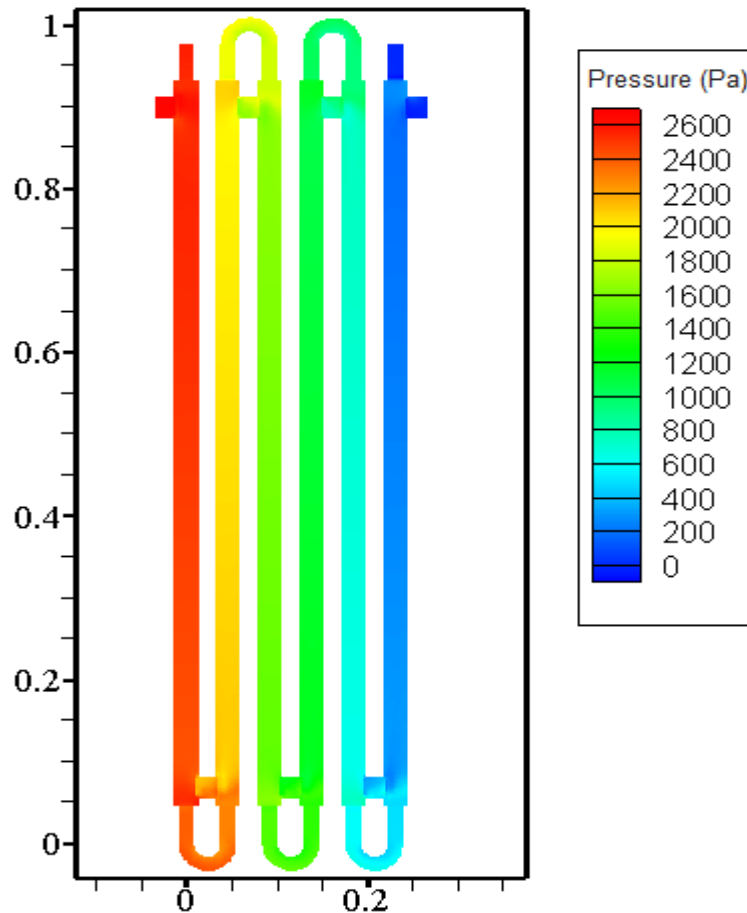
**Figure III.9:** Contours de température sur le plan vertical pour le cas du débit chaud = 750 l/h et  $T_{ce} = 73.2^{\circ}\text{C}$  pour le mode co-courant: Gauche : le tube interne (eau chaude); Droite : le tube externe (eau froide)

### III.5.4.2 Champ de pression

Les contours de pression, comme présenté sur la figure (III.10), montrent que la pression a diminué de l'entrée vers la sortie de l'échangeur pour les deux fluides (froid et chaud).

Dans ce cas, la pression a diminué à cause des singularités, générées par la géométrie de l'échangeur (coudes et les sections de connexion entre les tubes), ce qui engendre des pertes de charge à travers l'échangeur.



