

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et
de la Recherche Scientifique



Faculté de Technologie
Département de Génie mécanique

Mémoire de Master

Filière : Génie Mécanique

Spatialité : Energétique

**Simulation numérique du comportement
dynamique et thermique d'un échangeur
thermique coaxial**

Réalisé par :

**KOUROUGHLI MOHAMED ANIS
IGLOULI TAHAR**

Promoteur:

M^{me} : BAHLOUL.H

Promotion: 2019 / 2020

REMERCIEMENTS

Toute gratitude, tout d'abord à ALLAH qui nous a donné le courage de terminer ce projet. Nous tenons à remercier notre promotrice madame H. BAHLOUL pour sa disponibilité et ses orientations fructueuses. Nous tenons aussi à remercier tous les enseignants de département génie mécanique pour leurs efforts dans le but de nous instruire. En fin nous remercions tous les amis et les camarades pour leurs soutiens.

DÉDICACES

À MES PARENTS, QUI ONT TOUJOURS
CRU EN MOI ET QUI M'ONT
ACCOMPAGNÉ MORALEMENT TOUT AU
LONG DE CE PARCOURS. L'ÉDUCATION,
SOINS ET CONSEILS QU'ILS M'ONT
PRODIGUÉS, M'ONT TOUJOURS GUIDÉ
POUR FAIRE LES BONS CHOIX DANS MA
VIE. ILS M'ONT APPRIS COMMENT
RÉALISER LES RÊVES DIFFICILES.
SANS LEUR SOUTIEN,
ENCOURAGEMENT ET PRIÈRES, RIEN
N'AURAIT ÉTÉ POSSIBLE. À MA
PROMOTRICE «H.BAHLLOUL»
ET À MON CHÈRE GRAND-PÈRE
MOHAMED

KOUROUGHLI MOHAMED ANIS

DÉDICACE

JE DÉDIE CE MODESTE TRAVAIL : AUX PERSONNES LES PLUS CHÈRES À MON CŒUR ET QUI ONT ATTENDU AVEC PATIENCE LES FRUITS DE LEUR BONNE ÉDUCATION : À MES CHÈRES PARENTS QUE LIEU LES GARDENT POUR MOI POUR LEUR PATIENCE ET LEUR AMOUR MES FRÈRES ET MES SŒURS ET JE DÉDIE CE MÉMOIRE PARTICULIÈREMENT À MA PROMOTRICE « H.BAHLLOUL » .À TOUS MES ENSEIGNANTS PAR SON NOM TOUT MAS FAMILLE À TOUS MES AMIS À TOUS MES COLLÈGUES CHACUN PAR SON NOM À CHAQUE PERSONNE QUI M'À AIDÉE.

IGLOULI TAHAR

Abstract

This study is intended to make a contribution to the study of the dynamic and thermal behaviour of the flow of two fluids in a finless coaxial heat exchanger.

These heat exchangers, discovered more than a few years ago, continue to generate a great deal of research both from an application and fundamental point of view.

In the field of application, some of these researches require to find the best performances, others to find the conditions to optimise these exchangers and finally some to find the different possible fields of its application.

In the fundamental field, research is devoted to understanding and determining the heat exchange mechanism, which is still not clearly elucidated.

All of this applied and fundamental research requires knowledge of the dynamic and thermal properties of the flows of the two fluids in these exchangers.

For this purpose, we have contributed through a numerical study to determine the dynamic and thermal behaviour of these coaxial exchangers, with satisfactory results.

Keywords: coaxial heat exchanger, Fluent, turbulence patterns, flow three-dimensional, turbulence.

ملخص: تهدف هذه الدراسة إلى المساهمة في دراسة السلوك الديناميكي والحراري لتدفق سائلين في مبادل حراري محوري بدون زعانف. تستمر هذه المبادلات الحرارية، التي تم اكتشافها لأكثر من 20 عامًا، في توليد قدر كبير من البحث، سواء من التطبيق أو من وجهة نظر أساسية. في مجال التطبيق، يتطلب بعض هذا البحث إيجاد أفضل أداء؛ يبحث البعض الآخر عن شروط تحسين هذه المبادلات، وأخيرًا يجد الآخرون مختلف المجالات الممكنة لتطبيقه. فيما يتعلق بالمجال الأساسي، فإن البحث مكرس لفهم وتحديد آلية تبادل الحرارة التي لا تزال غير واضحة. يتضمن كل هذا البحث التطبيقي والأساسي معرفة الخواص الديناميكية والحرارية لتدفق السائلين في هذين المبادلين. لهذا؛ لقد ساهمنا من خلال دراسة عديدة لتحديد السلوك الديناميكي والحراري لهذه المبادلات المحورية؛ التي وجدت نتائجها مرضية.

الكلمات الرئيسية: مبادل متحد المحور، الطلاقة، نماذج الاضطراب، التدفق ثلاثي الأبعاد، الاضطراب

Résumé :

Cette étude est destinée à apporter une contribution à l'étude du comportement dynamique et thermique de l'écoulement de deux fluides dans un échangeur thermique coaxial sans ailettes.

Ces échangeurs thermiques découverts depuis plus de cinquante ans continuent de susciter de très nombreuses recherches tant de point de vue application que fondamental.

Dans le domaine d'application certaines de ces recherches nécessitent à trouver les meilleures performances ; d'autres à rechercher les conditions d'optimisation de ces échangeurs et enfin certaines à trouver les différents champs possibles de son application.

S'agissant du domaine fondamental les recherches sont consacrées à comprendre et à déterminer le mécanisme d'échange thermique qui demeure néanmoins non clairement élucidé.

Toutes ces recherches appliquées et fondamentales passent par la connaissance des propriétés dynamique et thermique des écoulements des deux fluides dans ces échangeurs.

Pour ceci ; nous avons contribué à travers une étude numérique pour la détermination du comportement dynamique ainsi que thermique de ces échangeurs coaxiaux ; dont les résultats trouvés sont satisfaisants.

Mots clés : échangeur coaxial, Fluent, modèles de turbulences, écoulement tridimensionnel, turbulence.

Liste Des Figures

• Figure 1 : différent mode de circulation	19
• Figure 2 : Échangeur monotube	21
• Figure 3 : Échangeur coaxial	21
• Figure 4 : Échangeur à tubes séparés	21
• Figure 5 : Échangeur à tubes rapprochés	21
• Figure 6 : Échangeur à tubes ailettes	22
• Figure 7 : Échangeur à tubes et calandre	22
• Figure 8 : Échangeurs à surface secondaire	22
• Figure 9 : Échangeurs régénérateurs rotatifs et statiques	23
• Figure 10 : Échangeurs régénérateurs rotatifs à matrice tournante	23
• Figure 11 : Récupération d'énergie sur les gaz d'échappement d'une turbine à gaz à l'aide d'un échangeur rotatif.....	24
• Figure 12 : Échangeurs régénérateurs statiques	24
• Figure 13 : Échangeurs à caloducs longitudinale	25
• Figure 14 : Echangeur liquide-liquide	26
• Figure 15 : Échangeur à spirale	26
• Figure 16 : Échangeur lamellaire	26
• Figure 17 : Échangeurs à plaques brasées.....	27
• Figure 18 échangeur coaxial	37
• Figure 19 : dessins qui représentent l'échangeur coaxial	38
• Figure 20. Évolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur co-courant	41
• Figure 21 : Distribution de température le long de l'échangeur	42

• Figure 22. Évolution des températures du fluide chaud et du fluide froid	
• d'un échangeur contre-courant	43
• Figure 23: traitement au voisinage de la paroi	60
• Figure 24 :géométrie de l'échangeur coaxial	63
• Figure 25 : caractéristiques de la géométrie.....	64
• Figure 26 : Exemples de mailles utilisées en volume finis par Fluent	66
• Figure 27 : échangeur coaxial maillage de différents profils	69
• Figure 28 : Détail du maillage triangulaire et hexagonal	69
• Figure 29 : Organigramme de calcul numérique	71
• Figure 30 : Profil de température.....	72
• Figure 31 : Vecteurs vitesse En fonction de température de différents profils.....	72
• Figure 32 : vecteurs vitesse En fonction d'amplitude de la vitesse	
• de différents profils	73
• Figure 33 : vecteur vitesse (débit massique = 0.19m/s)	73
• Figure 34 : graphes des vitesses en fonction de la position	74
• Figure 35 : Vecteurs vitesse En fonction de température de différents profils	75
• Figure 36 : vecteurs vitesse En fonction d'amplitude de la vitesse	
de différents profils	76
• Figure 37 : vecteur vitesse (débit massique = 0.35m/s)	76
• Figure 38 : graphes des vitesses en fonction de la position	77
• Figure 39 : Vecteurs vitesse En fonction de température de différents profils	78
• Figure 40 : Vecteurs vitesse en fonction d'amplitude de la vitesse	
• de différents profil	78
• Figure 41 : vecteur vitesse (débit massique = 0.73m/s)	79
• Figure 42 : graphes des vitesses en fonction de la position	79
• Figure 43 : variation de températures dans les tubes	81
• Figure 44 : variation de températures dans les tubes	82
• Figure 45 : La longueur d'établissement de température.....	83
• Figure 46 : L'évolution de la température le long de l'échangeur coaxial	83

Liste Des Tableau

- Tableau 1 : l'efficacité dans différentes configurations48
- Tableau 2 : Les constantes standard du modèle données par
Launder etSpalding(1974) 57
- Tableau 3 : Dimensions de l'échangeur de chaleur 63

Nomenclature :

Symbole :

C_p	: Chaleur spécifique à pression constante	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$
U_g	: Coefficient d'échange global	$[Wm^{-2}k^{-1}]$
L	: La longueur caractéristique	$[m]$
m_c	: Débit du fluide chaud	$[Kg s^{-1}]$
m_f	: Débit du fluide froid	$[Kg s^{-1}]$
p	: La pression	$[Pa]$
Re	: Nombre de Reynolds	
S	: Surface d'échange	$[m^2]$
T	: Température	$[K].$
t	: Temps	$[s].$
T_c	: Température de fluide chaud	$[K].$
T_f	: Température de fluide froid	$[K].$
V	: La Vitesse de fluide	$[m. s^{-1}].$
Pr	: Nombre de Prandtl	
e	: Épaisseur	$[m].$
D	:Diamètre de tube	$[m].$
N_U	:Nombre de nusselt	
At	: Section de passage.	
N_t	: Nombre de tubes	
P	: La puissance d'échange	KW

\dot{m} : Débit massique de fluide Kg.s^{-1}

NuT: Nombre d'unité de transfert

X,y,z,: Variable d'espace

U : Vitesse du fluide suivant l'axe X $m.s^{-1}$

u' : Fluctuation de Vitesse du fluide suivant l'axe X $m.s^{-1}$

V : Vitesse du fluide suivant l'axe Y $m.s^{-1}$

v' : Fluctuation de Vitesse du fluide suivant l'axe Y $m.s^{-1}$

W : Vitesse du fluide suivant l'axe Z $m.s^{-1}$

w' : Fluctuation de Vitesse du fluide suivant l'axe Z $m.s^{-1}$

Symboles grecs :

δ_t : Epaisseur de couche limite thermique [m]

h : Conductivité thermique [$\text{W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$]

q : Masse volumique [Kg.m^{-3}]

Φ : Flux de chaleur [W]

ν : Viscosité cinématique [m^2s^{-1}]

η : Viscosité dynamique [$\text{Kg.m}^{-1}\text{s}^{-1}$]

λ : la conductivité thermique [$\text{W}/(\text{m}^2 . ^\circ\text{C})$]

ε : L'efficacité

ρ : La masse volumique [Kg.m^{-3}]

q : La densité de flux de chaleur émis par le corps [W .m^{-2}]

σ : Constante de Stefan [$\text{W.m}^{-2} .\text{K}^{-4}$]

Indice :

c : Le fluide Chaud.

o : Le fluide externe (espace annulaire)

s : Sortie

e : Entrée

f : Le fluide Froid.

i : Le fluide interne (tube centrale)

Table des matières

INRODUCTION GENERALE :	15
CHAPITRE 1 : GENIRALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEURS	17
I. INRODUCTION :	17
II. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT :	17
III. LES TROIS MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR :	18
1. Transfert de chaleur par conduction dans les solides (ou les fluides au repos) :	18
2. Transfert de chaleur par convection :	18
3. Transfert de chaleur par rayonnement :	18
IV. TYPE ET CLASSIFICATION DES ECHANGEURS DE CHALEURS :	18
1. Type de contact :	18
2. Classement suivant les types d'échange :	19
3. Classement suivant la disposition des écoulements :	19
4. Classement fonctionnel :	20
5. Classement suivant la compacité de l'échangeur :	20
6. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange :	20
On retiendra deux types de paroi	20
7. Classement technologique	20
V. CHOIX D'UN ECHANGEUR :	28
1. Connaissance des fluides :	28
2. Connaissance des conditions de service :	28
3. Corrosion :	28
4. Encrassement :	28
5. Perte de pression :	29
6. Nettoyage :	29
7. Conception générale	29
CHAPITRE 2 : REVU BIBLIOGRAPHIQUE	30
I. QUELQUE TRAVEAUX SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR :	30
II. TRAVAUX SUR LES ECHANGEURS COAXIAUX :	32
CHAPITRE 3 : LES ECHANGEURS THERMIQUE COAXIAUX	36
I. INRODUCTION :	36
II. DESCRIPTION :	37
III. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT GENERAL DE L'ECHANGEUR COAXIAL :	37
IV. DOMAINE D'UTILISATION :	39

V.	UTILISATION DE L'ECHANGEUR COAXIAL :.....	39
	1. Avantages :.....	39
	2. Inconvénients :	40
VI.	CALCUL SUR LES ECHANGEURS :.....	40
	• Équations fondamentales :.....	40
VII.	CALCUL DES PERFORMANCES D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR :	41
	1. Fonctionnement à co-courant :	41
	2. Fonctionnement à contre-courant :	43
	3. Coefficient d'échange global U :.....	45
	4. Coefficient h :.....	45
	5. La vitesse massique :.....	45
	6. Section de passage coté tube :	45
	7. La vitesse linéaire :.....	45
	8. Nombre de Reynolds[45] :	46
	9. Le nombre de Prandtl :	46
	10. Perte de charge à l'intérieur des tubes :.....	46
	11. Nombre de Nusselt :	46
	12. Methode des Nut :	47
	CHAPITRE 4 : FORMULATION MATHEMATIQUE	49
I.	Introduction :	49
II.	EQUATIONS DU MOUVEMENT EN COORDONNEES CARATESIENNES :	49
	1. Equation de continuité :.....	49
	2. Equation de quantité de mouvement :	49
	3. Équation d'énergie :	50
III.	LES HYPOTHESES DE TRAVAIL :.....	50
IV.	EQUATIONS GENERALES DES ECOULEMENTS TURBULENTS :.....	50
	• Règle de Reynolds :.....	51
	• Equation de continuité :.....	51
	• Les tensions de Reynolds :	51
	• Equations de transport aux tensions de Reynolds :	52
	• Terme de production :	54
	• Taux de dissipation visqueuse :.....	54
	• Corrélation pression – taux de déformation :	54

	• Terme de transport diffusif :.....	55
V.	LE MODELE $k - \varepsilon$:.....	56
VI.	CONCEPT DE BOUSSINESQ :.....	56
	➤ Les équations de transport de k et ε :.....	57
	➤ Traitement à la paroi :.....	58
	➤ Loi logarithmique de la vitesse :.....	59
	➤ Expression de contrainte près de la paroi :	60
CHAPITRE 5 : Simulation Numérique Sur ANSYS FLUENT.....		62
INTRODUCTION :.....		62
1.	Simulation numérique sur ANSYS FLUENT :	63
	Le but de travail :.....	63
2.	Description de problème :.....	63
3.	Dimensions de l'échangeur de chaleur :.....	63
4.	Code ANSYS FLUENT :	64
5.	Les différentes étapes à suivre pour la modélisation numérique :.....	64
6.	Description du solveur fluent :.....	64
7.	Le code de calcul FLUENT comprend :.....	65
8.	Méthodes numériques :.....	65
9.	Les mailles utilisées par Fluent sont :.....	66
10.	Modélisation avec FLUENT :.....	66
11.	Méthodes de résolution des équations :.....	67
	Les étapes de résolution de cette méthode sont	67
	Les équations gouvernantes :.....	67
12.	Définir la géométrie :.....	68
13.	Maillage :.....	68
	• Le maillage utilisé :.....	69
14.	Simulation :.....	70
	Les différentes données	70
	Calcul :.....	71
	Résultats obtenus :.....	72
15.	Résultat finale :.....	93
CONCLUSION GENERALE		94
BIBLIOGRAPHIE		95

INTRODUCTION GENERALE :

L'échangeur de chaleur est un appareil thermique de grande importance dans les installations thermiques et énergétiques. On rencontre au moins un échangeur de chaleur dans une installation thermique. Parmi les types qui existent actuellement dans l'industrie : l'échangeur coaxial tubulaire (sujet de notre étude). Celui-ci est du type à double tuyau avec de l'eau chaude coulant dans le tube central tandis que l'eau de refroidissement coule dans l'espace annulaire.

Le but principal du calcul des échangeurs de chaleur consiste à satisfaire la dualité entre le transfert de chaleur et la perte de charge c'est-à-dire avoir un compromis entre la maximisation du transfert et la minimisation de la perte de charge en se limitant toujours à optimiser les couts d'investissement.

Le dimensionnement optimal des systèmes thermiques utilisés dans les procédés énergétiques nécessite la maîtrise des échangeurs thermiques mis en jeux dans leur fonctionnement stationnaire mais aussi lors des phases de changement de régime (régimes transitoire), Ces comportement rendent délicat le contrôle de l'application dans laquelle il s'intègre et peuvent avoir des conséquences importantes sur les performances et parfois l'intégrité du système auquel il est relié. Comprendre ces phénomènes transitoires est essentiel et savoir les prédire et les anticiper plus encore. Modéliser et simuler ces comportements est l'un des objectifs de notre étude.

Notre travail se base sur l'étude dynamique et thermique d'un échangeur coaxial, et une étude numérique au sein du logiciel Fluent afin de valider et mieux illustrer les résultats. La méthodologie repose sur un modèle numérique à volumes finis au sein du logiciel Fluent appliqué au cas de l'échangeur coaxial et dont on peut faire varier les caractéristiques physiques des fluides, et géométriques (longueurs, diamètres, surfaces, volumes) ainsi que la nature de perturbation (variation de température, de débit, de sens d'écoulement)

Les écoulements considérés dans le présent travail sont tridimensionnels, transitoires, turbulents d'un fluide Newtonien incompressible. Ils sont régis par des équations traduisant le transport de la masse, la quantité de mouvement et l'énergie. Les propriétés du fluide sont supposées constantes, l'échangeur est adiabatique et sans changement de phase. La plupart des

écoulements d'importance pratique existent en régime turbulent pour lesquels plusieurs méthodes de turbulence sont appliquées.

L'objectif de notre étude est de comprendre le comportement de l'écoulement dans un échangeur coaxial, et de montrer l'effet des paramètres (température, débit, diamètre) sur son établissement, ainsi que les différents paramètres permettant d'améliorer le coefficient d'échange permettant ainsi d'obtenir une meilleure configuration d'échangeur.

Notre travail est réparti en cinq chapitres :

- Le premier chapitre est consacré à une description générale des échangeurs de chaleurs
- Le deuxième chapitre est une analyse bibliographique sur les échangeurs de chaleurs
- Le troisième chapitre présente l'étude de l'échangeur coaxial (définition, principe de fonctionnement et formule mathématiques)
- Le quatrième chapitre présente la formulation mathématique de l'écoulement dans un échangeur coaxial.
- Le cinquième chapitre expose la description du problème et la simulation numérique par le code de calcul ANSYS FLUENT. La réalisation de toutes les étapes de la simulation construction des géométries avec génération de maillage et l'incorporation des conditions aux limites et l'exploitation des résultats sont effectuées par la plateforme (ANSYS WorksBench 19.2).

Nous terminons en fin par une conclusion générale

CHAPITRE 1 : GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEURS

I. INTRODUCTION :

Les échangeurs de chaleur sont des dispositifs qui permettent de transférer de l'énergie thermique entre deux fluides, qui sont séparés par une paroi bien adaptée au principe de la transmission de chaleur (du fluide chaud vers fluide froid).

Le transfert thermique dans les échangeurs de chaleur se fait en trois modes : la conduction, la convection et le rayonnement.

Le mode plus important pour l'échangeur de chaleur est la convection, qui s'effectue par déplacement de matière liquide ou un gaz dans le milieu, il dépend du type de fluide, des vitesses et du type de l'échangeur.

Dans les échangeurs thermiques, la conduction apparaît principalement dans la paroi séparant les deux fluides.

Généralement pour assurer efficacement cet échange de chaleur au moins un des fluides est mis en mouvement (pompe, ventilateur). Pour augmenter cet échange, et donc le transfert d'énergie, il peut être fait appel au changement de phase (condenseurs, évaporateurs, bouilleurs...) système utilisé couramment dans les machines thermiques [1].

Dans ce chapitre, nous présentons une étude bibliographique sur les échangeurs thermiques en générale.

II. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT :

Le principe général d'un échangeur de chaleur consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduites qui les mettent en contact thermique. De manière générale, les deux fluides sont mis en contact thermique à travers une paroi, 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.

Le problème majeur consiste à définir une surface d'échange suffisante entre les deux fluides pour transférer la quantité de chaleur nécessaire dans une configuration donnée. Cette quantité dépend de la surface d'échange entre les deux fluides mais aussi de nombreux autres paramètres, ce qui rend une étude précise de ces appareils assez complexes.

Les flux de chaleurs transférés vont aussi dépendre :

Des températures d'entrée Les caractéristiques thermiques des fluides (chaleur spécifique, conductivité thermique). Des coefficients d'échanges par convection.

III. LES TROIS MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR :

1. Transfert de chaleur par conduction dans les solides (ou les fluides au repos) :

Le processus de transfert de chaleur par conduction s'appuie sur un milieu matériel sans mouvement de matière et est dû à des phénomènes physiques microscopiques (agitation des atomes ou des molécules, flux d'électrons libres...). Il peut être vu comme un transfert d'énergie des particules les plus énergétiques (les particules chaudes qui ont une énergie de vibration élevée) vers les particules les moins énergétiques (les particules froides d'énergie de vibration moins élevée), dû aux collisions entre particules. Dans les solides, le transfert d'énergie peut également se produire sous l'effet du déplacement d'électrons libres dans le réseau cristallin (par exemple pour les métaux). Ainsi les bons conducteurs d'électricité sont en général également de bons conducteurs de la chaleur.

2. Transfert de chaleur par convection :

La convection est un mode de transfert de chaleur qui met en jeu, en plus de la conduction, le mouvement macroscopique de la matière. Ce phénomène se produit au sein des milieux fluides en écoulement ou entre une paroi solide et un fluide en mouvement. On distingue deux types de convection :

- a- Convection naturelle : les mouvements sont dus aux variations de masse volumique dans un fluide soumis au champ de pesanteur. Les variations de masse volumique peuvent être générées par des gradients de température (l'air chaud est plus léger que l'air froid) et/ou par des gradients de composition.
- b- Convection forcée : le mouvement du fluide est provoqué par des actions mécaniques extérieures (pompe, ventilateur...).
- On parlera de convection mixte lorsque les deux types de convection coexistent dans un système.

3. Transfert de chaleur par rayonnement :

Tout corps matériel émet et absorbe de l'énergie sous forme de rayonnement électromagnétique. Le transfert de chaleur par rayonnement entre deux corps séparés par du vide ou un milieu semi transparent se produit par l'intermédiaire d'ondes électromagnétiques,

donc sans support matériel. Le phénomène d'émission d'un corps correspond à la conversion d'énergie matérielle (agitation des électrons constituant la matière dont l'intensité dépend de la température) en énergie radiative. Le phénomène d'absorption est la conversion inverse.

IV. TYPE ET CLASSIFICATION DES ECHANGEURS DE CHALEURS :

1. Type de contact :

Échangeurs à contact direct : Le type le plus simple comprend un récipient ou canalisation dans lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la même température finale.

Échangeurs à contact indirect : les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi.

2. Classement suivant les types d'échange :

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

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

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

2- le fluide secondaire se vaporise en recevant de la chaleur du fluide primaire, lequel ne subit pas de changement d'état. Ils sont appelés évaporateurs.

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

3. Classement suivant la disposition des écoulements :

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

- A. Echangeurs a courants parallèles :** On considère les cas des échangeurs à courants parallèles et de même sens (antiméthodiques ou à co-courant) et ceux de sens contraire (méthodiques ou à contre-courant).
- B. Echangeurs a courants croises :** les vecteurs vitesses sont perpendiculaire l'un a l'autre.

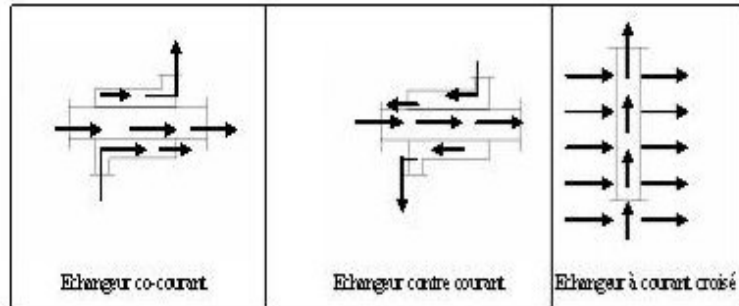


Figure 1 : différent mode de circulation [2]

4. Classement fonctionnel :

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase ; suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique. On rencontre alors les différents cas suivants :

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

5. Classement suivant la compacité de l'échangeur :

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

6. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange :

On retiendra deux types de paroi :

- les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires ;

-les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc.

7. Classement technologique :

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

-à tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires ;

- à plaques : à surface primaire ou à surface secondaire ;

- autres types : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.

• Échangeurs tubulaires :

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

• Échangeur monotube :

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

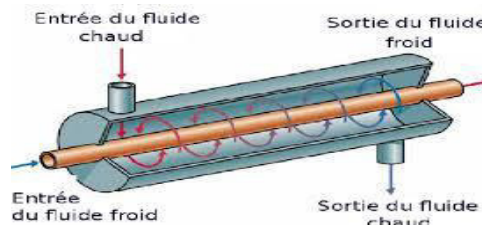


Figure 2 : Échangeur monotube [2]

• Échangeur coaxial :

Dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur.

