

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ IBN-KHALDOUN DE TIARET

FACULTÉ DES SCIENCES APPLIQUEES
DÉPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

Pour l'obtention du diplôme de Master

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Spécialité: Energétique

THÈME

Simulation numérique de transfert thermique d'un échangeur de chaleur à trois tubes concentriques

Préparé par:

M^{elle} KHIRAT Nourelhouda

M^{elle} BENLIF Fatima Zohra

Devant le Jury :

Nom et prénoms	Grade	Lieu d'exercice	Qualité
M_r S.MEKROUSSI	MCB	UIK Tiaret	Président
M_r M.BOUZOUINI	MAA	UIK Tiaret	Examineur
M_r A.KARAS	MCA	UIK Tiaret	Encadreur
M_r A.BENAHMED	Doctorant	UIK Tiaret	Co-Encadreur

PROMOTION 2017 /2018

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ IBN-KHALDOUN DE TIARET

FACULTÉ DES SCIENCES APPLIQUEES
DÉPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

Pour l'obtention du diplôme de Master

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Spécialité: Energétique

THÈME

Simulation numérique de transfert thermique d'un échangeur de chaleur à trois tubes concentriques

Préparé par:

M^{elle} KHIRAT Nourelhouda

M^{elle} BENLIF Fatima Zohra

Devant le Jury :

Nom et prénoms	Grade	Lieu d'exercice	Qualité
M_r		UIK Tiaret	Président
M_r		UIK Tiaret	Examineur
M_r A.KARAS	MCA	UIK Tiaret	Encadreur
M_r A.BENAHMED	Doctorat	UIK Tiaret	Co-Encadreur

PROMOTION 2017 /2018

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ IBN-KHALDOUN DE TIARET

FACULTÉ DES SCIENCES APPLIQUEES
DÉPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

Pour l'obtention du diplôme de Master

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Spécialité: Energétique

THÈME

Simulation numérique de transfert thermique d'un échangeur de chaleur à trois tubes concentriques

Préparé par:

M^{elle} KHIRAT Nourelhouda

M^{elle} BENLIF Fatima Zohra

Devant le Jury :

Nom et prénoms	Grade	Lieu d'exercice	Qualité
M_r		UIK Tiaret	Président
M_r		UIK Tiaret	Examineur
M_r A.KARAS	MCA	UIK Tiaret	Encadreur
M_r A.BENAHMED	Doctorat	UIK Tiaret	Co-Encadreur

PROMOTION 2017 /2018



Dédicace

Louange à Dieu, qui selon notre travail.

Je dédicace le fruit de ce travail de Dieu leur a commandé dans le livre saint notre très chère en présence de Dieu nous demandons et la satisfaction ainsi que les personnes âgées.

Ma mère à la source de l'amour et de la compassion.

Pour mon père que j'avais un lien et un soutien dans ma carrière dans l'espoir de mon succès et à atteindre mes objectifs.

A mes frères, Nasrelddine et Mohamed.

A mes sœurs Rihabe, Mariya.

A ma grande famille.

Aux chers amis, Benahmede Abdelillah, Rawtal Fatiha et Hassani Khadija.

A mon binôme Fatima qui réalise avec moi ce travail.

A tous mes collègues pour tous les très bons moments partagés ensemble qui ont rendu cette année particulièrement agréable.

Khirat Nourelhouda





Dédicace



Je dédie ce modeste travail :

A mes chers parents, pour tous leurs sacrifices, leur amour, leur tendresse, leur soutien et leurs prières tout au long de mes études.

A mes chères sœurs : Fadhila, Zahra, ghania, fatma pour leurs encouragements permanents, et leur soutien moral,

A mes chers frères : Mostapha, Mohammed, pour leur appui et leur encouragement,

Sans oublier les petits : Farah, Hiba, benyahia.

A tous mes amis sur tout « BENAHMED Abdalilah, mayssa et me belle fleur, et en particulier à ma binôme houda pour la sœur agréable qu'elle restera pour moi »

A toute la famille BENLIF

A tout mes collègues de la promotion 2018-2019.



Fatima Zohra





Remerciment

Nous remercions tout d'abord "الله" " qui nous a donné la force Pour terminer ce modeste travail.

Nous avons remercié vivement Monsieur : KARAS A.E.K pour son encadrement et ses aides précieuses.

Nous remercions le Co encadreur, Monsieur : BENAHMED ABDELILLAHI pour les encouragements qu'il n'a cessé de nous adresser et pour l'aide et l'assistance qu'il nous a apportées pour accomplir ce travail.

Nous remercions aussi les membres de jury qui nous ont fait l'honneur d'accepter le jugement de notre travail.

Enfin Nous tenons aussi à remercier tous les enseignants du Département Génie Mécanique qui ont assuré notre formation, ainsi que tout le corps administratif pour leur disponibilité.

NER



SOMMAIRE

SOMMAIRE

Dédicaces (KHIRAT Nourelhouda)	I
Dédicaces (BENLIF Fatima Zohra).....	II
Remerciement	III
Sommaire	V
Listes des figures et des tableaux.....	X
Nomenclature.....	XVI
Introduction générale	I

CHAPITRE I: NOTIONS GÉNÉRALES SUR LES ÉCHANGEURS DE CHALEUR

I.1 Introduction	3
I.2 Définition d'un échangeur de chaleur	3
I.3 Principe de Fonctionnement d'un échangeur de chaleur.....	4
I.4 Types des échangeurs de chaleur	5
I.4.1 Les échangeurs tubulaires.....	5
I.4.2 Échangeur de chaleur à trois tubes concentriques	6
I.4.3 Echangeur à tube et calendre.....	11
I.4.4 Echangeur à plaque	13
I.4. 2 Classification des échangeurs suivant le sens d'écoulement des fluides	19
I.5 Domaine D'utilisation des échangeurs	21
I.6 Conclusion	22

CHAPITREII : REVUE BIBLIOGRAPHIQUE SUR LES ÉCHANGEURS DE CHALEUR

II.1 Introdustion	24
II.2 Présentation de quelques travaux concernant échangeurs de chaleur à trois tubes.....	24
II. 3 Conclusion.....	45

CHAPITRE III : METHODES NUMERIQUES ET PRESENTATION DU CODE
FLUENT

III. 1 Introduction.....	47
III. 2 Méthodes Numériques	47
III.2. 1 Méthodes principales de discrétisation	47
III.2. 2 Les différentes étapes de la mise en œuvre.....	49
III.2. 3 Principes des codes CFD	49

III.2. 4 Modèles de fermeture	54
III. 3 Présentation des Logiciel de calcul.....	58
III.3. 1 Maillageur Gambit.....	58
III.3. 2 Le procédé de création de la géométrie par le GAMBIT et la simulation par le fluent	58
III.3.3 Domaine d'étude (géométrie)	59
III.3. 4 Étapes de calcul	61
III.4 Conclusion	69

CHAPITRE IV : PRESENTATION ET INTERPRITATION DES RESULTATS

IV.1 Introduction	70
IV. 2 Résultats Résiduelles	70
IV. 3 Domaine D'étude.....	71
IV. 4 Validation des résultats.....	72
IV. 5 Analyse des Résultats	73
IV. 6 Étude Paramétrique	73
IV.6.1 Échangeur thermique à Co-courant	74
IV.6.1.1 Contours d'un échangeur thermique à Co-courant	74
IV.6.1. 2 Courbes d'un échangeur thermique à Co-courant	77
IV.6. 2 Échangeur thermique à contre-courant.....	80
IV.6.2. 1 Contours d'un échangeur thermique à contre-courant	80
IV.6.2. 2 Courbes d'un échangeur thermique à contre-courant.....	83
IV. 7 Conclusion	85
Conclusion générale.....	87

BIBLIOGRAPHIQUE

RESUME

LISTES DES TABLEAU ET DES FIGURES

LISTES DES TABLEAU ET DES FIGURES

Figure I.1: Un échangeur de chaleur.....	04
Figure I.2: Principe de fonctionnement.....	05
Figure I.3: Schéma de principe de l'échangeur.....	06
Figure I.4: échangeur à trois tubes coaxiaux à contre-courant.....	06
Figure I.5: Évaporateurs et condenseur.....	07
Figure I.6: Échangeur monotube en serpentin.....	08
Figure I.7: Échangeur coaxial.....	08
Figure I.8: Échangeur à tube séparé.....	09
Figure I.9: Échangeur à tube rapproché.....	10
Figure I.10: Échangeur à tube ailette.....	10
Figure I.11: Type d'ailettes longitudinal.....	11
Figure I.12: Échangeur à tête flottante.....	11
Figure I.13: Échangeur à plaque tubulaire fixe.....	12
Figure I.14: Schéma d'un Échangeur à tube en U.....	12
Figure I.15: Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire.....	13
Figure 16: Échangeur à plaque et joint.....	13
Figure I.17: Échangeur Compabloc et l'empilement des plaques.....	14
Figure I.18: Échangeur Packinox.....	15
Figure I.19: Échangeur lamellaire.....	15
Figure I.20: schéma d'un échangeur à spirale.....	16
Figure I.21: schéma Échangeur brasé.....	16
Figure I.22: Évaporateur à tubes courts et à panier.....	17

Figure I.23: Évaporateur à longs tubes verticaux et à grimpage.....	18
Figure I.24: schéma Condensation extérieur aux tubes.....	19
Figure I.25: Échangeur tubulaire à Co-courant.....	19
Figure I.26: Échangeur tubulaire à Contre-courant.....	20
Figure I.27: Échangeur tubulaire à courant croisé.....	20
Figure I.28: Schéma de principe d'un échangeur air-air.....	21
Figure I.29: Schéma d'un échangeur liquide-liquide.....	22
Figure II.1: Distribution de température dans l'échangeur de chaleur à trois fluides Co-courant (arrangement P1), contre-courant (arrangement P2), contre courant/Co-courant (arrangement) et Co-courant/contre courant (arrangementP4) [12].....	27
Figure II.2 : Variation du coefficient de transfert h_m coté lait(a) et variation de k_{3-1} (b) avec le nombre de Reynolds [13].....	28
Figure II.3 : Variation de k_{3-5} avec le nombre de Reynolds [13].....	28
Figure II.4 : Comparaison de Nu obtenu par les méthodes de régime permanent et transitoire. Pour un écoulement turbulent d'eau dans un tube lisse de $Pr=5.964$	29
Figure II.5 : Comparaison du facteur de frottement f obtenu par la méthode du régime permanent et la méthode transitoire pour l'écoulement turbulent d'eau dans un tube lisse.....	29
Figure II.6: Variation de la pression de vapeur avec le temps de fonctionnement pour différentes températures de sortie du lait [16].....	30
Figure II.7: Variation de la température de la vapeur d'eau avec le temps de fonctionnement à différentes températures de sortie du lait [16].....	30
Figure II.8: Schéma de l'échangeur thermique à trois tubes concentrique étudié par [16].....	31
Figure II.9: Variation de la température en fonction de la longueur [16].....	32

Figure II.10: Réponse (a) du fluide 1 (b) du fluide 2 au changement exponentiel de la température d'entrée [17].....33

Figure II.11: Réponse (a) du fluide1 (b) du fluide 2 au changement sinusoïdal de la température d'entrée [17].....34

Figure II.12: Réponse (a) du fluide 1 (b) du fluide 2 au changement linéaire de la température d'entrée [17].....34

Figure II.13: le flux de chaleur obtenue de la T et de débit découlement (ECTTCSI) et (RCVM).....35

Figure II.14 : Variation de l'efficacité de l'échangeur en fonction du taux de capacité thermique.....36

Figure II.15: Schéma de l'échangeur thermique à trois tubes concentrique étudié par [19].....37

Figure II.16: Effet de R 1, R 2 ou H en dimension des températures de sortie.....38

Figure II.17:Schéma de l'échangeur thermique à trois tubes concentrique étudié par [20]..39

Figure II.18 : Variation de coefficient on fonction de Re.....39

Figure II.19: Variation de la température en fonction de la longueur..... 39

Figure II.20: représentation de la géomètre.....41

Figure II.21: défférence température en CFD.....42

Figure II.22: variation de coefficient de transfert en fonction du diamètre de tube intérieur.....43

Figure II.23: Variation de taux de et de coefficient transfert thermique en fonction du diamètre de l'anneau Intérieur.....44

Figure II.24: Échangeur thermique étudié par [23].....46

Figure II.25: Variation de la température en fonction de la longueur.....46

Figure III.1: Volume de contrôle bidimensionnel.....	51
Figure III.2: Schémas des étapes à utiliser pour la simulation sur ces logiciels gambit et Fluent.....	61
Figure III.3: Schéma d'un échangeur thermique à triple tubes concentriques.....	61
Figure III.4: Face de domaine du calcul.....	63
Figure III.5: Création de l'échangeur de chaleur à trois tubes concentriques.....	63
Figure III.6: Maillage de géométrie précédent.....	64
Figure III.7: Conditions aux limites.....	64
Figure III.8: Type de résolution.....	66
Figure III.9: Fenêtre solveur.....	67
Figure III.10: Fenêtre de modèle visqueux.....	67
Figure III.11: Fenêtre de Matériaux.....	68
Figure III.12: Fenêtre de condition aux limites.....	68
Figure III.13: Fenêtre du contrôle.....	69
Figure III.14: Fenêtre de l'initialisation.....	69
Figure III.15: Fenêtre de Résiduel Monitors.....	70
Figure III.16: Fenêtre de l'itération.....	70
Figure IV.1: Les courbes des résiduels de calculs (Co-courant) et (Contre-courant).....	73
Figure IV.2: Echangeur de chaleur à trois tubes concentriques.....	74
Figure IV. 3: Validation thermique	75
Figure IV. 4: Création des lignes horizontales.....	76
Figure IV. (5, 6, 7, 8, 9,10) : Contours d'un échangeur thermique à Co-courant.....	77
Figure IV. (11, 12, 13, 14) : Courbes d'un échangeur thermique à Co-courant.....	80

Figure IV. (15, 16, 17, 18, 19,20): Contours d'un échangeur thermique à contre-courant...83

Figure IV. (21, 22, 23, 24) : Courbes d'un échangeur thermique à contre-courant.....86

LISTE DES TABLEAUX :

Tableau II.1: Les dimensions de cet échangeur thermique à trois tubes concentrique.....31

Tableau II.2: Les paramètres d'entrée pour l'analyse en CFD.....41

Tableau II.3 : Conditions aux limites.....41

Tableau II.4: Comparaison des résultats du différent débit massique pour la chute de pression et la chute de température.....45

Tableau III.1 : Récapitulatif des équations régissant l'écoulement.....56

Tableau III. 2: Coefficients du modèle K- S standard.....59

Tableau III. 3: Dimensions géométriques de l'échangeur thermique.....62

Tableau IV. 1: Les paramètres d'entrée de l'échangeur thermique.....74

Tableau IV. 2: Les paramètres de sortie de l'échangeur thermique.....76

NOMENCLATURE

NOMUCLATURE

➤ *SYMBOLES*

L : longueur de tube.	[m]
NUT : Nombre d'unité de transfert.	/
Nu : Nombre de Nusselt	/
D_{k,j} : Coefficients	/
L_{j,k} : Coefficients	/
P : pression.	[Pa]
r, r' : Rayon interne et externe du tube central.	[m]
R, R' : Rayon interne et externe de l'espace annulaire interne.	[m]
R, R' : Rayon interne et externe de l'espace annulaire externe.	[m]
T : Température.	[K]
K : Rapport de rayon des deux tubes (a, b).	/
t : temps.	[s]
U : Vitesse de fluide.	[m/s]
ν : viscosité cinématique.	[m ² /s]
x : L'abscisses.	/
y : L'ordonnées.	/
C_u : coefficient sans dimension qui doit être évalué expérimentalement.	/
ε : Le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulence.	/
μ_e : viscosité dynamique turbulence.	/
Re : nombre de Reynolds.	/
Pr : Nombre de Prandtl	
S_φ Terme source.	

➤ *SYMBOLES GREQUES*

δ : Épaisseur de la couche limite.	[m]
C_P : Chaleur massique spécifique.	[J / kg.K]
Θ : Température adimensionnelle.	/
φ : La propriété transportée.	/
W Rapport de dissipation spécifique.	/
ξ_{ki} : Coordonnée adimensionnelle	[1/ s]

NOMUCLATURE

y' : Coefficient	/
Γ : Coefficient de diffusion.	/
ρ : Masse volumique.	[kg/ m ²]
γ :Coefficient de détente isentropique.	/
τ : Contrainte de cisaillement turbulent.	/
C_p : Le coefficient de pression.	/
➤ ABRÉVIATIONS	
CAL : Calculé.	/
EDTC : Échangeur de chaleur à double tube.	/
ECTTC : Échangeur de Chaleur à Trois Tube Concentrique.	/
ECTTC-SI : Échangeur de Chaleur à Trois Tube Concentrique sans isolation.	/
EXP : Expérimental.	/
FCN : Écoulement Froide-Chaude-Normal.	/
NCF : Ecoulement Normale-Chaude-Froide.	/
CFD : Computationnel Fluide Dynamique.	/
DAQ : Data Acquisition System.	/
VC : Volume de Contrôle.	/
MEF : Méthode des Éléments Finis.	/
PPBCE : poêle à plombe de bois d'une chambre étanchée	/
RCVM : récupérateur de chaleur à ventilation mécanique	/

INTRODUCTION GÉNÉRALE

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Les échangeurs thermiques ont toujours eu de nombreuses applications majoritairement dans l'industrie mais également dans l'habitat ou dans le transport. A titre d'information, 30% des équipements des unités pétrochimiques sont constitués d'appareils d'échange de chaleur. Il est devenu de plus en plus indispensable de posséder des informations complètes sur l'état des procédés industriels de récupération d'énergie à tout instant. Ces renseignements permettraient de déceler, de suivre et de prédire les perturbations et les dégradations du transfert thermique et en même temps d'éviter une augmentation certaine de destruction de la couche d'ozone [1].

Dans l'industrie, les échangeurs thermiques ont acquis une importance économique. Une grande part 90% de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupérations de l'énergie thermique de ces procédés [1].

Le souci technologique majeur des échangeurs de chaleur est l'amélioration de l'échange thermique entre les deux fluides tout en générant le moins de pertes de charges ou de le réduire à leur plus bas niveau possible [2].

Ces dernier temps, l'optimisation des performances portes plus particulièrement sur la circulation de l'air caloporteur pour extraite et transporter le maximum de calories vers l point d'utilisation ou pour le stockage [2].

Le présent mémoire comporte quatre chapitres : après cette brève introduction, nous abordons dans le premier chapitre des notions générales sur les échangeurs thermiques concernant les différents types des échangeurs de chaleur et leurs domaines d'application, le deuxième chapitre est réservé pour le revue bibliographique, dans le troisième chapitre, nous avons présentons le code de calcul Fluent, et le logiciel de réalisation la géométrie et le maillage, le préprocesseur GAMBIT (Geometry And Mesh Building Intelligent Toolkit).Le dernier chapitre, c'est la partie la plus important de ce mémoire, il comporte la simulation et l'interprétation des résultats numériques obtenus sous forme des graphes dans la configuration étudiée.