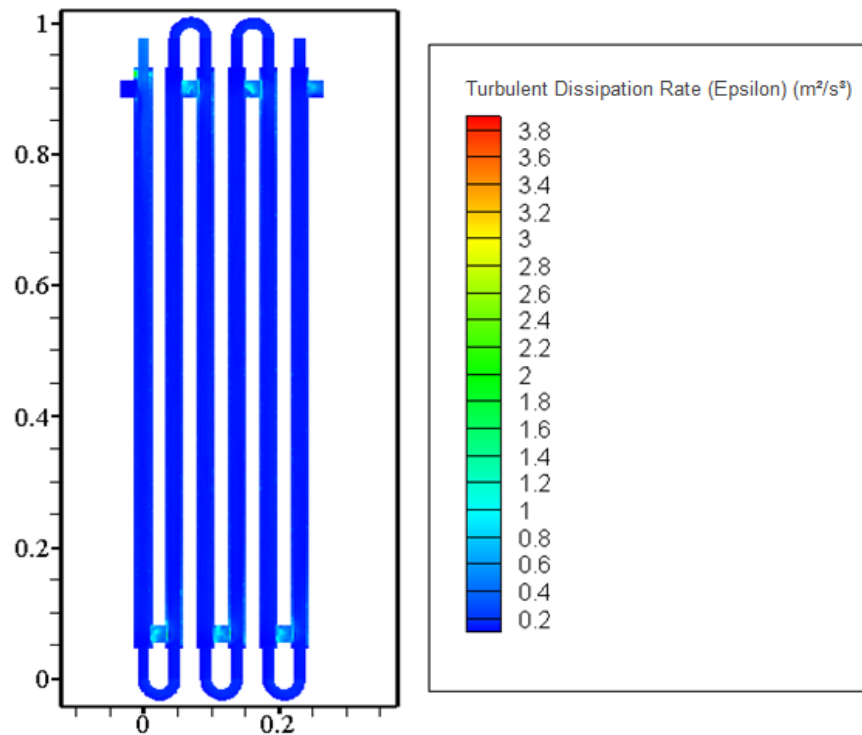


**Figure III.10:** Contours de pression sur le plan vertical pour le cas du débit chaud = 750 l/h et  $T_{ce} = 73.2^{\circ}\text{C}$  pour le mode co-courant

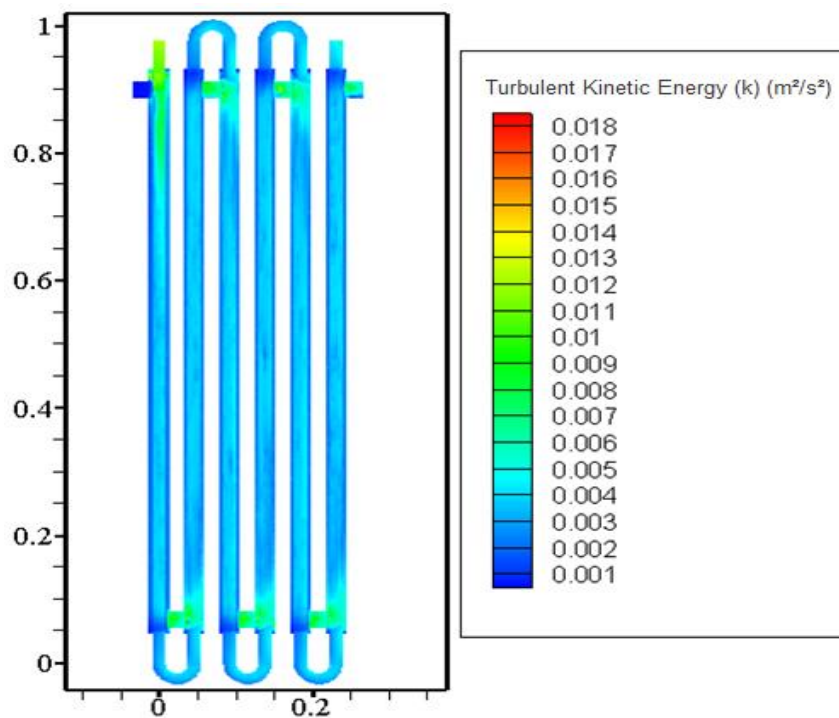
### III.5.4.3 Effet de la turbulence

La figure (III.11) présente le champ du taux de la dissipation visqueuse à travers la longueur de l'échangeur. Cette quantité peut exprimer le comportement de l'écoulement turbulent dans l'échangeur.

A partir de cette figure, il est clair que les zones les plus sensibles à la turbulence sont les zones de connexion du tube extérieur. Le champ de l'énergie cinétique turbulente (figure III.12) montre que l'écoulement dans l'échangeur est totalement turbulent et homogène, à l'exception des zones de contact du tube extérieur, qui ont été plus sensibles à la turbulence.



**Figure III.11:** Contours du taux de dissipation visqueuse sur le plan vertical pour le cas du débit chaud = 750 l/h et  $T_{ce} = 73.2^{\circ}\text{C}$  pour le mode co-courant



**Figure III.12:** Contours de l'énergie cinétique turbulente sur le plan vertical pour le cas du débit chaud = 750 l/h et  $T_{ce} = 73.2^{\circ}\text{C}$  pour le mode co-courant

### **III.6 Conclusion**

Dans ce chapitre, nous avons présenté les résultats numériques et expérimentaux obtenus au cours de ce travail. La comparaison donne un excellent accord pour tous les cas de calcul effectué, cela confirme la validité du code utilisé.

Nous avons par la suite analysé et interprété les résultats en considérant plusieurs paramètres (variation de débit, température, efficacité, pression ...etc.). La comparaison des résultats a été basée sur les deux modes de fonctionnement de l'échangeur co-courant et contre-courant.