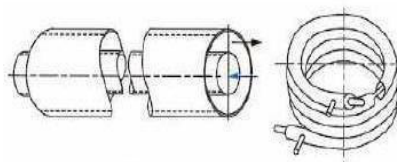


Figure 3 : Échangeur coaxial [2]

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

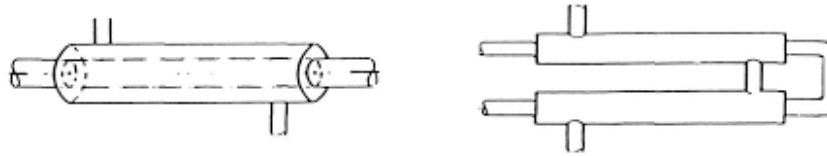


Figure 4 : Échangeur à tubes séparés [2]

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

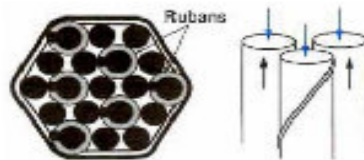


Figure 5 : Échangeur à tubes rapprochés [2]

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

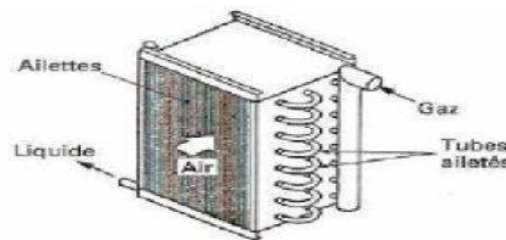


Figure 6 : Échangeur à tubes ailettes [2]

- **Échangeur à tubes et calandre** : c'est l'échangeur actuellement le plus répandu.

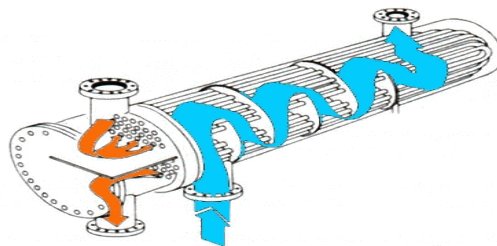


Figure 7 : Échangeur à tubes et calandre [2]

- **Échangeurs à plaques :**

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

- **Échangeurs à surface primaire :**

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

- **Échangeurs à surface secondaire :**

Ces échangeurs sont réalisés en aluminium ou en acier inoxydable ; ils sont constitués par un empilage de tôles ondulées formant des ailettes séparées par des tôles planes.

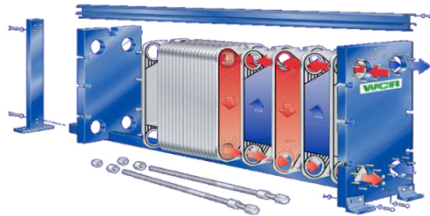


Figure 8 : Échangeurs à surface secondaire [2]

- **Échangeurs régénérateurs rotatifs et statiques :**

Ce sont les échangeurs où le fluide chaud cède une partie de son énergie à une matrice ; le passage intermittent, fluide chaud puis fluide froid, sur la matrice permet l'échange de chaleur entre les deux fluides. On classe, dans cette catégorie de régénérateurs, les échangeurs à matrice tournante et les échangeurs statiques ou à valves. Ce sont des échangeurs compacts avec une grande surface d'échange du fait de la porosité de la matrice ; ils sont moins coûteux à surface égale et moins encrassant du fait du balayage alternatif.

Par contre, le mouvement mécanique de la matrice ou le jeu de valves peuvent entraîner des pertes et un mélange partiel des fluides chaud et froid.

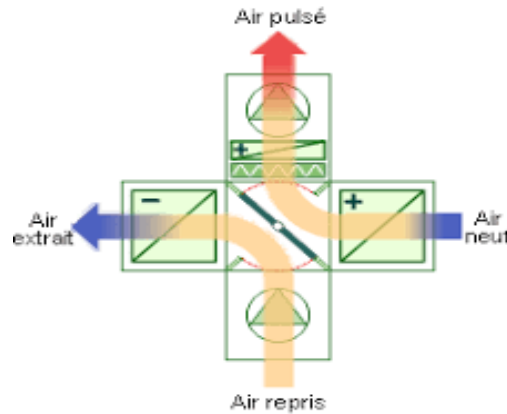


Figure 9 : Échangeurs régénératifs rotatifs et statiques [2]

- **Échangeurs régénératifs rotatifs à matrice tournante :**

Ils présentent deux types d'écoulement :

-un écoulement axial où la matrice est constituée d'un disque dont l'axe de rotation est parallèle à l'écoulement.

-un écoulement radial où la matrice est constituée d'un tambour tournant suivant un axe perpendiculaire à l'écoulement.

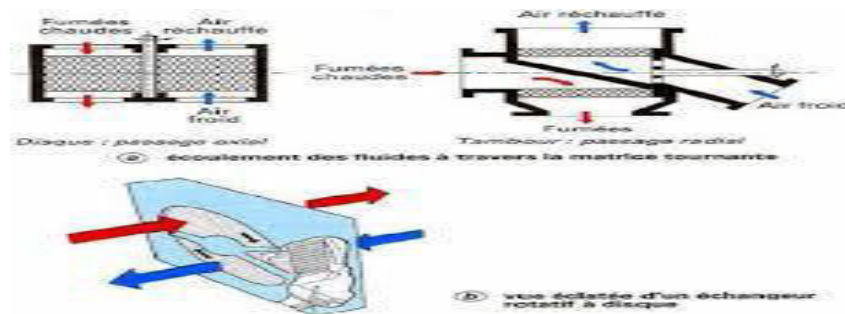


Figure 10 : Échangeurs régénératifs rotatifs à matrice tournante [2]

Parmi les applications de ce type d'échangeur, on peut citer :

-la récupération de chaleur sur l'air extrait d'une habitation pour préchauffer l'air neuf.

-la récupération de l'énergie des gaz d'échappement d'une turbine à gaz pour préchauffer l'air d'admission de la chambre de combustion.

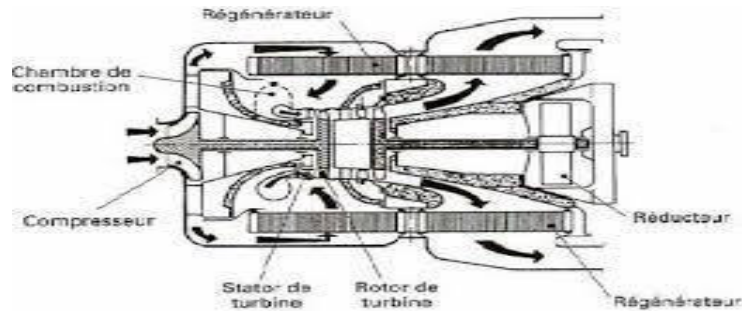


Figure 11 : Récupération d'énergie sur les gaz d'échappement d'une turbine à gaz à l'aide d'un échangeur rotatif [2]

• **Échangeurs régénérateurs statiques (ou à valves) :**

Dans lesquels les matrices sont alternativement parcourues par les courants chaud et froid (figure 12 a)

Ces régénérateurs sont très répandus en sidérurgie ou dans l'industrie du verre. La récupération de chaleur sur les fumées sortant du four de fusion du verre s'effectue avec des régénérateurs statiques à matrice ordonnée, en pièces céramiques. Chaque échangeur est traversé successivement par les fumées chaudes et l'air comburant à préchauffer.

Le chauffage continu du bain de verre est assuré par un groupement des régénérateurs par paire (figure 12 b)

La permutation des deux gaz est périodique (inversion toutes les trente minutes environ). Sur site industriel, la durée totale d'une campagne de production est comprise entre 4 et 12 années sans arrêt. Les matériaux utilisés sont donc résistants à la corrosion à haute température. Les régénérateurs sont conçus pour éviter un bouchage trop rapide des passages de fluide. Le montage des pièces réfractaires de la matrice de stockage est parfaitement ordonné.

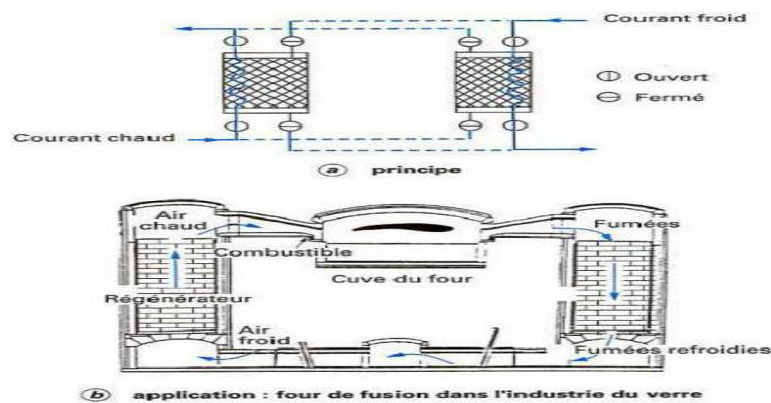


Figure 12 : Échangeurs régénérateurs statiques [2]

- **Échangeurs à caloducs longitudinale :**

Un caloduc est une enceinte étanche contenant un liquide en équilibre avec sa vapeur. Les caloducs ont une très grande conductivité thermique équivalente, grâce à l'utilisation des phénomènes d'évaporation et de condensation du fluide interne. Le liquide s'évapore dans la zone chauffée (évaporateur) et la vapeur vient se condenser dans la zone refroidie (condenseur). Le condensat retourne vers l'évaporateur : -soit sous l'effet des forces de capillarité développée dans un milieu poreux tapissant la paroi intérieure du caloduc. Ce capillaire peut être de différente forme : toile métallique, fines rainures dans la paroi intérieure, poudre métallique frittée, etc. ; - soit sous l'effet des forces de gravité ; pour ce faire, l'évaporateur se trouve plus bas que le condenseur. Le réseau capillaire est réduit à un simple rainurage ; il peut même être complètement absent pour diminuer les coûts de fabrication, on parle alors de thermosiphon diphasique.

Dans l'échangeur à caloducs, les caloducs forment un faisceau placé perpendiculairement aux écoulements. Le fluide chaud et le fluide froid circulent généralement à contre-courant et sont séparés l'un de l'autre par une plaque qui sert aussi au maintien des caloducs. Les échangeurs à caloducs sont le plus souvent utilisés pour des échanges gaz-gaz (récupération de chaleur sur les fumées industrielles, climatisation), mais aussi pour des échanges gaz-liquide, liquide-liquide ou pour des générateurs de vapeur.

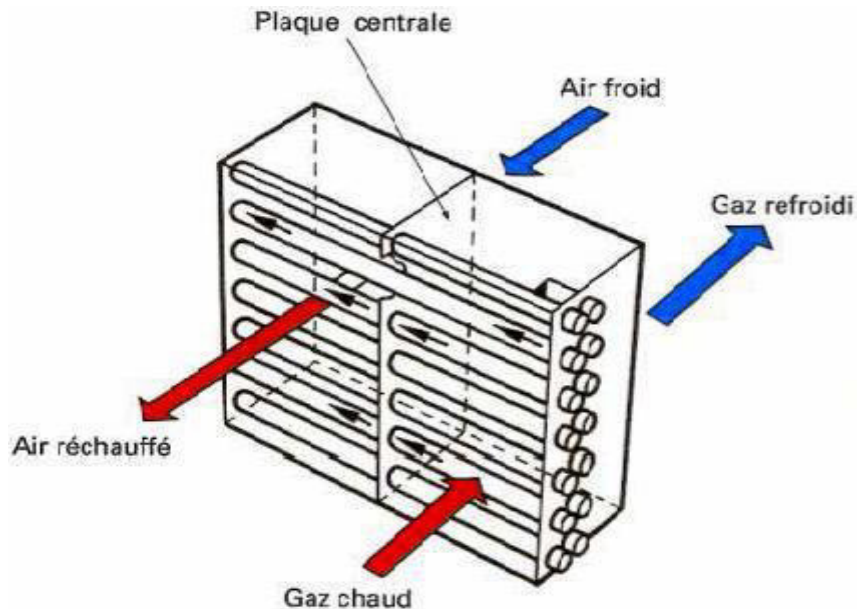


Figure 13 : Échangeurs à caloducs longitudinale [2]

- **Echangeur liquide-liquide :**

Les échangeurs liquide-liquide sont utilisés pour transférer les calories entre deux ou plusieurs liquides nous pouvons citer les échangeurs spiraux.

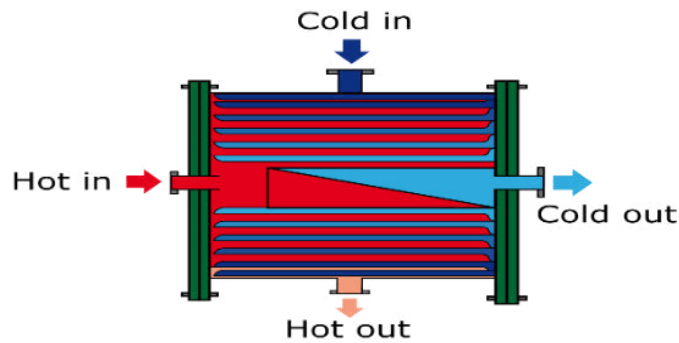


Figure 14 : Echangeur liquide-liquide [2]



Figure 15 : Échangeur à spirale [2]

- **Échangeur lamellaire :**

C'est une variante de l'échangeur de type tubes et calandre, dans lequel le faisceau est constitué de tubes aplatis ou lamelles. Ces lamelles sont réalisées à l'aide de deux plaques formées et soudées ensemble et constituant un canal dans lequel circule l'un des fluides. Chaque lamelle peut contenir un élément interne (turbulateur) qui permet d'obtenir une meilleure tenue à la pression et un meilleur échange thermique. Les limites de fonctionnement de cet échangeur sont de 350 °C en température et 25 bar en pression maximale. Cette technologie d'échangeur est actuellement en pleine mutation.



Figure 16 : Échangeur lamellaire [2]

• **Échangeurs à plaques brasées :**

Ces échangeurs sont en aluminium brasé. Les fluides circulent dans des passages définis par deux tôles planes consécutives et fermés latéralement par des barres. Les tôles ondulées (ondes) sont réalisées par emboutissage du feuillard sur des presses spéciales ; elles peuvent avoir des hauteurs, des épaisseurs et des espacements différents. Chaque type d'onde possède ses propres caractéristiques hydrauliques et thermiques : Les ondes droites (perforées ou non) donnent des performances identiques à celles que donneraient des tubes de diamètre hydraulique équivalent ; les ondes décalées créent plus de turbulence et améliorent donc le coefficient d'échange thermique, tout en provoquant plus de pertes de pression. Les ondes, grâce à leur configuration particulière, peuvent procurer une surface secondaire allant jusqu'à 90 % de la surface totale, ce qui permet de loger dans un volume réduit une très grande surface d'échange : plus de 1 500 m²/m³. En outre, ces échangeurs souvent réalisés en aluminium allient une légèreté exceptionnelle (masse volumique de 900 kg/m³ à 1 200 kg/m³) à une excellente tenue mécanique ; ils sont particulièrement utilisés dans le domaine de la cryogénie où leur efficacité est élevée avec des niveaux de température compris entre - 269 °C et + 65 °C et des niveaux de pression pouvant atteindre 75 bar. Pour certaines applications spécifiques touchant au domaine de l'aéronautique, des échangeurs en acier inoxydable sont également utilisés.

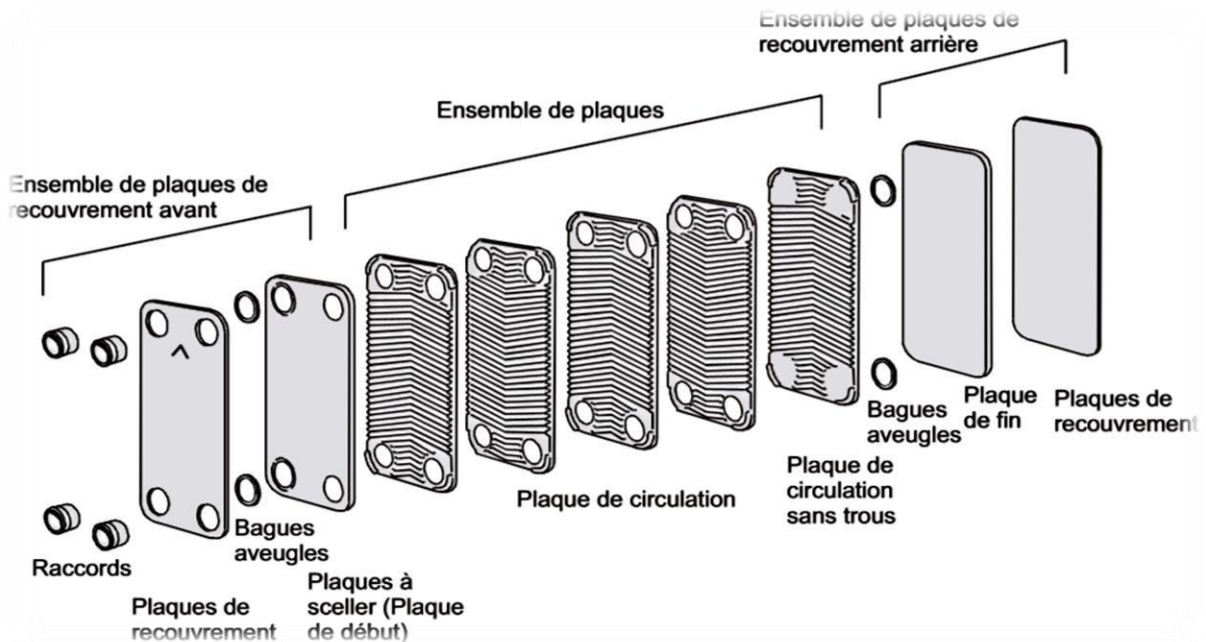


Figure 17 : Échangeurs à plaques brasées [2]

V. CHOIX D'UN ECHANGEUR :

1. Connaissance des fluides :

Pour pouvoir calculer les coefficients de transfert thermique il faut connaître, aux températures rencontrées au cours de l'échange, la viscosité, la conductibilité thermique, la chaleur massique, la masse volumique de chacun des fluides. La connaissance de la composition (corrosion, d'érosion, d'encrassement, de cristallisation, solidification) [3]

2. Connaissance des conditions de service :

Il est dispensable de connaître la pression et la température de service, ne serait-ce que pour fixer la pression et la température de calcul. Mais il faut aussi envisager les cas extrêmes qui peuvent se rencontrer lors de démarrage ou lors des arrêts (montée en température par exposition au soleil ou, au contraire, températures très basses susceptibles de créer des cristallisations ou solidifications pouvant créer des bouchages).

3. Corrosion :

Si l'un des fluides est corrosif on doit avoir recours à un nombre limité de matériaux résistants à la corrosion. Le matériau retenu peut limiter le choix dans les types d'échangeurs réalisables.

Si les deux fluides sont corrosifs, il faut trouver un matériau qui constituera la surface d'échange résistante à la corrosion sur ses deux faces. Si ce matériau n'existe pas il faut se résigner à utiliser un troisième fluide qui sert de caloporteur entre deux échangeurs. L'augmentation du coût par la multiplication des échangeurs ainsi que la réduction de l'efficacité peuvent conduire à revoir sous un autre aspect l'ensemble du procédé étudié.

Le fluide qui impose le matériau le plus cher circule habituellement à l'intérieur des tubes d'un échangeur tubulaire. Ceci limite l'utilisation de matériau noble et par conséquent le prix. Mais ce choix n'est pas toujours compatible avec d'autres contraintes.

4. Encrassement :

Si l'un des fluides est encrassant, il faut prendre toutes les dispositions qui peuvent faciliter le nettoyage. Si l'on est amené à choisir un faisceau démontable, il faut vérifier que tout est

bien prévu pour faciliter la manipulation (crochet de levage...) l'implantation réserve-t-elle une place suffisante pour enlever le faisceau sans démonter la calandre ? A-t-on réservé l'accès aux moyens mobiles de la manutention ? A-t-on pris toutes les précautions pour que l'appareil soit complètement vidangé avant démontage ? et s'il arrivait que cela soit impossible, ne serait-ce qu'accidentellement, a-t-on tout prévu pour la sécurité du personnel chargé du démontage ? Si les deux fluides sont incrustants est-on certain de pouvoir nettoyer chacune des surfaces d'échange et de contrôler le nettoyage ?

5. Perte de pression :

Plus la vitesse de circulation est élevée. Meilleur est le coefficient de transfert, ce qui réduit la surface d'échange et l'investissement. Mais la perte de pression qui est proportionnelle au carré de cette vitesse augmente la consommation de l'énergie nécessaire au transport des fluides. Dans quelle mesure est-il raisonnable d'utiliser une énergie mécanique noble pour produire de la chaleur par frottement ?

Par ailleurs la trop grande vitesse peut entraîner des vibrations qui causent une usure prématurée par fatigue du matériel. L'érosion est naturellement d'autant plus importante que la vitesse est grande.

De même, dans certains cas, on constate l'enlèvement à partir d'une certaine vitesse de la couche protectrice de certains métaux et une accélération insupportable de la corrosion.

Côté calandre, la multiplication des chicanes augmente les pertes de pression, ce qui a pour conséquence de diminuer l'efficacité » par augmentation des débits de fuite. Enfin une trop grande étanchéité des chicanes pose des problèmes pour la vidange des appareils

6. Nettoyage :

A-t-on choisi le bon coefficient d'entarage ? Si l'on fonde le calcul sur des prévisions pessimistes de performances, on est inévitablement conduit à un matériel surdimensionné. Ceci peut conduire à des réductions de vitesse qui favorisent l'encrassement, ce qui va tout à fait à l'encontre du but poursuivi. Inversement un trop grand optimisme conduit à un appareil sous-dimensionné qui doit être nettoyé si souvent que l'on ne peut éviter les nettoyages de nuit ou pendant les jours fériés, périodes pendant lesquelles le coût de la main-d'œuvre est maximal.

7. Conception générale :

Il est d'usage de placer le fluide le plus visqueux côté calandre, c'est-à-dire là où le coefficient de transfert de chaleur est naturellement le plus faible. C'est la disposition qui réduit le moins la performance globale. Peut-on maintenir cet usage compte tenu des contraintes de corrosion et d'encrassement ? c'est une question qu'il faut se poser.

1. Les tubulures d'entrée et de sortie des fluides sont-elles correctement dimensionnées ?

Il serait bien dommage que l'ensemble de l'échangeur se trouve pénalisé de pertes de pression excessives dans ces tubulures.

2. Les joints sont-ils bien de la qualité le lieu adapté aux fluides ?

Il serait fort regrettable de devoir arrêter un échangeur à cause de la défaillance d'un joint

3 L'épaisseur des tubes est-elle en accord avec la méthode de fixation dans les plaques ?

Si les tubes sont soudés a-t-on pris la précaution de prévoir un accès facile à la soudure ? On ne peut pas souder correctement si l'on adopte une boîte d'extrémité monobloc dont seul le couvercle est démontable

CHAPITRE 2 : REVU BIBLIOGRAPHIQUE

INTRODUCTION :

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

I. QUELQUE TRAVEAUX SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR :

Commençant par **Patankar et al** [4], ces auteurs ont rapporté le premier travail sur l'analyse numérique de l'écoulement en convection forcée dans un conduit. Ils ont présenté le concept de l'écoulement périodique entièrement développé.

Bemer et al [5], ont montré cela pour un canal avec des chicanes avec un écoulement laminaire à nombres de Reynolds inférieur à 600.

Webb et Ramadhyani [6], ont étudié l'écoulement de fluide et le transfert thermique dans un canal à deux plaques parallèles avec des chicanes chancelées. Ils ont basé leur modèle numérique sur les conditions périodiques pour l'écoulement entièrement développé proposé par Patankar et al.

Une investigation numérique pour un fluide en convection forcée laminaire entre deux parois planes parallèles avec chicanes, a été réalisée par **Kelkar et Patankar** [7]. Les résultats prouvent que l'écoulement est caractérisé par de fortes déformations et de grandes régions de recirculation. En général, le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement augmentent avec le nombre de Reynolds. Leurs résultats montrent aussi que les performances thermiques augmentent avec l'augmentation de la taille de chicanes et avec la diminution de l'espacement entre chicanes.

Cheng et Huang [8], ont étudié la convection forcée entre deux plaques planes parallèles munies d'ailettes transversales (chicanes transversales) qui ne sont pas symétriquement placées. Leurs résultats ont indiqué que la position relative à des rangées de chicanes est un facteur influent sur le champ d'écoulement, particulièrement pour des chicanes avec de grandes tailles.

Cheng et Huang [9], ont également analysé des écoulements laminaires en convection forcée dans la région d'entrée d'un canal horizontal. Des calculs pour le canal semi-infini dans lequel un ou deux paires de chicanes sont symétriquement fixées aux murs respectifs dans la région d'entrée ont été analysés.

Les effets hydrauliques et thermiques en fonction de l'emplacement des chicanes normales à l'intérieur d'un canal en 3D, ont été étudiés numériquement par **Lopez et al** [10,11]. Une analyse de la convection forcée laminaire a été effectuée avec des chicanes soumises à un flux uniforme de la chaleur. Par contre les fondations supérieures et les parois latérales sont supposées adiabatiques. Leurs résultats montrent que les effets tridimensionnels sur le facteur de frottement, d'un canal avec l'allongement d'unité et un rapport de blocage de 0.5, ont augmenté avec l'augmentation du nombre de Reynolds Re .

Guo et Anand [12], ont étudié le transfert thermique tridimensionnel dans un canal avec une chicane simple dans la région d'entrée. Des canaux semblables avec des tiges de perturbations « au lieu des ailettes » ont été numériquement étudiés par **Yuan et Tao** [13], pour une série de nombre de Reynolds de 50 à 700. Les résultats montrent que le nombre de Nusselt peut atteindre 4 fois celui obtenu pour un canal à paroi lisse aux mêmes conditions mais avec une chute de pression beaucoup plus grande.