Finalement, ce mémoire sera terminé par une conclusion générale et les perspectives qui peuvent être dégagées logiquement de ce travail.

CHAPITRE I

NOTIONS GÉNÉRALES SUR LES ÉCHANGEURS DE CHALEUR

CHAPITRE I NOTIONS GÉNÉRALES SUR LES ÉCHANGEURS DE CHALEUR

I.1 INTRODUCTION

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part (90 %) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés [3].

On les utilise principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.). Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés [3].

I.2 DEFINITION D'UN ÉCHANGEUR DE CHALEUR

Un échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid. Le même fluide peut conserver son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases : c'est le cas des condenseurs ; évaporateurs ; rebouilleurs ou des tours de refroidissement [4].

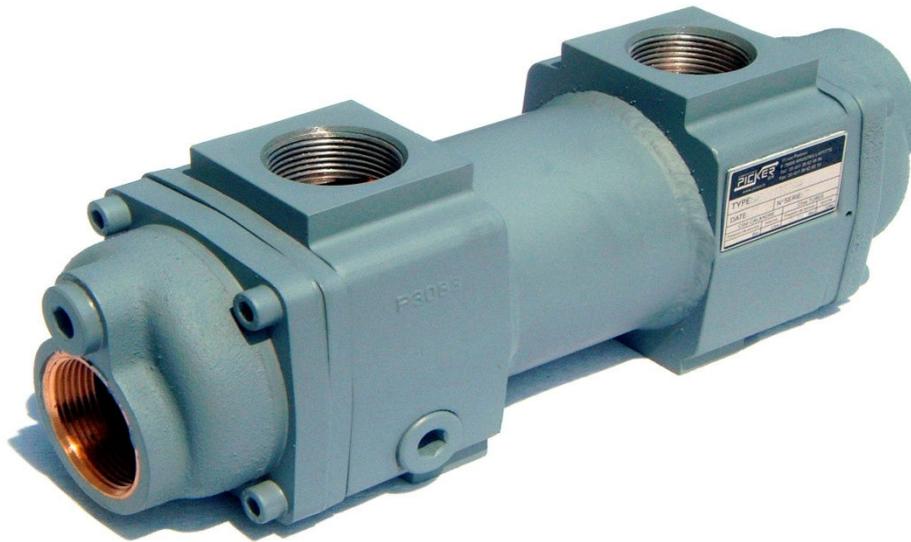


Figure I.1 : Un échangeur de chaleur

I.3 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT D'UN ÉCHANGEUR DE CHALEUR

L'échange se fait à contre courant grâce à la bonne efficacité de l'échange. L'acide (corrosif) doit circuler à l'intérieur des tubes pour éviter le surcoût des matériaux résistants pour les tubes et la calandre, ainsi que la vapeur d'eau à l'extérieur du tube au côté calandre.

Le fluide dans le faisceau des tubes induit des vibrations qui varient en fonction de sa vitesse. A ces vibrations de type mécanique; peuvent se superposer des vibrations acoustiques dues à l'oscillation du fluide dans la calandre. Ces résonances acoustiques sont obtenues par l'excitation correspondant à la fréquence de détachement tourbillonnaire du flux à l'arrière des tubes.

L'échangeur est positionné verticalement pour que le film s'écoulant sur les tubes se rassemble sur la calotte inférieure avant de s'écouler à l'extérieur. Si le débit de vapeur est inférieur à la capacité maximale de condensation de l'échangeur, le liquide se refroidit quand il atteint dans sa descente la zone où toute la vapeur est condensée.

La présence des gaz incondensables dans la vapeur pour ce changement d'état entraîne une diminution du coefficient de convection car ces gaz jouent le rôle d'un isolant en formant une couche limite autour des tubes. D'où la nécessité de conditionner la vapeur d'eau [5].

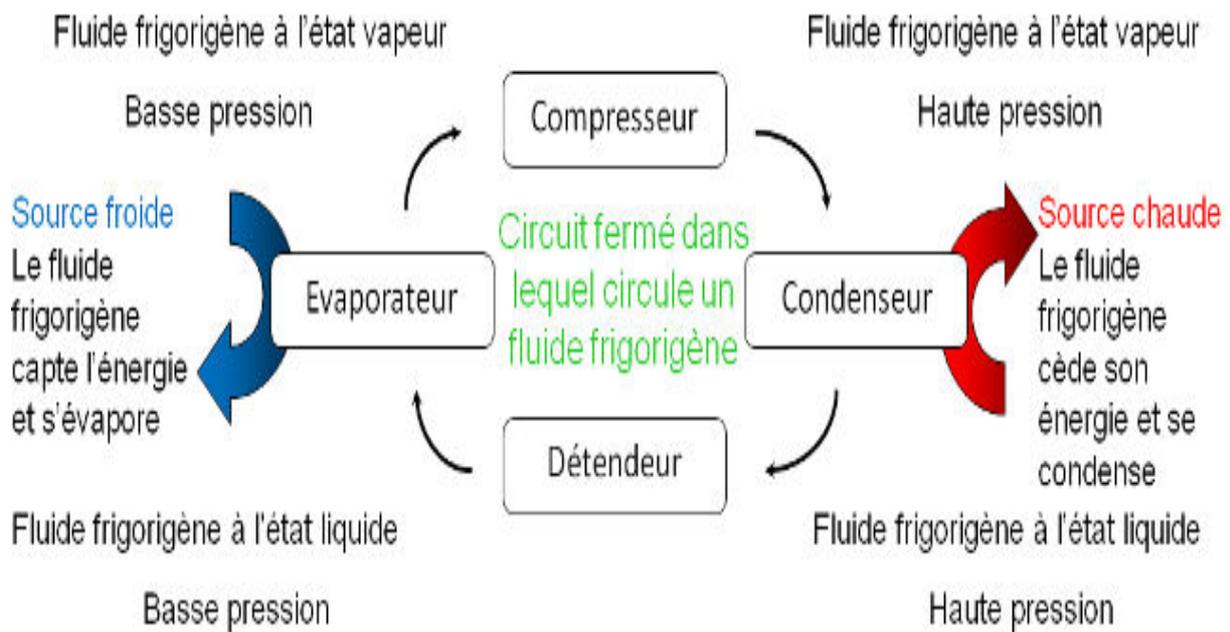


Figure I.2 : Principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur

I.4 TYPES DES ÉCHANGEURS DE CHALEUR

I.4.1 Les échangeurs tubulaires

Pour des raisons historiques et économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus. On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée [6].

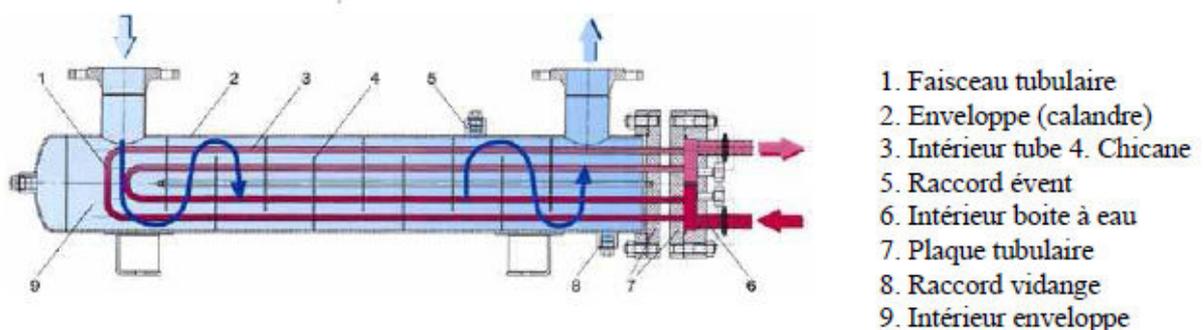


Figure I.3 Schéma de principe de l'échangeur tubulaire

I.4.1.1 Échangeur de chaleur à trois tubes concentriques

Cet échangeur est constitué par des éléments rectilignes de trois tubes concentriques raccordés à leurs extrémités par des coudes. Les divers éléments sont tous assemblés par des raccords à démontage rapide, et un remplacement des tubes est possible. Les problèmes de dilatation thermique et d'étanchéité entre les trois tubes sont résolus par l'utilisation de presse étoupe ou de joint torique [6].

Les tubes sont généralement en acier et on utilise également quelquefois des tubes en verre, en graphite, en cuivre, etc. [6].

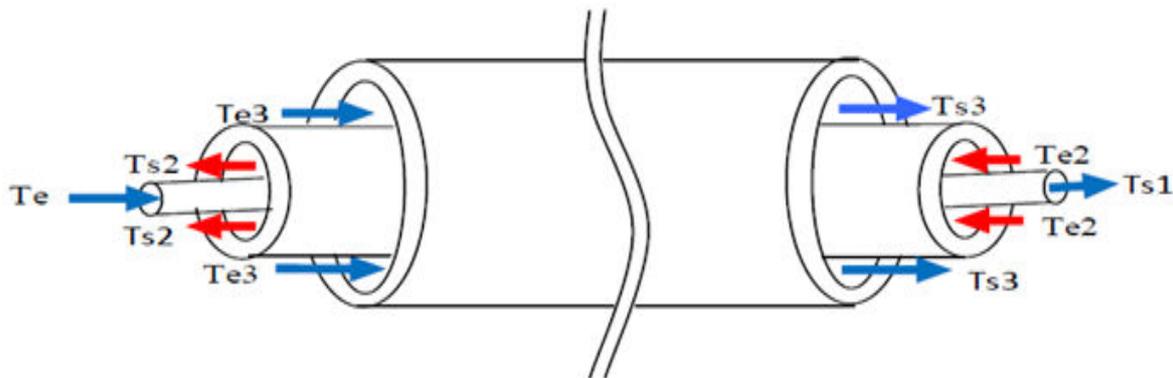


Figure I.4 échangeur à trois tubes coaxiaux à contre-courant

Dans notre étude, nous allons choisir ce type (Échangeur à trois tubes coaxiaux).

I.4.1.1. 1 Évaporateurs

Ces appareils sont généralement utilisés pour concentrer une solution, refroidir un fluide, ou produire de la vapeur. Le fluide chauffant peut être une phase liquide qui transmet sa chaleur sensible ou de la vapeur cédant sa chaleur latente de condensation sur la paroi [3].

I.4.1.1. 2 Condenseur

Un condenseur est un appareil dont la fonction principale est de liquéfier de la vapeur sur une surface froide. La chaleur latente du corps est transférée dans le fluide réfrigérant, ce qui consiste en un changement de phase à température constante. Le fluide réfrigérant varie en fonction du débit de gaz ou vapeur à condenser et de la température de condensation du gaz.

Il en existe deux grandes familles :

- ✓ Condenseurs à fluides séparés, sans contact entre la vapeur et le fluide réfrigérant.
- ✓ Condenseurs à contact direct entre le mélange de la vapeur à condenser et le fluide réfrigérant.

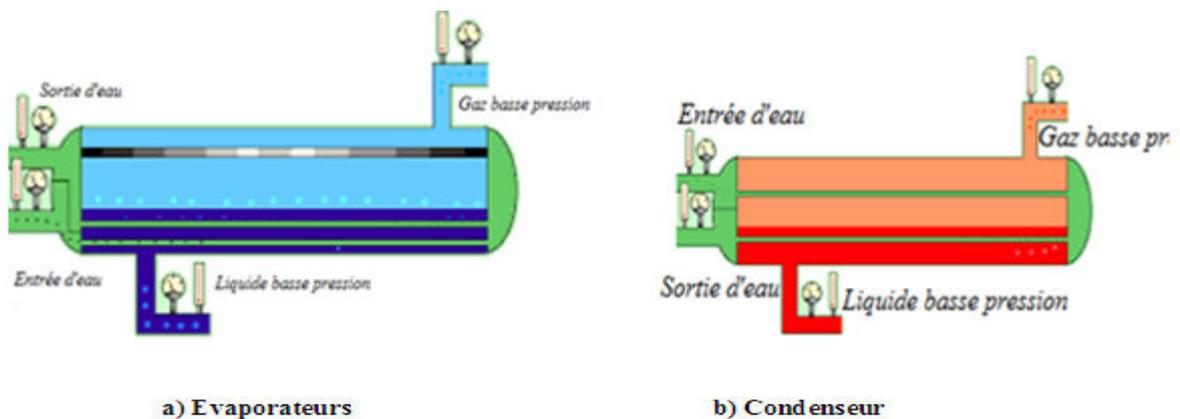


Figure 1.5 Évaporateurs et condenseur

I.4.1.2 Échangeur monotube

Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentin comme montré à la figure au dessous.

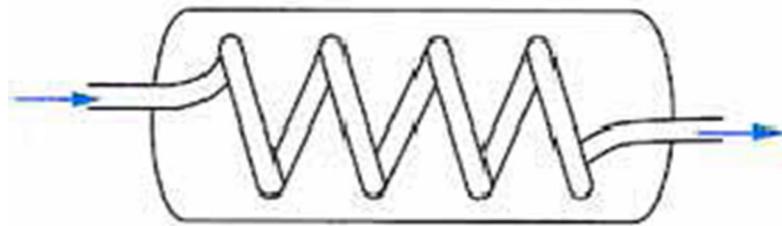


Figure 1.6: Échangeur monotube en serpentin

I.4.1.3 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 comme montré à la figure au dessous.

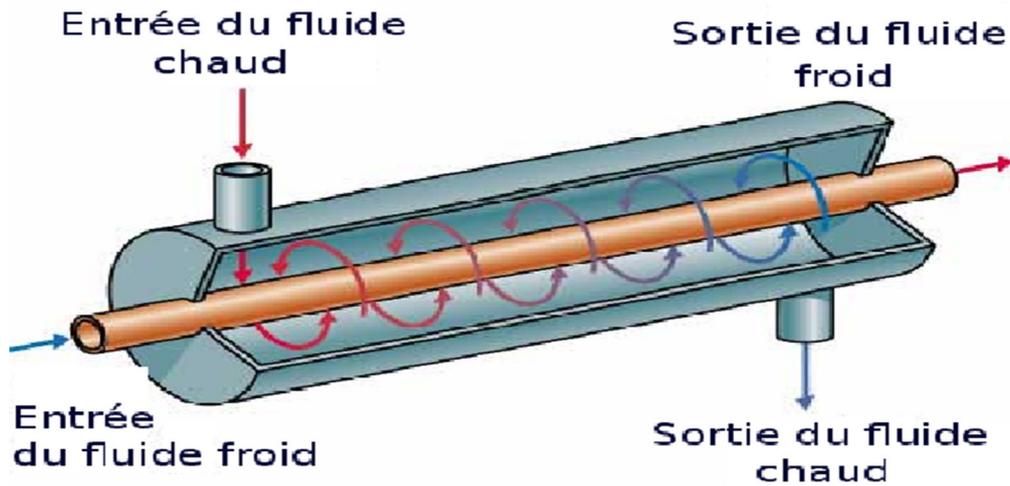


Figure I.7: Échangeur coaxial

I.4.2 Échangeur multitubulaire

Existant sous quatre formes :

I.4.2.1 Échangeur à tubes séparés

À l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm) maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé [6].

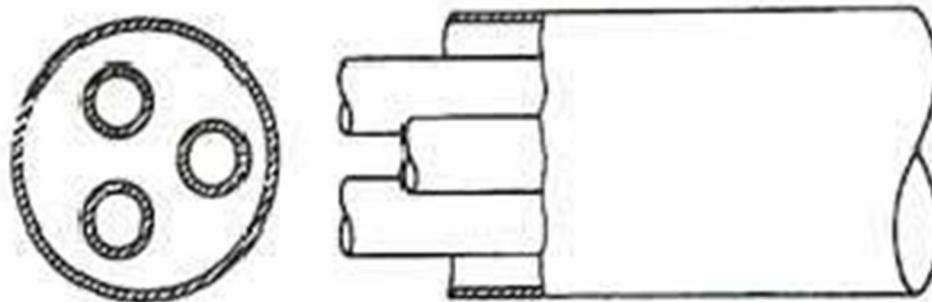


Figure I.8: Échangeur à tube séparé.

I.4.2.2 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 [6].

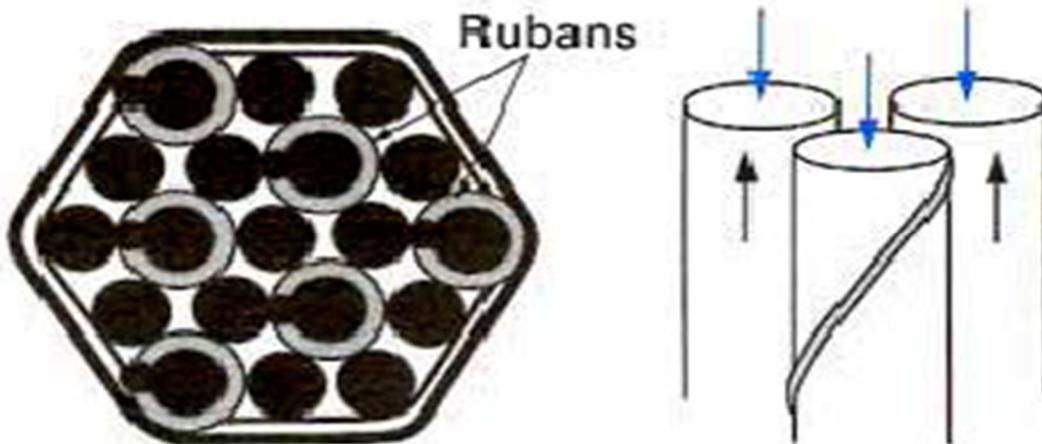


Figure I.9: Échangeur à tube rapproché.

I.4.2.3 Échangeur à tubes ailettes

Ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique ; différents types d'ailettes sont toutefois présentés si contre.

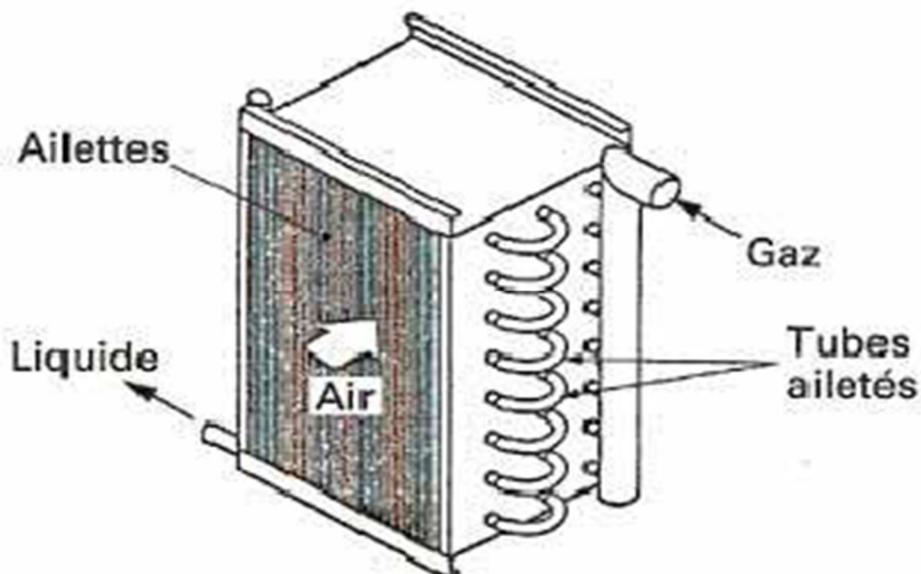


Figure I.10: Échangeur à tube ailette.