## *Conclusion générale*

## **Conclusion générale**

Ce travail consiste à l'étude expérimentale et numérique d'un échangeur de chaleur à tubes concentriques. Pour cela, une étude expérimentale a été effectuée au sein du laboratoire d'hydraulique II de l'université de Ghardaïa en utilisant le banc d'essai de l'échangeur coaxial, eau/eau, Mod.UTC-3/EV (coté E1). Les mesures ont été effectuées pendant la période d'Avril et Mai

Au cours des essais, deux modes de fonctionnement de l'échangeur ont été étudiés : mode co-courant et mode contre-courant. Les températures de l'entrée et de sortie ont été mesurées pour différents débits volumiques de l'eau chaude, tandis que les débits volumiques de l'eau froide ont été fixés pendant tous les tests.

Dans la deuxième partie de ce travail, nous avons procédé à une étude numérique de l'échangeur. Dans un premier temps, nous avons effectué la configuration géométrique de l'échangeur par le logiciel ANSYS Workbench, en se basant sur les dimensions réelles du banc d'essai utilisé pendant les expériences. La résolution du problème à été effectuée par ANSYS fluent,

D'après les résultats obtenus, nous avons validé nos résultats numériques avec ceux expérimentaux, ce qui nous a donné un excellent accord pour les cas testés. L'erreur maximale de la température de sortie n'a pas dépassé 4%.

L'Analyse des résultats révèle que l'efficacité de l'échangeur augmente avec l'augmentation du débit de l'eau chaude, un débit de 350 l/h permet d'augmenter l'efficacité thermique de l'échangeur jusqu'à 13 %.

Nous avons montré aussi que le mode contre-courant est plus performant que le mode co-courant, où la différence de l'efficacité entre les deux modes permet de dépasser 8 %. Pour le mode co-courant, la température de sortie des deux fluides tend vers la stabilisation, cela peut réduire l'efficacité thermique de l'échangeur.

Le coefficient d'échange thermique par convection augmente rapidement avec l'augmentation du débit de l'eau chaude. Pour les faibles débits, les résultats des deux modes sont très similaires. Par contre, pour les débits élevés, la variation du coefficient d'échange thermique devient stable pour le mode co-courant.

Comme perspectives liées à ce travail, nous proposons :

- D'étudier numériquement de nouvelles géométries des échangeurs et nouveaux fluides.
- D'élargir le domaine de simulation (simulation transitoire, modèles de turbulence plus avancés : LES, DES ...) afin de plus comprendre le phénomène étudié.
- D'étudier les pertes de charge tout le long de l'échangeur.
- D'étudier l'écoulement dans le cas instationnaire.
- Développer des modèles de calcul et des corrélations empiriques simples afin de simplifier les études numériques des échangeurs thermiques.

*Références bibliographiques*

## Références bibliographiques

- [1] <https://es.scribd.com/document/37449268/Transfert-Thermique>
- [2] K. Baadache. Optimisation des échangeurs de chaleur à triple tubes concentriques. Mémoire de magister, option énergétique, université de Batna (2008).
- [3] Benyad Nada, Optimisation des échangeurs compacts (application du logiciel fluent). Thèse de doctorat en science, option photo-thermique, université des Frères Mentouri Constantine (2015).
- [4] <https://www.academia.edu/35693320/Tp-echangeur>
- [5] H. Hofman. Phénomènes de transfert de chaleur et de masse. Matériaux 4<sup>ème</sup> Semestre, laboratoire de technologie des poudres, école polytechnique fédérale de Lausanne (2002).
- [6] S. Boukecha, M. Temmar. Optimisation et redimensionnement d'un échangeur tubulaire E102 A-F dans l'unité de traitement de gaz. Mémoire de master, option physique énergétique, université M'hamed Boguera Boumerdes (2017).
- [7] S. Krouma, O. Torki. Calcul de transfert de masse et de chaleur dans un fluide en écoulement dans une conduite à 90°. Projet d'ingénieur, université de Biskra (2003).
- [8] Y. Jannot, P. Meukarm. Simplified estimation method for determination of thermal effusivity and thermal conductivity with a low cost hot strip. Measurement science and Technology, vol.15, pp.1932-1938, (2004).
- [9] F. Mebarek Oudina. Échangeurs de chaleur. Cours et exercices corrigés. Livre, édition Al-Djazair, université 20 Aout 1955 Skikda (2014).
- [10] F. Taourit. Étude du comportement dynamique et thermique de deux écoulements du fluide dans un échangeur de chaleur (comparaison entre le cas simple et le cas avec ailettes). Mémoire de master, option génie énergétique, université Abou Baker Belkaid Tlemcen (2013).
- [11] P. Bandelier, J.A. Gruss, P. Marty, C. Roussel et A. Bricard. Échangeurs de chaleur. Article, techniques de l'ingénieur, 2<sup>ème</sup> édition, réf. Internet 42376 (2014).
- [12] B. Bourret. Les échangeurs de chaleur. Livre, INSA de Toulouse.