Hwang et al [14], ont présenté une étude numérique de l'écoulement turbulent dans une conduite contenant un obstacle. Les résultats numériques prouvent que la prolongation de la région de recyclage en amont de l'obstacle ne dépend pas de sa longueur dans le sens de l'écoulement. La zone de recyclage est fortement influencée par la longueur de l'obstacle, cette zone diminue quand la longueur d'obstacle est augmentée.

Bazdid-Tehrani et Naderi-Abadi [15], ont présenté une analyse numérique du comportement dynamique et thermique d'un fluide s'écoulant dans un conduit muni de rangées de chicanes. Leurs résultats ont montré que les obstacles « de type chicanes » sont quelque peu inefficaces pour de grandes valeurs du rapport de blocage.

Tsay et al [16], ont étudié numériquement le perfectionnement du transfert thermique d'un écoulement dans un canal muni d'une chicane verticale. L'influence de la taille de la chicane

et des revêtements en arrière sur la structure d'écoulement, est étudiée en détail pour une gamme de nombre de Reynolds de 100 à 500. Ils ont constaté que l'introduction d'une chicane dans l'écoulement pourrait augmenter le nombre de Nusselt moyen de 190%. Ils ont également observé que les caractéristiques thermiques et dynamiques de l'écoulement sont fonction de la position de la chicane.

Récemment, **R. Saim et al** [17], Ont présenté une étude numérique du comportement dynamique et thermique d'un écoulement d'air turbulent dans un canal horizontal de section rectangulaire muni des chicanes transversales. Ils ont utilisé pour résoudre ce système muni des conditions aux limites la méthode des volumes finis, qui est basée sur l'algorithme SIMPLE. Les résultats numériques obtenus ont indiqué que les profils et la distribution de la vitesse axiale montrent une zone de recirculation relativement intense au-dessus des facettes de chaque chicane qui se déplace vers aval. La perturbation la plus élevée est obtenue en amont de la deuxième chicane. Ces zones tourbillonnaires sont responsables des variations locales du nombre de Nusselt le long des surfaces de chicanes et de la paroi en particulier au niveau de celles situées côté inférieur.

Dans le but de mesurer les coefficients moyens de transfert de chaleur dans un canal rectangulaire muni des chicanes poreuses, une étude expérimentale a été effectuée par **Kang-Hoon Ko et al** [18]. Ils ont conclu que l'utilisation des chicanes poreuses abouties à une augmentation du coefficient de transfert de chaleur allant jusqu'à 300% par rapport au transfert de chaleur dans le canal sans aucune chicane.

Ahmet Tandiroglu [19] a étudié l'effet des paramètres géométriques sur la convection forcée transitoire à convection forcée turbulente dans un tube circulaire muni des chicanes. Il a utilisé neuf chicanes en total pour tester l'effet de leurs orientations et leurs espacements sur l'amélioration du transfert thermique.

Les caractéristiques hydrodynamiques et de transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur avec une seule chicane hélicoïdale ont été étudiées tant expérimentalement que numériquement dans le travail de **Yong-Gang Lei et al** [20], ils ont assuré une comparaison des performances de trois types d'échangeurs : sans chicanes, avec une seule chicane hélicoïdale et le dernier avec deux chicanes hélicoïdales.

Le transfert de chaleur et les frottements dans un canal rectangulaire, asymétrique, contenant des chicane perforées a été analysée par **Rajendra Karwa et al** [21]. Ces auteurs ont trouvé une amélioration de 73.7-82.7% du nombre de Nusselt sur un conduit muni des chicanes solides.

II. TRAVAUX SUR LES ECHANGEURS COAXIAUX :

Les phénomènes énergétiques auxquels, les chercheurs actuellement s'intéressent sont par exemple : écoulement d'un fluide à la présence du transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur afin d'améliorer le coefficient du transfert, comportement des écoulements turbulents dans les échangeurs. Quelques recherches ont été entamées, citons :

S. Petitot, [22] Etude numérique du champ de vitesse dans un échangeur à vortex

L'étude numérique du champ de vitesse dans une cellule d'échangeur à vortex en conditions isothermes est menée à l'aide du code CFD-ACE. La turbulence est modélisée par un modèle classique K-epsilon. On obtient ainsi une meilleure compréhension de la dynamique de l'écoulement secondaire : le modèle K-epsilon rend compte de sa forte dépendance vis-à-vis du nombre de Reynolds comme cela avait déjà été mis en évidence par les mesures expérimentales. Les variations du nombre de structures de recirculation composant l'écoulement secondaire, donnant un aspect symétrique ou non à celui-ci, vont influencer sur les trajectoires et les temps de séjour des particules fluides au sein de l'échangeur.

J. Castaing , F. STrub, C. Peuvrel, J. Bedecarrats [23] , Optimisation des conditions de fonctionnement des échangeurs à coulis de glace par l'analyse exergetique, Université de Pau des pays de l'Adour (UPPA) Laboratoire thermique, énergétique et procédés (La TEP) , ils ont fait l'analyse énergétique et exergetique des échangeurs de chaleur fonctionnant avec des coulis de glace comme fluide caloporteur, ils ont trouvés comme résultat à travers l'exemple du couple eau /éthanol, tout d'abord qu'il existe une multitude de possibilité de couples température/ concentration initiale susceptible de convenir pour transférer de la chaleur en provenance d'une application donnée avec des fluides caloporteurs diphasiques. L'étude montre aussi que le transfert de chaleur dans l'échangeur doit privilégier les échanges d'énergie sous forme latente plus que sensible et conduisant systématiquement à un maximum de puissance pour chaque température d'entrée, et que les niveaux de puissance obtenus de part et d'autre de cette position optimale (au sens des concentrations pour une même température d'entrée) conduisent à des valeurs sensiblement identiques. L'application du second principe à l'échangeur au travers du calcul du rendement exergetique conduit quant à elle à l'observation d'une meilleure utilisation du coulis dans la partie où la concentration est plus importante.

A. Duinea [24], modélisation mathématique du fonctionnement d'un échangeur de chaleur : cette étude présente le bilan thermique réel d'un échangeur tube et calandre on considérant un échangeur de chaleur de surface eau-eau , type $\frac{1}{2}$ - un passage d'agent thermique primaire par le manteau et deux passage d'agent thermique secondaire par le faisceau de tubes en mode d'écoulement contre-courant , les indicateurs de qualité d'échangeur thermique ont été calculé (coefficient de transfert de chaleur , le rendement thermodynamique, rendement exergetique , la perte spécifique de pression) pour chaque agent thermique, le programme de calcul ont été réalisé en utilisant le logiciel Visual Basic, la conclusion de cette étude est que par l'amélioration de l'isolation thermique et par le nettoyage d'appareil et le maintien du dépôt dans les limites admissibles , par réduction du débit et des pertes de pression sur l'agent thermique secondaire , une amélioration des tous les indicateurs de qualité d'appareil est observée , ces effets cumulés sont mettre en évidence par l'accroissement du rendement exergetique.

M. Moussa, J.Marie perriercornet, J castaing lasvinottes. [25], échangeur de chaleur : échangeur tubulaire et échangeur à surface raclée. ils Ont fait une étude sur l'échangeur coaxial, et développer des équations analytiques donnant les températures des fluides pour un écoulement à contre-courant et co courant en régime stationnaire aussi les puissances d'échanges , l'efficacité de cet échangeur et l'étude des profils de température dans un échangeur à contre courant en fonction des valeurs prises par les débits de capacité thermique

K.Talbi, A.Donnot, Z.Nemouchi et M.O.Rigo [26], étude expérimentale par LDA d'un écoulement tridimensionnel turbulent de l'air dans un cyclone. Il a présenté une étude par LDA et simulation de l'écoulement turbulent tridimensionnel dans un échangeur cyclone, des mesures des vitesses moyennes et des intensités de la turbulence axiales tangentiels ont été effectuées par LDA. Aussi il a fait une étude de simulation par fluent sur la même configuration géométrique, il a utilisé deux modèles de turbulence le modèle RSM et le modèle K-epsilon, Il a fait une comparaison des profils de vitesse moyenne tangentielle sous le conduit de sortie et l'obtention du mouvement ondulatoire de l'axe de l'écoulement par rapport à l'axe du cyclone.

M. El Ouardi [27], étude du couplage entre les grandeurs classiques et les propriétés thermo physiques dans un échangeur à tube et calandre à contre courant , il a fait une étude numérique

sur l'échangeur à tube et calandre en mode contre courant ces calculs repose en partie sur les calculs élémentaires que l'on peut effectuer sur les échangeurs double tube, il a fait tout d'abord la modélisation classique de l'échangeur tube et calandre en supposant que ce dernier est sans perte de charge et sans changement de phase, la location de pression transversal est constante. Ensuite il a fait une modélisation du couplage entre les grandeurs classiques et les propriétés thermo physiques Le bilan thermique de l'échangeur de chaleur ou' la circulation se fait sans être en contact entre le fluide froid (acide phosphorique) et le fluide chaud à l'état de vapeur à l'entrée et à l'état de liquide refroidi à la sortie.

Le fluide chaud subit donc un changement d'état (condensation) on définit le système comme étant constitué du fluide froid et du fluide chaud dans leur traversée de l'échangeur. Parmi les résultats qu'il a trouvés on note que la diminution à la moitié du débit de capacité calorifique du fluide provoque une augmentation du coefficient d'échange de surface en double. Cette augmentation significative du coefficient d'échange est attribuée à leur couplage avec les propriétés thermo physiques.

M.Legay ,N,Gondrexon, S .Leperson, A.Bontemps , P.Boldo [28] échangeur de chaleur exposés à des vibrations ultrasoniques Atelier thermo-hydraulique du MSFR, ils ont réalisé des études sur l'amélioration des transferts de chaleur grâce aux ultrasons avec application aux échangeurs tube et calandre, ils ont fait une étude expérimentale pour calculer le temps de refroidissement d'un bain d'eau préchauffée contenue dans un réacteur ultrason qui est traversé par un serpentin dans lequel circule l'eau froide, leur objectif était d'étudier l'influence d'ultrasons haute fréquence sur les transferts de chaleur au cours du refroidissement du réacteur ultrasonore (=3L). Ils ont déterminé et comparé des coefficients de transfert de chaleur avec et sans ultrason. Parmi les résultats qu'ils ont trouvé : - augmentation systématique du coefficient de transfert de chaleur entre le serpentin et le réacteur de 135 à 204 pour cent, faible influence de la fréquence dans la gamme haute (N° 1,3,5), meilleure amélioration pour un débit d'eau (N° 1,2) ou une puissance ultrasonore (N° 3,4) plus élevée. Ensuite ils ont déterminé l'amélioration apportée par l'utilisation des ultrasons dans un échangeur tube et calandre et changeur coaxial, aussi ils ont fait un changement du tube interne dans l'échangeur coaxial pour l'analyse des performances sous des plages de fonctionnement plus larges. Ils ont conclu qu'il y a possibilité d'augmentation des transferts de chaleur grâce aux ultrasons, possibilité de limitation de l'encrassement.

N.tomas, D.Verdier [29] étude d'un échangeur avec comsol , ils ont étudié le principe d'un échangeur tubulaire liquide-liquide à l'aide du logiciel comsol. Cette étude utilise la modélisation dans le sens où l'échangeur est constitué de 2 cylindres coaxiaux, et possède déjà des dimensions définies, ils ont fait varier la vitesse de circulation des fluides afin d'obtenir des nombres de Reynolds inférieur à 2300 qui correspond au régime critique du régime laminaire. Et étudier les deux modes d'écoulement co courant et contre courant, ensuite ils ont refait la même étude pour l'écoulement turbulent. Ils ont conclu que l'échangeur modélisé échange plus de chaleur en régime permanent (vitesse élevée) cependant plus efficace en régime laminaire (faibles vitesse)

J. Timothy et al [30] ont fait une modélisation numérique d'un échangeur à double-tube hélicoïdal, et déterminer l'effet des propriétés thermiques des liquides sur le transfert thermique en réalisant deux études , la première avec trois nombres différents de Prandtl (7.0, 12.8 et 70.3) et la seconde avec des conductivités thermiques dépendantes de la température des liquides. Pour la deuxième étude les deux modes d'écoulement co-courant et contrecourant ont été étudiés. Le nombre de Nusselt dépendait du nombre de Prandtl, d'après la première étude. Et le nombre de Nusselt est très Proche de la réalité s'il est lié au nombre modifié de doyen selon la deuxième étude.

La configuration contre-courant a des taux de transfert thermique plus élevés que La configuration parallèle. Le nombre de Dean est employé pour représenter la force des écoulements secondaires.

L'étude du transfert thermique dans la région d'entrée d'un échangeur de chaleur est d'une grande importance vue qu'elle permet de prédire avec précision le coefficient d'échange global de l'échangeur. Parmi les premiers travaux dans ce domaine, on cite :

Ceux de Stein [31], qui a étendu la solution analytique du problème de Graetz (écoulement laminaire dans un tube circulaire à paroi isotherme) au cas d'un échangeur de chaleur à double tube en configuration Courants parallèles.

Plus tard, **R.J.Nunge et W.N.Gill [32]**, ont proposé la solution pour la configuration courante inversée. Cependant, on trouve peu de travaux qui prennent en considération l'effet de la conduction axiale dans la région d'entrée d'un échangeur. Parmi ces travaux, on cite :

Ceux de Nunge et E.W[33] , Pour résoudre le problème du transfert thermique dans la zone d'entrée d'un échangeur de chaleur, **Nunge et W.N.Gill[34]et A.H.Taki[35]**, ont utilisé laméthode des différences finis. **Harhad et H.Bentrad et F.Bencheikh [36]** ont fait une étude

de la convection forcée dans la zone d'entrée des échangeurs de chaleurs à courants parallèles et à courants inversés, ils ont déduit que l'effet de la conduction axiale devient négligeable dans la région d'entrée d'un échangeur à courants parallèles pour $Pe_l > 50$ et à courants inversés pour $Pe_l > 10$ à condition que l'effet de la conduction axiale dans l'espace annulaire soit négligeable. Les résultats obtenus pour la configuration courants parallèles sont similaires à ceux obtenus pour un tube à paroi isotherme. Ce résultat n'est valable que sous certaines conditions d'écoulement seulement. Dans notre étude, elles sont les suivantes : nombres de Peclet égaux dans les deux conduites et conduction axiale négligeable.

Harhad, L Mansouri et F. Bencheikh [37], ont utilisé la méthode des volumes finis, qui a permis d'obtenir de bons résultats pour l'étude de l'influence des paramètres physiques des fluides et de la conduction bidimensionnelle dans la paroi sur les performances des échangeurs de chaleurs.

F. Bencheikh, [38], a fait une étude numérique de zone d'entrée d'un échangeur de chaleur à double tube en configuration courants parallèles et courants inversés - effet de la diffusion axiale.

Bencheikh [39], a fait une étude du transfert thermique dans la zone d'entrée d'un échangeur de chaleur à double tube concentrique.

J. CASTAING-LASVIGNOTTES, F. STRUB, S. GIBOUT, M. STRUB [40] Prise en compte des régimes variables associés aux échangeurs thermiques : Modélisation, analyse énergétique et entropique. ils ont étudié le comportement in-stationnaire d'un échangeur thermique coaxial soumis à des variations de conditions aux limites atteintes par une approche numérique et plus particulièrement son évolution lors du changement du sens d'écoulement de l'un des fluides, l'analyse des puissances mises en jeu met en évidence les différences d'évolution dans le temps de chaque fluide selon diverses répartitions d'une même masse de fluide de part d'autre de la paroi d'échange, parmi les résultats obtenus par cette étude une quasi-symétrie du comportement in-stationnaire de l'échangeur thermique par rapport au cas d'équipartition de masse, une réduction de la production entropique.

CHAPITRE 3 : LES ECHANGEURS THERMIQUE COAXIAUX

I. INTRODUCTION :

Dans les installations industrielles, il est souvent nécessaire d'apporter une quantité de chaleur importante à une partie du système. Dans la majorité des cas, la chaleur est transmise à travers un échangeur de chaleur. On estime à 90% la part des transferts d'énergie réalisée par les échangeurs de chaleur dans l'industrie. Parmi les différents types d'échangeurs existant on trouve le plus souvent l'échangeur coaxial ou à double tube.

Un échangeur de chaleur comme son nom l'indique ; est un appareil destiné à transmettre la chaleur d'un fluide à un autre, dans les échangeurs les plus courants, les deux fluides sont séparés par une paroi au travers de laquelle les échanges se font par conduction.

La transmission de chaleur fluide-paroi relevant essentiellement de la convection, le rayonnement n'intervient de manière sensible que s'il existe des différences de température très importantes entre un fluide semi-transparent et la paroi. Il est donc possible de ne pas tenir en compte dans de nombreux cas pratiques. Dans certains appareils, l'échange de chaleur est associé à un changement de phase de l'un des deux fluides, c'est le cas des condenseurs, évaporateurs, bouilleurs et tours de refroidissement. Parmi les types des échangeurs qui existe actuellement dans l'industrie : l'échangeur coaxial tubulaire (sur lequel ; on va entamer notre étude).

Le calcul des échangeurs de chaleur se fait par plusieurs approches telles que l'approche numérique, l'approche expérimentale... en aboutissant un but cherché. Le but principal du calcul des échangeurs de chaleur consiste à satisfaire la dualité entre le transfert de chaleur et la perte de charge c'est-à-dire avoir un compromis entre la maximisation du transfert et la minimisation de la perte de charge en se limitant toujours d'optimiser les couts d'investissement.

II. DESCRIPTION :

Les échangeurs tubulaires coaxiaux (doubles tubes concentrique) consistent généralement en deux tuyaux concentriques dont le tuyau interne. Un fluide circule dans le tuyau intérieur et l'autre fluide dans l'espace entre les deux tuyaux dans la direction contraire pour une plus haute performance par unité de surface de contact. C'est probablement le plus simple des échangeurs envisageables.

La distribution des écoulements est simple et le nettoyage peut facilement être fait en désassemblant l'échangeur. C'est également un excellent échangeur si un ou les deux fluides sont à haute pression, car le coût des tuyaux est beaucoup moindre qu'un réservoir ayant un grand diamètre. [41]



Figure 18 échangeur coaxial

III. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT GENERAL DE L'ECHANGEUR COAXIAL :

Le principe le plus général consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduits qui les mettent en contact thermique. De manière générale, 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 s'échauffe 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.

Dans notre cas on utilise un échangeur tubulaire coaxial. Dans cette configuration, l'un des fluides circule dans le tube central tandis que l'autre circule dans l'espace annulaire entre les deux tubes. On distingue deux types de fonctionnement selon que les 2 fluides circulent dans le même sens ou en sens contraire. Dans le premier cas on parle de configuration en Co courant (parfois appelé à tort en parallèle). Dans le deuxième cas, on parle de configuration en contre-courant. On trouve assez souvent ce type d'échangeurs dans l'industrie frigorifique en particulier pour les condenseurs à eau ou encore les groupes de production d'eau glacée [42]

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

Les flux de chaleurs transférées vont aussi dépendre des températures d'entrée et des caractéristiques thermiques des fluides (chaleurs spécifiques, conductivité thermique) des fluides ainsi que des coefficients d'échange par convection. Ce dernier paramètre dépend fortement de la configuration des écoulements et une étude précise doit faire appel à la mécanique des fluides. D'après ce qui précède, on voit bien qu'il y a différentes manières de traiter le problème. Une étude fine doit prendre en compte tous les paramètres et résoudre les problèmes de mécanique des fluides qui peuvent être très compliqués. Une telle approche est possible par des méthodes numériques à travers un logiciel approprié. Cette approche est très coûteuse mais tend à se reprendre avec le développement des outils informatiques. Par ailleurs, il existe des méthodes d'étude globales qui moyennant quelques hypothèses simples peuvent donner des résultats approximatifs qui seront suffisants dans la plupart des cas. Ces méthodes seront présentées ici de manière succincte [43]

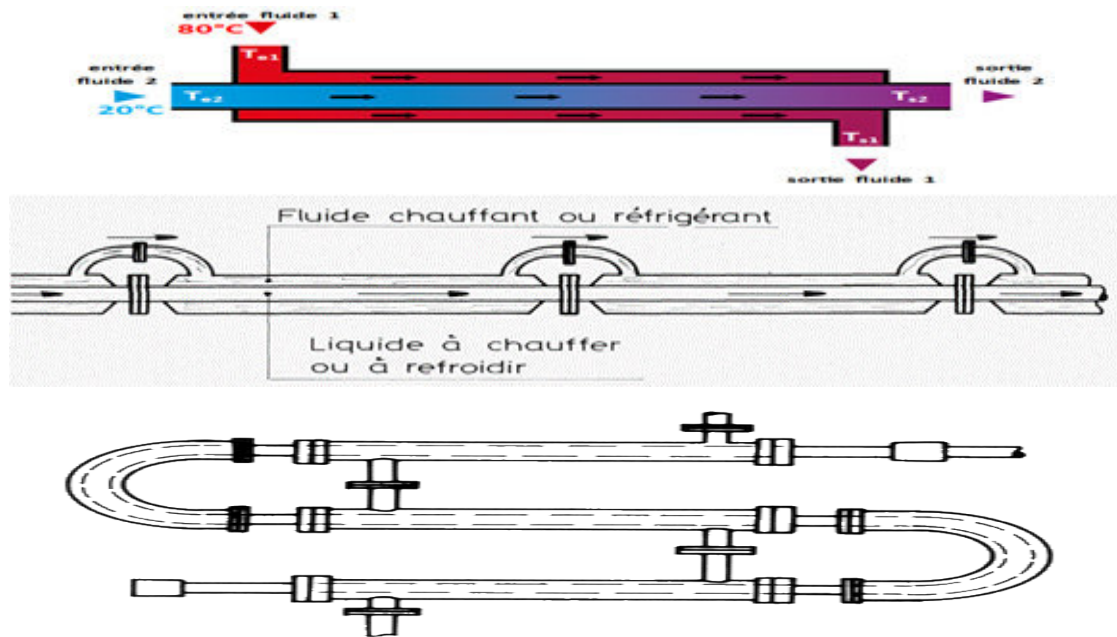


Figure 19 : dessins qui représentent l'échangeur coaxial

IV. DOMAINE D'UTILISATION :

Les échangeurs de chaleur sont utilisés dans de nombreux domaines et ont nombre d'applications, telles que :

- **les chaudières**, dont les échangeurs permettent de produire de l'eau de chauffe en récupérant l'énergie des produits de combustion ;
- **les radiateurs d'appartements permettent**, à l'aide d'eau de chauffe, de chauffer l'air des locaux où ils sont installés pour notre confort ;
- **l'eau chaude sanitaire** peut être produite en réchauffant de l'eau du robinet à l'aide d'un circuit fermé de chauffage, a priori impropre à la consommation humaine, sans dénaturer l'eau traitée ;
- **les machines frigorifiques**, qu'il s'agisse d'un réfrigérateur, d'un climatiseur ou d'une pompe à chaleur, où ils sont indispensables ;

- **le refroidissement de fluides chauds**, pour éviter des dommages dus à une température trop élevée ; c'est le cas typique du radiateur automobile ;
- **comme interface** entre un circuit primaire et un circuit secondaire, pour assurer le confinement d'une zone sensible, typiquement dans une centrale nucléaire ;
- **pour recycler la chaleur** avant son rejet dans le milieu extérieur, comme le fait un récupérateur sur air vicié dans une installation de ventilation à double flux.

V. UTILISATION DE L'ECHANGEUR COAXIAL :

Un des modèles les plus simples d'échangeur que l'on puisse imaginer est constitué de deux tubes coaxiaux, l'un des fluides s'écoulent dans le tube central et l'autre dans l'espace annulaire, les deux fluides pouvant circuler dans le même sens ou en sens contraire. Il est difficile d'obtenir des surfaces d'échange importantes avec cette configuration, même en soudant les tubes, sans aboutir à des appareils très encombrants [44]. Ces échangeurs sont généralement utilisés pour des petites applications ayant une surface d'échange de chaleur est moins de 50 m², car leur coût par unité de surface est élevé.

1. Avantages :

- Ces appareils sont intéressants pour les facilités qu'ils offrent pour le démontage et l'entretien
- Ils peuvent fonctionner en contre-courant pur, ce qui permet d'obtenir de bons rendements
- Fiable et simple
- Très bon coefficient de transmission thermique

2. Inconvénients :

- Puissance limitée
- Risque de « claquement » si le diamètre du trou est petit ($d < 50$ mm) et si la longueur est grande
- Risque de « claquement » si le diamètre du trou est petit ($d < 50$ mm) et si la longueur est grande
- risque de fuites aux raccords

- flexion du tube intérieur si la longueur est importante
- surface d'échange faible
- Cet échangeur convient aux produits sales, pour des débits faibles, des températures et des pressions élevées pour les liquides visqueux

VI. CALCUL SUR LES ECHANGEURS :

- **Équations fondamentales :**

Le bilan thermique global de l'appareil est le suivant :

$$Q = m c_p (t_2 - t_1)$$

m : Désignent le débit massiques de fluide (kg/s)

t : températures des fluides (C°)

c_p : Chaleur spécifique des fluides (J/kgC°)

D'autre part, on peut appliquer l'équation de Fourier à l'ensemble de l'appareil. La formulation est la même, que l'échangeur soit à courants parallèles ou à contre-courant [45]. La puissance thermique d'un échangeur tubulaire continu est donnée par la relation générale suivante :

$$Q = UA\Delta T_{LM}$$

A : la surface totale d'échange offerte par l'appareil.

U : le coefficient de transfert de chaleur global.

ΔT_{LM} : la différence de température logarithmique moyenne entre les deux fluides.

Pour un appareil donné dont la surface A est une caractéristique géométrique calculable, les valeurs des termes U et ΔT_{LM} sont en fonction de la disposition interne des *tubes*, du nombre de passe et des caractéristiques de l'écoulement des fluides. La seconde restriction réside dans la validité de la relation précédente établie pour le cas des échangeurs tubulaire simple à Co-courant et contre-courant. En pratique, dans le cas d'échangeur moins simple que l'échangeur à double tube, la littérature (TEMA) notamment fournit une expression du flux thermique corrigée au moyen d'un facteur de correction F issu d'abaques. Il est en fonction

de deux paramètres P et R qui caractérise l'échangeur étudié.