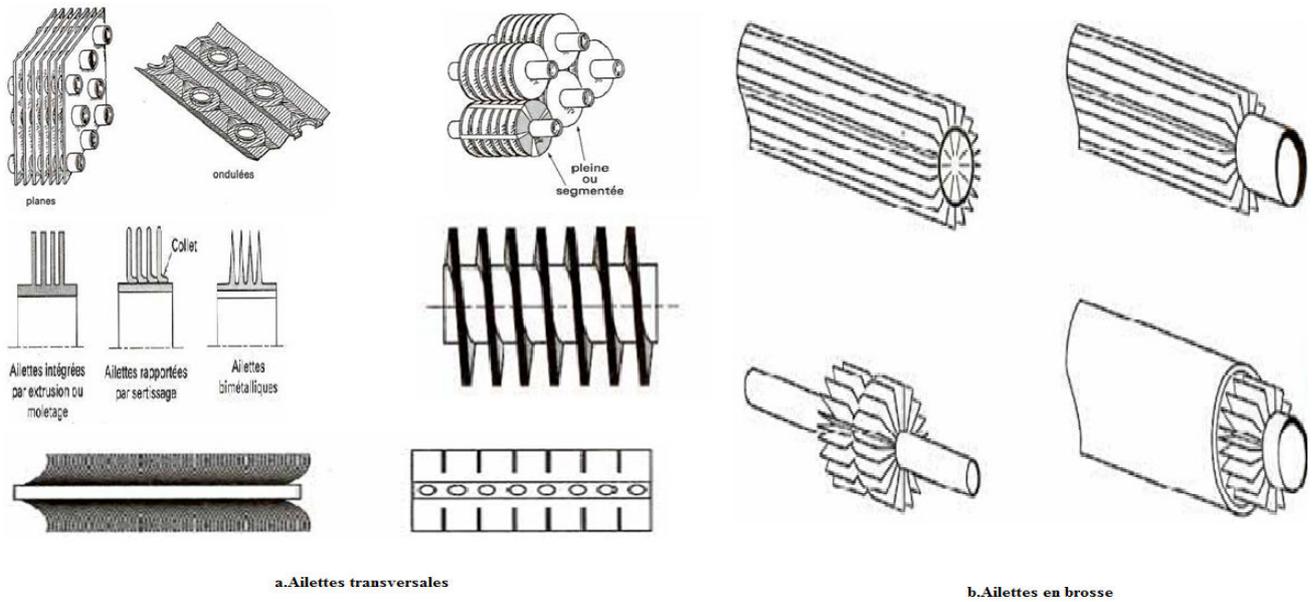


Figure I.11: Type d'ailettes longitudinale.

I.4.3 Echangeur à tube et calandre

I.4.3.1 Echangeur de chaleur à tête flottante

L'une des plaques tubulaires est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre [5].

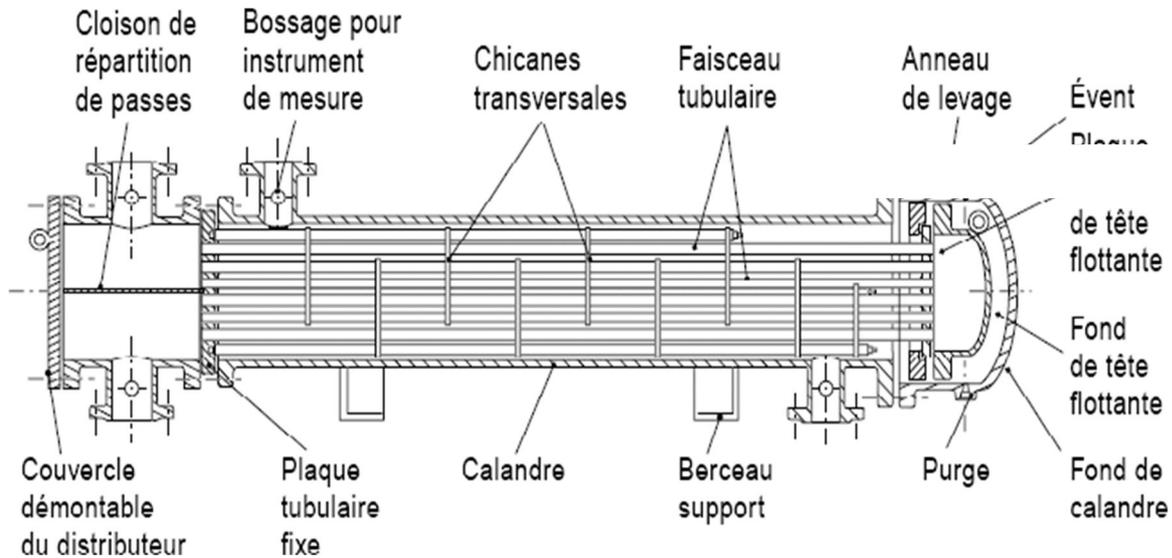


Figure I.12: Échangeur à tête flottante

I.4.3.2 Echangeur à plaque tubulaires fixes

Dans ce cas, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre [7].

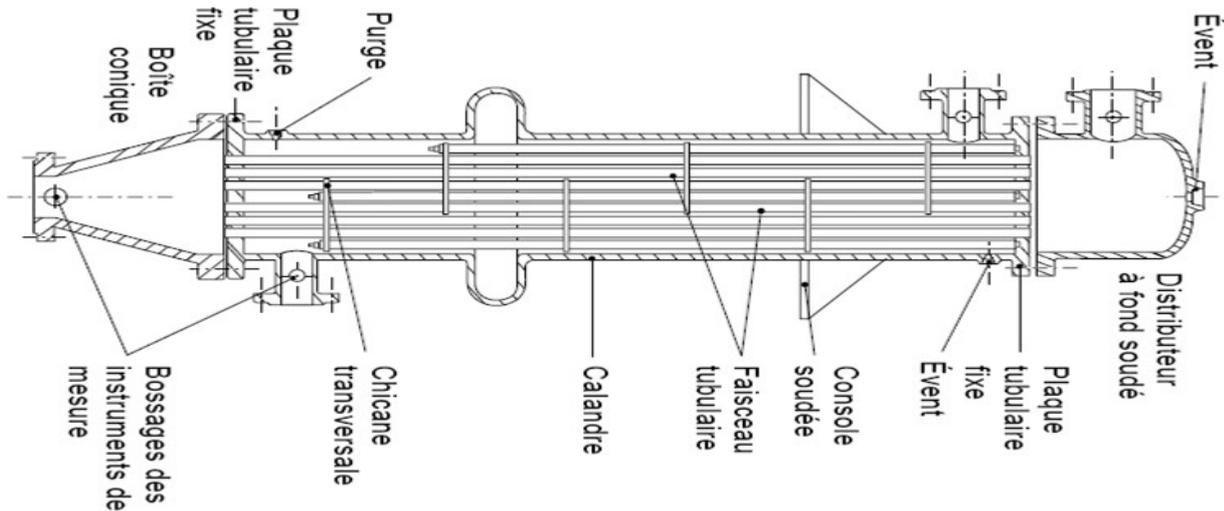


Figure I.13 : Échangeur à plaque tubulaire fixe.

I.4.3.3 Echangeur à tubes en U

Le faisceau est constitué de tubes coudés en forme d'épingle, il n'est donc porté que par une seule plaque tubulaire. Ce système permet la libre dilatation du faisceau. En revanche, le nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique [7].

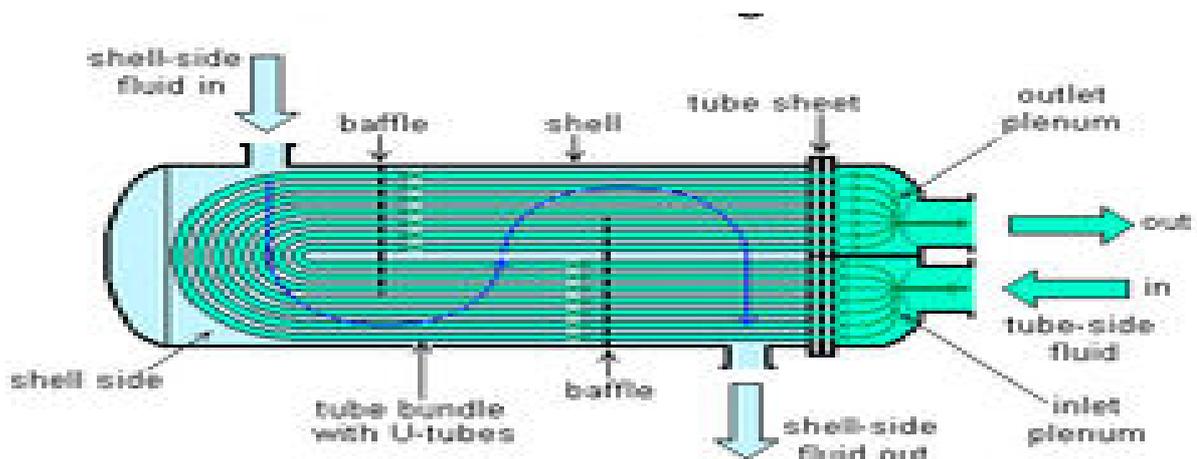


Figure I.14: schéma d'un Échangeur à tube en U.

I.4.4 Echangeur à plaque

I.4.4.1 Échangeurs à surface primaire

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques corrigées, 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 par multiplication des points de contact [6].

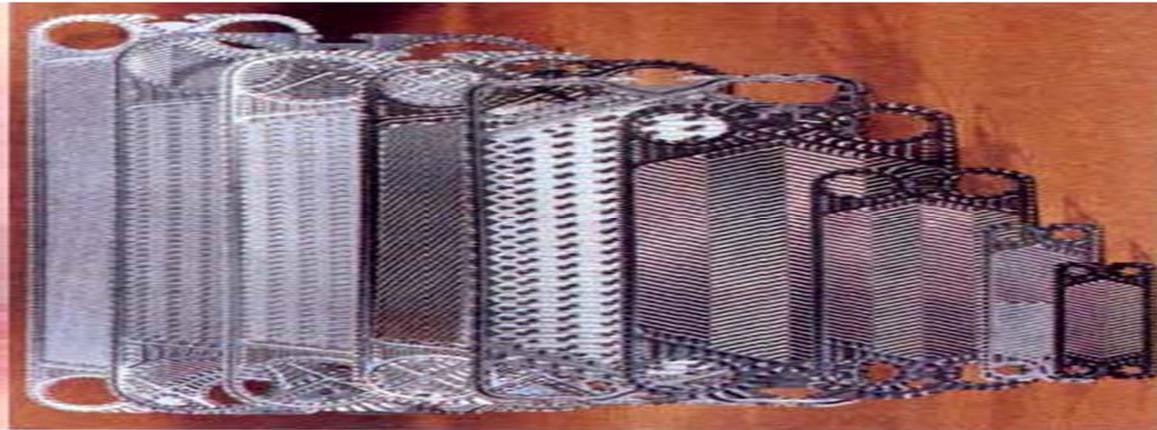


Figure I.15: Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire.

I.4.4.2 Échangeurs à plaques et joints

La surface d'échange est alors composée de plaques métalliques, équipées de joints, serrées les unes contre les autres à l'aide de tirants entre deux flasques, l'un fixe, l'autre mobile



Figure I.16: Échangeur à plaque et joint.

I.4.4.3 Échangeurs à plaques soudées ou brasées

Ils sont utilisés en récupération de chaleur, dans les domaines de la chimie, de la pétrochimie, de l'agro-alimentaire, etc. Parmi leur différent type [6].

I.4.4.3.1 Échangeur platulaire

Il est constitué d'un assemblage de tôles planes embouties. Il existe différents types d'appareils : les uns sont composés de chambres planes munies de tabulateurs, les autres constitués de picots emboutis et soudés [6].

I.4.4.3.2 Échangeur Compabloc

Il est constitué d'un assemblage de plaques corruguées identiques à celles utilisées dans les échangeurs à plaques et joints ; la circulation des fluides est à courants croisés [6].

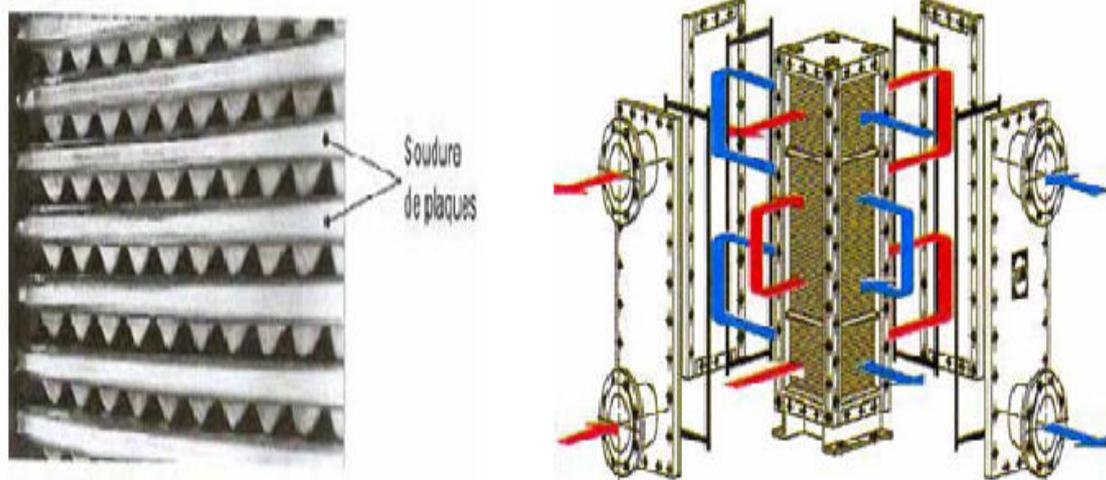


Figure I.17: Échangeur Compabloc et l'empilement des plaques.

I.4.4.3 Échangeur Packinox

C'est un échangeur à plaques soudées de grandes dimensions. Le faisceau est constitué d'un empilement de plaques formées par explosion et insérées dans une calandre pouvant atteindre une longueur de plus de 10 m. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des températures de l'ordre de 600 °C et des pressions de 50 bar [6].

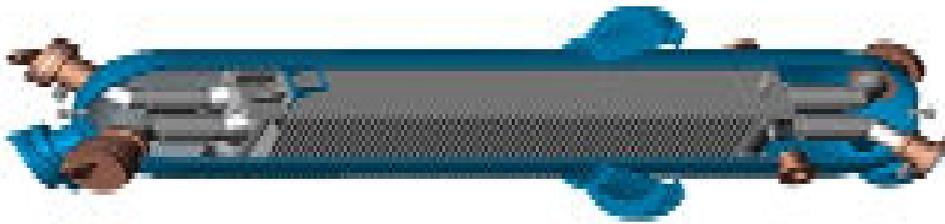


Figure I.18: Échangeur Packinox.

I.4.4.4 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 [6].

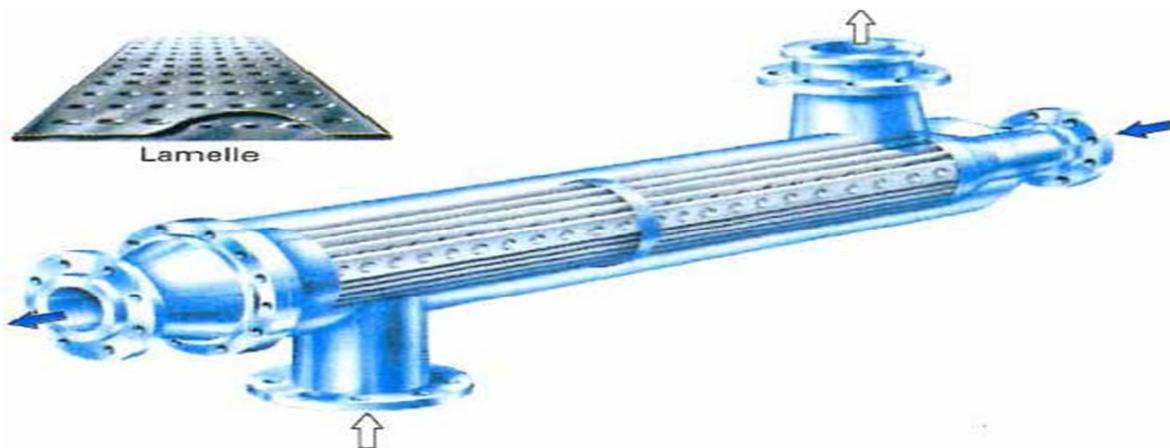


Figure I.19: Échangeur lamellaire.

I.4.4.3.5 Échangeur à spirale

Il est constitué de deux rubans de tôle gaufrée, enroulés et maintenus parallèles. La distance entre les surfaces d'échange des deux canaux est maintenue constante par des taquets soudés sur les plaques. La circulation des fluides est du type monocanal à courants parallèles ou croisés. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des pressions de l'ordre de 25 bar et des températures de l'ordre de 300°C [6].

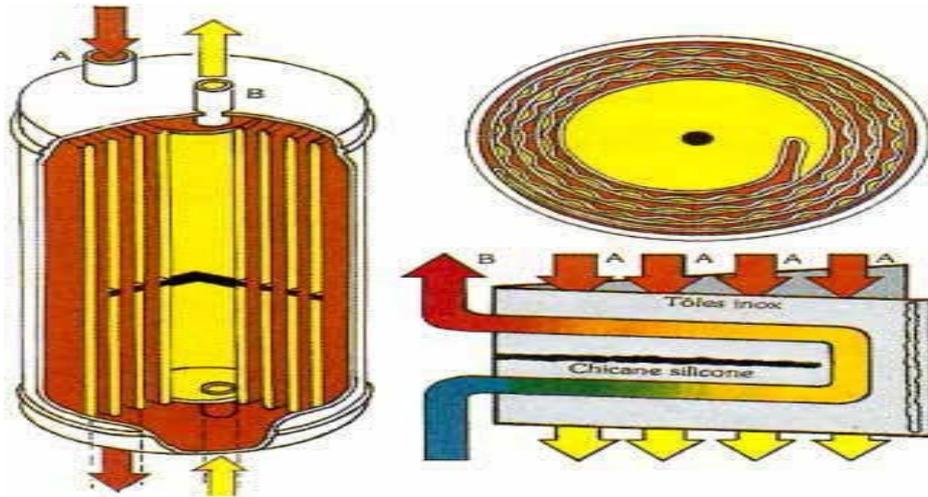


Figure I.20: schéma d'un échangeur à spirale

I.4.4.3.6 Échangeur brasé

C'est une variante de l'échangeur plaques et joints conventionnels, car sa surface d'échange est constituée d'une série de plaques métalliques à cannelures inclinées [6].