- [13] Chapitre5. Échangeur de chaleur. Département génie des procédés, ISET Kélibia (2016).
- [14] P. Tobaly. Échangeurs de chaleur. Licence professionnelle GPI, option MISM (2002).
- [15] C. Bougriou. Calcul et technologies des échangeurs de chaleur. Livre, édition n°5327 (septembre, 2015),p200.
- [16] Yves Jannot. Transfert thermique. Ecole des minces NANCY( 2012).
- [17] <https://fr.scribd.com/document/30951181/Echangeurs>
- [18] Wilcox C D. Review: Turbulence Modeling for CFD. Journal of Fluid Mechanics, 1995, 289, 406-407, doi: <https://doi.org/10.1017/S0022112095211388>.
- [19] M. Lesieur. La turbulence, presse universitaire de GRENOBLE (1994).
- [20] A. Favre. La turbulence en mécanique des fluides. livre, Bordas, Paris(1976).
- [21] Patankar S V, Spalding D B. A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1972, 15(10), 1787-1806, doi: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(72\)90054-3](https://doi.org/10.1016/0017-9310(72)90054-3).
- [22] B. Djenhi. Contribution à l'étude du transfert de chaleur par convection mixte entre deux plaques parallèles soumises à un chauffage dissymétrique. Mémoire de magister, université 20 Août 1955 Skikda (2013).
- [23] Ioan. C. Popa. Modélisation numérique de transfert thermique - Méthode des volumes finis. Livre, Universitaria, université Craiova (2002).
- [24] A. Fatima Zohra. Etude des paramètres climatiques, sous serres chauffées en présence de la plante. Thèse de Magister, université de Batna (2004).
- [25] <https://www.ansys.com/products/fluids>



***Annexes***

## Annexe A

### Les expressions utilisées pour calculer les différents paramètres des tableaux (II.1) et (II.3) :

On rappelle les expressions théoriques utilisées pour le calcul :

- Chaleur transférée pour l'eau chaude

$$\Phi_c = F_{I1} \times c_p (T_{I1} - T_{I2}) \quad (\text{A.1})$$

$F_{I1}$  Le débit massique coté chaud ( $F_{I1} = FI1 \times \rho$ );

- Chaleur transférée pour l'eau froide

$$\Phi_f = F_{I2} \times C_p (T_{I4} - T_{I3}) \quad (\text{A.2})$$

$F_{I2}$  Le débit massique coté froid ( $F_{I2} = FI2 \times \rho$ );

- Chaleur dispersée

$$\Phi_d = \Phi_c - \Phi_f \quad (\text{A.3})$$

- Différence de température logarithmique moyenne :

✓ En mode contre-courant :

$$DTLM = [(T_{I2} - T_{I3}) - (T_{I1} - T_{I4})] / \ln[(T_{I2} - T_{I3}) / (T_{I1} - T_{I4})] \quad (\text{A.4})$$

✓ En mode co-courant :

$$DTLM = [(T_{I1} - T_{I3}) - (T_{I2} - T_{I4})] / \ln[(T_{I1} - T_{I3}) / (T_{I2} - T_{I4})] \quad (\text{A.5})$$

- Le coefficient global d'échange thermique expérimental est donné par :

$$U = \frac{\Phi_f}{A \times DTLM}; \quad A = 0.3 \text{ m}^2 \quad (\text{A.6})$$

- L'efficacité est donnée par :

$$\eta = \frac{\Phi_f}{C_{min}(T_{I1} - T_{I3})} \quad (\text{A.7})$$

$$C_{min} = F_{I2} \times C_p \text{ car } (F_{I2} \times C_p < F_{I1} \times C_p)$$