L'expression du flux se met ainsi sous une forme générale :

$$Q = UA\Delta T_{LM} F(P, R)$$

Où : $P = \frac{T_2 - T_1}{t_1 - T_2}$

$$R = \frac{t_1 - t_2}{T_2 - T_1}$$

VII. CALCUL DES PERFORMANCES D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR :

1. Fonctionnement à co-courant :

Dans ce type d'échangeur, que l'on dénomme aussi à courant parallèles, les deux fluides circulent dans le même sens. [3]

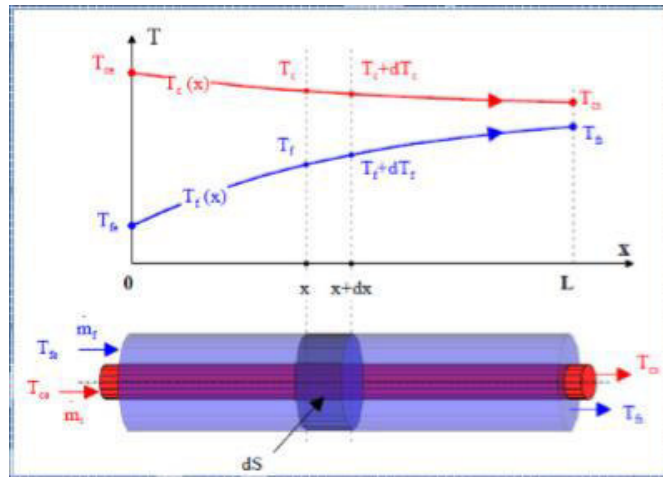


Figure 20. Évolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur co-courant

L'objectif est de déterminer les performances de l'échangeur en calculant :

- Les températures de sortie des fluides chaud et froid T_{cs} et T_{fs} ,
- Le flux de chaleur échangé Φ ,
- L'éventuelle répartition spatiale des températures de fluide chaud $T_c(x)$, et froid $T_f(x)$ le long de l'échangeur [46].

Pour cela, effectuons un bilan thermique de la partie d'échangeur comprise entre les distances x et $x+dx$ de l'entrée de l'échangeur.

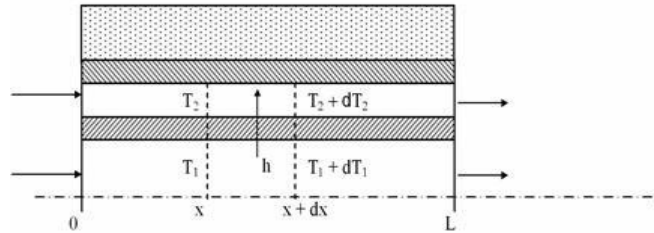


Figure 21 : Distribution de température le long de l'échangeur.

Le bilan énergétique est un système à deux équations :

$$T_{CS} = T_{ce} - (T_{ce} - T_{fe}) \frac{\dot{m}_f cp_f}{\dot{m}_c cp_c + \dot{m}_f cp_f} \left[1 - e^{-u \left(\frac{1}{\dot{m}_c cp_c} + \frac{1}{\dot{m}_f cp_f} \right) s(x)} \right] \dots \dots (1)$$

$$T_{fS} = T_{fe} + (T_{ce} - T_{fe}) \frac{\dot{m}_c cp_c}{\dot{m}_c cp_c + \dot{m}_f cp_f} \left[1 - e^{-u \left(\frac{1}{\dot{m}_c cp_c} + \frac{1}{\dot{m}_f cp_f} \right) s(x)} \right] \dots \dots (2)$$

Dans le cas où cet échange à courant parallèle serait infiniment long ($x \rightarrow \infty$), les températures de sortie se rejoignent pour avoir une seule et unique valeur dont l'expression est :

$$T_{\infty} = \frac{\dot{m}_c cp_c T_{ce} + \dot{m}_f cp_f T_{fe}}{\dot{m}_c cp_c + \dot{m}_f cp_f} \dots \dots (3)$$

Cette valeur limite correspond en fait à la température issue du mélange des deux fluides pris dans les mêmes conditions d'écoulement et aux mêmes températures d'entrée [47]

2. Fonctionnement à contre-courant :

Dans ce type d'échangeur, les deux fluides circulent dans le sens contraire, l'entrée de l'un des fluides étant à l'opposé de l'autre.

On attribue par exemple l'abscisse $x = 0$ l'entrée du fluide chaud et $x = L$ à celle du fluide froid .

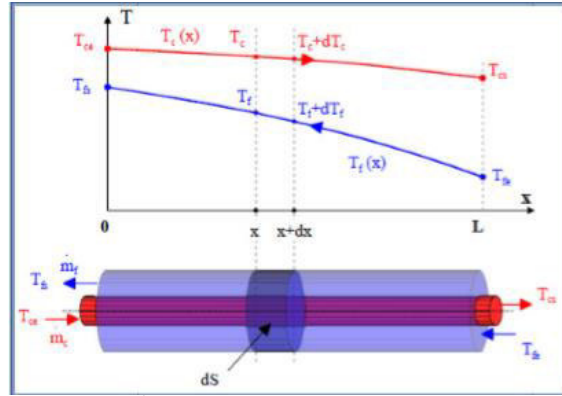


Figure 22. Évolution des températures du fluide chaud et du fluide froid d'un échangeur contre-courant

Le bilan énergétique est un système à deux équations :

$$T_{cs} = T_{ce} - \frac{(T_{ce} - T_{fe})}{\dot{m}_c c p_c} \frac{\left[1 - e^{-US \left(\frac{1}{\dot{m}_c c p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f c p_f} \right)} \right]}{\left[\frac{1}{\dot{m}_c c p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f c p_f} e^{-US \left(\frac{1}{\dot{m}_c c p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f c p_f} \right)} \right]} \dots (4)$$

$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{(T_{ce} - T_{fe})}{\dot{m}_f c p_f} \frac{\left[1 - e^{-US \left(\frac{1}{\dot{m}_c c p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f c p_f} \right)} \right]}{\left[\frac{1}{\dot{m}_c c p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f c p_f} e^{-US \left(\frac{1}{\dot{m}_c c p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f c p_f} \right)} \right]} \dots (5)$$

Les températures des fluides évoluent pendant leur traversée longitudinale de l'échangeur.

Les figures cidessous donnent l'allure de distribution de température pour un échangeur coaxial dans les deux dispositions des écoulements co-courants et contre-courant.

Ainsi nous avons retenus comme graphes les allures des températures de sortie des deux fluides, en fonction de la position x. le long de l'échangeur [48].

Nous exposons les profils de $T_f(x)$ et $T_c(x)$ (sachant que : $S = 2.\pi.r.x$).

T_{ce} : Température d'entrée du fluide chaud.

T_{fe} : Température d'entrée du fluide froid.

$T_c(x)$ Ou T_{cs} : température de sortie du fluide chaud.

$T_f(x)$ Ou T_{fs} : température de sortie du fluide froid.

1er cas : $C_c < C_f$:

Ici les concavités des deux courbes de températures sont tournées vers le haut. Le fluide chaud a le plus petit débit thermique unitaire. En outre, lorsque $S \rightarrow \infty$, T_c et T_f tendent vers une valeur asymptotique commune T_∞ :

$$T_\infty = \frac{C_f T_{fs} - C_c T_{ce}}{C_f - C_c} < T_{fe} \text{ et } T_{cs}$$

2ème cas : $C_c > C_f$:

C'est ici le fluide froid a le plus petit débit thermique unitaire. On a maintenant la concavité des courbes T_c et T_f est tournées vers le bas. Lorsque $S \rightarrow \infty$ les températures et tendent vers une même limite commune :

$$T_\infty = \frac{C_f T_{fs} - C_c T_{ce}}{C_f - C_c} \text{ et } T_{fs} \text{ en outre : } T_c - T_f \rightarrow 0$$

Cela signifie que l'écart de température entre les fluides est minimal du coté de l'entrée du fluide chaud, et que cet écart est d'autant plus petit que la surface d'échange $S=\Sigma$ est plus grande.

3ème cas : $C_c = C_f$

Ici on remarque que les deux profils de température chaude et froide sont parallèles c'est-à-dire que l'écart de température est constant. Les deux fluides ont le même débit thermique unitaire :

$$T_c - T_f = C = T_{ce} - T_{fs} .$$

Les températures T_c et T_f sont des fonctions linéaires de s , représentées par deux droites parallèles.

On remarque aussi que :

- Dans un échangeur à contre courant, la température de sortie du fluide froid peut être supérieur à celle de sortie du fluide chaud , cette disposition étant l'une des plus favorables pour l'échange thermique.

- Les températures des deux fluides se rapprochent d'une température limite telle que :

$$T_{lim} = \frac{C_c T_{ce} + C_f T_{fe}}{C_c + C_f}$$

- En aucun cas on ne peut avoir $T_{fs} > T_{cs}$ car à partir de l'abscisse où les deux fluides seraient à la même température il n'y aurait plus d'échange de chaleur possible.

3. Coefficient d'échange global U :

Le coefficient d'échange globale qui est nécessaire de connaître et dont la détermination se fait par le calcul de deux coefficient d'échange par convection h_c et h_f respectivement du coté fluide chaud et froid [45].

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}$$

U : coefficient d'échange global

h_c : coefficient d'échange par convection (l'eau chaude)

h_f : coefficient d'échange par convection (l'eau froide)

e : Épaisseur

4. Coefficient h :

$$h = \frac{Nu \lambda}{D}$$

λ : la conductivité thermique en $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$

D : le diamètre hydraulique en m

Nu : nombre de nusselt

5. La vitesse massique :

$$G_t = \frac{\dot{M}}{At \cdot Nt} \text{ (Kg/s m}^2\text{)}$$

At : Section de passage.

Nt : nombre de tubes

6. Section de passage coté tube :

$$A_t = \frac{\pi}{4} (D_i)^2 \text{ (m}^2\text{)}$$

7. La vitesse linéaire :

$$V_t = \frac{G_t}{\rho c}$$

8. Nombre de Reynolds[45] :

$$R_e = \frac{\rho v d}{\mu}$$

ρv : la vitesse massique du fluide, en kg/ (m².s)

d : le diamètre hydraulique en (m)

μ : la viscosité dynamique, en kg/ (m.s)

9. Le nombre de Prandtl :

$$P_r = \frac{\mu C_p}{\lambda}$$

μ : la viscosité dynamique, en kg/ (m.s)

c_p : la chaleur massique à pression constante, en J/ (kg. °C)

λ : la conductivité thermique en W/ (m² °C)

10. Perte de charge à l'intérieur des tubes :

L'étude fondamentale de l'écoulement des fluides a permis d'établir la formule connue sous le nom d'équation de fanning valable en régime isotherme pour une longueur L de tuyauterie de diamètre uniforme D_i .

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot G_t^2 \cdot L}{D_i \cdot \rho c}$$

Avec : L : est la distance parcourue par le fluide à l'intérieur d'un tube

f : Coefficient de friction, sans dimension, fonction du nombre de Reynolds

11. Nombre de Nusselt [45] :

Après la détermination des nombres de Prandtl et de Reynolds, on peut facilement déterminer Nu en utilisant les corrélations expérimentales (relations empiriques) $Nu = f(Re, Pr)$

Si Régime est turbulent : dans le domaine de Nombres de Reynolds défini par :

$10^4 < Re < 1,2 \cdot 10^5$ on applique la formule de Colburn :

$$N_{\mu} = 0.0023 P^{\frac{1}{3}} R^{\frac{4}{5}}$$

12. Methode des Nut :

Dans certains cas, la méthode du DTLM requiert un calcul itératif. La méthode des NUT permet par contre le plus souvent un calcul direct.

Elle repose sur la notion d'efficacité, notée Σ et définie de la manière suivante :

$$\varepsilon = \frac{\text{puissance réelle}}{\text{puissance maximale}} = \frac{P}{P_{\max}}$$

La puissance maximale P_{\max} peut s'écrire : $P = C_{\min} (T_{ce} - T_{fe})$ avec :

$$C_{\min} = \text{Min} (m_c c_{pc}, m_f c_{pf})$$

On trouve ainsi :

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_c c_{pc} (T_{ce} - T_{cs})}{C_{\min} (T_{ce} - T_{fe})}$$

Dans le cas particulier des fluides et de débits identiques :

$$\varepsilon \approx \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})}$$

en supposant que $C_{pf} = C_{pc}$:

On démontre assez facilement que pour des échangeurs à courants parallèles, l'efficacité est essentiellement fonction de deux paramètres NUT et C définis de la manière suivante :

$$C = C_{\min} / C_{\max} \text{ et } NUT = K S / C_{\min}$$

Les expressions donnant l'efficacité dans différentes configurations sont résumées dans le tableau suivant :

Courants parallèles et de même sens	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1+C)]}{1+C}$
Courants parallèles et de sens contraires	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1-C)]}{1 - C \exp[-NUT(1-C)]}$
Courants croisés : fluides non mixés (valeur approchée)	$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{1}{\eta C} [\exp[-NUT(\eta C)] - 1]\right\}$ avec $\eta = NUT^{-0,22}$
Courants croisés : fluides mixés	$\varepsilon = NUT \left\{ \frac{NUT}{1 - \exp[-NUT]} + \frac{(NTU)(C)}{1 - \exp[-NUT(C)]} - 1 \right\}^{-1}$
Courants croisés : fluide C_{\min} non mixé	$\varepsilon = \frac{1}{C} \left\{ 1 - \exp[-C[1 - \exp(-NUT)]] \right\}$
Courants croisés : fluide C_{\max} non mixé	$\varepsilon = 1 - \exp\left\{-\frac{1}{C} [1 - \exp[-NUT(C)]]\right\}$
Echangeur tubulaire (coque et tubes) : 1 passe coté coque et 2 passes coté tubes	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C + \frac{1 + \exp[-NUT(1+C^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-NUT(1+C^2)^{1/2}]} \left((1+C^2)^{1/2} \right) \right\}^{-1}$

Tableau 1 : l'efficacité dans différentes configurations

On pourrait penser que cet avantage par rapport à la méthode du DTLM est mineur si on prend en considération le développement actuel du calcul formel et des solveurs de plus en plus utilisés ; toutefois, l'expérience montre que ces outils ont souvent des difficultés avec la fonction DTLM, l'approche NUT étant plus stable.

I. Introduction :

La majorité des écoulements rencontrés dans la nature et qui sont d'un intérêt pratique en industrie sont turbulents instables et très complexes. En général, tout écoulement turbulent est décrit par des équations différentielles aux dérivées partielles. Mais avec les ordinateurs de nos jours, il est pratiquement impossible de pouvoir résoudre les équations instables de Navier-Stokes. Des équations exactes peuvent dériver des équations générales de Navier-Stokes, mais malheureusement on tend vers une infinité de solutions (équations). De là on s'oriente vers le domaine de la modélisation de la turbulence. Diverses méthodes sont alors appliquées aux écoulements turbulents pour la fermeture du système d'équations.

Dans le présent travail, nous avons appliqué le modèle connu dans les modèles de turbulence qui est le modèle (K-epsilon) pour l'étude de l'écoulement tridimensionnels turbulent dans un échangeur coaxial. Ce dernier, donne une description plus réaliste des phénomènes d'interaction turbulente en suivant l'évolution de chaque paramètre turbulent par les équations de transport.

Pour tous les écoulements, Fluent résout les équations de la conservation de masse, de quantité de mouvement. Pour des écoulements impliquant le transfert thermique ou la compressibilité une autre équation additionnelle pour la conservation d'énergie sera résolue, **des équations additionnelles de transport sont également résolues quand l'écoulement est turbulent.**

II. EQUATIONS DU MOUVEMENT EN COORDONNEES CARATESIENNES :

1. Equation de continuité :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \dots \dots \dots (1)$$

Dans le présent travail le fluide est supposé incompressible donc :

$$\rho = cte \quad \text{D'où : } \frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \dots \dots \dots (2)$$

2. Equation de quantité de mouvement :

L'équation qui régit ce principe est Sous forme vectorielle :

$$\frac{\partial(\rho\vec{V})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{V}\vec{V}) = \nabla(\vec{\sigma}) + \vec{F} \dots \dots \dots (3)$$

3. Équation d'énergie :

L'équation d'énergie s'écrit comme :

$$\rho C_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{V} \cdot \text{grad} T \right] = \text{div}(\lambda \cdot \text{grad} T) + q + \Phi \dots \dots \dots (4)$$

III. LES HYPOTHESES DE TRAVAIL :

Dans notre étude en va considérer ces hypothèses :

- Le fluide est incompressible ($\rho = \text{const}$).
- Le fluide Newtonien.
- L'écoulement est turbulent, tridimensionnel et permanent.

$$\left(\frac{\partial}{\partial t} = 0 \right)$$

- Le terme source est nul.
- Les forces de volume (F_i) sont négligeables.
- La dissipation visqueuse nulle.
- L'épaisseur des deux cylindres est négligeable (conduction négligée).

En tenue compte de ces hypothèses, les équations de l'écoulement de fluide deviennent en régime turbulent :

IV. EQUATIONS GENERALES DES ECOULEMENTS TURBULENTS :

Décomposition de Reynolds : Si l'on prend un mouvement turbulent composé de tourbillons transportés par un mouvement d'ensemble, on peut représenter le mouvement désordonné en un point fixe de l'espace, tel qu'il est apprécié à un instant donné par un observateur situé en ce point par la somme de deux mouvement : le premier représentant le mouvement d'ensemble et le second le mouvement de fluctuations. Autrement dit les valeurs instantanées des composantes de la vitesse (u, v) et la pression en un point seront remplacées par leurs équivalents

$$U_i = \bar{U}_i + u'_i \quad P = \bar{P} + p'$$

Dans lesquels les quantités U_i et P représentent des moyennes de grandeurs :

$$\bar{U}_i = \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{t} \int_0^t U_i dt \bar{P} = \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{t} \int_0^t P dt$$

Cette définition implique que le mouvement moyen est permanent ($\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} = 0$) En remplaçant dans les équations du mouvement les valeurs instantanées par la somme des valeurs moyennes (par rapport au temps) de ces équations des simplifications apparaîtront car la moyenne d'une valeur fluctuante est nulle.

$$u'_i = 0, \bar{P}' = 0$$

Par conséquent l'approche statistique est adoptée, suggérée par Reynolds : les valeurs instantanées de la vitesse U_i la pression p sont séparées en quantités moyennes et fluctuantes. Cette opération de moyenne sur les expressions et est l'outil de base en turbulence. On emploie, ainsi quelques règles qui peuvent s'en déduire [49].

$\bar{\phi}$: Valeur moyenne de la quantité instantanée ϕ

ϕ' : Valeur de la fluctuation de la quantité ϕ

\bar{f} : Valeur moyenne de la quantité instantanée f

f' : Valeur de la fluctuation de la quantité f

- **Règle de Reynolds :**

En utilisant les règles de Reynolds, Heinz (1975) et qui sont les suivantes, Le calcul des moyennes permet d'écrire :

$$\overline{\bar{\phi}} = \bar{\phi}$$

$$\overline{\phi'} = 0$$

$$\overline{f \bar{\phi}} = \bar{f} \bar{\phi}$$

$$\overline{f \phi'} = \overline{f' \phi'} = 0$$

$$\overline{f \bar{\phi}} = \overline{f \phi} + \overline{\phi' \bar{f}}$$

$$\frac{\partial \bar{\phi}}{\partial X} = \frac{\partial \phi}{\partial X}$$

- **Equation de continuité :**

$$\frac{\partial}{\partial X_i} (\bar{U}_i + u'_i) = 0 \dots \dots \dots (5)$$

Et l'opérateur moyen d'ensemble appliqué à cette équation fournit :

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_i} = 0, \text{ et par soustraction } \frac{\partial u'_i}{\partial X_i} = 0$$

• **Les tensions de Reynolds :**

Considérons équations de N-S pour le mouvement instantané :

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial X_i} + \nu \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right] \dots \dots \dots (6)$$

En remplaçant les expressions (*) dans (6), cette dernière équation devient:

$$\frac{\partial(\bar{U} + \acute{u}_i)}{\partial t} + (\bar{U}_j + \acute{u}_j) \frac{\partial(\bar{U}_i + \acute{u}_i)}{\partial X_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial(\bar{P} + \acute{p})}{\partial X_i} + \nu \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\frac{\partial(\bar{U}_i + \acute{u}_i)}{\partial X_j} + \frac{\partial(\bar{U}_j + \acute{u}_j)}{\partial X_i} \right]$$

En prenant la moyenne des termes il reste :

$$\frac{\partial(\bar{U}_i \bar{U}_j)}{\partial X_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial X_i} + \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\nu \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial X_i} \right) \right] - \frac{\partial(\bar{u}'_i \bar{u}'_j)}{\partial X_j}$$

En arrangeant cette dernière équation, on obtient :

$$\frac{\partial(\bar{U}_i \bar{U}_j)}{\partial X_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial X_i} + \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\nu \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial X_i} \right) - u'_i u'_j \right] \dots \dots \dots (7)$$

Les neufs quantités - $\bar{U}_i \bar{U}_j$ forment un tenseur (moyenne des produits des composantes de deux vecteurs). Et on appelle ces quantités tensions de Reynolds par analogie aux tensions de viscosité $\left[\nu \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial X_i} \right) \right]$.

Les termes - $\bar{U}_i \bar{U}_j$ donnent naissance aux tensions de Reynolds. Ils proviennent du non linéarité des équations de N-S et s'interprètent comme des contraintes. Les équations de Reynolds peuvent aussi s'écrire :

$$\bar{U}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_j} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\underbrace{- \bar{\rho} \bar{u}'_i \bar{u}'_j}_{\text{tension de Reynolds}} - \bar{p} \delta_{ij} + \underbrace{\mu \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial X_i} \right)}_{\text{tension de N-S}} \right] \dots \dots \dots (8)$$

Ou δ_{ij} est le terme de Kronecker

Si $i = j$ $\delta_{ij} = 1$; Si $i \neq j$ $\delta_{ij} = 0$

On a en général $-\bar{\rho} \bar{u}'_i \bar{u}'_j \gg \mu \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial X_i} \right)$ ce n'est que près des parois que les tensions de N-S reprennent un rôle important [42].

• **Equations de transport aux tensions de Reynolds :**

Le point de départ ce sont les équations de N-S.

$$(\bar{U}_j + u'_j) \frac{\partial}{\partial X_j} (\bar{U}_i + u'_i) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial(\bar{P} + p)}{\partial X_i} + \frac{\partial}{\partial X_j} \left[v \left(\frac{\partial(\bar{U}_i + u'_i)}{\partial X_j} + \frac{\partial(\bar{U}_i + u'_i)}{\partial X_i} \right) \right] \dots \dots \dots (9)$$

En prenant la moyenne statistique, on obtient :

$$\bar{U}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial X_i} + \frac{\partial}{\partial X_j} \left[v \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial X_i} \right) \right] - \frac{\partial(\bar{u}'_i \bar{u}'_j)}{\partial X_j} \dots \dots \dots (10)$$

Par soustraction entre (9) et (10) on a :

$$\bar{U}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial X_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial X_i} + \frac{\partial}{\partial X_j} \left[v \left(\frac{\partial u'_i}{\partial X_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial X_i} \right) \right] - u'_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_j} - \frac{\partial}{\partial X_j} [u'_i u'_j - u'_i u'_j]$$

On obtient de même si on remplace l'indice i par n :

$$\bar{U}_j \frac{\partial \bar{u}_n}{\partial X_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial X_n} + \frac{\partial}{\partial X_j} \left[v \left(\frac{\partial u'_n}{\partial X_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial X_n} \right) \right] - u'_j \frac{\partial \bar{U}_n}{\partial X_j} - \frac{\partial}{\partial X_j} [u'_n u'_j - u'_n u'_j]$$

Multipliant alors par Un' et par Ui' et puis additionnant membre à membre :

$$\begin{aligned} \bar{U}_j \frac{\partial(u'_i u'_n)}{\partial X_j} &= -\frac{1}{\rho} u'_n \frac{\partial p}{\partial X_i} - \frac{1}{\rho} u'_i \frac{\partial p}{\partial X_n} + u'_n \frac{\partial}{\partial X_j} \left[v \left(\frac{\partial u'_i}{\partial X_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial X_i} \right) \right] \\ &\quad + u'_i \frac{\partial}{\partial X_j} \left[v \left(\frac{\partial u'_n}{\partial X_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial X_n} \right) \right] - u'_n u'_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_j} + u'_n \left(\frac{\partial}{\partial X_j} [u'_i u'_j - u'_i u'_j] \right) \\ &\quad - u'_i u'_j \frac{\partial \bar{U}_n}{\partial X_j} + u'_i \left(\frac{\partial}{\partial X_j} [u'_n u'_j - u'_n u'_j] \right) \end{aligned}$$

Après arrangement en prenant la moyenne, on a :

$$\begin{aligned} \underbrace{\bar{U}_j \frac{\partial(u'_i u'_n)}{\partial X_j}}_{(a)} &= - \underbrace{[\bar{u}'_i \bar{u}'_j \frac{\partial \bar{U}_n}{\partial X_j} + u'_n u'_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_j}]}_{(b)} - \underbrace{2v \left(\frac{\partial \bar{u}'_i \bar{u}'_n}{\partial X_j \partial X_j} \right) - v \left(\frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial X_j \partial X_n} + \frac{\partial \bar{u}_n \bar{u}'_j}{\partial X_j \partial X_i} \right)}_{(c)} - \\ &\quad \underbrace{\frac{\partial}{\partial X_j} (\bar{u}'_i \bar{u}'_n \bar{u}'_j + \delta_{nj} n_j \frac{\bar{u}'_i \bar{P}}{\rho} + \delta_{ij} \frac{\bar{u}_n \bar{P}}{\rho} - v \frac{\partial \bar{u}'_i \bar{u}'_j}{\partial X_n} - v u'_n \frac{\partial \bar{u}'_j}{\partial X_i} - v u'_i \frac{\partial \bar{u}'_j}{\partial X_n})}_{(d)} + \\ &\quad \underbrace{\frac{\bar{P}}{\rho} \left(\frac{\partial u'_i}{\partial X_n} + \frac{\partial u'_n}{\partial X_i} \right)}_{(e)} \dots \dots \dots (11) \end{aligned}$$

Les cinq termes s'appellent comme suit :

(a): Taux de variation du tenseur des contraintes de Reynolds $\bar{U}'_i \bar{U}'_n$ Le long d'une ligne de courant.