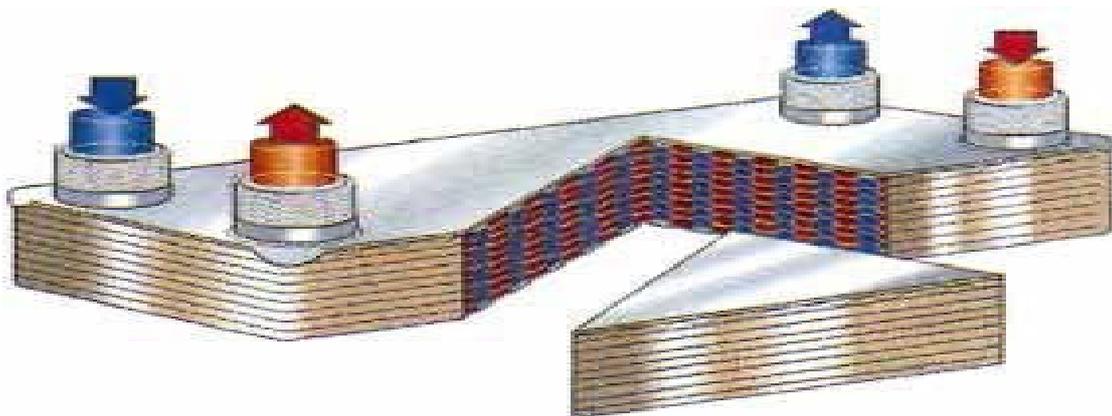


Figure I.18 schéma Échangeur brasé

I.4.5 Échangeurs avec un fluide changeant de phase

L'un des deux fluides peut subir un changement de phase à l'intérieur de l'échangeur. C'est le cas des évaporateurs si le fluide froid passe de l'état liquide à l'état gazeux, ou des condenseurs si le fluide chaud se condense de l'état de vapeur à l'état liquide.

I.4.5.1 Évaporateurs tubulaires

Ces appareils sont généralement utilisés pour concentrer une solution, refroidir un fluide, ou produire de la vapeur. Le fluide chauffant peut être une phase liquide qui transmet sa chaleur sensible ou de la vapeur cédant sa chaleur latente de condensation sur la paroi.

Il existe deux types d'évaporateurs, qui sont :

I.4.5.1.1 Évaporateurs à l'intérieur de tubes

On distingue les évaporateurs à tubes verticaux et ceux à tubes horizontaux [6].

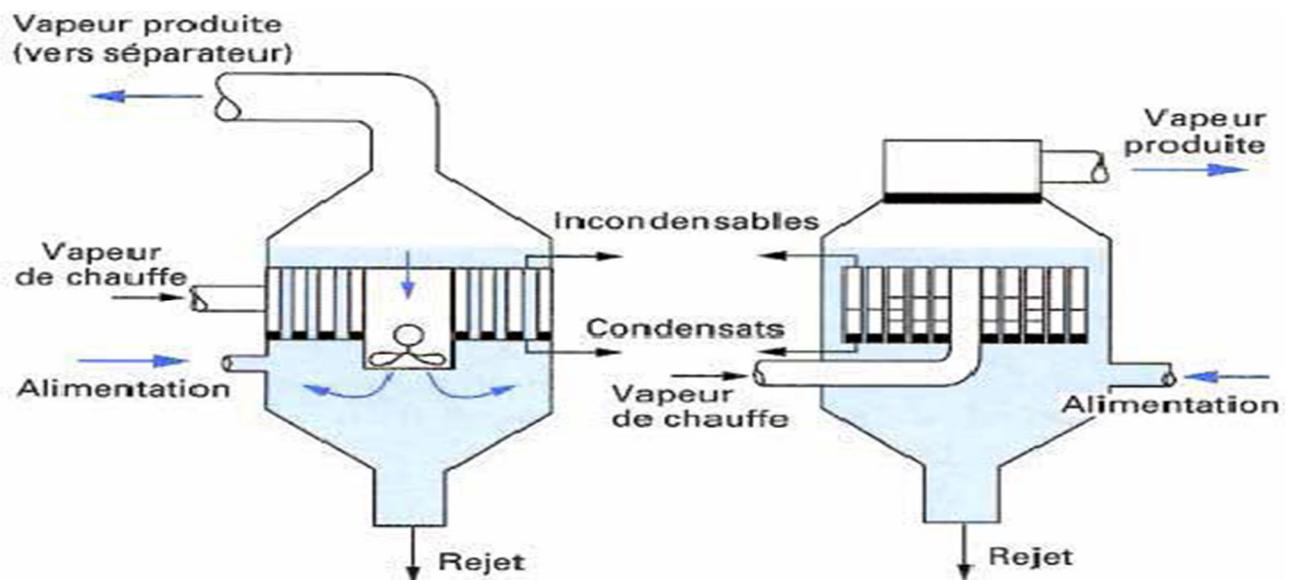


Figure I.21: Évaporateur à tubes courts et à panier.

a) Évaporations à tubes verticaux

Ces appareils sont utilisés pour concentrer une solution, fournir de la vapeur nécessaire au réchauffement d'un fluide à distiller ou comme évaporateurs cristallisateurs. Les tubes sont généralement chauffés extérieurement par de la vapeur qui se condense [6].

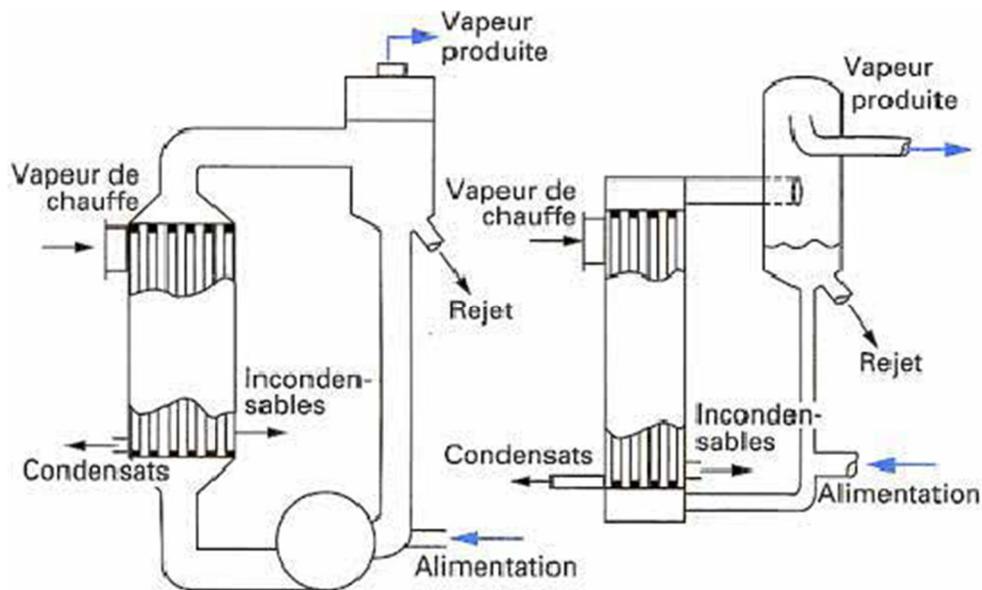


Figure I.22: Évaporateur à longs tubes verticaux et à grimpage.

b) Évaporateurs à tubes horizontaux

Ces appareils sont généralement utilisés comme refroidisseurs de liquide (eau, saumure, eau glycolée, etc.). Le liquide à évaporer qui circule dans les tubes est un fluide frigorigène, alors que le fluide à refroidir circule à l'extérieur des tubes [6].

I.4.5.1.2 Évaporation à l'extérieur de tubes

Ces évaporateurs utilisent généralement des tubes horizontaux. On distingue deux types : les évaporateurs noyés (ou submergés) et les évaporateurs arrosés (ou aspergés) [6].

I.4.5.2 Condenseurs tubulaires

Le but de ces échangeurs est de condenser une vapeur à l'aide d'un fluide réfrigérant. Ils concernent des secteurs d'activité très variés comme la production d'énergie (centrale thermique), les industries chimiques (colonnes à distillation), les industries du génie climatique, de l'agro-alimentaire, du séchage. [6].

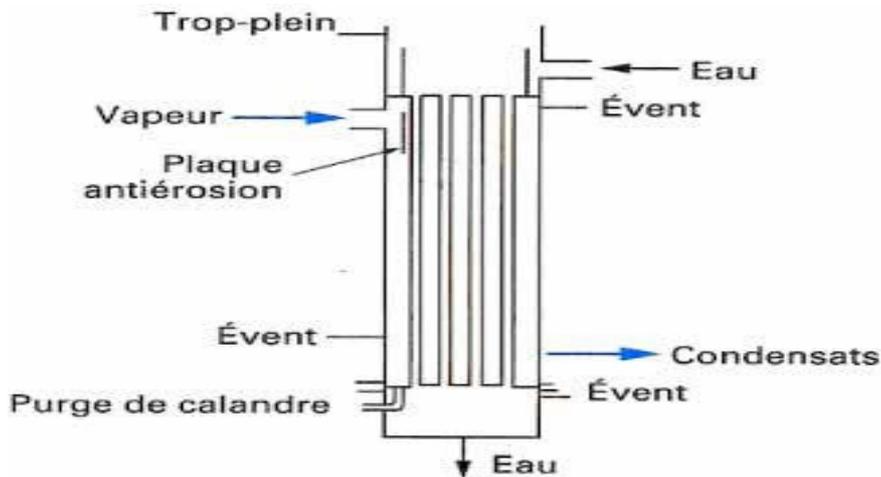


Figure I.23: schéma Condensation extérieur aux tubes.

I.4. 1 Classification des échangeurs suivant le sens d'écoulement des fluides

I.4. 2.1 À Co-courant

Les deux fluides sont disposés parallèlement et vont dans le même sens. Dans un échangeur anti-méthodique la température de sortie du fluide froid est nécessairement moins élevée que la température de sortie du fluide chaud [8].



Figure I.24: Échangeur tubulaire à Co-courant

I.4. 3.2 À contre-courant

Idem, mais les courants vont dans des sens opposés. Dans un échangeur méthodique, le coefficient d'échange est sensiblement supérieur à celui d'un échangeur anti-méthodique et la température de sortie du fluide froid peut être plus élevée que la température de sortie du fluide chaud [8].



Figure I.25: Échangeur tubulaire à Contre-courant

I.4. 4.3 À courants croisés

Les deux fluides sont positionnés perpendiculairement comme la montre la figure suivante [8].

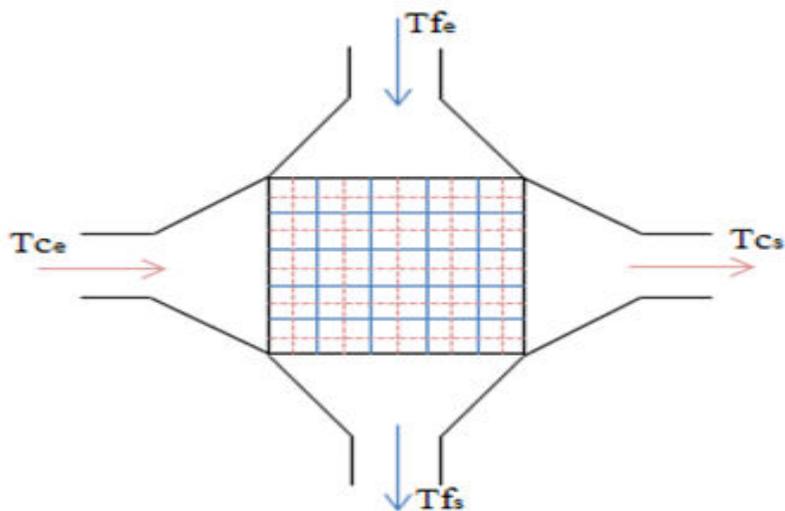


Figure I. 24 : Échangeur tubulaire à courant croisé

I.5 DOMAINE D'UTILISATION DES ECHANGEURS

Dans le domaine agricole, il existe une multitude d'applications pour lesquelles les échangeurs de chaleur peuvent être utilisés.

I.5 .1 Échangeur air-air

Pour les productions demandant un chauffage important au cours de la saison froide, l'échangeur de chaleur gaz-gaz permet de diminuer les coûts de chauffage en récupérant une partie de la chaleur de l'air expulsé du bâtiment pour préchauffer l'air d'entrée.

L'échangeur d'air récupérateur de chaleur peut réduire considérablement les coûts énergétiques en récupérant la chaleur de l'air vicié pour préchauffer l'air frais provenant de l'extérieur [9].

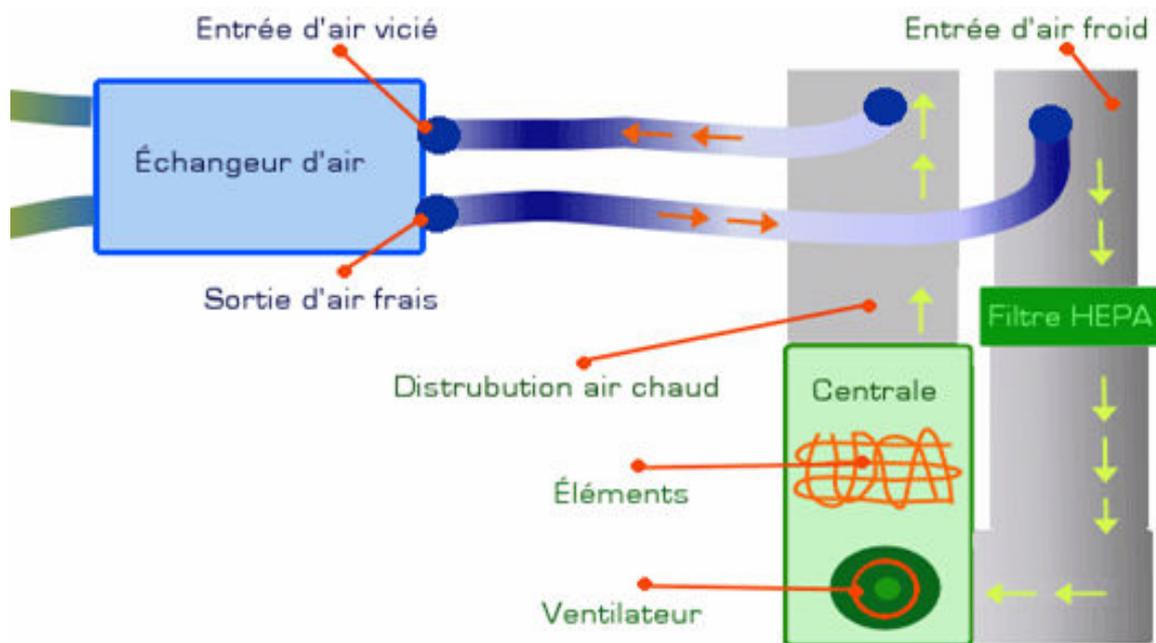


Figure I. 25 : schéma de principe d'un échangeur air-air.

I.5 .2 Échangeur liquide-liquide

En production laitière, la réfrigération du lait exige de près du quart de la consommation totale d'électricité d'une ferme. L'amélioration de l'efficacité du système de refroidissement pourrait donc permettre des économies significatives. Pour y arriver, des systèmes de pré refroidissement ont été conçus, dont l'échangeur à plaques. Ce dernier

permet de réduire la charge de refroidissement du réservoir à lait et donc la quantité d'énergie nécessaire. Il s'agit d'un échangeur de chaleur entre le lait et l'eau froide qui permet d'abaisser la température du lait de 36 °C (pis de la vache) jusqu'à 13-20 °C. Le lait est ensuite refroidi à sa température de conservation (autour de 3°C) dans le réservoir à lait. L'échangeur est constitué d'un empilement de plaques laissant passer alternativement l'eau froide et le lait à contrecourant.

L'efficacité de ce type de refroidisseur dépend notamment du débit respectif de chaque fluide et de la différence de température entre ceux-ci. Plus la source d'eau est froide, plus l'efficacité de l'appareil augmente. L'eau qui a été réchauffée en passant dans l'échangeur peut être entreposée temporairement dans un petit réservoir pour alimenter le réservoir à eau chaude [9].

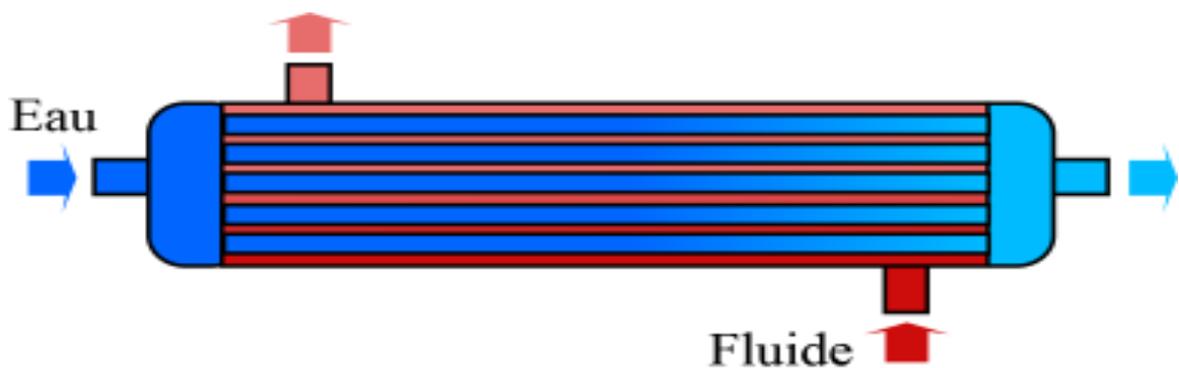


Figure I. 26 : schéma d'un échangeur liquide-liquide.

I.5 .3 Échangeur liquide-gaz

Actuellement, il existe des systèmes de récupération de la chaleur adaptés au refroidisseur de lait. Le lait est refroidi grâce à un système transférant la chaleur vers un puits (eau ou air) par l'intermédiaire d'un gaz réfrigérant. La chaleur de ce gaz réfrigérant est généralement perdue dans l'atmosphère de la laiterie ou à l'extérieur du bâtiment. Les systèmes de récupération de chaleur ne changent pas fondamentalement le fonctionnement du système de réfrigération, mais permettent de réutiliser de la chaleur habituellement perdue pour chauffer l'eau nécessaire notamment pour le nettoyage [9].

I.6 CONCLUSION

Vu l'importance industrielles des échangeurs de chaleur, il existe une diversité des différents types des échangeurs de chaleur qui ont de nombreuse applications dans les différentes domaines (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, automobile, aéronautique, chauffage, climatisation,.....etc.) [3].

CHAPITRE II

REVUE BIBLIOGRAPHIQUE SUR LES ÉCHANGEURS DE CHALEUR

CHAPITRE II REVUE BIBLIOGRAPHIQUE SUR LES ÉCHANGEURS DE CHALEUR

II.1 INTRODUCTION

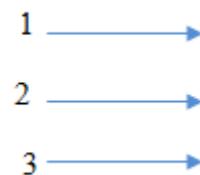
Les échangeurs de chaleur prennent un intérêt depuis longtemps, des milliers de chercheurs et experts ont fait des études sur lui pour trouver les meilleurs résultats à but de choisir un échangeur thermique correspondant à ses besoins. Parmi ces milliers, nous avons choisi quelques études pour voir à quels résultats ont abouti.

II.2 PRÉSENTATION DE QUELQUES TRAVAUX CONCERNANT LE ÉCHANGEURS DE CHALEUR À TROIS TUBES.

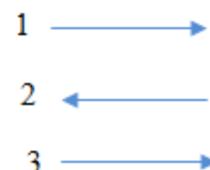
L'échangeur de chaleur à triple tube concentrique (ECTTC) est une version légèrement modifiée d'un échangeur de chaleur à double tube (EDTC), il est conçu de trois tubes concentriques traversés par trois fluides qui échangent de la chaleur entre eux, l'un des fluides (à chauffer ou à refroidir) circule dans l'anneau interne formé entre le tube intérieur et l'espace annulaire externe. Par conséquent, l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique améliore le transfert de chaleur à travers un passage d'écoulement supplémentaire et une plus grande surface de transfert de chaleur par unité de longueur de l'échangeur [11].

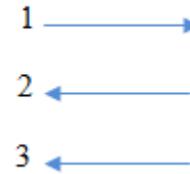
SEKULIC (1994) [12] a présenté une note technique dont laquelle il a fourni des formules explicites pour déterminer les distributions de température des trois fluides pour les quatre arrangements possibles d'écoulement : ($A_i=1,4$).

1- Co-courant les trois fluides dans le même sens A_1 :

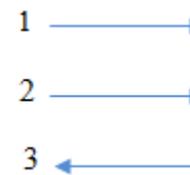


2- Contre-courant A_2 :





3- Contre-courant/co-courant A_3 :



4-Co-courant/contre-courant A_4 :

En régime permanent pour le cas où la conduction dans les fluides et les parois est nulle, les coefficients d'échange de chaleur par convection sont indépendants de la température, du temps et de la position. Il a donné aussi une expression analytique unique pour la détermination du croisement des températures pour n'importe quelle combinaison de fluides *Figure II.1*.

$$\xi_{k,i}^* = \frac{1}{y' NUT} \ln \frac{D_{K,j} + L_{K,j}}{D_{K,j} - L_{K,j}} \quad (\text{II.1})$$

Avec :

$\xi_{k,i}^*$: Coordonnée adimensionnelle (-).

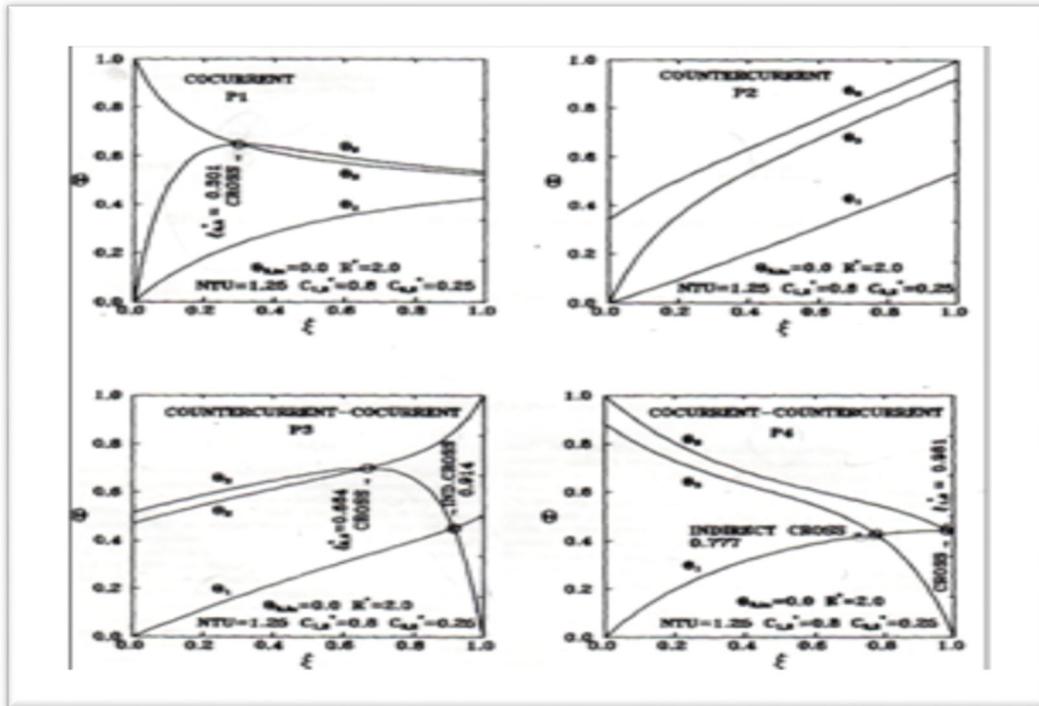


Figure II.1 : Distribution de température dans l'échangeur de chaleur à trois fluides co-courant (arrangement P1), contre-courant (arrangement P2), contrecourant/co-courant (arrangement P3) et co-courant/contre-courant (arrangement P4) [12].

SAHOO et al. (2003) [13]. ont développé une technique itérative pour l'estimation précise des coefficients de transfert de chaleur *Figure II.2* et des coefficients globaux de transfert de chaleur *Figures II.3* (surface intérieure du tube intermédiaire et surface externe du tube interne) dans un [ETTC] hélicoïdal.

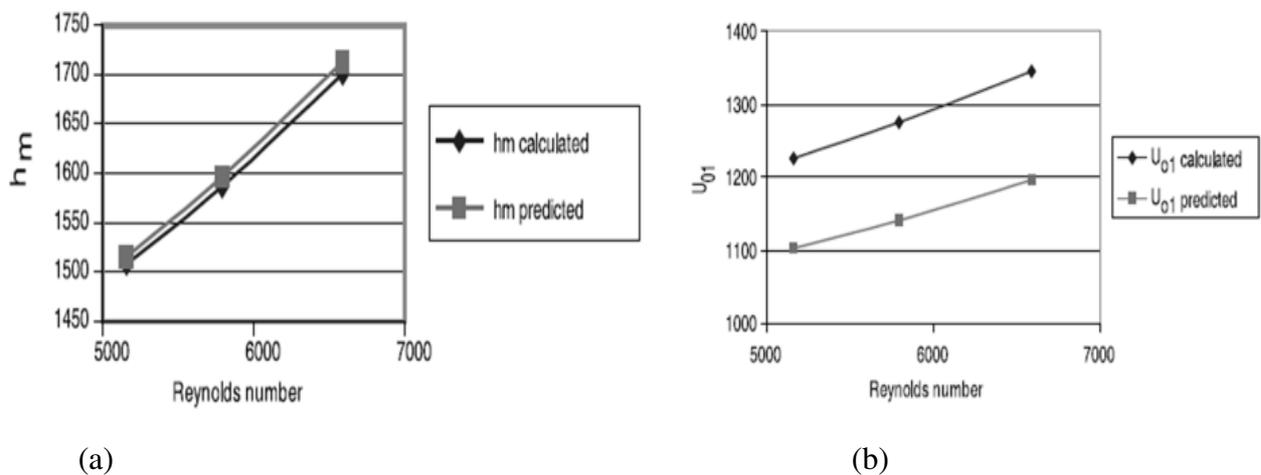


Figure. II.2 : Variation du coefficient de transfert h_m coté lait(a) et variation de $k1-3$ (b) avec le nombre de Reynolds [13].

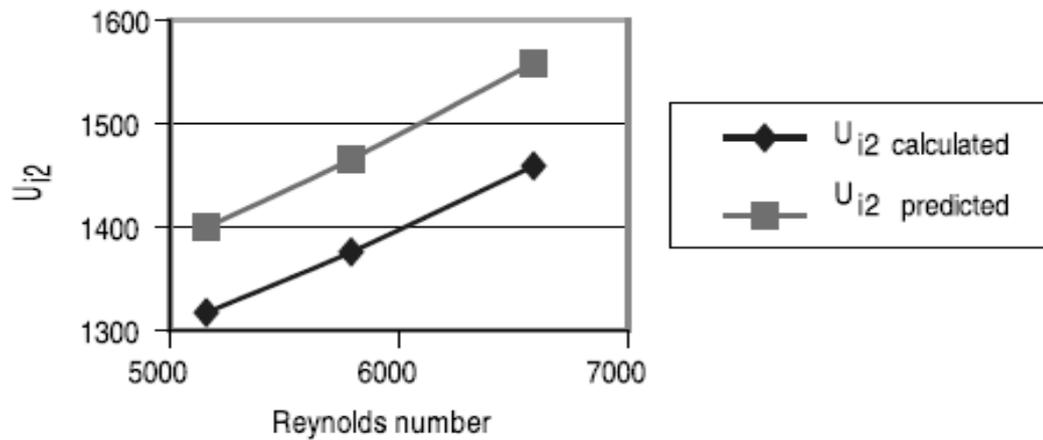


Figure. 11.3 : Variation de K_{3-5} avec le nombre de Reynolds [13]

La méthode démontre la précision de l'estimation des coefficients de chaleur lorsque les deux surfaces sont considérées [13].

SU et al. (2003) [14] ont mené une étude expérimentale pour déterminer le coefficient global de transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur à double tube concentrique à circulation parallèle. Cette méthode est basée sur l'analyse transitoire d'un échangeur thermique soumis à un changement arbitraire de température à l'entrée de l'échangeur de chaleur. La méthode de mesure transitoire du coefficient d'échange de chaleur global U peut être utilisée pour la détermination rapide de la performance thermique d'un échangeur de chaleur. L'application de la méthode transitoire à un échangeur de chaleur tubulaire avec un tube intérieur lisse est présentée. Le nombre de Nusselt Nu et le facteur de frottement f obtenus pour le tube interne lisse pour un nombre de Reynolds $12000 \leq Re \leq 50000$ ont une erreur relative de $\pm 5\%$ par rapport aux corrélations de GNIELINSKI et FILONENKO respectivement *Figures (II.4 et II.5)*.

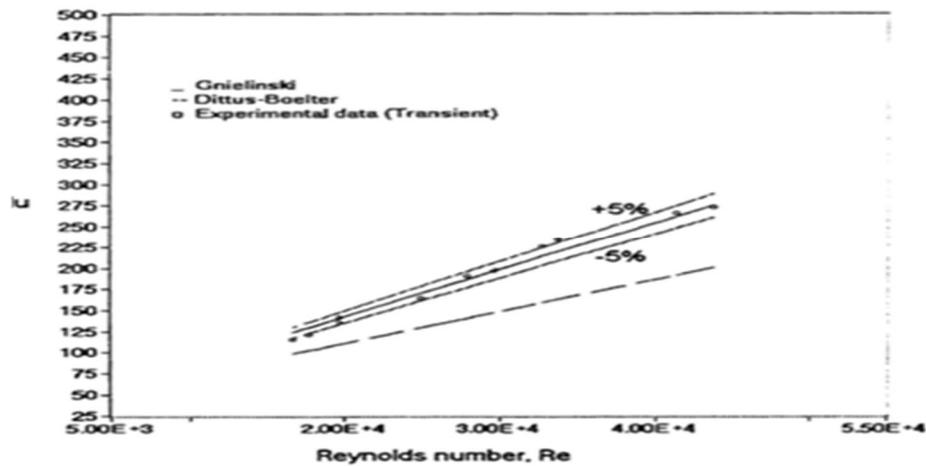


Figure II.4 : Comparaison de Nu obtenu par les méthodes de régime permanent et transitoire.

Pour un écoulement turbulent d'eau dans un tube lisse de $Pr=5.964$.

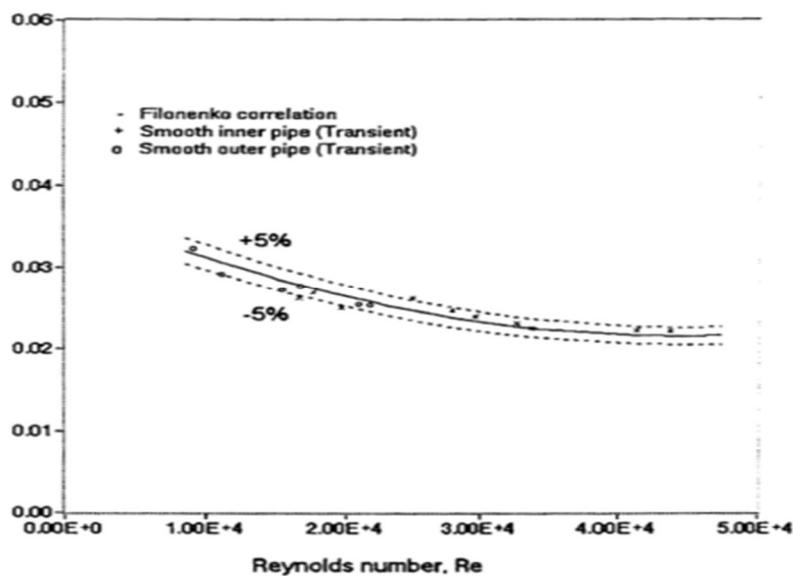


Figure II.5 : Comparaison du facteur de frottement f obtenu par la méthode du régime permanent et la méthode transitoire pour l'écoulement turbulent d'eau dans un tube lisse.

NEMA et al. (2005) [15] ont développé un modèle numérique qui peut être utilisé pour contrôler la température ou la pression de la vapeur d'eau, *Figures (II.6 et II.7)* pour surmonter la chute de température de sortie du lait causée par l'encrassement dans un échangeur à triple tube concentrique hélicoïdal. La politique de fonctionnement optimale est d'augmenter la température de la paroi progressivement pour lutter contre les pertes de

chaleur due à l'encrassement. Ce travail suggère que le modèle proposé peut être utile pour prédire l'augmentation de la température ou de la pression de vapeur nécessaire pour commander la chute de température de sortie du lait affecté par l'encrassement dans un échangeur de chaleur tubulaire.

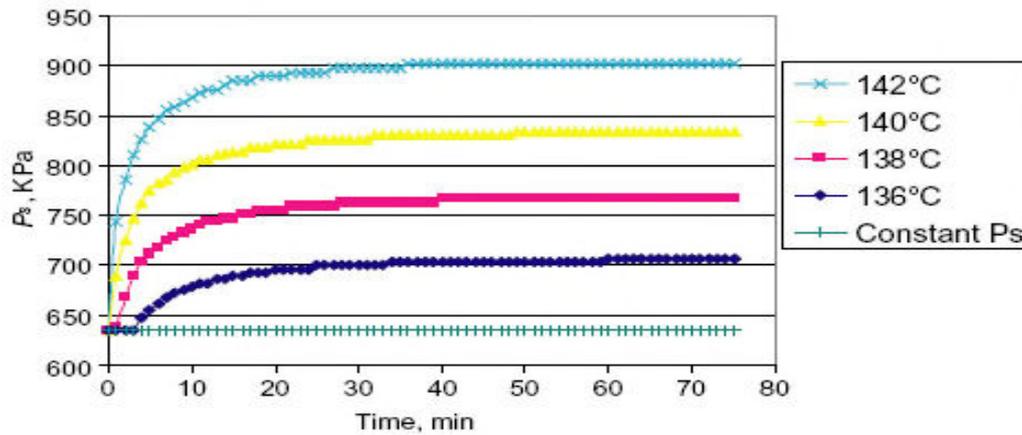


Figure II.6 : Variation de la pression de vapeur avec le temps de fonctionnement pour différentes températures de sortie du lait [15] .

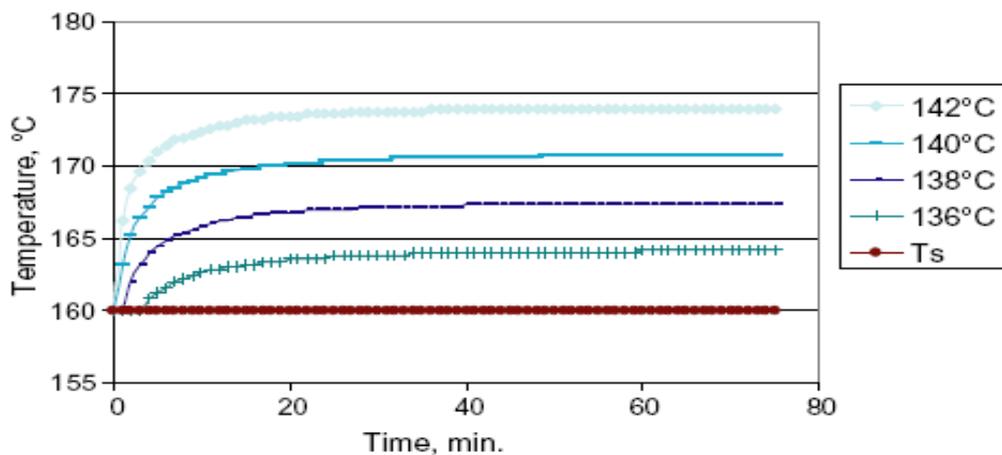


Figure II.7: Variation de la température de la vapeur d'eau avec le temps de fonctionnement à différentes températures de sortie du lait [15].

K. BAADACHE ET AL (2007) [16], ont fait un modèle numérique pour développer une analyse unidimensionnelle en régime permanent d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique en déterminant les champs de température et les pertes de charge le long d'un nouveau type d'échangeurs de chaleur, en arrangement co-courant et contre-courant.

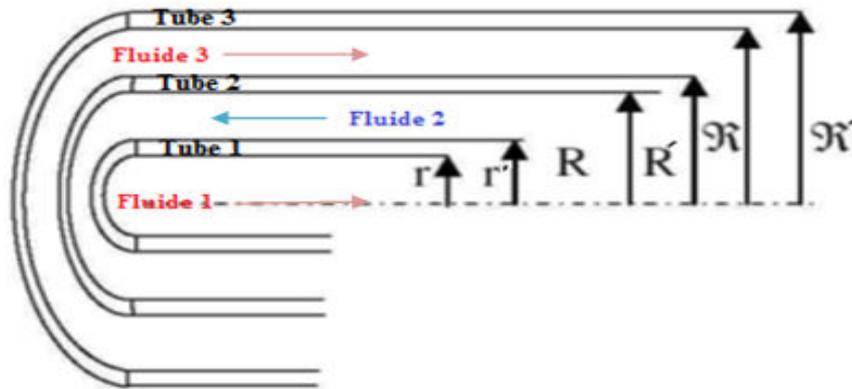


Figure II. 8: Schéma de l'échangeur thermique à trois tubes concentrique étudié par [16].

Les dimensions de cet échangeur sont :

Dimension	Symbole	Valeur	Unités	la température	Unités	la masse	Unités
1 ^{er} Tube	r	0.040	m	15	°C	4	kg/s
	r'	0.041					
2 ^{ème} Tube	R	0.050	m	80	°C	2	kg/s
	R'	0.051					
3 ^{ème} Tube	R''	0.070	m	15	°C	4	kg/s
	R'''	0.071					

Tableau II. 1 : Les dimensions de cet échangeur thermique à trois tubes concentrique [16].