(b) : Taux de production (source) de $\bar{U}'_i \bar{U}'_n$ par interaction directe avec le taux moyen de déformation.

(c) : Taux de dissipation de $\bar{U}'_i \bar{U}'_n$ par l'action de viscosité sur les tourbillons à petite échelle de l'écoulement.

(d) : Taux de diffusions de $\bar{U}'_i \bar{U}'_n$.

(e) : l'interaction pression /taux de déformation qui tend à « isotropie » les contraintes dans le champ de l'écoulement.

- **Bilan aux tensions de Reynolds :** On obtient alors une équation pour le moment d'ordre 2

$$(\bar{U}'_i \bar{U}'_j) \text{ qui peut se mettre sous la forme suivante : } \frac{D\bar{u}'_i \bar{u}'_j}{Dt} = P_{i,j} - \varepsilon_{i,j} + \pi_{i,j} + D_{i,j}$$

Cette équation est appelée équation des tensions de Reynolds ou équation de transport des tensions de Reynolds.

- **Terme de production :**

$$P_{i,j} = -\bar{u}'_i \bar{u}'_k \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_k} - \bar{u}'_j \bar{u}'_k \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_k}$$

Ce terme ne fait intervenir que le gradient de vitesse moyenne et le tenseur de Reynolds qui sont les inconnues principales du problème.

- **Taux de dissipation visqueuse :**

$$\varepsilon_{i,j} = 2\nu \frac{\partial \bar{u}'_i \partial \bar{u}'_j}{\partial X_k \partial X_k}$$

Ce terme de dissipation est pris égal à $\frac{2}{3} \varepsilon \delta_{i,j}$, ou' ε est le taux de dissipation de l'énergie cinétique de turbulence. La viscosité du fluide dissipe l'énergie de turbulence en agissant sur les plus petits tourbillons (échelle Kolmogorov) dont le comportement est en moyenne isotrope. On en déduit que, de manière approchée, les taux de dissipation des contraintes normales ui^2 sont égaux entre eux et que ceux des contraintes $(\bar{U}'_i \bar{U}'_j)$ avec $i \neq j$ Sont nuls.

• **Corrélation pression – taux de déformation :**

$$\pi_{i,j} = \frac{P'}{\rho} \left(\frac{\partial \bar{u}'_i}{\partial X_j} + \frac{\partial \bar{u}'_j}{\partial X_i} \right)$$

Il contribue à un échange entre les composantes ($u_1'^2, u_2'^2, u_3'^2$) sans modifier leur somme et, pour cette raison, on dit qu'il s'agit d'un terme de redistribution. Ce terme se compose de deux parties d'après Rodi (1980) ou Schiestel(1993) on a :

$$\frac{P'}{\rho} \left(\frac{\partial \bar{u}'_i}{\partial X_j} + \frac{\partial \bar{u}'_j}{\partial X_i} \right) = \phi_{ij,1} + \phi_{ij,2}$$

$\phi_{ij,1}$, Étant engendré par des interactions purement turbulentes, $\phi_{ij,2}$, par des interactions entre turbulence et gradient de vitesse moyenne, sont généralement modélisés séparément, d'après la proposition de Rotta (1961) :

$$\phi_{ij,1} = -C_1 \frac{\varepsilon}{k} \left(\bar{u}'_i \bar{u}'_j - \frac{2}{3} \delta_{ij} k \right), \text{ Ou' } C_1 = 1.5 ; \text{ ce terme favorise le retour à l'isotropie.}$$

En fait, il est proportionnel à l'anisotropie de la turbulence. Il est négatif (donc un puits) si, $u_i'^2 = \frac{2}{3} k$, C'est en fait un terme qui tend à redistribuer l'énergie turbulente entre les composantes normales $\bar{U}_i'^2$.

La deuxième partie est modélisée d'après Lander et Rodi (1975) :

$$\phi_{ij,2} = -\gamma \left(P_{i,j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} P \right); \text{ Avec } \gamma = 0.6$$

$$\text{Ou } P_{i,j} = -\bar{u}'_i \bar{u}'_k \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial X_k} - \bar{u}'_j \bar{u}'_k \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_k} \text{ et } P = -\bar{u}'_i \bar{u}'_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_j}$$

Ce terme est aussi redistribué car sa trace est nulle. $\phi_{ij,2}$, Traduisant une interaction entre la turbulence et les gradients de vitesse moyenne, est analogue à $\phi_{ij,1}$, : il est proportionnel à l'anisotropie du taux de production de $(\bar{U}_i' \bar{U}_j')$.

Pour tenir compte de l'effet de la paroi sur la turbulence le terme de corrélation pression – taux déformation utilisé dans le logiciel Fluent supposé égal à :

$$\frac{P'}{\rho} \left(\frac{\partial \bar{u}'_i}{\partial X_j} + \frac{\partial \bar{u}'_j}{\partial X_i} \right) = \phi_{ij,1} + \phi_{ij,2} + \phi_{ij,w}$$

Ou' $\phi_{ij,w}$ est appelé terme de réflexion de la paroi, il est responsable de l'amortissement de la contrainte normale près de la paroi et perpendiculaire à celle-ci. il est modélisé comme suit :

$$\phi_{ij,w} = C' \frac{\varepsilon}{k} \left(\bar{u}'_k \bar{u}'_m n_k n_m \delta_{ij} - \frac{2}{3} \bar{u}'_i \bar{u}'_j n_j n_k - \frac{3}{2} \bar{u}'_j \bar{u}'_k n_i n_k \right) \frac{k^{\frac{3}{2}}}{C_1 \varepsilon y_p} \\ + C'_2 \left(\phi_{km,2} n_k n_m \delta_{ij} - \frac{2}{3} \phi_{ij,2} n_i n_k - \frac{3}{2} \phi_{ik,2} n_i n_k \right) \frac{k^{\frac{3}{2}}}{C_1 \varepsilon y_p}$$

OU' $C_1' = 0.5$, $C_2' = 0.3$, n_k est la composante xk du vecteur unitaire normal à la paroi, y_p est la distance normale à la paroi, $C_1 = C_\mu^{1/3} / k$, ou $C_\mu' = 0.09$ et est la constante de Von Karman égale à 0.4187

- **Terme de transport diffusif :**

$$D_{i,j} = \frac{\partial}{\partial X_k} \left(-\bar{u}'_i \bar{u}'_j \bar{u}'_k + v \frac{\partial \bar{u}'_i \bar{u}'_j}{\partial X_k} - \frac{\bar{P}'}{\rho} (\bar{u}'_i \delta_{jk} + \bar{u}'_j \delta_{ik}) \right)$$

Le deuxième terme (diffusion de $(\bar{U}_i' \bar{U}_j')$ par interaction moléculaire) est négligeable aux grands nombre de Reynolds. Aussi, le troisième terme diffusif par la fluctuation de pression est considéré négligé dans la plupart des travaux disponibles dans la littérature. Pour la triple corrélation des fluctuations de vitesse, Daly et Harlow ont proposé(1970) la relation suivante :

$$\bar{u}'_i \bar{u}'_j \bar{u}'_k = -CS' \frac{k}{\varepsilon} \bar{u}'_k \bar{u}'_i \frac{\partial \bar{u}'_i \bar{u}'_j}{\partial x_i} \text{ Ou ' } Cs' \approx 22$$

Les indices ijk ne présentent aucune symétrie. Shir (1973) a apporté une expression plus simplifiée en employant un coefficient de transport isotrope :

$$\bar{u}'_i \bar{u}'_j \bar{u}'_k = -CS' \frac{k^2}{\varepsilon} \frac{\partial \bar{u}'_i \bar{u}'_j}{\partial x_k} \quad [42].$$

V. LE MODELE $k - \varepsilon$:

C'est un modèle à deux équations de transport pour deux paramètres de turbulence proposé par Jones et Launder (1972) qui se base sur le concept Boussinesq (1877) utilisant l'analogie entre l'échange de quantité de mouvement par interaction moléculaire à l'échelle microscopique (contraintes visqueuses) et l'échange de quantité de mouvement par la turbulence à l'échelle macroscopique (contrainte de Reynolds) Ce modèle a trouvé le plus grand champ d'application dans des domaines d'intérêt pratique et industriel, Il résout en plus des équations des champs moyens des équations de l'énergie cinétique de la turbulence k et son taux de dissipation ε [50,51].

VI. CONCEPT DE BOUSSINESQ :

Où la viscosité turbulente est donnée par la relation suivante :

$$-\bar{u}'_i \bar{u}'_j = \nu_t \left[\frac{\partial \bar{u}'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}'_j}{\partial x_i} \right] - \frac{2}{3} k \delta_{ij}$$

$\nu_t = C_\mu \left(\frac{k^2}{\varepsilon} \right)$; Avec $\mu_t = \nu_t \rho$ viscosité dynamique turbulente.

C_μ : Constante empirique.

k : est l'énergie cinétique de turbulence défini par :

$$k = \frac{1}{2} \bar{u}'_i{}^2 = \frac{1}{2} (\bar{u}'_1{}^2 + \bar{u}'_2{}^2 + \bar{u}'_3{}^2)$$

ε : Le taux de dissipation de l'énergie de turbulence k donné par la relation suivante :

$$\varepsilon = \nu \left[\frac{\partial \bar{u}'_i}{\partial x_j} \right]^2$$

Ce terme de dissipation qui apparaît dans l'équation de l'énergie de turbulence reste à déterminer. L'échelle typique de longueur des grosses structures de la turbulence L est déduite de : $\varepsilon = k^{3/2} / L$ [52,53]

Cette loi de comportement de la turbulence fait intervenir un coefficient de même dimension que la viscosité moléculaire appelé viscosité turbulente. Mais à la différence de la viscosité moléculaire, la viscosité turbulente dépend de l'état de la turbulence en chaque point et diffère pour un même fluide d'un écoulement turbulent à un autre. D'où l'idée de la relier aux caractéristiques de la turbulence. Bien après Boussinesq, Kolmogorov et Prandtl proposent indépendamment une relation qui lie la viscosité turbulente au produit d'une échelle de vitesse des grosses structures de la turbulence et d'une échelle caractéristique de la longueur. L'échelle caractéristique des fluctuations de vitesse est $k^{1/2} L$. L'échelle typique des longueurs est définie par $k^{3/2} / \varepsilon$. Comme l'énergie de la turbulence est contenue essentiellement dans les grosses structures de la turbulence, (Tennekes et Lumley). C'est cette même énergie qui a été prise comme base de l'échelle de vitesse .

$$\nu_t = C_\mu (k^{1/2}) (k^{3/2} / \varepsilon) = C_\mu k^2 / \varepsilon, \quad c_\mu = \text{cte Empirique}$$

L'hypothèse de la viscosité dynamique turbulente peut-être alors exploitée en écrivant μ_t en fonction de k et ε telle que : $\mu_t = C_P k^2 / \varepsilon$

➤ **Les équations de transport de k et ε :**

Les équations de transport semi-empiriques de l'énergie cinétique turbulente k et son taux de dissipation sont :

$$\frac{Dk}{Dt} = \underbrace{\frac{\partial k}{\partial t}}_{(1)} + \underbrace{\bar{U}_j \frac{\partial k}{\partial X_j}}_{(2)} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial X_j} \left(\frac{\nu}{\sigma_{\varepsilon,l}} + \frac{\nu t}{\sigma_{k,t}} \right) \frac{\partial k}{\partial X_j}}_{(3)} + \underbrace{\nu t \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial X_i} \right) \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_j}}_{(4)} - \underbrace{\frac{\varepsilon}{\omega}}_{(5)} \dots \dots \dots (12)$$

$$\begin{aligned} \frac{D\varepsilon}{Dt} &= \underbrace{\frac{\partial \varepsilon}{\partial t}}_{(a)} + \underbrace{\bar{U}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial X_j}}_{(b)} \\ &= \underbrace{\frac{\partial}{\partial X_j} \left(\frac{\nu}{\sigma_{\varepsilon,l}} + \frac{\nu t}{\sigma_{\varepsilon,t}} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial X_j}}_{(c)} + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \underbrace{\nu t \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial X_i} \right) \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial X_j}}_{(d)} - \underbrace{c_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k}}_{(e)} \dots \dots \dots (13) \end{aligned}$$

Ces deux équations donnent k et ε qui permettent à leur tour de calculer la viscosité νt connaissant νt , on peut calculer le tenseur des contraintes $\bar{U}_i \bar{U}_j$, Ce qui permet la résolution des équations de Reynolds. Les constantes standard du modèle sont celles données par Launder et Spalding(74). Elles sont réunies dans le tableau suivant [54,42] :

$C\mu$	$C\varepsilon 1$	$C\varepsilon 2$	$\sigma_{k,L} = \sigma_{k,t}$	$\sigma_{\varepsilon,L}$	$\sigma_{\varepsilon,t}$
0.09	1.44	1.92	1.0	1.0	1.3

Tableau 2 : Les constantes standard du modèle données par Launder et Spalding (1974).

Le terme (1) de l'équation représente le taux de variation de l'énergie cinétique turbulente k .

Le terme (2) représente le transport par convection de l'énergie cinétique turbulente k

Le terme (3) représente le transport par diffusion de l'énergie cinétique turbulente k .

Le terme (4) représente la production par cisaillement de l'énergie cinétique turbulente k .

Le terme (5) représente la dissipation de l'énergie cinétique turbulente k .

o Le terme (a) de l'équation de la dissipation d'énergie représente, le taux de variation de dissipation ε de l'énergie cinétique.

o Le terme (b) : représente le transport par convection de la dissipation de l'énergie cinétique.

o Le terme (c) : représente le transport par diffusion de la dissipation de l'énergie turbulente.

o Le terme (d) : représente la production (source) de ε .

o Le terme (e) : représente la dissipation (puits) de ε .

Ces deux équations donnent k et ϵ qui permettent à leur tour de calculer la viscosité turbulente μ_t . Connaissant μ_t , on peut déduire le tenseur des contraintes de Reynolds [55,56].

➤ **Traitement à la paroi :**

Les effets d'une paroi sur le champ turbulent sont nombreux et complexes, on peut citer cependant les principaux :

- La contribution réfléchie des corrélations pression-déformation
- La création d'une zone adjacente à la paroi dans laquelle la viscosité moléculaire est prédominante.
- Le caractère fortement anisotrope de la turbulence près de la paroi.

Le caractère fortement non homogène du champ de la turbulence de ce fait, il existe au moins deux régions dans la couche limite en cas de forte turbulence. L'une loin de la paroi, est contrôlée par la turbulence et l'autre près de la paroi dominée par la viscosité. Ces deux régions sont raccordées par une région appelée région logarithmique à cause de la loi suivie par le profil des vitesses. Il existe deux types de formulations pour incorporer la condition à la limite près de la paroi. La première est celle de la fonction de la paroi, dans la deuxième région, appelée aussi sous-couche visqueuse, zone très fine, la proximité de la paroi cause des difficultés pour l'incorporation des conditions aux limites près de la paroi. D'après Patankar et Spalding (1970), la deuxième formulation est celle utilisant les modèles à faible nombre de Reynolds. Pour les fonctions de paroi le premier point du maillage près de la paroi doit être situé dans la zone logarithmique ; pour les modèles à faible nombre de Reynolds un nombre de nœuds est utilisé dans la sous couche visqueuse [57].

Comme le modèle des contraintes de Reynolds s'adapte bien aux nombre de Reynolds élevés ainsi que pour le modèle de turbulence à deux équations $k - \epsilon$, on emploie donc une fonction de paroi basée sur la loi logarithmique afin d'arriver à des résultats satisfaisants. La vitesse moyenne, l'énergie cinétique et son taux de dissipation obtenus par les équations suivantes au niveau du nœud de la paroi :

$$\frac{\partial U}{\partial y} = \frac{U_\tau}{ky_p} \text{ et } \frac{U}{U_\tau} = \frac{1}{k} \ln\left(E \frac{y_p U_\tau}{\nu}\right), \quad k = C_\mu \cdot U_\tau^{-1/2}, \epsilon = \frac{U_\tau^3}{ky_p}$$

k : Constante de Von-Karman ($k=0.09$).

y_p : Distance entre le nœud adjacent à la paroi et la paroi...

ν : viscosité laminaire du fluide.

E : Constante, ($E=9$, pour paroi lisse).

$U \tau$: est la vitesse de frottement (égale à τ_p / ρ).

τ_p : est la contrainte de cisaillement à la paroi.

Plusieurs auteurs, par exemple Lien- Leshnizer(1992) ont essayé d'imposer les valeurs de toutes les contraintes dans les nœuds proches de la paroi, comme une fonction de l'énergie cinétique turbulente k . ces valeurs peuvent être dérivées dans une région logarithmique en imposant le terme de production de k en équilibre avec la dissipation, c'à-d $\rho k = \rho \epsilon$.

$$\frac{\overline{u_1'^2}}{k} \frac{\overline{u_2'^2}}{k} \frac{\overline{u_3'^2}}{k} \frac{\overline{u_1'^2} \overline{u_2'^2}}{k}$$

Les contraintes de Reynolds obtenues par les modèles de GL (GL : Gibson-Lauder, 1981) et SSG (S : Speziale et al (1991) sont [42] :

GL	1.098	0.297	0.655	- 0.255
SSG	1.067	0.413	0.520	-0.314

➤ **Loi logarithmique de la vitesse :**

Dans les régions au voisinage des parois solides, le modèle de turbulence $k - \epsilon$ ne peut être appliqué que pour des écoulements à très grand nombre de Reynolds. La résolution numérique du problème demande donc un maillage très fin. C.-à-d.un nombre de point de calcul important. Ne disposant pas d'un nombre de points suffisamment grand, et afin d'éviter d'éventuelles difficultés numériques, le recours a été fait à la version du traitement de paroi donné par Launder et Spalding (1974) qui négligent la présence d'une sous-couche laminaire et considère une distribution uniforme de la contrainte de cisaillement près de la paroi. On notera ainsi que dans cette zone, le bilan de l'énergie cinétique turbulente se simplifie en un équilibre local : Production de la turbulence égale à la dissipation [52,53].

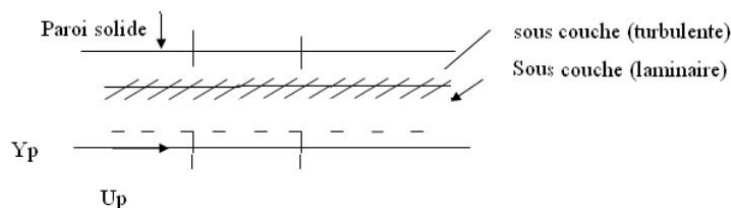


Figure 23 : traitement au voisinage de la paroi.

On préfère donc utiliser la région de turbulence où une loi logarithmique de vitesse peut être appliquée entre la paroi et les points localisés à une distance Y_p . La loi logarithmique est vérifiée expérimentalement pour

$$\frac{Y_p - U\tau}{\nu} \geq 30 \frac{U_p}{U\tau} = \frac{1}{x} \ln \left(E Y_p \cdot \frac{U\tau}{\nu} \right)$$

E : Constante ($E=9$, pour paroi lisse).

x : Constante de Van-Karman ($x=0,42$).

ν : viscosité laminaire du fluide.

$U\tau$: vitesse de frottement.

$$U\tau = \sqrt{\frac{\tau_f}{\rho}}, \text{ ou } \tau_f = \text{contrainte à la paroi.}$$

➤ **Expression de contrainte près de la paroi :**

Près de la paroi les transports par convection et diffusion de k sont négligeables.

Donc $P_k = \mu_t \left(\frac{\partial U}{\partial Y} \right)^2 = \rho \varepsilon$ En substituant μ_t par $\rho \cdot c \mu \cdot k^2 / \varepsilon$, on obtient : $C \mu k^2 \left(\frac{\partial U}{\partial Y} \right)^2 = \varepsilon^2$

Comme le gradient de vitesse $\mu_t = \left(\frac{\partial U}{\partial Y} \right) = \frac{\tau_f}{\mu_t}$, alors l'expression devient :

$\tau_f = \rho \cdot c \mu^{1/2} k$ L'expression peut s'écrire encore : $U\tau = \frac{x U P}{U\tau}, \ln(E \cdot Y P \cdot \nu)$ Comme $\tau_f = \rho \cdot U\tau^2$ En remplaçant $U\tau$ par son expression, on obtient :

$$\tau_f = \frac{\rho \cdot x \cdot C \mu^{1/4} \cdot K^{1/2} \cdot U_p}{\ln \left(\frac{E \cdot C \mu^{1/4} \cdot \rho \cdot K^{1/2} \cdot Y_p}{\mu} \right)} \text{ Et puisque : } \tau_f = \left(\frac{U P}{Y P} \right)$$

Enfin l'identification avec donne : $\mu_t = \frac{\rho \cdot x \cdot C \mu^{1/4} \cdot k^{1/2} \cdot Y_p}{\ln \left(\frac{E \cdot C \mu^{1/4} \cdot k^{1/2} \cdot Y_p}{\nu} \right)}$

Expression de P_k et près de la paroi étant donné que près de la paroi la production est en équilibre avec la dissipation, l'équation de transport de k s'écrit : $0 = P_k - \rho \varepsilon$

$$P_k = -\bar{\rho} \bar{u}' \bar{v}' \frac{\partial U}{\partial Y} \quad \text{Donc : } -\bar{\rho} \bar{u}' \bar{v}' = \mu_t \frac{\partial U}{\partial Y}$$

Alors P_k devient : $P_k = \mu_t \left(\frac{\partial U}{\partial Y} \right)^2 = \tau_f \left(\frac{\partial U}{\partial Y} \right)$

En dérivant l'équation par rapport à Y_p on obtient : $P_k = \frac{(\tau_f \cdot U_\tau)}{(\rho \cdot x \cdot Y_p)}$

Après réarrangement devient : $P_k = \rho \frac{C_\mu^{\frac{3}{4}} \cdot K^{\frac{3}{2}}}{x \cdot Y_p} , \varepsilon = \frac{C_\mu^{\frac{3}{4}} \cdot k^{\frac{3}{2}}}{x \cdot Y_p}$ [55,56].

CHAPITRE 5 : Simulation Numérique Sur ANSYS FLUENT

INTRODUCTION :

Dans la majorité des installations industrielles, l'utilisation rationnelle de l'énergie est un facteur déterminant de rentabilité et de protection de l'environnement. La majeure partie d'échanges énergétiques industriels se fait moyennant des échangeurs de chaleurs, La maîtrise de calculs, du dimensionnement et du design de ses appareils d'échange de chaleur est une compétence fortement demandée dans le domaine de l'énergétique. Ce chapitre expose la description du problème et la simulation par le code de calcul ANSYS FLUENT, essentiellement la procédure qu'il propose pour résoudre les problèmes tels que le nôtre. La construction des géométries avec génération de maillage et l'incorporation des conditions aux limites sont effectuées par le processeur ANSYS.



LOGO ANSYS FLUENT

1. Simulation numérique sur ANSYS FLUENT :

Le but de travail :

L'objectif de notre étude est de comprendre le comportement de l'écoulement turbulent dans un échangeur coaxial, et de montrer l'effet des paramètres (température, débit, diamètre) sur son établissement, ainsi que les différents paramètres permettant d'améliorer le coefficient d'échange permettant ainsi d'obtenir une meilleure configuration d'échangeur.

2. Description de problème :

La géométrie du problème est présentée sur la figure (24), Il s'agit d'un échangeur de chaleur du type à double tuyau avec de l'eau chaude coulant dans le tube central tandis que l'eau refroidissement coule dans l'espace annulaire.

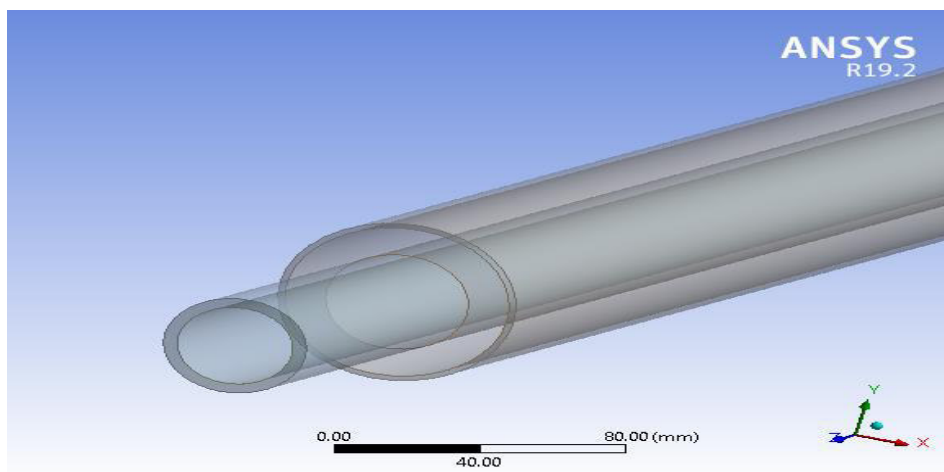


Figure 24 : géométrie de l'échangeur coaxial

3. Dimensions de l'échangeur de chaleur :

Tubes Caractéristiques	Tube intérieur	Tube extérieur
	Matériaux	Acier
Diamètre externe (mm)	42	70
Diamètre interne (mm)	34	66
Longueur (mm)	750	750

Tableau 3 : Dimensions de l'échangeur de chaleur

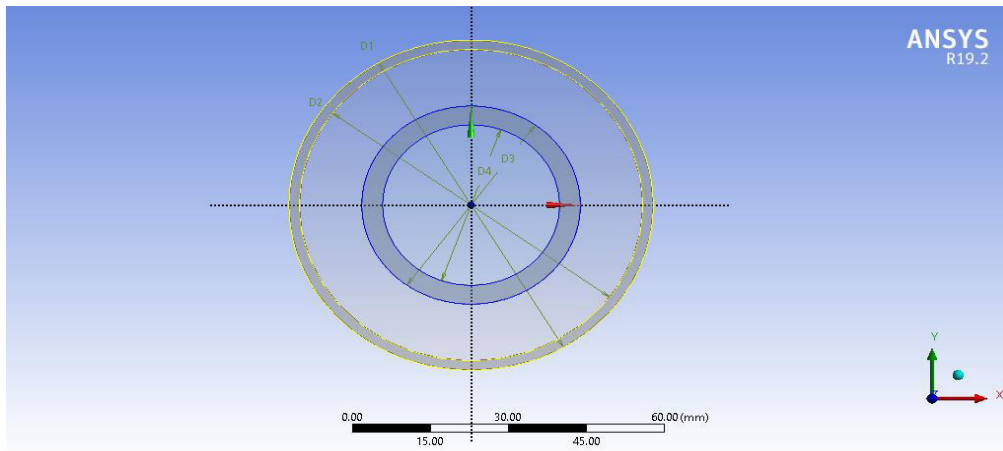


Figure 25 : caractéristiques de la géométrie

4. Code ANSYS FLUENT :

FLUENT est un logiciel de simulation de tous les écoulements de fluides, compressibles ou incompressibles, impliquant des phénomènes physiques complexes tels que la turbulence, le transfert thermique, les réactions chimiques, les écoulements multiphasiques, la cavitation, les écoulements dans les moteurs thermiques et les machines tournantes, et ce, pour des géométries industrielles complexes. Ce produit dispose d'un outil de graphisme pour l'affichage des résultats et leur exploitation. [58]

5. Les différentes étapes à suivre pour la modélisation numérique :

- Création de la géométrie sous le logiciel (Design Modeler).
- Génération de maillage et la définition des conditions aux limites dans Ansys Meshing.
- Définition du problème sous le logiciel ANSYS FLUENT.
- Calcul ANSYS FLUENT avec pour les différents cas retenus.
- Analyse des résultats obtenus

6. Description du solveur fluent :

Fluent est un code de calcul pour modéliser les écoulements des fluides et les transferts thermiques à l'intérieur ou autour des géométries complexes. Ce logiciel très répandu au sein

de l'industrie. Permet de résoudre des problèmes d'écoulement avec des mailles non structurées pour des géométries complexes. [58]

Le solveur permet de définir numériquement les conditions opératoires (gravité, pression) dans lesquelles est effectuée la simulation, ainsi que la spécification des conditions aux limites. Enfin, il permet de choisir le processus itératif, en proposant notamment plusieurs schémas numériques pour la discrétisation spatiale et temporelle, et pour le couplage de la vitesse et de la pression. Il offre également une interface permettant de contrôler à tout moment l'état d'avancement des calculs.