A travers ces deux tubes coaxiaux internes (1) et (2) les échanges de chaleur se font par conduction thermique. La transmission de chaleur entre chaque fluide et sa paroi séparatrice relève de la convection thermique. La paroi du tube extérieur (3) est supposée calorifugée.

Ce problème est étudié avec les hypothèses suivantes: régime de fonctionnement stationnaire, sections de passage constantes, les pertes thermiques supposées nulles, fluides monophasiques, les propriétés thermo-physiques des fluides dépendent de la température, la conduction thermique axiale dans les parois est prise en compte et la conduction thermique dans le fluide est négligée. Pour un bilan massique d'un écoulement

unidimensionnel stationnaire. Les équations gouvernantes des fluides et des parois sont obtenues à partir d'un bilan énergétique sur un volume de contrôle.

Un programme en langage (Digital Visual Fortran 6.0) a été réalisé pour la résolution des équations. Les calculs ont été effectués pour 300 mailles et cela pour n'importe quelle

Longueur de l'échangeur de chaleur. Le temps de calcul est très court [16].

Voici quelques résultats obtenus :

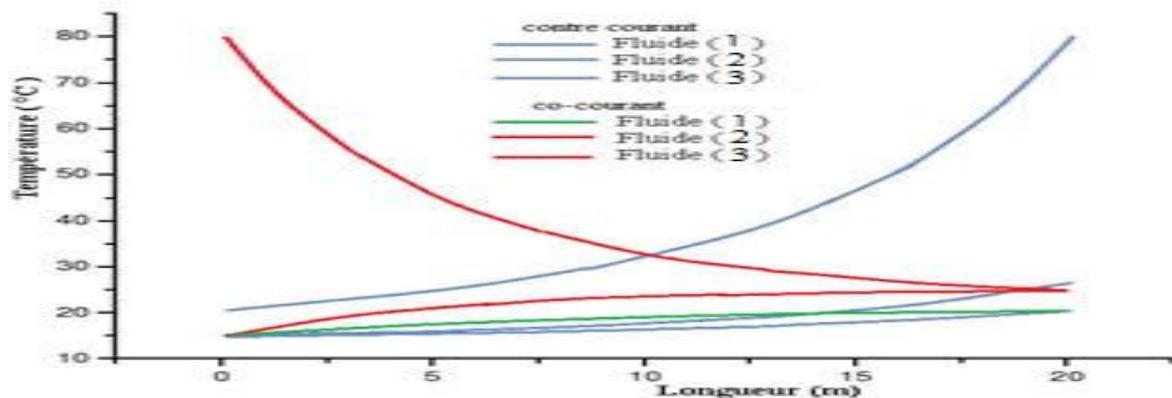


Figure II. 9 : Variation de la température en fonction de la longueur [16].

Après l'étude de cet échangeur de chaleur, la *figure II.9* montre la variation de la température. Elle va augmenter le long de l'échangeur thermique dans les deux types de circulation (co-courant et contre-courant) jusqu'à la valeur maximale de 79 °C.

ANSARI et MORTAZAVI (2007) [17] ont étudié le comportement transitoire d'un échangeur de chaleur à double tube concentrique avec écoulement co-courant. La spécificité de cette étude est la combinaison des deux méthodes analytique et numérique. Les équations qui régissent le système sont linéarisées par rapport à l'espace et le temps dans un élément.

Enfin, la répartition de la température obtenue pour un élément est utilisée numériquement sur toute la longueur de l'échangeur de chaleur.

Diverses conditions aux limites (rampe, exponentielles et sinusoïdales) sont appliquées voir *Figures (II. 10, II .11 et II. 12)*, et les réponses sont étudiées par rapport à divers paramètres. Une comparaison des résultats avec les données d'études antérieures montre

que la méthode appliquée dans cet article est capable de prédire avec précision le comportement transitoire.

En plus l'équation d'énergie est résolue analytiquement, le présent procédé à une précision supérieure à celle précédemment utilisée.

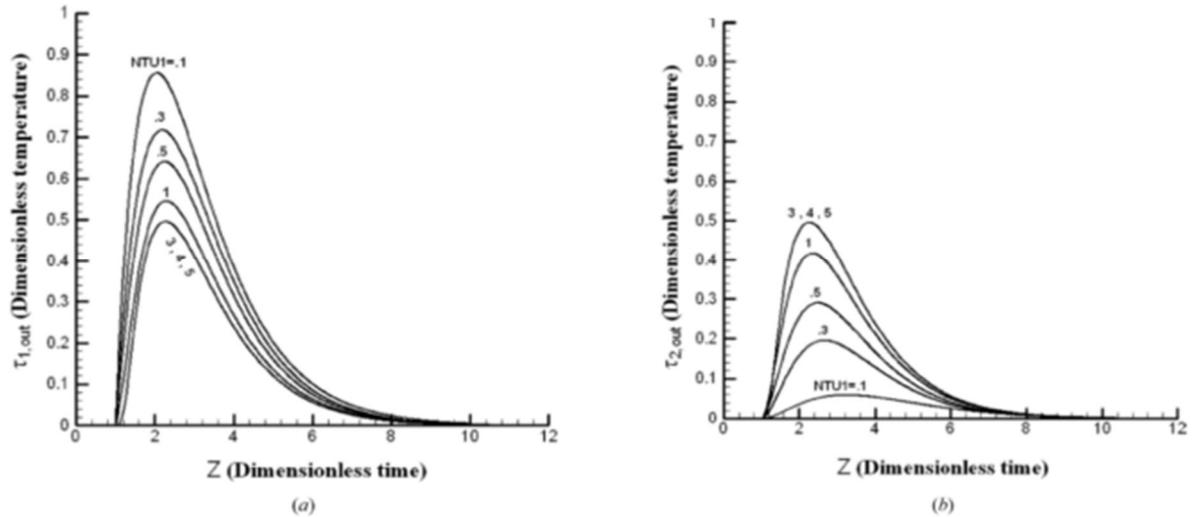


Figure II .10: Réponse (a) du fluide 1 (b) du fluide 2 au changement exponentiel de La température d'entrée [17].

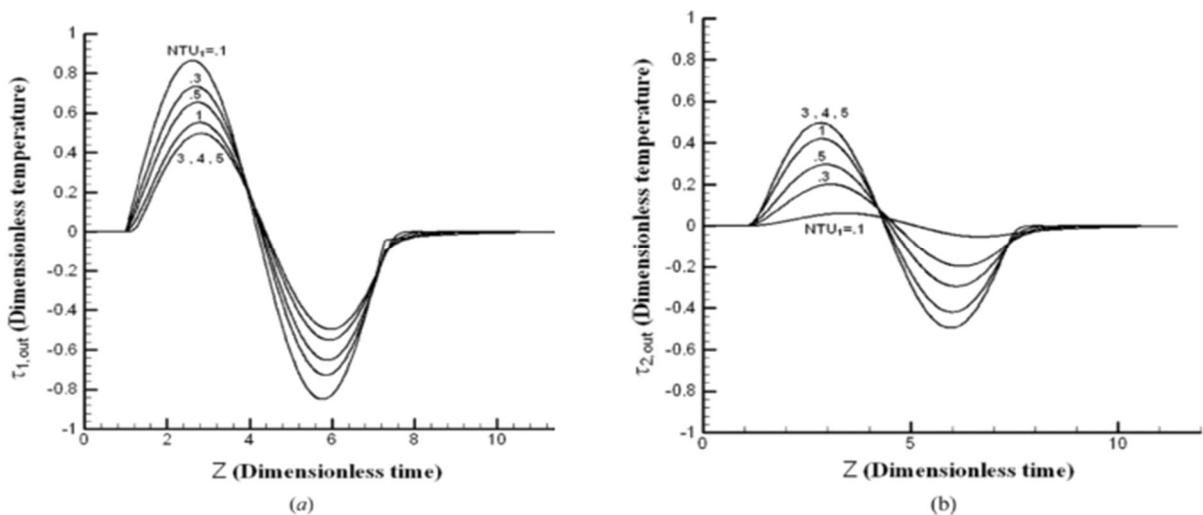


Figure II .11 : Réponse (a) du fluide 1 (b) du fluide 2 au changement sinusoïdal de La température d'entrée [17].

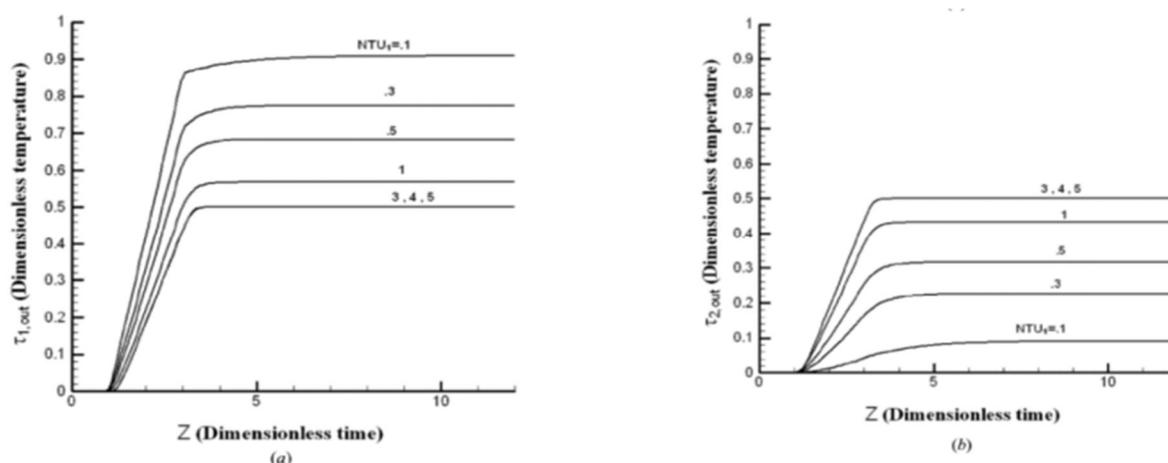


Figure II. 12: Réponse (a) du fluide 1 (b) du fluide 2 au changement linéaire de

La température d'entrée [17].

PIERRE PEIGNE ET AL (2012) [18] Ils ont étudié un échangeur de chaleur à trois tubes concentriques intégré en un système de chauffage d'air à base du bois pour l'économie énergétique des maisons. L'objectif essentiel est de évaluer les résultats des températures de sortie et la quantité de chaleur récupérée par un ventilateur pour évaluer la faisabilité et la performance de l'association d'un groupe de récupérateur de chaleur à ventilation mécanique (RCVM) et un échangeur de chaleur à trois tubes concentriques (ECTTC) dans un cheminée d'un poêle à plombe de bois d'une chambre étanchée (PPBCE) pour chauffer un maison entière.

L'ECTTC développé dans cette étude est un composant statique intégré dans la cheminée de PPBCE pour échauffer toute partie du ventilateur qui est alimenté la maison par un RCVM. Il constitue de deux partie, chacune a une partie ouverte de diamètre 125 mm ainsi pour l'entrée et la sortie du ventilateur, en arrangement co-courant et contre-courant. Avec une hauteur totale de 1945 mm. L'ECTTC est construit de trois tubes en inox d'épaisseur de 0.4 mm. Les diamètres des trois tubes sont 80 mm, 180 mm et 230 mm respectivement.

Figure.13 donne le flux de chaleur obtenue de la température et de débit d'écoulement mesurée pour chaque fluide dans l'échangeur de chaleur à trois tubes concentriques son insolation (ECTTCSI) et le groupe de RCVM. Le paramètre non-dimensionnel z et l'efficacité de l'échangeur de chaleur sont données aussi :

EXP	MVHR	High			Normal			Low		
data	RSWPS	P1-V1	P3-V3	P5-V5	P1-V1	P3-V3	P5-V5	P1-V1	P3-V3	P5-V5
TCTHE-NI	ϕ_{FG} (W)	325	511	692	320	496	658	294	474	619
	ϕ_{VA} (W)	361	560	745	349	539	706	320	515	655
	ϕ_{CA} (W)	50	81	106	47	78	105	44	74	99
	ϕ_{OUT} (W)	14	32	52	18	35	57	18	34	63
	$\varepsilon_{TCTHE-NI}$ (-)	0.28	0.32	0.37	0.43	0.51	0.56	0.60	0.69	0.79
$E_{TCTHE-NI}$ (%)	29.5	29.3	27.6	28.3	26.7	26.3	26.8	25.8	24.4	

Figure II.13:le flux de chaleur obtenue de la T et de débit découlement(ECTTCSI) et(RCVM).

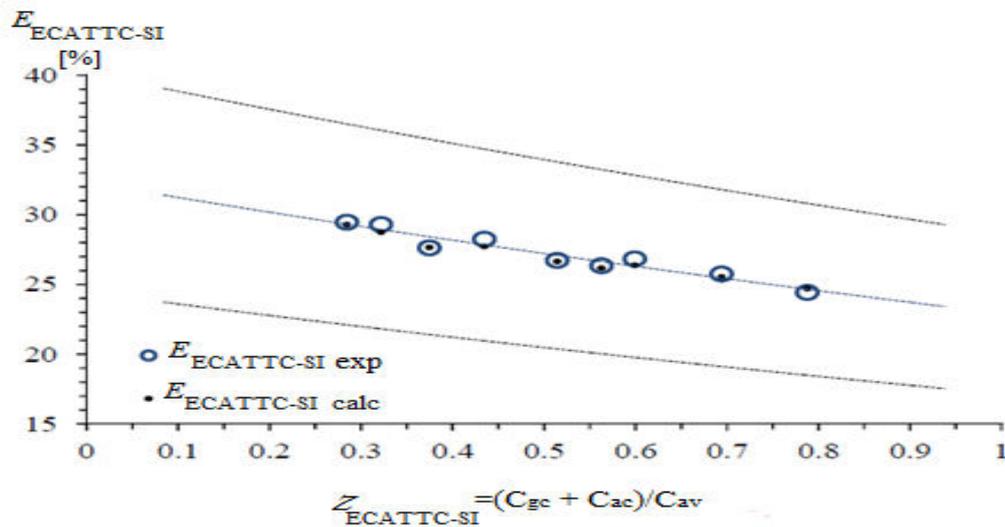


Figure II.14: Variation de l'efficacité de l'échangeur en fonction du taux de capacité thermique.

La *figure II.14* montre une comparaison des valeurs expérimentales avec des valeurs calculées et ils ont trouvés que cette différences est presque négligeable c'est-à-dire ce sont presque confondues.

G.A. QUADIR ET AL (2012) [19] La performance d'un échangeur de chaleur à trois tubes concentrique a été étudiée numériquement avec la méthode des éléments finis (MEF) sous la condition constante d'état pour un arrangement d'un écoulement différent et pour l'isolation ainsi la condition de non-isolation d'un échangeur de chaleur. Les trois fluides considérés sont eau chaude, eau froide et eau normale du robinet.

Ce travail présente une analyse numérique des trois fluides écouler dans un échangeur de chaleur à trois tubes concentrique et la chaleur transférer entre eux pour les conditions d'isolation et non-isolation d'un échangeur de chaleur.

Pour un échangeur de chaleur à trois tubes concentrique non-isolée, la chaleur échangée prend une place parmi quatre fluides avec trois surfaces de communication thermiques comme montrer dans la *figure 1.5*.

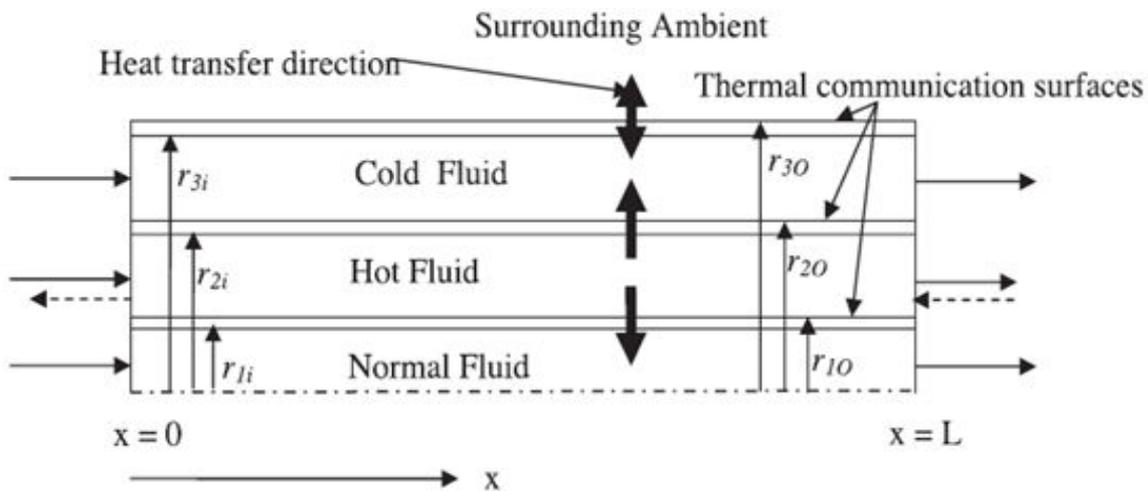


Figure II. 15: Schéma de l'échangeur thermique à trois tubes concentrique étudié par [19].

Les tubes de l'échangeur est en inox, le diamètre extérieur du chaque trois tubes sont 0.0508 m, 0.0762 m et 0.1016 m respectivement avec une épaisseur de 1.5 m pour chacun.

La longueur totale du tube est de 4 m. le type T thermocouples est utilisées pour mesurer la variation de la température tous le long de l'échangeur de chaleur utilisant Agilent Data Acquisition System (DAQ). Les résultats prédiqués sont présentée en terme de variation de température adimensionnel tout le long de la longueur de l'échangeur de chaleur et les comparer avec leur obtenue de les expériences sous les mêmes conditions d'opération [19].

RESULTATS

Les résultats des températures de sorties pour les trois fluides pour différent valeur de R_2 varie de 0.25 à 0.15 comme montré dans la figure lorsque les paramètres de dessin restent constants comme : $R_1 = 1$, $H = 1$, $NTU_e = 0.5$, $NTU_{el} = 0.01$, $\Theta_{n,in} = 0.4$. On

peut regarder aussi que les températures de sorties des trois fluides sont augmentées lorsque la valeur de R_2 est augmentée à n'importe quelle valeur particulière de H_1 .

Cette figure montre aussi les températures de sorties des trois fluides quand le paramètre de dessin H est variée de 0.25 à 1.5 lorsque les paramètres de dessin est supposée constants comme : $R_1 = 1$, $R_2 = 1$, $NTU_e = 0.5$, $NTU_{el} = 0.01$, $\Theta_{n,in} = 0.4$. D'après cette figure, il est observé que les températures de sorties de l'eau chaude et froide sont augmentées lorsque la température de sortie de l'eau normale est augmentée quand H est augmentée.

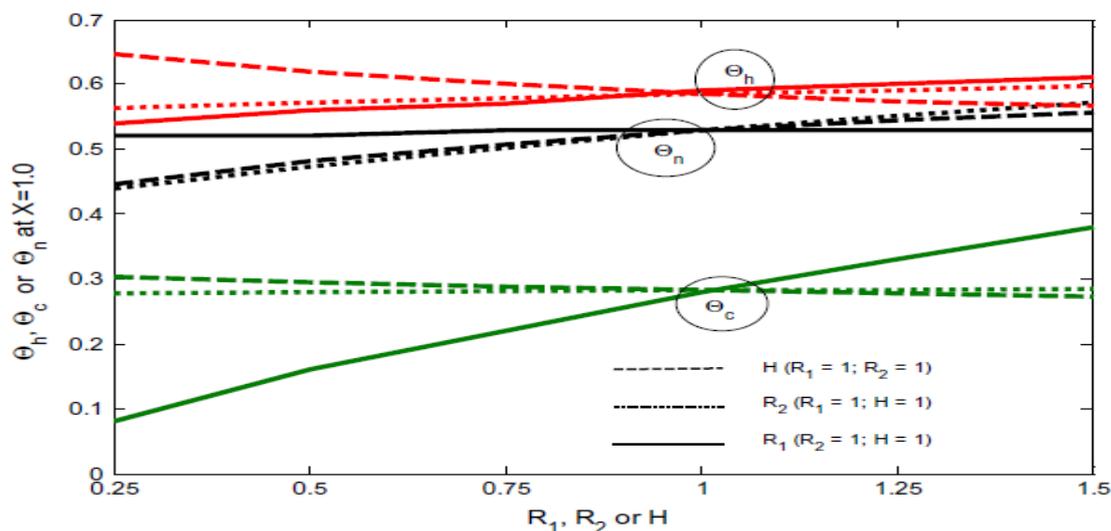


Figure II. 16: Effet de R_1 , R_2 ou H en dimension des températures de sortie.

Vishwa Mohan Behera et al (2014) [20] ont fait une approche numérique d'un échangeur de chaleur à trois tubes concentriques (ECTTC). La performance d'ECTTC pour les deux types d'écoulements arrangés co-courant et contre-courant sont examinées.

De plus la variation de température pour des différents de courants des trois fluides Froid- Chaud- Normal (FCN) et Normal-Chaud -Froid (NCF) le long de la longueur du triple tube se fait par ANSYS 14. Le fluide utilisée est l'eau, et l'eau chaude toujours écoule dans le tube intermédiaire et l'eau froide et normale s'écoulent dans les deux autres tubes extérieur et intérieur respectivement et peut être changé.

Le tube extérieur est isolé à la bordure. Le diamètre externe du tube extérieur est de 0.1015 m, le tube intermédiaire est de 0.076 m et le tube intérieur est de 0.050 m

respectivement. Le fluide circulé dans le tube intérieur est à la vitesse de 0.309 m/s et le tube extérieur à 0.1789 m/s.

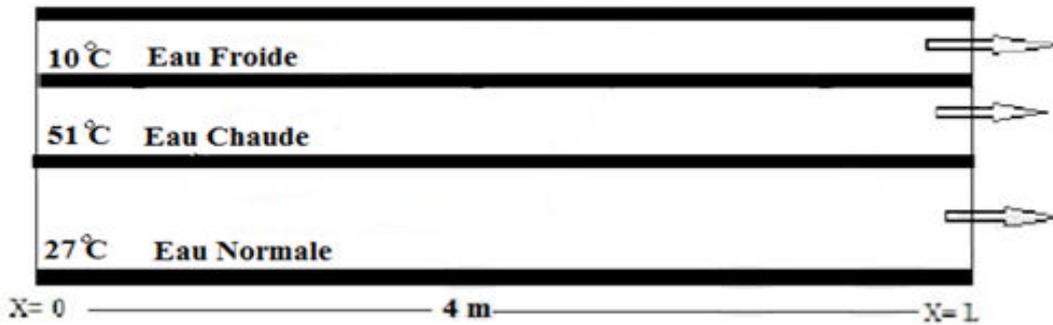


Figure II. 17: Schéma de l'échangeur thermique à trois tubes concentrique étudié par [20]

Le résultat trouvé est donné sur la figure suivante :

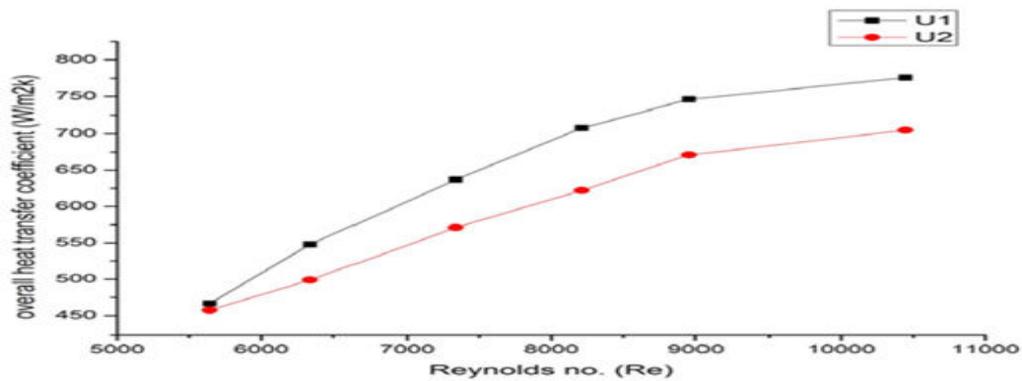


Figure II. 18: Variation de coefficient on fonction de Re.

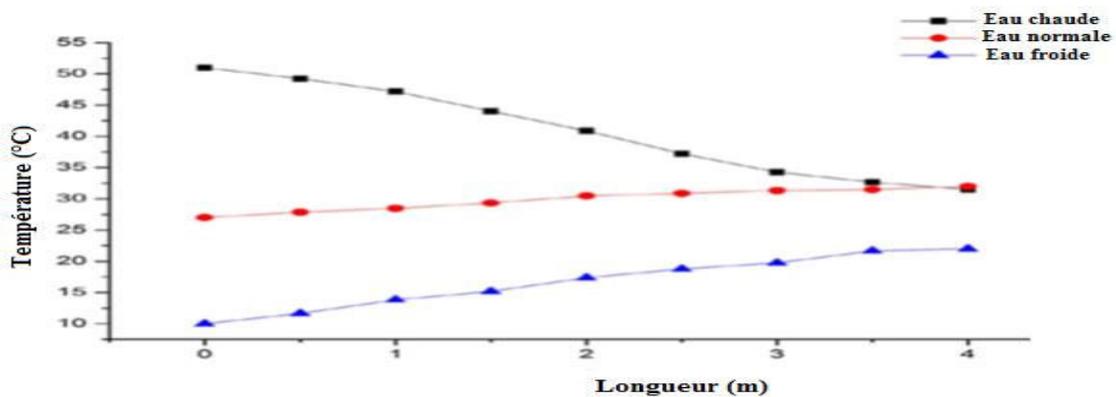


Figure II. 19: Variation de la température en fonction de la longueur.

Les résultats montrent le transfert de chaleur est plus effective pour l'arrangement NCF (normal dans le tube extérieur et froid dans le tube intérieur) en les deux cas d'écoulement

co-courant et contre-courant, et le transfert de chaleur est encore plus en écoulement NCF contre-courant. Il s'a été observé que les points transverses de l'arrangement en NFC sont réalisés c.-à-d. la température baisse dans le fluide chaud dépasse la température hausse dans le fluide normale. La vitesse du fluide écoulé dans le tube intérieur est fixé à 0.3 m/s et pour le tube extérieur est à 0.1789 m/s, cependant pour le fluide chaud est varié entre 0.138 m/s et 0.3015 m/s.

PATEL DHARMIK.A ET AL (2015) [21] Ont analysés un échangeur de chaleur à trois tubes concentriques en utilisant le CFD. la comparaisons est faite entre les résultats obtenus en CFD et les résultats littératures. Le tube intermédiaire d'un échangeur de chaleur à trois tubes est plus performant qu'un échangeur de chaleur à double tubes. La fonction principale du troisième tube est d'améliorer le débit de transfère de chaleur jusqu'à le passage de l'écoulement supplémentaire et le grand transfert par unité de longueur. L'efficacité de l'échangeur de chaleur a augmentée avec l'augmentation du diamètre au début de l'anneau interne et elle a diminuée lorsque l'écoulement devient laminaire.

Le problème principal qui y est lié avec les échangeurs de chaleur à doubles tubes est la taille de ces échangeurs. L'objective c'est d'augmenter la surface de transfert de chaleur par l'ajout d'un tube intermédiaire dans un échangeur à double tube pour réduire la taille et le coût et pour augmenter le débit de transfert de chaleur. La taille relative du tube est un paramètre important qui influe sur la performance de l'échangeur de chaleur. Pour cela, ils ont fait cette analyse en CFD avec les paramètres d'entrées suivants.

Paramètres d'entrée	Symboles	Valeur	Unité
Diamètre du tube Central	d in1	12	Mm
Diamètre du tube Intermédiaire	d in2	26	Mm
Diamètre du tube Extérieur	d in3	40	Mm

Épaisseur	T	1	Mm
Longueur	L	1193	Mm

Tableau II. 2: Les paramètres d'entrée pour l'analyse en CFD.

Le type de meshé fait (quadrant) avec un (map size) de 0.25

Le fluide utilisé comme un logiciel de résoudre Les conditions aux limites sont.

Entrée	Vitesse d'entrée
Sortie	Pression de sortie
Axe	Axis
Paroi	Wall
Interfaces	Interface

Tableau II. 3 : Conditions aux limites.

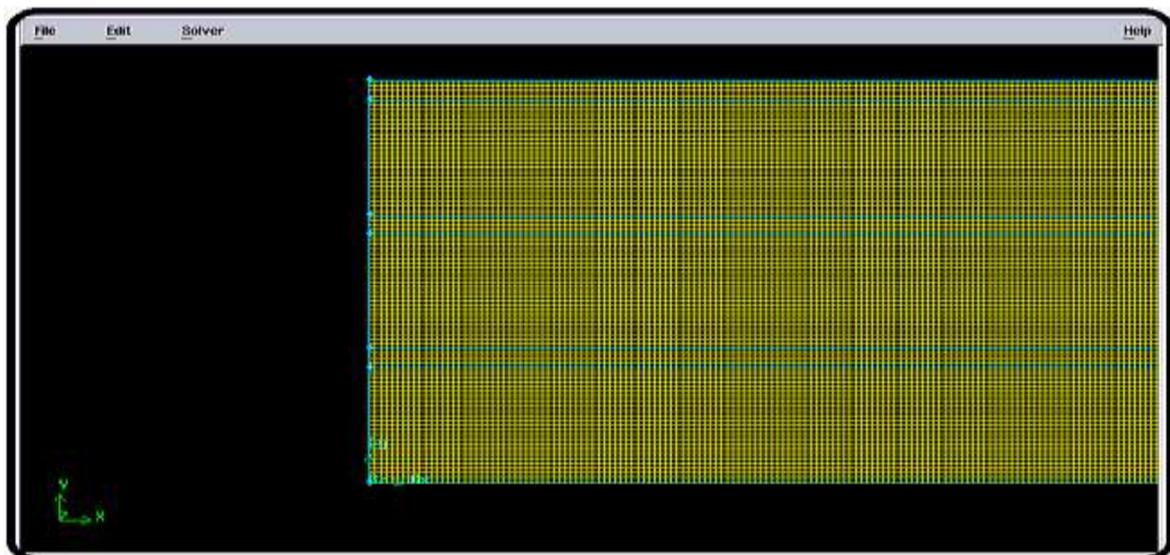


Figure II .20 : représentation de la géométrie.

Les résultats obtenus :

	Inner cold water		Hot water			Outer cold water			
	V	T _{Ch}	T _{C1e} (CFD)	V	T _{H1i}	T _{He} (CFD)	V	T _{C2i}	T _{C2e} (CFD)
1	100	14.2	21.8	150	55.5	44.3	100	14.2	22.01
2	100	14.2	23.7	250	55.5	47.0	100	14.2	22.57
3	100	14.2	26.1	450	55.5	49.1	100	14.2	24.13
4	140	13	18.4	150	55.5	43.7	210	13	18.08
5	210	13	17.7	150	55.5	43.4	140	13	19.79
6	310	13	16.9	150	55.5	43.1	140	13	19.76
7	200	10.8	23.0	490	55.5	47.8	470	10.8	14.16
8	300	10.8	19.2	490	55.5	47.6	470	10.8	14.55

Figure II.21 : Défère température en CFD.

3.3 Étude paramétrique d'un échangeur de chaleur à trois tubes concentrique

Après la validation, l'analyse s'est portée pour des diamètres différents du tube intérieur et d'anneau intérieur le débit de transfert de chaleur, coefficient de transfert de chaleur, coefficient total de transfert de chaleur et l'efficacité sont calculés à l'utilisation de la théorie de taille et de taux d'un échangeur de chaleur à trois tubes concentriques.

3.3.1 Différents diamètres du tube intérieur

L'effet des diamètres différent du tube intérieur à la performance d'un échangeur de chaleur à trois tubes concentriques sont observés pour Cinque diamètres différents du tube intérieur (8 mm, 10 mm, 12 mm, 14 mm and 16 mm).

Le débit de transfert de chaleur du fluide chaud, le fluide froid intérieur et le fluide froid extérieur sont augmentée avec l'augmentation du diamètre du tube intérieur dû à l'augmentation des différences températures de trois fluides (*figure II. 22*)

Le coefficient total de transfert de chaleur basé sur le diamètre extérieur du tube intérieur est diminué lorsque le coefficient total de transfert de chaleur basé sur le diamètre

Intérieur de l'anneau intérieur est augmenté avec l'augmentation du diamètre de tube intérieur (*figure II.22*)

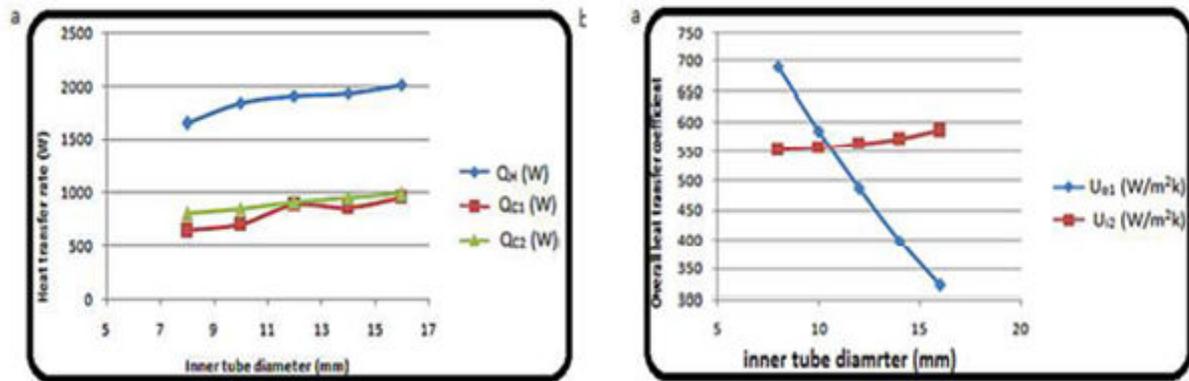


Figure II. 22 : Variation de taux et coefficient transfert thermique en fonction du diamètre de tube Intérieur.

3.3.2 Différent diamètres de l'anneau intérieur

L'effet des diamètres différents de l'anneau intérieur à la performance d'un échangeur de chaleur à trois tubes concentriques est observé pour cinq diamètres différents de l'anneau intérieur (22 mm, 24 mm, 26 mm, 28 mm and 30 mm).

Le débit de transfert de chaleur de fluide chaud et fluide froid intérieur

s'est augmenté à 26 mm et après, il est diminué dû à la diminution en différences températures et l'écoulement devient le minaret. Le débit de transfert de chaleur de fluide froid extérieur augmentait à l'augmentation du diamètre de l'anneau intérieur. (*Figure II .23*)

Le coefficient total de transfert de chaleur basé sur le diamètre extérieur du tube intérieur diminuait lorsque le coefficient total de transfert de chaleur basé sur le diamètre intérieur de l'anneau intérieur diminuait avec l'augmentation en diamètre de l'anneau intérieur. (*Figure II. 23*).

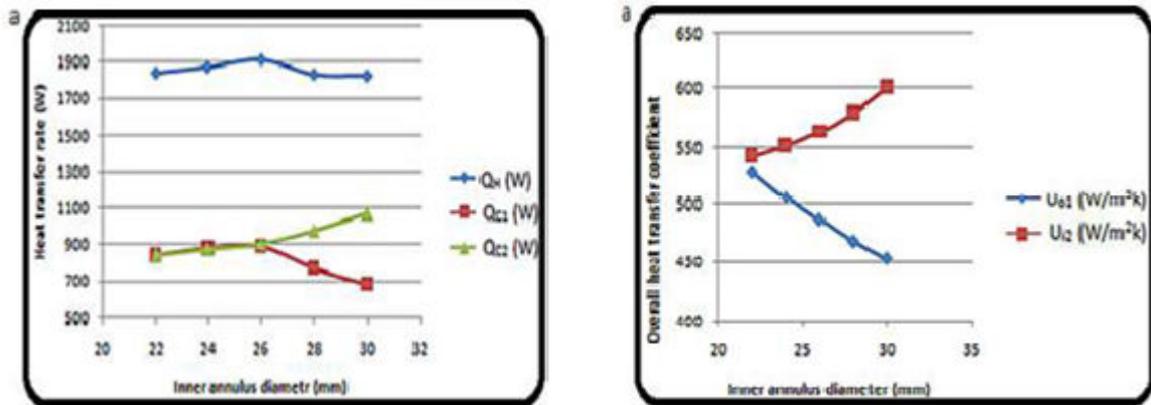


Figure II. 23 : Variation de taux et coefficient de transfert thermique en fonction du diamètre de l'anneau Intérieur.

MISHA ROCHAN ET AL (2015) [22] La performance de l'échangeur de chaleur à trois tubes coaxiaux est évaluée utilisant la simulation technique CFD pour des débits de flux massique différents où le style de l'écoulement est gardé contre-courant. L'élément clé de cet échangeur de chaleur est la mousse en aluminium qui est placée à l'intérieur de l'anneau intérieur du tube au milieu de l'échangeur de chaleur. La mousse métallique augmente la surface et donc il a la capacité à étendre le transfert de chaleur.

L'objectif principal de ce projet est de trouver une méthode alternative pour la dissipation de la chaleur. Depuis le progrès dans les demandes technologiques pour la compacité des dispositifs et des équipements, pour cette raison, il devient nécessaire d'apprêter un système qui ferait acquérir un petit espace pour le transfert de chaleur.

Le model expérimental est construit en Solide Works et la simulation a faite en ANSYS 14.5. Le nombre total des itérations (500) sont restées uniformes pour toute la simulation. La mesh était tétraédrique avec une couche prisme à la limite. La simulation a faite pour deux cas, l'un était pour triple tube simple c.-à-d. sans mousse et l'autre était par l'ajout de la mousse métallique à l'intérieur de l'espace de les anneaux intérieur des trois tubes [22] .