Les types des mailles supportées sont :

- Mailles en 2D : triangulaires ou quadrilatérales.
- Mailles en 3D : tétraédriques / hexaédriques/ pyramidales
- Mailles hybrides mixtes

7. Le code de calcul FLUENT comprend :

- Le menu est tel que les opérations se font de gauche vers la droite,
- Importer et dimensionner le maillage
- Sélectionner le modèle physique.
- Définir les propriétés des matériaux
- Définir les conditions de calcul.
- Définir les conditions aux limites.
- Fournir une solution initiale.
- Régler les paramètres du solveur.
- Régler le moniteur de convergence.
- Lancer le calcul et surveiller la solution

8. Méthodes numériques :

La méthode numérique des volumes finis est employée pour discrétiser le domaine physique et les différentes équations aux dérivées partielles tridimensionnelles des modèles

mathématiques appliqués à l'écoulement considéré. Elle est basée sur l'intégration de ces équations sur des volumes finis obtenus par découpage du champ de l'écoulement suivant un maillage imposé par le logiciel Fluent, voir la figure (26). Selon la forme géométrique, il faut bien choisir une maille adaptable à la géométrie. [59]

9. Les mailles utilisées par Fluent sont :

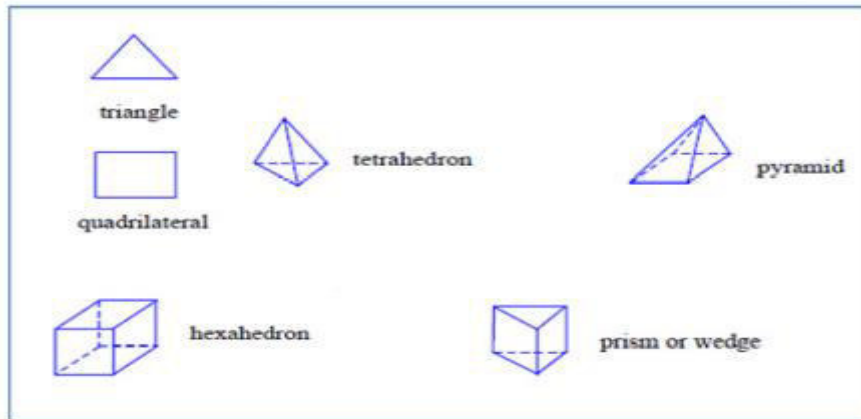


Figure 26 : Exemples de mailles utilisées en volume finis par Fluent

10. Modélisation avec FLUENT :

Les études théoriques sont réalisées pour dimensionner et concevoir un équipement contenant un écoulement de fluide avec ou sans transfert thermique. Pour compléter ses approches analytiques, la CFD (Computational Fluid Dynamics) fournit une alternative pour simuler les écoulements des fluides tout en fournissant des résultats visuels et compréhensibles. La CFD utilise des méthodes numériques et algorithmiques pour résoudre les équations mathématiques complexes régissant le mouvement des fluides de façon plus détaillée que les approximations utilisées dans les théories.

Modèle physique :

Le modèle physique consiste à identifier et formuler les problèmes d'écoulement en termes de phénomène physique. La sélection des phénomènes appropriés est obligatoire, afin de simuler correctement les caractéristiques de l'écoulement du fluide. Tous d'abord, les solutions à atteindre doivent être choisies comme étant transitoire ou stationnaire. Ensuite, le fluide doit être choisi comme étant visqueux ou non. Pour les fluides visqueux, le régime de l'écoulement est soit laminaire ou turbulent. Les écoulements turbulents sont caractérisés par la fluctuation des champs de vitesse. Étant donné que ces fluctuations peuvent être de petites dimensions et

de hautes fréquences, ils sont trop coûteux en temps de calcul pour les simuler directement. Pour remédier à ce problème, les équations peuvent être moyennées dans le temps grâce à la méthode Reynolds- Average Navier-Stokes, afin d'enlever les petites échelles, ce qui conduit à des équations modifiées moins coûteuses à résoudre mais avec des variables inconnues supplémentaires.

Ces variables supplémentaires sont déterminées par un modèle de turbulence. Les équations de cette méthode sont:

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i u_j) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \dots\dots\dots (1)$$

11. Méthodes de résolution des équations :

La résolution des équations de Navier-Stokes présentées précédemment se fait en deux étapes. La première consiste en la conversion des équations différentielles et des conditions aux limites en un système d'équations algébriques. L'écoulement du fluide étant tridimensionnel, une étape de discrétisation est nécessaire. La méthode des volumes finis est la méthode de discrétisation utilisée par Fluent. Le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de volumes de contrôle. Dans chacun de ces volumes, la conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie doit être satisfaite. Cette méthode s'applique à toute forme de maillage, structuré ou non. La seconde étape consiste à résoudre les équations algébriques obtenues dans la première étape par des méthodes numériques. Dans Fluent, la méthode itérative utilisée est la méthode SIMPLE (Semi-ImplicitMethod for a pressure Linked Equations) c'est l'une des méthodes de couplage pression vitesse. [58]

Les étapes de résolution de cette méthode sont :

- Étape 1 : Choisir un champ de pression initial.
- Étape 2 : Résoudre les équations de quantité de mouvement pour calculer le champ de vitesse.
- Étape 4 : Résoudre l'équation de correction de pression à partir de l'équation de continuité.
- Étape 5 : Corriger les champs de pression et de vitesse.
- Étape 6 : Résoudre les autres équations comme l'équation de turbulence et l'équation d'énergie.

- Étape 7 : Remplacer l'ancien champ de pression par le nouveau et revenir à l'étape 2.

Répéter tous les calculs jusqu'à convergence de toutes les variables.

Remarque : Cette méthode a été choisie car elle accélère la convergence par rapport à SIMPLEC à grâce au facteur de relaxation de pression proche de 1 [60].

Les équations gouvernantes :

- L'équation de continuité :

Cette équation est définie afin d'assurer la conservation de la masse. Avec u_i est la composante de vitesse selon la direction de x_i .

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \sum_{i=1}^3 \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \dots\dots\dots (2)$$

- Les équations de quantité de mouvement :

Les équations de quantités de mouvement découlent de la seconde loi de Newton. En négligeant les forces extérieures, l'équation de conservation de quantité de mouvement s'exprime comme suit :

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} \right)$$

- L'équation d'énergie :

L'équation d'énergie provient de la première loi de la thermodynamique :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u_i \frac{\partial T}{\partial x_i} = \frac{\lambda}{\rho C_p} \frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2}$$

12. Définir la géométrie :

Notre géométrie est construite sur Workbench 19.2 en 3D, vu sa complexité on a choisi de l'établir point par point, relier entre eux dans différentes directions les lignes sont créées, ensuite les faces sont formées, pour obtenir en dernier les volumes, qu'on a regroupé sous trois groupes.

- **Objectifs :**

- Création d'un projet Workbench
- Démarrer DesignModeler

- Créer une esquisse (sketch)
- Création d'une géométrie 3D
- Mise à jour et modification de la géométrie
- Navigation GUI (Graphical user interface)
- Sauvegarder un projet
- Création de maillage

13. Maillage :

La création de maillage se fait sous le progiciel ' ANSYS MESHING'. Ce manilleur propose des solutions étendues pour les géométries les plus compliquées et permet d'importer des géométries en 2d ou 3d et de construire le maillage .il génère des fichiers avec une extension *.msh pour ANSYS FLUNT. Il regroupe trois fonctions essentielles. [61]

1. Lecteur de la géométrie du problème
2. Maillage et vérification du maillage
3. Définition des frontières (Type de conditions aux limites) et définition des domaines de calcul.

- **Le maillage utilisé :**

La spécification du maillage dépend de la complexité de la géométrie et du code de calcul FLUENT qui adopte le système cartésien. Le maillage tétraédrique structuré a été adopté pour le tube central et le maillage hexaédrique structuré a été adopté pour l'espace annulaire. Pour une meilleure précision de résultat, un test de dépendance de maillage doit être effectué pour diffent nombres de cellules.

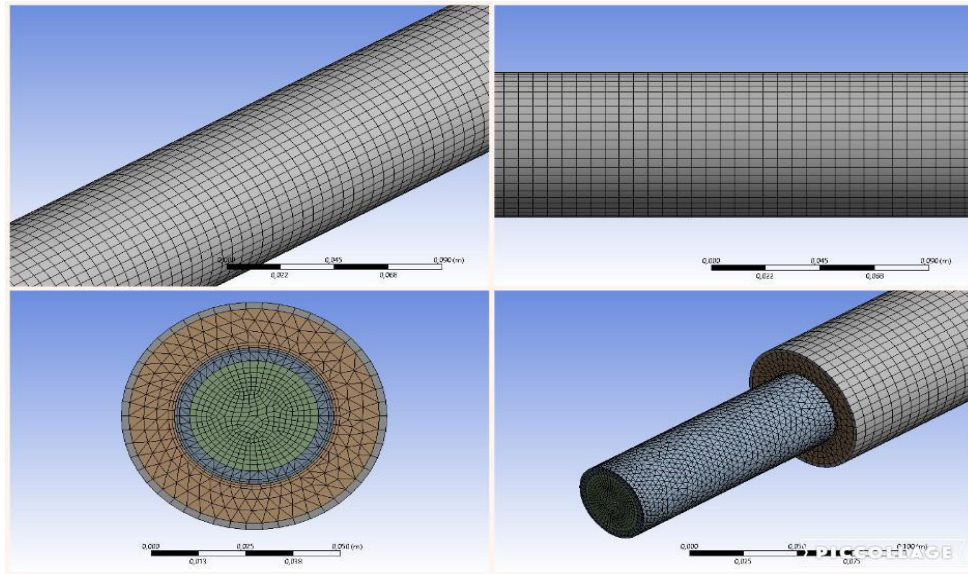


Figure 27 : échangeur coaxial maillage de différents profils

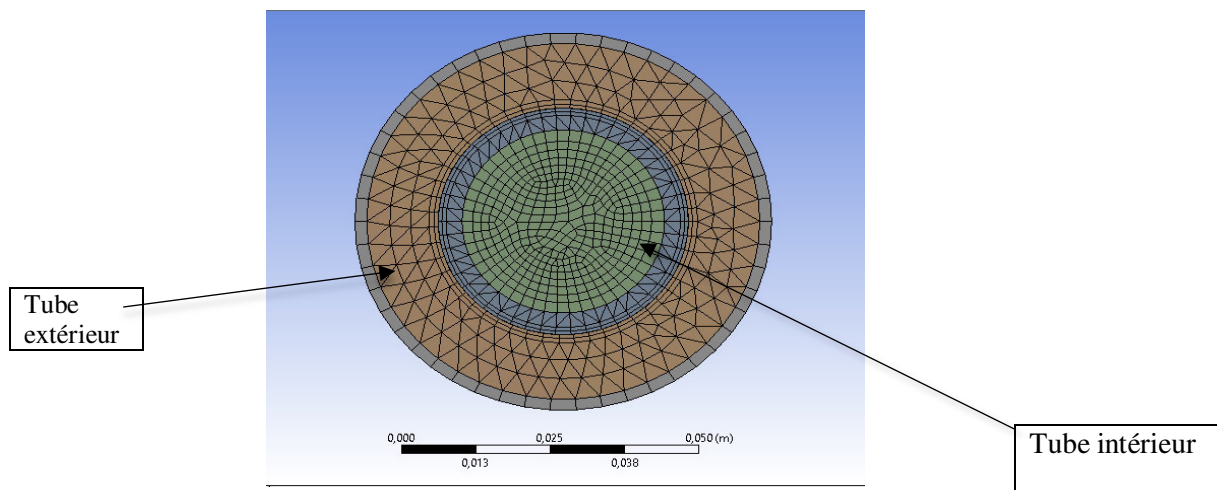


Figure 28 : Détail du maillage triangulaire et hexagonal

14. Simulation :

Le principal but de ce mémoire est d'étudier un échangeur Coaxial, dans cette étude deux fluides séparés à différentes températures, l'un s'écoule « fluide chaud » dans le tube intérieur et l'autre « fluide froid » à travers le tube extérieur.

Définition du modèle

L'échangeur de chaleur est en acier. Dans cet exemple, deux fluides du même nature s'écoulent dans l'échangeur de chaleur, Ces deux fluides ont des températures différentes, après avoir circulé à l'intérieur de l'échangeur de chaleur vont avoir une température équilibrée.

Les déférentes données

Dans le premier cas les températures sont

Fluide chaud : 333 k

Fluide froid : 303 k

Et on garde le débit massique 0.19 m/s

Géométrie	Cylindrique
Régime de l'écoulement	Turbulent
Vitesse du fluide froid (m/s)	0.09
Vitesse du fluide chaud (m/s)	0.2
Diamètre hydraulique froid (mm)	24
Diamètre hydraulique chaud (mm)	34
Fluide froid	Eau
Fluide chaud	Eau

Fluide (Eau)	Températures. (K) entrées	Densité (kg/m^3)	Débit ((kg/s)
Fluide chaud	333	998.2	0.19
Fluide froid	303	998.2	0.19

Calcul :

La procédure de calcul est résumée selon l'organigramme suivant :

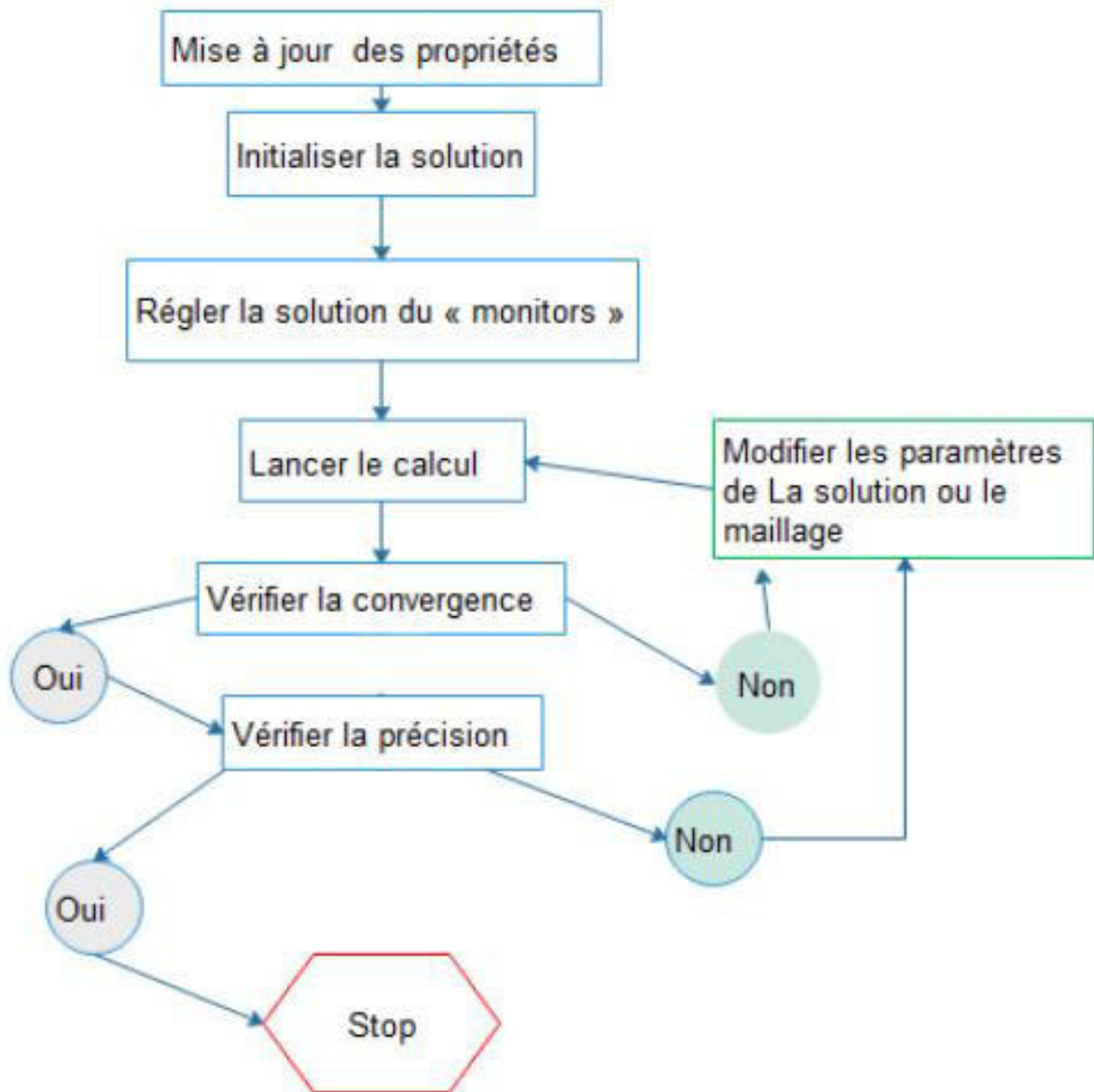


Figure 29 : Organigramme de calcul numérique

Résultats obtenus :

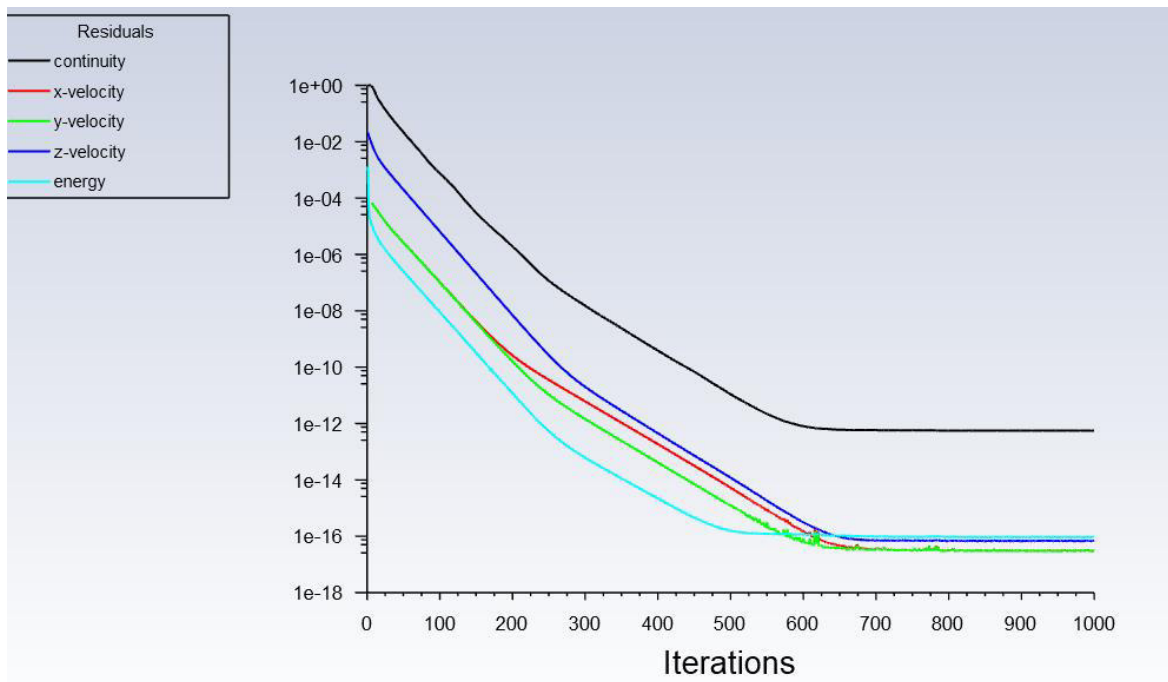


Figure 30 : Profil des itérations

Vecteurs vitesse :

➤ En fonction de température

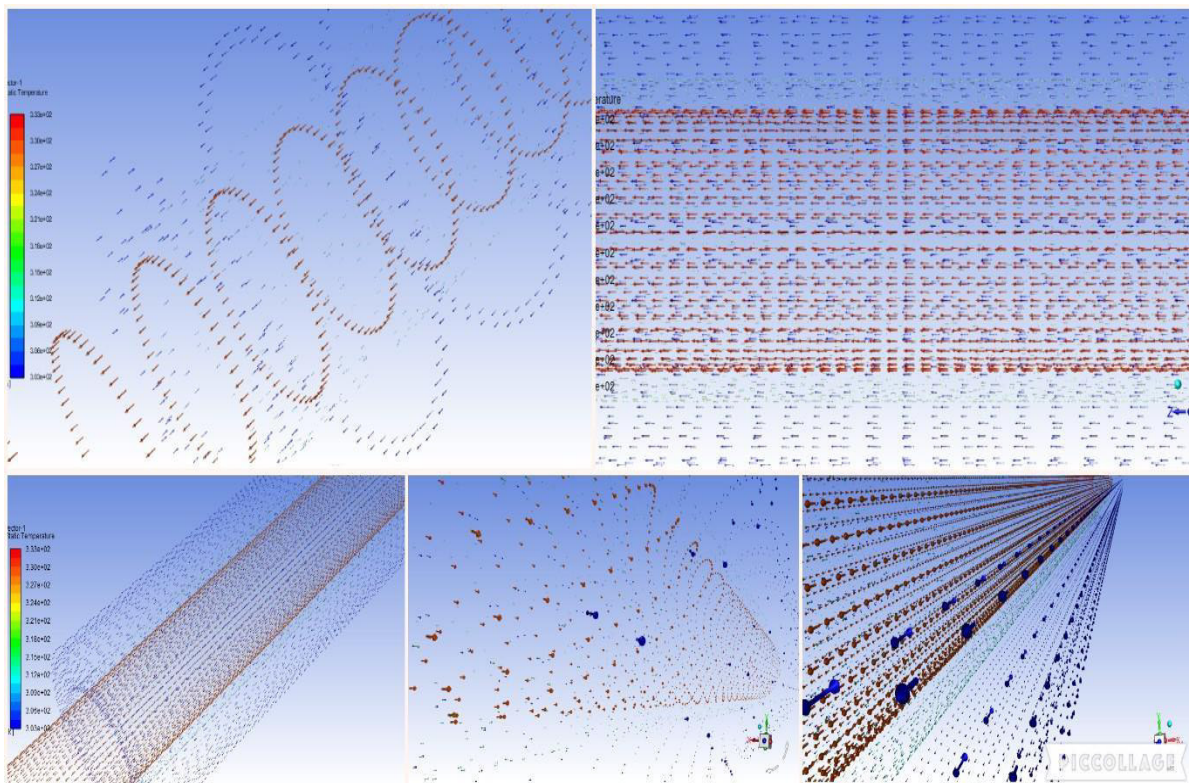


Figure 31 : Vecteurs vitesse En fonction de température de différents profils

- En fonction d'amplitude de la vitesse

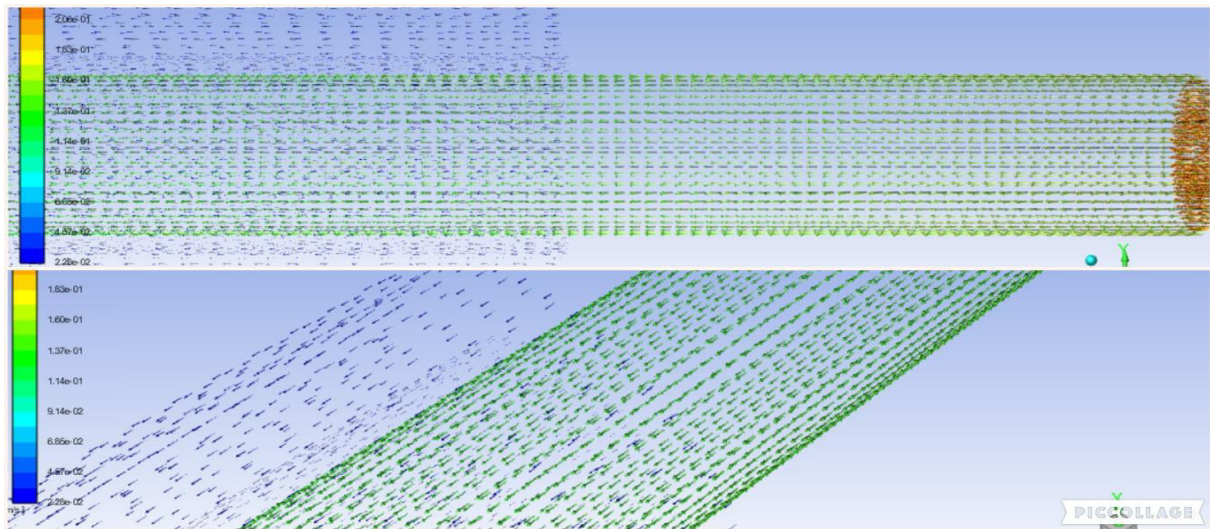


Figure 32 : vecteurs vitesse En fonction d'amplitude de la vitesse de différents profils

- Vecteur vitesse dans les résultats :

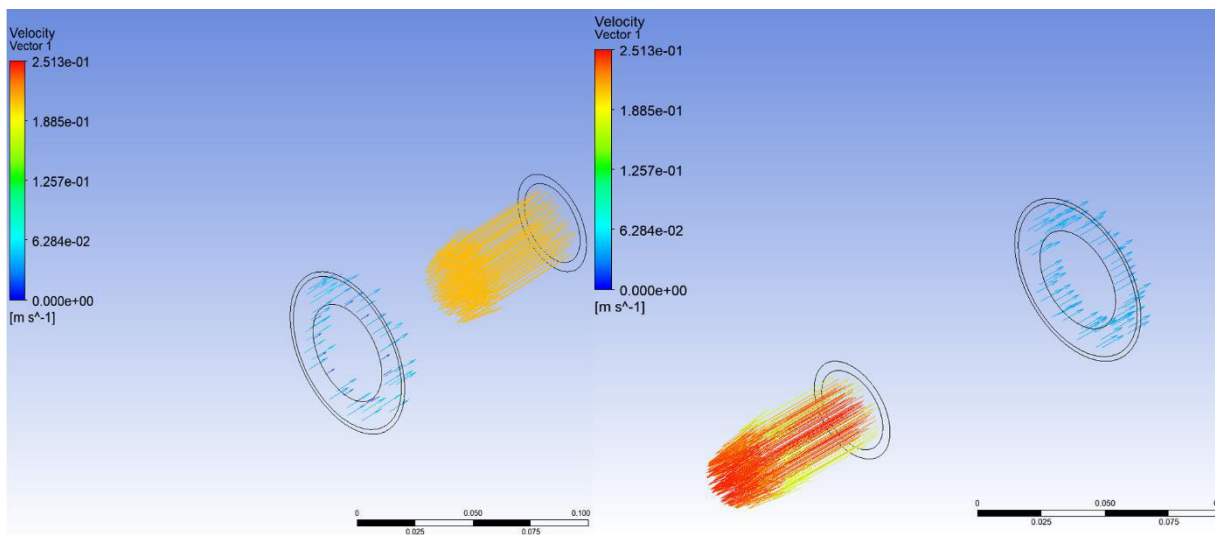


Figure 33 : vecteur vitesse (débit massique = 0.19m/s)

➤ Les graphes de la vitesse :

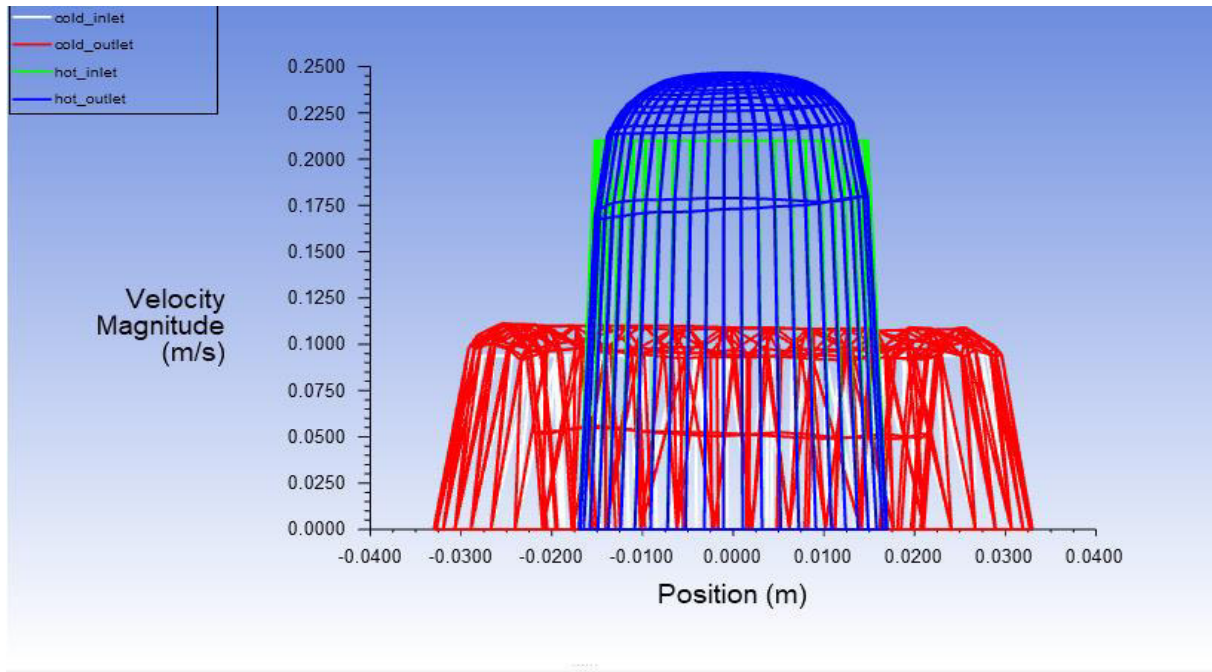


Figure 34 : graphes des vitesses en fonction de la position

Dans le deuxième on garde les mêmes températures

Fluide chaud : 333 k

Fluide froid : 303 k

Et on change le débit massique 0.35 m/s

Géométrie	Cylindrique
Régime de l'écoulement	Turbulent
Vitesse du fluide froid (m/s)	0.17
Vitesse du fluide chaud (m/s)	0.38
Diamètre hydraulique froid (mm)	24
Diamètre hydraulique chaud (mm)	34
Fluide froid	Eau
Fluide chaud	Eau

Fluide (Eau)	Températures. (K) entrées	Densité (kg/m ³)	Débit ((kg/s)
Fluide chaud	333	998.2	0.35
Fluide froid	303	998.2	0.35

Vecteur vitesse :

➤ **En fonction de la température :**

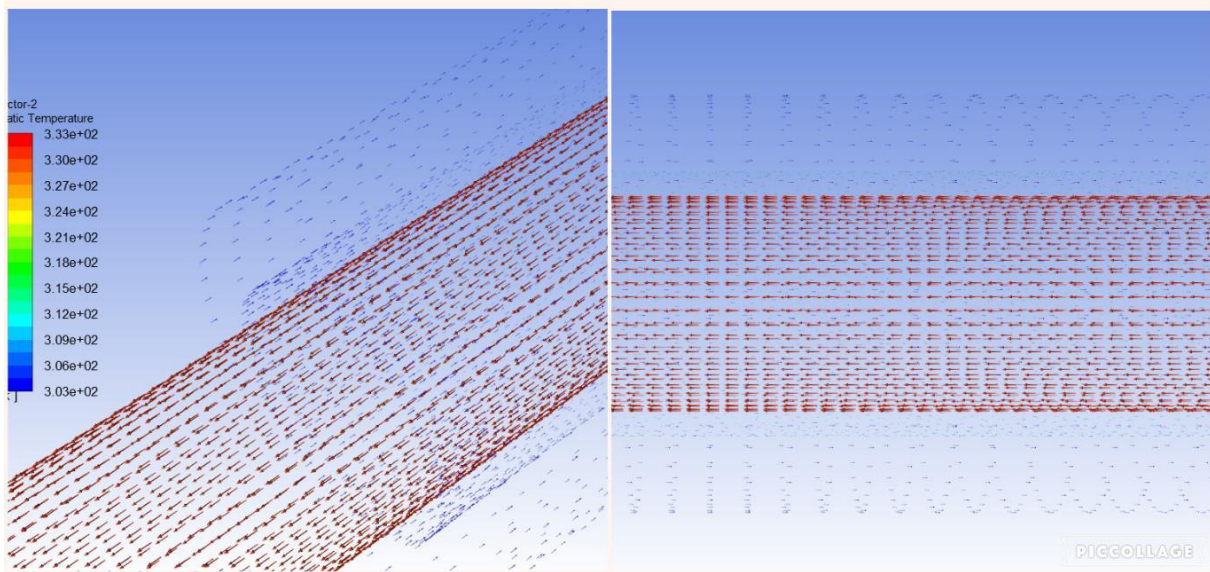


Figure 35 : Vecteurs vitesse En fonction de température de différents profils

➤ **En fonction d'amplitude de la vitesse :**

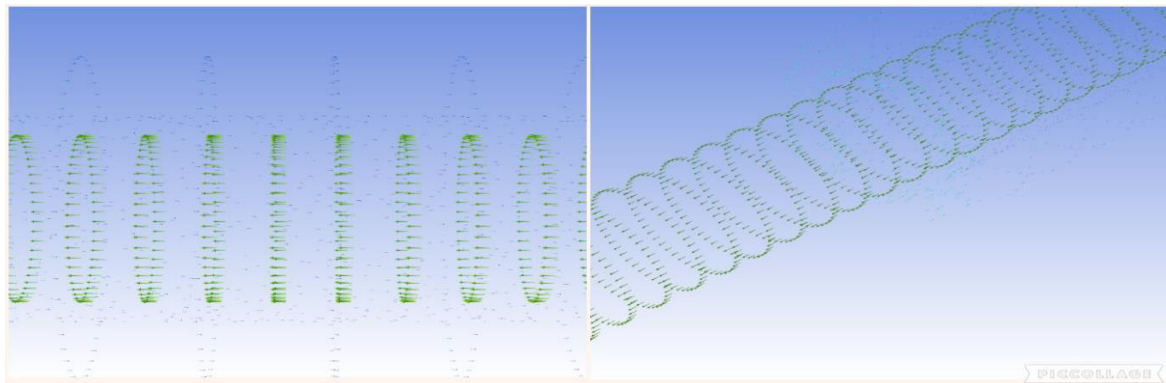


Figure 36 : vecteurs vitesse En fonction d'amplitude de la vitesse de différents profils

➤ Vecteurs vitesses dans les résultats :

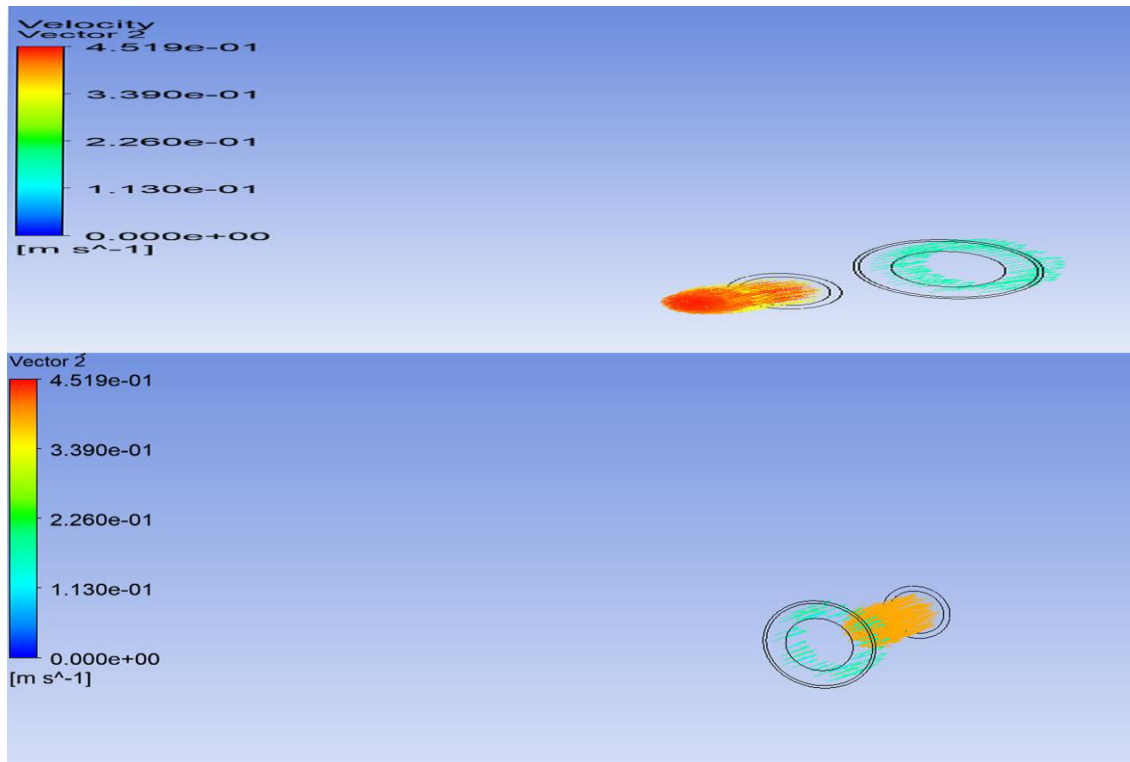


Figure 37 : vecteur vitesse (débit massique = 0.35m/s)

➤ Les graphes de vitesses :

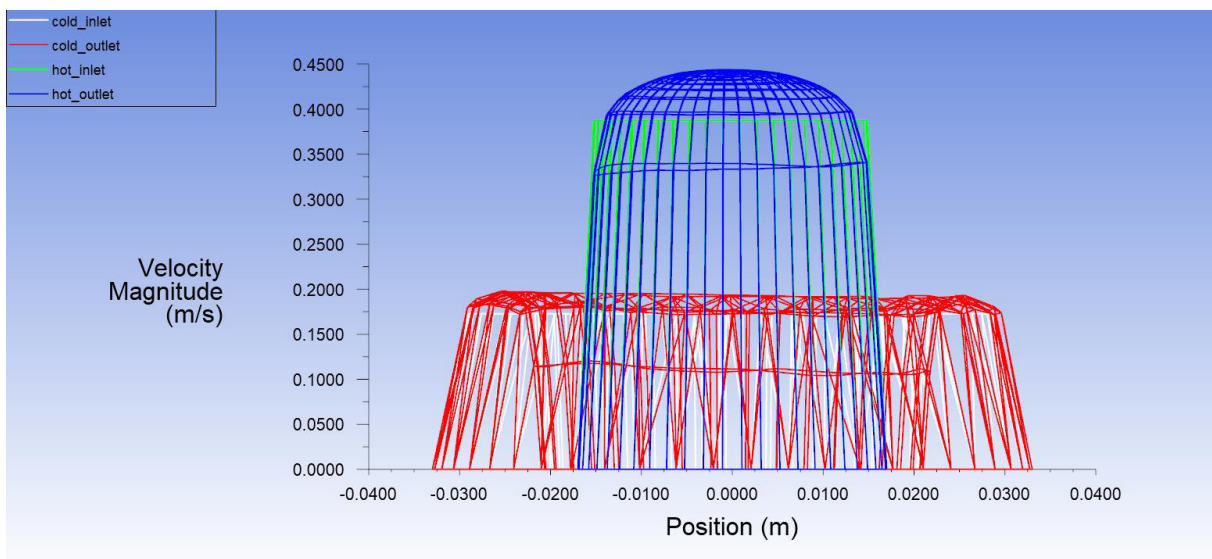


Figure 38 : graphes des vitesses en fonction de la position

Dans le troisième cas on garde les mêmes températures

Fluide chaud : 333 k

Fluide froid : 303 k

Et on change le débit massique 0.73 m/s

Géométrie	Cylindrique
Régime de l'écoulement	Turbulent
Vitesse du fluide froid (m/s)	0.36
Vitesse du fluide chaud (m/s)	0.80
Diamètre hydraulique froid (mm)	24
Diamètre hydraulique chaud (mm)	34
Fluide froid	Eau
Fluide chaud	Eau

Fluide (Eau)	Températures. (K) entrées	Densité (kg/m ³)	Débit ((kg/s)
Fluide chaud	333	998.2	0.73
Fluide froid	303	998.2	0.73

Vecteur vitesse

- En fonction de la température :

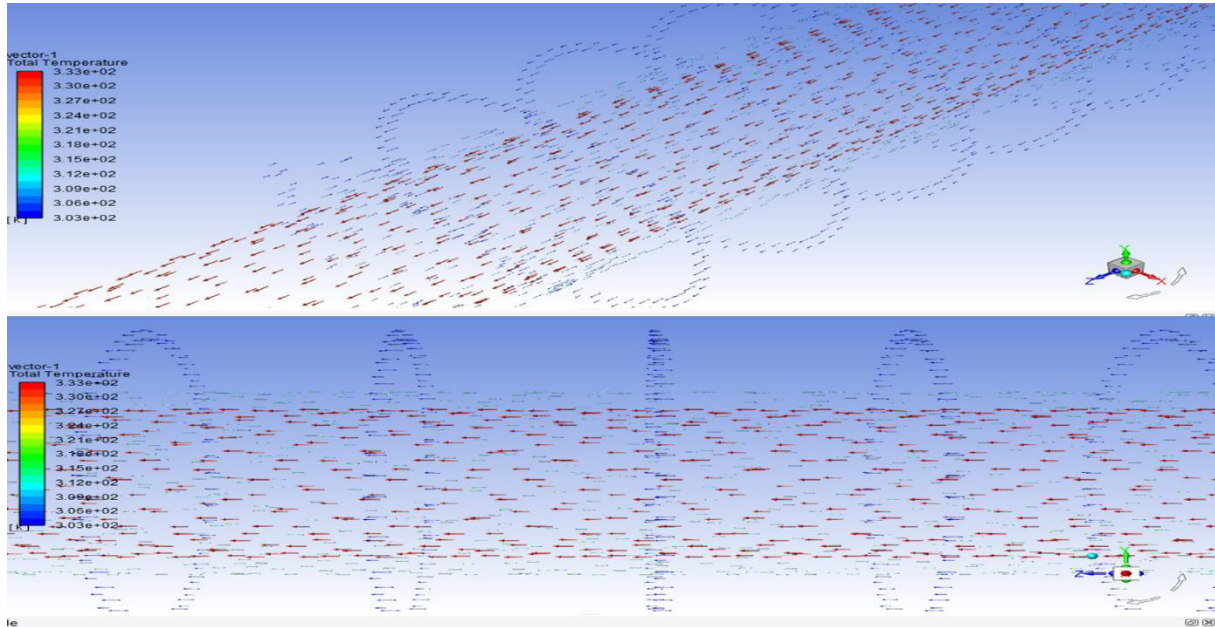


Figure 39 : Vecteurs vitesse En fonction de température de différents profils

- En fonction d'amplitude de la vitesse

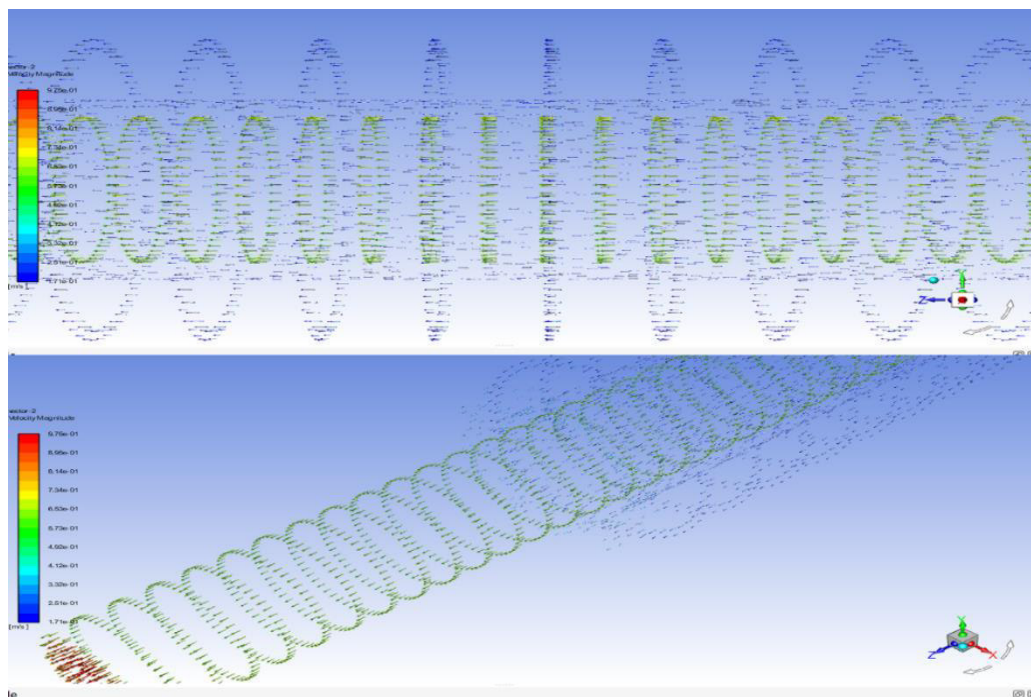


Figure 40 : Vecteurs vitesse en fonction d'amplitude de la vitesse de différents profils

➤ Vecteurs vitesses dans les résultats :

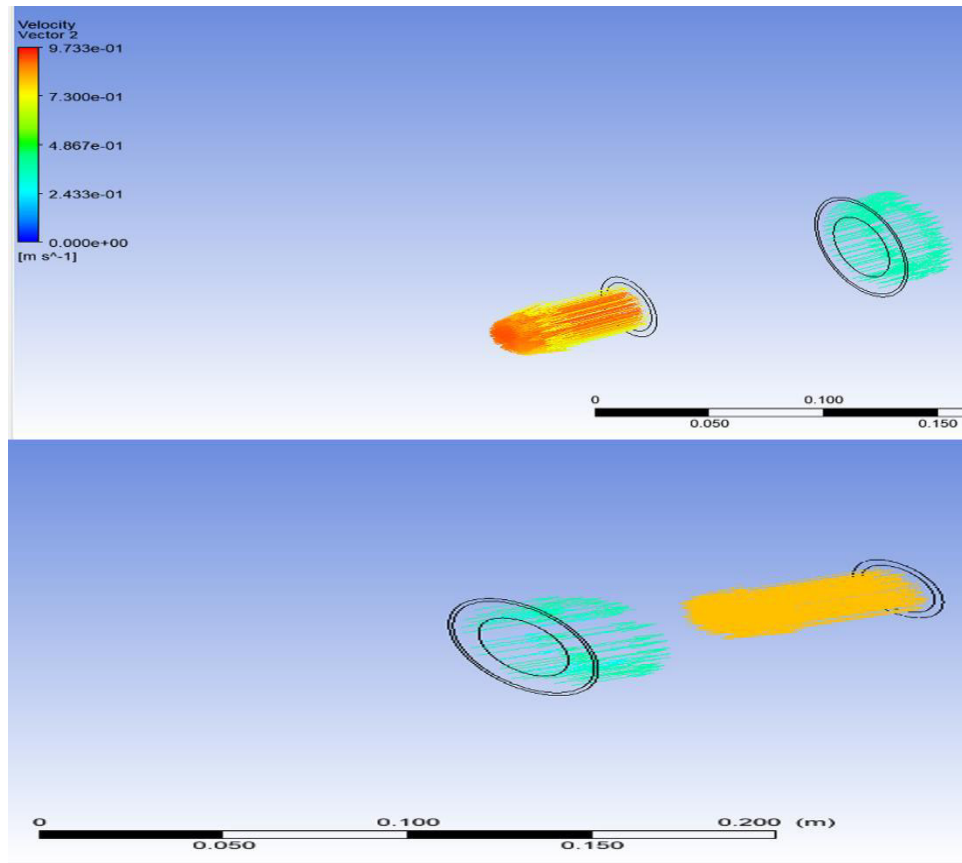


Figure 41 : vecteur vitesse (débit massique = 0.73m/s)

➤ Les graphes de vitesses :

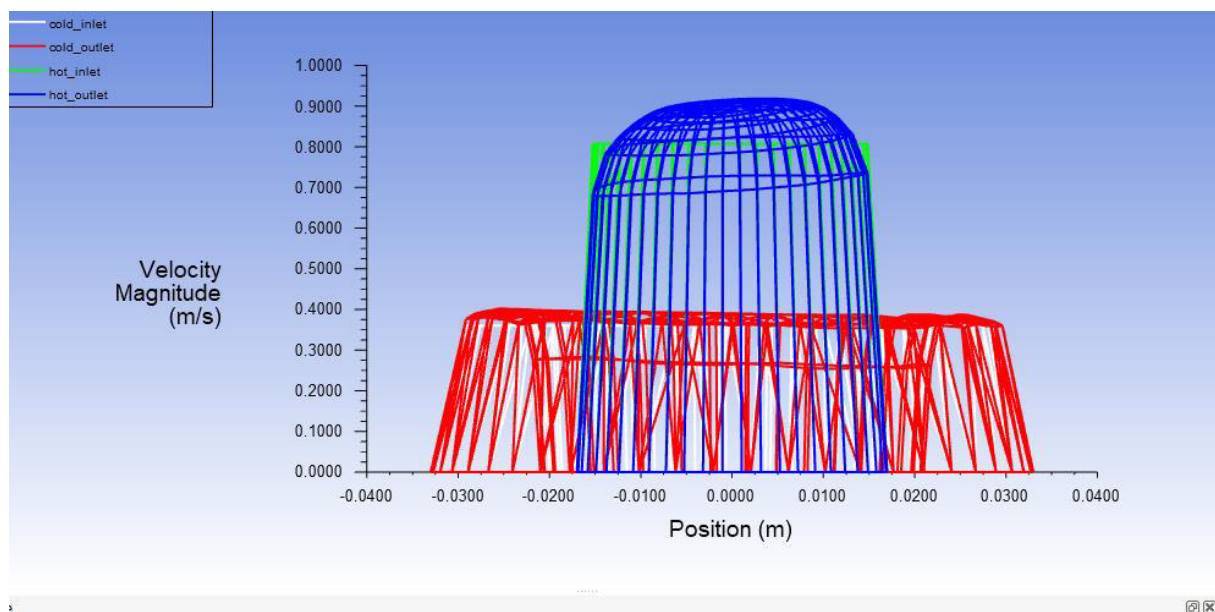


Figure 42 : graphes des vitesses en fonction de la position

- **Résultat final :**

La grandeur de la vitesse résultante obtenue dans le résultat de ANSYS FLUENT sur les figures (33,37,41). On déduit des résultats les propriétés suivantes :

À l'entrée de l'échangeur, la vitesse résultante augmente en grandeur. Ceci est sous l'effet du courant qui a fait le tour autour du conduit central. La conservation de la masse impose donc une accélération du fluide entrant à cause de la réduction de sa section, ou' on observe des vecteurs de vitesse de couleur orange.

Maintenant on change les températures :

Pour ce cas on prend

Fluide chaud : 333 k

Fluide froid : 278 k

Et on garde le débit massique 0.19 m/s

Géométrie	Cylindrique
Régime de l'écoulement	Turbulent
Vitesse du fluide froid (m/s)	0.09
Vitesse du fluide chaud (m/s)	0.2
Diamètre hydraulique froid (mm)	24
Diamètre hydraulique chaud (mm)	34
Fluide froid	Eau
Fluide chaud	Eau

Fluide (Eau)	Températures. (K) entrées	Densité (kg/m ³)	Débit ((kg/s)
Fluide chaud	333	998.2	0.19
Fluide froid	278	998.2	0.19

➤ Contours des températures :

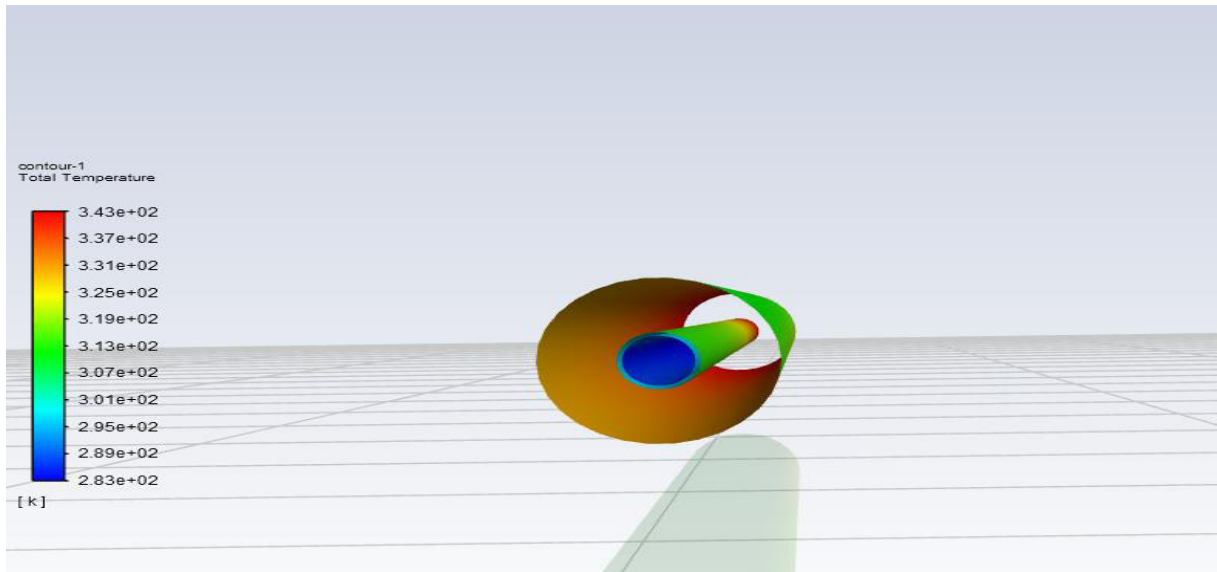


Figure 43 : variation de températures dans les tubes

Pour ce cas on prend

Fluide chaud : 333 k

Fluide froid : 288 k

Et on garde le débit massique 0.19 m/s

Géométrie	Cylindrique
Régime de l'écoulement	Turbulent
Vitesse du fluide froid (m/s)	0.09
Vitesse du fluide chaud (m/s)	0.2
Diamètre hydraulique froid (mm)	24
Diamètre hydraulique chaud (mm)	34
Fluide froid	Eau
Fluide chaud	Eau

Fluide (Eau)	Températures. (K) entrées	Densité (kg/m ³)	Débit ((kg/s)
Fluide chaud	333	998.2	0.19
Fluide froid	288	998.2	0.19

➤ Contours des températures :

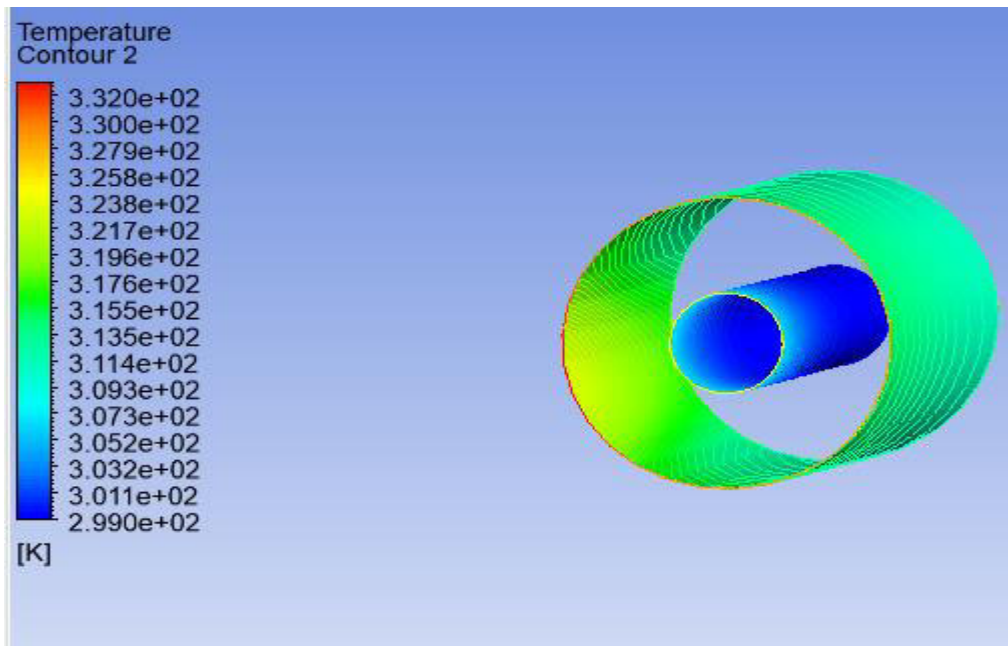


Figure 44 : variation de températures dans les tubes

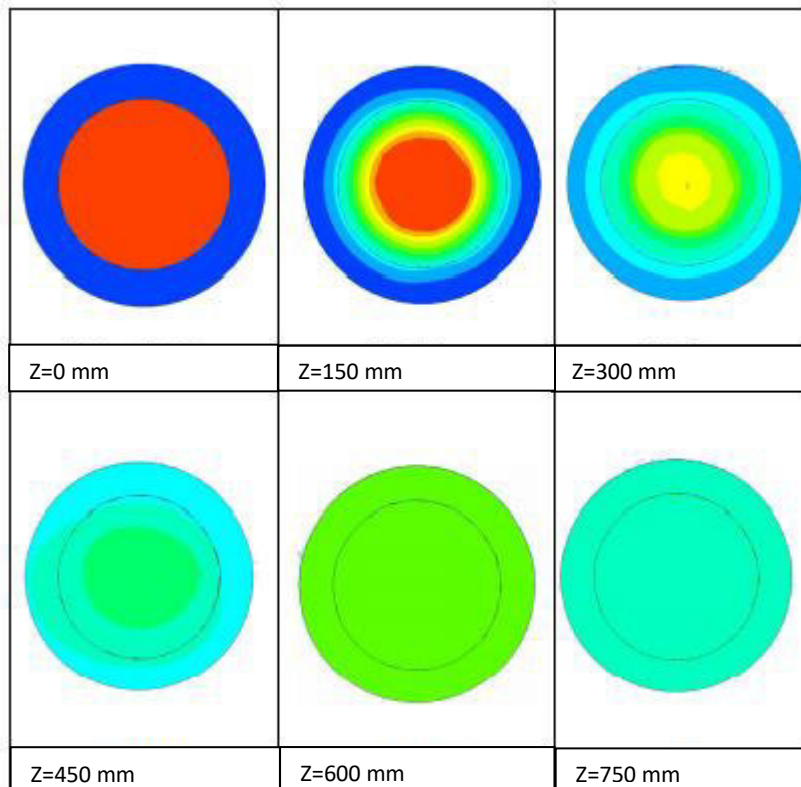


Figure 45 : La longueur d'établissement de température

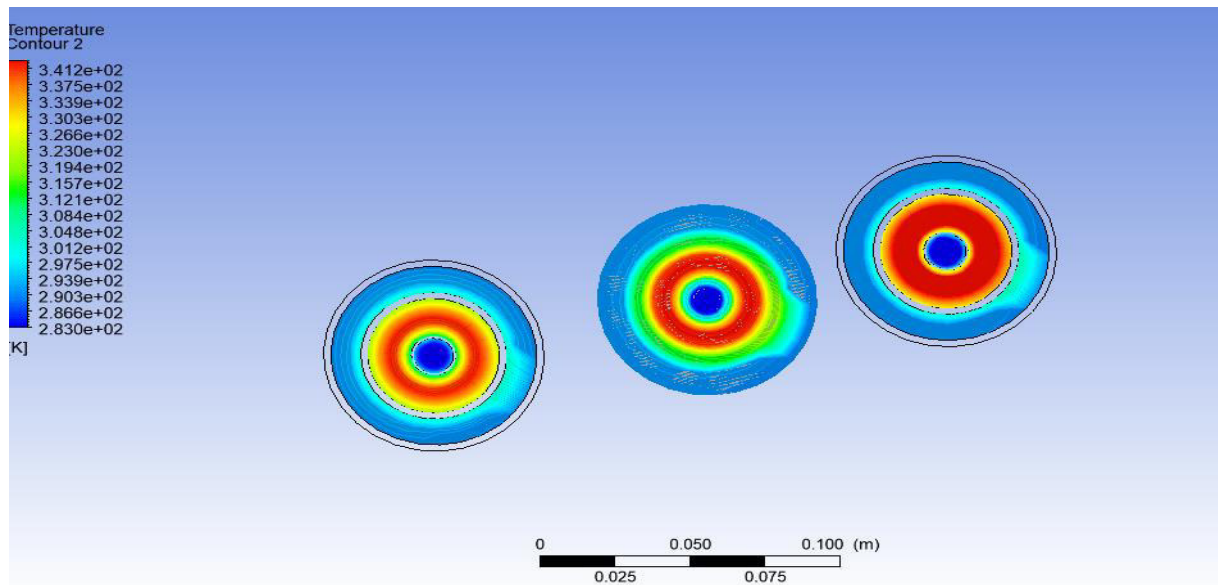


Figure 46 : L'évolution de la température le long de l'échangeur coaxial

15. Résultat finale :

Des figures des contours de températures (43, 44, 45,46) :

On observe que : La température du fluide chaud dans le tube central est indiquée en rouge à l'entrée du tube c'est-à-dire sa valeur est maximale puis elle commence à diminuer ce qui montré le changement progressif de couleur. Par contre la température du fluide froid dans l'espace annulaire à la sortie est indiquée en bleu c'est-à-dire sa valeur est minimale puis elle commence à augmenter ce qui est montré par le changement progressif de couleur.

Explication : ce changement progressif de la couleur est expliqué par le changement de température des fluides chaud et froid (la température de l'eau froide augmente et la température des fluides chaud diminue).la température de l'eau chaud change depuis l'entrée et la température de l'eau froide change depuis la sortie puisqu'en est dans le mode contre-courant

l'évolution progressive de la température dans le tube central et l'espace annulaire de l'entrée jusqu'à la sortie avec circulation Contre-courant, on remarque qu'à l'entrée la température du fluide chaud est maximale indiquée en rouge puis elle diminue progressivement en changeant de couleur rouge – oranger – jaune jusqu'elle devient verte ,à ce moment-là le

changement s'arrête , même phénomène observé pour la température du fluide froid dans l'espace annulaire elle est indiquée en bleu c'est-à-dire elle est minimale ,ensuite elle commence à augmenter progressivement en changeant de couleur bleu foncé - bleu clair jusqu'elle devient verte le changement s'arrête .

Explication : Le changement progressif de la couleur de la température explique que la température du fluide chaud diminue depuis l'entrée et la température du fluide froid augmente depuis l'entrée à un certain moment les deux températures deviennent égales (la couleur verte) c'est -à-dire à la même température dite température limite, à ce moment l'échange de chaleur s'arrête.

CONCLUSION GENERALE

L'objectif de ce travail est d'étudier le comportement dynamique et thermique de deux écoulements dans un échangeur de chaleur coaxial.

Cette étude a été réalisée à l'aide du logiciel Fluent qui se base sur la méthode des volumes finis. De nos résultats obtenus, on a remarqué que : Pour avoir de bons résultats, il faut choisir le maillage qui conviens a la configuration étudié ; dans le cas simple on a utilisé le maillage carré et triangulaire qui adapter aux géométries complexe.

L'analyse des résultats obtenus a permis d'associer élévations de température du fluide par l'effet à la sortie de chaque section. Les résultats numériques, obtenus présentés pour analyser le comportement dynamique et thermique de deux écoulements dans un échangeur de chaleur sans ailettes ces résultats constituent un apport important pour l'enrichissement des connaissances sur la convection forcée à l'intérieur des conduites.

On a trouvé que l'échangeur coaxial turbulent possède une bonne configuration puisqu'il donne une puissance d'échange importante pour des petites surfaces d'échange. Des phénomènes d'écoulement intéressent ont été observés. On peut citer par exemple : • L'évolution de la température le long de l'échangeur jusqu'à l'établissement. • L'effet de la turbulence sur l'écoulement et sa décadence le long de l'échangeur de l'entrée vers la sortie. • Les profils de vitesses dans ce type d'échangeur.

En comparant les profils de température et de vitesse pour des températures et débit massiques donnée dans le mode d'écoulement contre-courant.

En conclusion, vu le besoin de l'utilisation des échangeurs coaxiaux comme échangeurs thermiques dans plusieurs domaines industriels, la contribution scientifique de notre travail consiste à une meilleure compréhension du comportement de l'écoulement turbulent dans ce type d'échangeur.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] : « Echangeur de chaleur », www.direns.mines-paristech.fr, date de consultation 07 Janvier 2016
- [2] : ANDRE BONTEMPS « ECHANGEUR DE CHALEUR » Université Joseph Fourier, Institut universitaire de Technologie, Département Génie thermique et Énergie (Grenoble).
- [3] : technologie, calcul et dessin Mounir Bennajah Naoil Chaouni edition technip, paris 2014
- [4] : S.V.PATANKAR, E.M.SPARRROW, « Fully developed flow and heat transfer in ducts having stream wise-periodic variations of cross-sectional area », Journal of Heat Transfer, Vol. 99, p (180-6), 1977.
- [5] : C.BEMAR, F.DURST, DM.MCELIGOT, « Numerical study of fluid flow and heat transfer in a parallel plate channel with baffles », Journal of Heat Transfer, p (106-743), 1984.
- [6] : B.W.WEBB, S.RAMADHYANI, « Conjugate heat transfer in a channel with staggered ribs », Int. J. Heat Mass Transfer 28, p (1679-1687), 1985.
- [7] : K.M.KELLAR, S.V.PATANKAR, « Numerical prediction of flow and heat transfer in parallel plate channel with staggered fins », Journal of heat transfer. 109, p (25-30), 1987.
- [8] : CHENG CHIN-HSIANG et HUANG WEN-HSIUNG, « Numerical prediction for laminar forced convection in parallel-plate channels with transverse fin arrays », International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 34, N° 11, p (2739-2749), 1991.
- [9] : CHENG CH, HUANG WH. International Journal Heat Mass Transfer, p (1315), 1991.
- [10] : J.R.LOPEZ, N.K.ANAND, L.S.FLECHER, « A numerical analysis of laminar convective heat transfer in a three-dimensional channel with baffles », in: Proceedings of the Third U.S. National Congress on Computational Mechanics, Dallas, TX, vol.1, p (406-416), 1995.
- [11] : J.R.LOPEZ, N.K.ANAND, L.S.FLETCHER, « Heat transfer in a three-dimensional channel with baffles », Numerical Heat Transfer.30, p (89–205), 1996.
- [12] : Z.GUO, N.K.ANAND, « Three Dimensional Heat Transfer in a Channel with a Baffle in the Entrance Region », Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 31, p (21-30), 1997.
- [13] : Z.X.YUAN, W.Q.TAO « Numerical prediction for laminar forced convection heat transfer in parallel-plate channels with stream wise-periodic rod disturbances », Int. J. Numerical Methods in Fluids, Vol. 28, p (1371-87), 1998.
- [14] : R.R.HWANG, Y.C.CHOW, Y.F.PENG, « Numerical study of turbulent flow over-tow

dimensional surface-mounted ribs in a channel », *International journal for Numerical Methods in Fluids*. 37, p (767-785), 1999.

[15] : F.BAZDIDI-TEHRANI, M.NADERI-ABADI, « Numerical Analysis of Laminar Heat Transfer in Entrance Region of a Horizontal Channel with Transverse fins », *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 31, N° 2, p (211-220), 2004.

[16] : YL.TSAY, T.S.CHANG, J.C.CHENG, « Heat transfer enhancement of backward-facing step flow in a channel by using baffle installed on the channel wall », *Acta Mech*. 174, p (63–76), 2005.

[17] : R.SAIM, S.ABBOUDI, B.BENYOUCEF, A.AZZI, « Analyse numérique de la convection force turbulente dans les tubes munis des chicanes transversales », 13èmes Journées Internationales de Thermique, Albi, p (1-5), France du 28 au 30 Août 2007.

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

[19] : AHMET TANDIROGLU, « Effect of flow geometry parameters on transient heat transfer for turbulent flow in a circular tube with baffle inserts », *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49, p (1559-1567), 2006.

[20] : YONG-GANG LEI, YA-LING HE, PAN CHU, RUI LI, « Design and optimization of heat exchangers with helical baffles », *Chemical Engineering Science* 63, p (4386-4395), 2008.

[21] : RAJENDRA KARWAA, B.K.MAHESHWARIB, NITIN KARWAK, « Experimental study of heat transfer enhancement in an asymmetrically heated rectangular duct with perforated baffles», *International Communications in Heat and Mass Transfer* 32, p (275-284), 2005.

[22] : S. Petitot, Etude numérique du champ de vitesse dans un échangeur à vortex, *comptes rendus mécanique* volume 330, n°11 pages 749-756 novembre (2002).

[23] : J. Castaing , F. Strub, C. Peuvrel, J. Bedecarrats , Optimisation des conditions de fonctionnement des échangeurs a coulis de glace par l'analyse exergetique, Université de Pau

des pays de l'Adour (UPPA) Laboratoire thermique, énergétique et procédés (La TEP)
BP1155-64013Pau, Nancy- France, COFRET 04,22-24 avril , (2004).

[24] : A. Duinea, modélisation mathématique du fonctionnement d'un échangeur de chaleur, annales of the university of Craiova , electrical engineering series,N° 32, , ISSN 1842 -4805 année (2008).

[25] : J. Castaing Lasvinottes, M. Moussa, J. Marie perrier cornet, échangeur tubulaire et échangeur à surface raclée, (2002).

[26] : K. Talbi, A. Donnot, Z. Nemouchi et M.O. Rigo , étude expérimentale par LDA d'un écoulement tridimensionnel turbulent de l'air dans un cyclone, européen journal mechanical and environmental engineering, Vol 48, N°4, Décembre , (2003).

[27] : M. Elouardi, étude du couplage entre les grandeurs classiques et les propriétés thermophysique dans un échangeur à tube et calandre à contre courant, revue des énergies renouvelables Vol N° 2 (2011)313 -328) , 20 juin (2011) .

[28] : M. Legay ,N,Gondrexon, S .Leperson, A.Bontemps , P.Boldo, échangeur de chaleur exposés à des vibrations ultrasoniques, Atelier thermo-hydraulique du MSFR, 15 juin (2010).

[29] : N.tomas , D.Verdier , étude d'un échangeur avec comsol, université de perpignan Via Domitia Decembre (2010).

[30] : Timothy J. Rennie, Vijaya G.S. Raghavan, Effect of fluid thermal properties on the heat transfer characteristics in a double-pipe helical heat exchanger, International Journal of Thermal Sciences, 45 1158–1165. Canada, (2006).

[31] : R.P. Stein, the Graetz Problem in Concurrent Flow Double Pipe Heat Exchangers, Chem, Engng. Prog.Symp. Se, N°59, pp. 78-87, (1965).

[32] : R.J. Nunge and W.N. Gill, an Analytical Study of Laminar Concurrent Flow Double Pipe Heat Exchanger, A. I. Ch .E Journal, Vol 12, N°2, pp. 279-289, (1966).

[33] : R.J. Nunge, E.W. Porta and W.N. Gill, Axial conduction in the fluid Streams of Multi stream Heat Exchanger, Chem. Engng. Prog. Symp. Ser, N°77, Vol. 63, pp. 80-91, (1967).

[34] : R.J. Nunge and W.N. Gill, Analysis of Heat or Mass Transfer in some Counter-current Flows , Int. J. Heat Transfer, Vol. 8, pp. 873-886, (1965).

- [35] : A.H. Taki, A Numerical Study in the Entrance Region of Laminar Co-current and Counter-current Flow Double Pipe Heat Exchanger , Thesis University de Salford, (1988).
- [36] : A. Harhad, H. Bentradi and F. Bencheikh, Etude de la Convection Forcée dans la Zone d'Entrée des Echangeurs de Chaleur à Courants Parallèles et à Courants Inversés, Actes des Journée Internationales de Thermique, Vol. 1, pp. 137-146, Marseille, (1997).
- [37] : A. Harhad, L. Mansouri et F. Bencheikh, Influence des Paramètres Physiques des Fluides et de la Conduction Bidimensionnelle dans la Paroi sur les Performances des Echangeurs de Chaleur, Actes des 9èmes Journées Internationales de la Thermique, Thème 2, pp. 26- 35, Bruxelles, (1999).
- [38] : F. Bencheikh, Etude Numérique de la Zone d'Entrée d'un Echangeur de Chaleur à double Tubes en Configurations Courants Parallèles et Courants Inversés , Effet de la Diffusion Axiale, Mémoire de Magister, Université de Blida, (1999).
- [39] : F. Bencheikh , Etude du Transfert Thermique dans la Zone d'Entrée d'un Echangeur de Chaleur à Double Tubes Concentriques Harhad Institut de Mécanique, Université de Blida, B.P. 270, Blida, Algérie Rev. Energ. Ren. Chemss17-2317 année, (2000).
- [40] : J. Castaing Lasvignottes, Prise en compte des régimes variables associés aux échangeurs thermiques : Modélisation, analyse énergétique et entropique, Université de Pau des pays de l'Adour (UPPA) Laboratoire thermique, énergétique et procédés (La TEP) BP1155- 64013Pau, Nancy- France, COFRET 04,22-24 avril , (2004).
- [41] : ÉTUDE ET CONCEPTION D'UN ÉCHANGEUR THERMIQUE POUR UN SYSTÈME HYBRIDE DE TYPE ÉOLIEN-DIESEL-STOCKAGE D'AIR COMPRIMÉ (JEDSAC) PHASE 1 : RECHERCHE DU MODÈLE UQAR Université du Québec à Rimouski .
- [42] : P. Tobaly, Echangeurs de chaleur IUT de S. Denis Licence Professionnelle Module Ingénierie des systèmes multi techniques, 14 mars, (2002).
- [43] : A. Bontemps, A. Garrigue, C. Goubier, J. Huetz, C. Marvillet, P. Mercier, R. Vidil, Technologie des échangeurs thermiques, éditions Techniques de l'Ingénieur, (1988).
- [44] : J.F.SACCADURA. Initiation aux transferts thermiques, paris 4 ème tirage 1993.
- [45] : Cours Échangeur de chaleur Mr.ABARKANE université de BOUIRA.(2017.2018)
- [46] : M. MOUSSA, J. MARIE PERRIERCORNET. Échangeur de Chaleur:échangeur tubulaire et Échangeur à surface raclée, JEAN CASTAING LASVINOTTES 2002.

- [47]: Y.JANNOT, P.MEUKARM. Simplified estimation method for determination of thermal Effusivity and thermal conductivity with a low cost hot strip .measurement science and Technologies, vol.15, pp.1932-1938, 2004.
- [48] : J.F.SACCADURA. Initiation aux transferts thermiques, paris 4 éme tirage 1993.
- [49] : A. Bouvenot, Transferts de chaleur, Masson, (1980).
- [50] : F. Dewittd, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, (1989).
- [51] : Y. Jannot, Transferts thermiques 2 ème année Ecole des Mines Nancy, (2009).
- [52] : W. Rodi, example of turbulent models for incompressible flows, A.I.A.A, journal, vol 20, n°7, (1981).
- [53] : K. Talbi, étude expérimentale par LDA et simulation numérique d'un écoulement tridimensionnel turbulent de l'air dans un cyclone, thèse de doctorat d'état en génie mécanique université Mentouri Constantine, (2004).
- [54] : J. Crabol, Transferts de chaleur (Tome 2), éditions Masson, (1990).
- [55] : G. Burn, développement et application d'une méthode d'élément finis pour le calcul des écoulements turbulent fortement échauffés, thèse de doctorat, école centrale de Lyon,(1988).
- [56] : D. Gould, in an axisymmetric sudden expansion, American institute of aeronautics North Carolina university, A.I.A.A .journal pp 276-273, (1990).
- [57] : R. Smih, on the finite-element calculation of turbulent flow using ($k - \varepsilon$) model, Int.journal for numerical methods in fluid, vol.4, pp.303-319, (1984)
- [58] Fluent, ANSYS. 2009. Theory Guide. Ansys Inc, 816 p.
- [59] R.J. Nunge, E.W. Porta and W.N. Gill, Axial conduction in the fluid Streams of Multistream Heat Exchanger, Chem. Engng. Prog. Symp. Ser, N°77, Vol. 63, pp. 80-91, (1967).
- [60] Nguyen, Cuong. 2005. « Turbulence Modeling ». Massachusetts Institute of Technology. P.6.
- [61] Cours ANSYS FLUENT M.ABARKANE université de BOUIRA.(2016.2017)