Débit massique (Kg/s)	Sans mousse		Avec mousse	
	Chut de pression (Pa)	Chut de température (K)	Chut de pression (Pa)	Chut de température (K)
0.0225	3.5639 1	16.464	4.5721 9	23.884
0.035	8.0336	11.727	10.307 8	16.276
0.05	15.762	8.493	17.783 1	10.878
0.085	43.852 1	4.962	49.895 5	5.899

Tableau II. 4 : Comparaison des résultats du différent débit massique pour la chute de pression et la chute de température.

Avec l'augmentation de débit massique, la chute de pression augmente dans les deux cas, échangeur thermique avec mousse métallique et sans mousse métallique, par contre la chute de température diminue dans les même deux cas [22].

P. DILPAK SAURABH ET AL (2016) [23] L'étude présent fera inclure l'analyse en CFD de transfert de chaleur pour un échangeur de chaleur à trois tubes concentriques.

Les études théoriques se sont portées pour une simulation numérique et l'évaluation de transfert de chaleur. La performance de l'échangeur de chaleur à trois tubes concentrique a été évaluée aux les conditions variables d'exploitation. Les études et l'expérimentation a été portée pour la configuration NCF et FCN dans l'échangeur de chaleur à trois tubes.

L'investigation numérique a été aussi portée pour les conditions différentes d'exploitation.

L'analyse en CFD est utilisé pour la validation expressément les données expérimentaux pour la configuration NCF dans cette étude.

Pour cette étude ils ont utilisé la méthode des éléments finie. Les trois tubes utilisés dans la fabrication de l'échangeur de chaleur sont en inox. Le diamètre à l'extérieur des trois tubes sont 0.0508 m, 0.0762 m et 0.1016 m respectivement avec une épaisseur de 0.0015m pour chaque tube. Les trois fluides sont eau froide, eau chaude et eau normale de robinet. Ils ont intéressée dans cette analyse du rendement de température pour l'arrangement NCF à l'écoulement co-courant (l'eau Normale circule dans le tube intérieur, l'eau chaude dans le tube intermédiaire et l'eau froide dans le tube extérieur). Le type thermocouple T est utilisée pour mesuré la variation de température tout le long de la longueur de l'échangeur de chaleur.

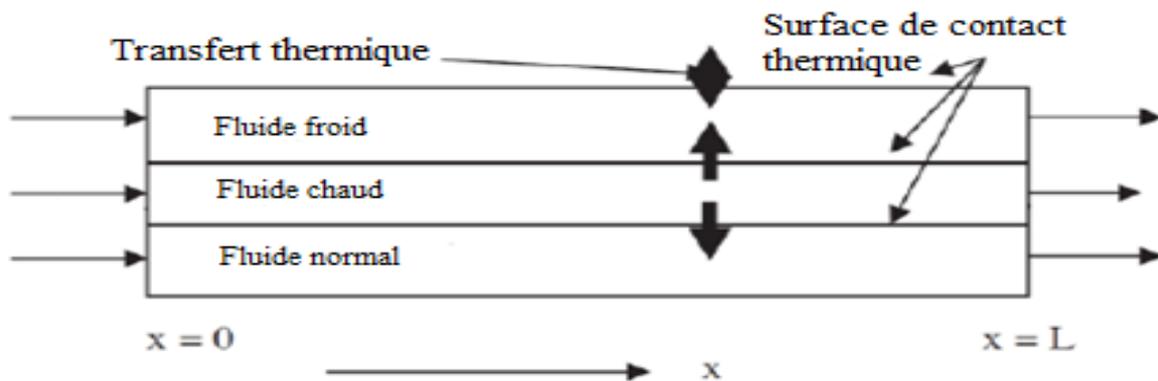


Figure II. 24: Échangeur thermique étudié par [23]

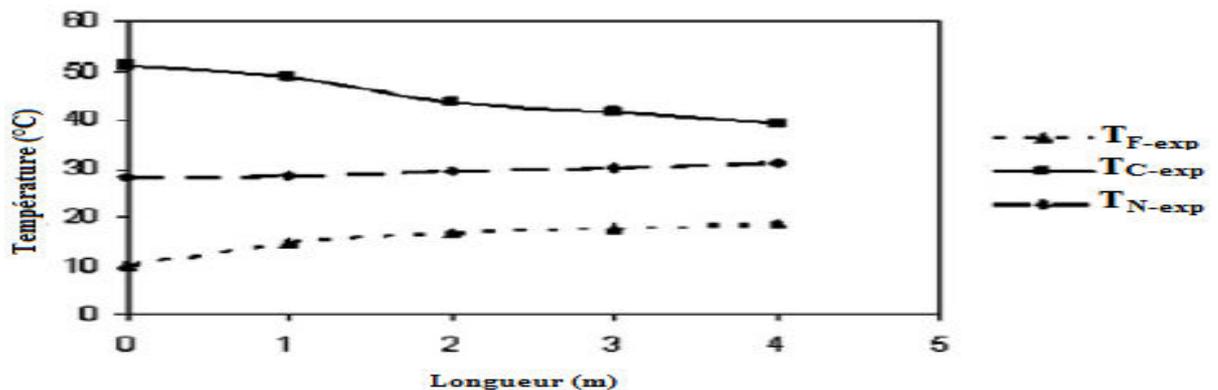


Figure II. 25: Variation de la température en fonction de la longueur.

A partir de cette *Figure II.25*. Il est noté que la température de l'eau chaude se baisse à 39.44 °C de son température d'entrée de 51.07° C, les températures de l'eau normale et l'eau froide sont augmentés à 31.18 °C et 18.56 ° C respectivement de ses températures d'entrées de 28.30 ° C et 10.27 °C respectivement.

Ils ont conclu, la petite différence supportée, les résultats de CFD sont proches de les résultats expérimentaux [23] .

II. 3 CONCLUSION

Dans ce chapitre nous avons présenté un aperçu historique sur les échangeurs thermiques ainsi quelques travaux simulés avec ces échangeur, leurs résultats obtenus pour chaque travail sont confondus avec les résultats expérimentaux

CHAPITRE III

METHODE NUMERIQUE ET PRESENTATION DU CODE FLUENT

CHAPITRE III METHODES NUMERIQUES ET PRESENTATION DU CODE FLUENT

III. 1 INTRODUCTION

Dans ce travail nous allons faire une simulation numérique d'un l'écoulement d'air incompressible en 2D dans un échangeur de chaleur. A cet effet nous avons utilisé les équations de Navier-Stokes, conservation de la masse et de la quantité de l'énergie.

Les travaux pratiques proposés ont pour objet de présenter les logiciels le mailleur GAMBIT et solveur FLUENT, de faire des "expériences numérique" sur la simulation des écoulements et d'analyser les résultats. Le logiciel Fluent est basé sur la méthode des volumes finis, qui permet la résolution des équations qui régissent les écoulements .Fluent est associé à Gambit, à l'aide duquel on va définir la géométrie, le maillage, et les conditions aux limites.

III. 2 METHODES NUMERIQUES

III.2. 1 Méthodes principales de discrétisation

Le passage d'un problème aux dérivées partielles continu à un problème discret s'appuie sur les méthodes classiques d'analyse numérique. On distingue trois grandes méthodes pour formuler un problème continu sous forme discrète, la méthode des différences finies, des éléments finis et des volumes finis. La méthode utilisée par le code "FLUENT" est celle des volumes finis.

III.2.1. 1 Différences finie

Le domaine de calcul est discrétisé en un nombre fini de points sur lesquels on approche les opérateurs de dérivation des équations modèles par des développements en séries de Taylor tronquées à l'ordre de précision choisie.

III.2.1. 2 Eléments finis

Le principe fondamental de la méthode des éléments finis réside dans le découpage du domaine d'étude en domaines élémentaires de dimension finie. Sur chacun de ces domaines, appelés éléments finis, la fonction inconnue est approchée par un polynôme dont le degré peut varier d'une application à l'autre mais reste en général faible. Ces

éléments, triangles ou quadrilatères, rectilignes ou curvilignes, doivent réaliser une partition du domaine d'étude (ils sont disjoints et leur union recouvre le domaine tout entier). Cette partition qui est généralement appelée découpage ou discrétisation du domaine doit respecter un certain nombre de règles qui permettent d'assurer un bon déroulement du calcul.

III.2.1. 3 Volumes finis

La méthode a été décrite pour la première fois en 1971 par **Patankar** et **Spalding** et publiée en 1980 par **Patankar** (Numerical Heat Transfer and Fluid Flow).

La méthode des volumes finis est une technique de discrétisation qui convertit les équations de conservation aux dérivées partielles en équations algébriques qui peuvent être résolues numériquement. La technique des volumes de contrôle consiste dans l'intégration des équations aux dérivées partielles sur chaque volume de contrôle pour obtenir les équations discrétisées qui conservent toutes les grandeurs physiques sur un volume de contrôle (VC).

- Les différentes étapes de la méthode des volumes finis sont :
- La discrétisation du domaine considéré en volume de contrôle.
- L'intégration des équations différentielles aux dérivées partielles.
- Écriture des équations algébriques aux nœuds du maillage.
- Résolution du système algébrique linéaire obtenu.

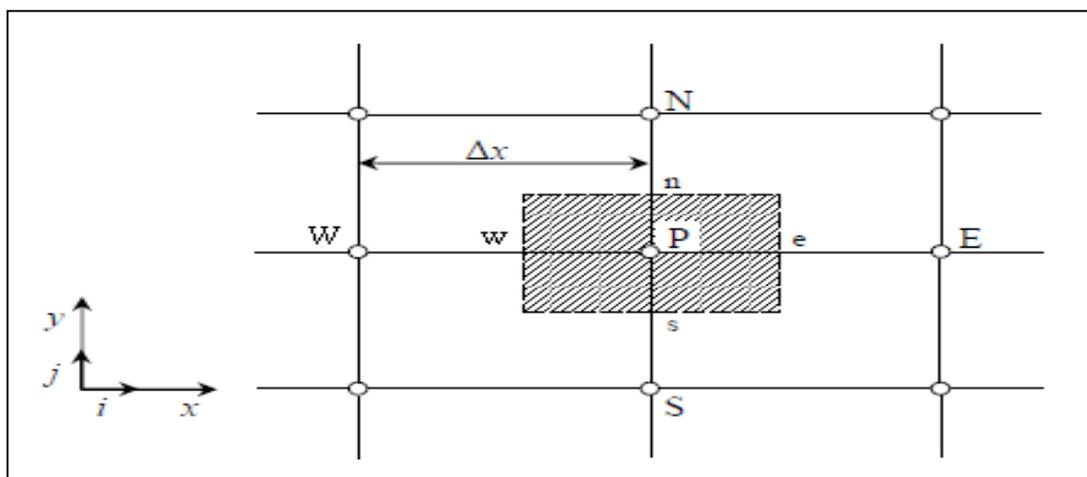


Figure III.1: Volume de contrôle bidimensionnel.

Le volume de contrôle est montré par la Figure III.1, Pour un nœud principal P, les points E et W (Est et Ouest) sont des voisins dans la direction x, tandis que N et S (Nord et Sud) sont ceux dans la direction y. Le volume de contrôle entourant P est montré par les lignes discontinues. Les faces du volume de contrôle sont localisées aux points et w dans la direction x, n et s dans la direction y. [24]

Le principe de discrétisation peut être illustré en considérant l'équation de transport pour une grandeur scalaire ϕ :

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)} + \underbrace{\sum_{j=1} \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \phi)} = \underbrace{\sum_{j=1} \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right)} + \underbrace{S_\phi} \quad (\text{III.1})$$

Avec :

T: Terme transitoire ;

C: Terme convectif;

D: Terme de diffusion ;

S: Terme source.

Nous venons de voir que, pour chaque variable ϕ , l'équation de transport s'écrit dans le cas stationnaire bidimensionnel [24]:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v \phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) + S_\phi \quad (\text{III.2})$$

Où : ϕ est la propriété transportée, Γ indique le coefficient de diffusion et S_ϕ le terme source.

La discrétisation doit se faire au nœud P, ce qui donnera [25]:

$$\text{div}(\Gamma \text{grad} \phi) + S_\phi = 0 \quad (\text{III.3})$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial \varphi}{\partial y} \right) + S_\varphi = 0 \quad (\text{III.4})$$

$$\int_{\Delta V} \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right) dV + \int_{\Delta V} \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial \varphi}{\partial y} \right) dV + \int_{\Delta V} S dV = 0 \quad (\text{III.5})$$

$$\int_w^e \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right) dx dy + \int_s^n \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial \varphi}{\partial y} \right) dx dy + \bar{S}_\varphi \Delta x \Delta y = 0 \quad (\text{III.6})$$

$$\int_w^e \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right) dx dy + \int_s^n \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial \varphi}{\partial y} \right) dx dy + \bar{S}_\varphi \Delta x \Delta y = 0 \quad (\text{III.7})$$

$$\int_w^e \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma A_y \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right) dx + \int_s^n \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma A_x \frac{\partial \varphi}{\partial y} \right) dy + \bar{S}_\varphi \Delta x \Delta y = 0 \quad (\text{III.8})$$

$$\left[\Gamma_e A_e \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} \right)_e - \Gamma_w A_w \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} \right)_w \right] + \left[\Gamma_n A_n \left(\frac{\partial \varphi}{\partial y} \right)_n - \Gamma_s A_s \left(\frac{\partial \varphi}{\partial y} \right)_s \right] + \bar{S}_\varphi \Delta x \Delta y = 0 \quad (\text{III.9})$$

Les quantités à e, w, n et s des faces de contrôle sont évaluées en fonction des valeurs des nœuds au milieu des volumes de contrôle. Donc il faut considérer une variation linéaire des variables d'un nœud à un autre pour assurer la continuité du phénomène physique ce qui est plus réaliste. C'est une approximation linéaire. [25]

Pour une grille uniforme on aura:

$$\begin{aligned} \Gamma_w &= \frac{\Gamma_w + \Gamma_p}{2}, & \Gamma_n &= \frac{\Gamma_N + \Gamma_p}{2} \\ \Gamma_e &= \frac{\Gamma_p + \Gamma_E}{2}, & \Gamma_s &= \frac{\Gamma_p + \Gamma_S}{2} \end{aligned} \quad (\text{III.10})$$

Ce qui donnera par le flux de diffusion :

$$\begin{aligned} \Gamma_e A_e \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} \right)_e &= \Gamma_e A_e \left(\frac{\varphi_E - \varphi_P}{\Delta x_{PE}} \right), & \Gamma_n A_n \left(\frac{\partial \varphi}{\partial y} \right)_n &= \Gamma_n A_n \left(\frac{\varphi_N - \varphi_P}{\Delta y_{PN}} \right) \\ \Gamma_w A_w \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} \right)_w &= \Gamma_w A_w \left(\frac{\varphi_P - \varphi_W}{\Delta x_{WP}} \right), & \Gamma_s A_s \left(\frac{\partial \varphi}{\partial y} \right)_s &= \Gamma_s A_s \left(\frac{\varphi_P - \varphi_S}{\Delta x_{SP}} \right) \end{aligned} \quad (\text{III.11})$$

En remplaçant les termes, on obtient :

$$\begin{aligned} & \Gamma_e A_e \left(\frac{\phi_E - \phi_P}{\delta x_{PE}} \right) - \Gamma_w A_w \left(\frac{\phi_P - \phi_W}{\delta x_{WP}} \right) + \Gamma_n A_n \left(\frac{\phi_N - \phi_P}{\delta y_{PN}} \right) \\ & - \Gamma_s A_s \left(\frac{\phi_P - \phi_S}{\delta x_{SP}} \right) + \bar{S}_\phi \Delta x \Delta y = 0 \end{aligned} \quad (\text{III.12})$$

\bar{S}_ϕ est la valeur moyenne du terme source sur le volume de contrôle, Quand le terme source dépend de la variable dépendante. Cette dépendance doit être exprimée par une relation linéaire, ceci permettra d'utiliser les méthodes de résolution des systèmes linéaires.

La linéarisation est l'évolution de la valeur moyenne \bar{S}_ϕ qui peut être fonction de la variable dépendante, leur valeur est donc calculée à chaque itération à partir des nouvelles des variables dépendantes. [24]

Le terme source sera linéarisé de façon à forcer la convergence, de sorte que :

$$\bar{S} \Delta V = S_u + S_p \phi_P \quad (\text{III.13})$$

Où S_u est la partie constante qui ne dépend pas explicitement de S_p , S_p est la pente de ϕ_P .

Il est nécessaire que le coefficient S_p soit inférieur à zéro pour que la solution soit numériquement stable et que la convergence soit plus rapide. [24]

En arrangeant les termes on obtient :

$$\begin{aligned} & \left(\frac{\Gamma_w A_w}{\delta x_{WP}} + \frac{\Gamma_e A_e}{\delta x_{PE}} + \frac{\Gamma_s A_s}{\delta y_{SP}} + \frac{\Gamma_n A_n}{\delta y_{PN}} \right) \phi_P = \left(\frac{\Gamma_w A_w}{\delta x_{WP}} \right) \phi_W + \\ & \left(\frac{\Gamma_e A_e}{\delta x_{PE}} \right) \phi_E + \left(\frac{\Gamma_s A_s}{\delta y_{SP}} \right) \phi_S + \left(\frac{\Gamma_n A_n}{\delta y_{PN}} \right) \phi_N + S_u \end{aligned} \quad (\text{III.14})$$

Cette équation est sous la forme :

$$\begin{aligned}
 a_P \phi_P &= a_W \phi_W + a_E \phi_E + a_S \phi_S + a_N \phi_N + S_u \\
 a_P &= a_W + a_E + a_S + a_N - S_P
 \end{aligned}
 \tag{III.15}$$

Avec :

$$\begin{aligned}
 A_W &= \frac{\Gamma_w A_w}{\delta x_{WP}}, & A_E &= \frac{\Gamma_e A_e}{\delta x_{PE}}, \\
 A_S &= \frac{\Gamma_s A_s}{\delta y_{SP}}, & A_N &= \frac{\Gamma_n A_n}{\delta y_{PN}}
 \end{aligned}$$

L'équation est appliquée pour chaque nœud du domaine de calcul. Pour le domaine adjacent au domaine limite, l'équation est modifiée pour incorporer les conditions aux limites.

Le système d'équations algébriques linéaire résultant est résolu pour obtenir la distribution de la propriété ϕ à tous les points. [25].

III.2. 2 Les différentes étapes de la mise en œuvre

- Le domaine de calcul est discrétisé en un nombre fini de points (les nœuds du maillage), autour desquels on définit des volumes élémentaires (appelés volumes de contrôle) contigus, non juxtaposés et sans discontinuités aux interfaces ;
- Les équations modèles, sous forme conservative, sont intégrées sur chaque volume de contrôle (VC) ;
- Les intégrales sur un volume de contrôle en un nœud donné sont évaluées en approchant la variation par des profils ou des lois d'interpolation entre les nœuds voisins du point considéré ;
- Écriture des équations algébriques en fonction des valeurs aux nœuds du maillage ;
- Résolution du système algébrique linéaire obtenu. [25]

III.2. 3 Principes des codes CFD

Les logiciels de simulation numérique des écoulements basés sur la méthode des volumes finis peuvent maintenant être considérés comme de véritables « expériences numériques », lorsqu'elles sont faites avec soin. L'avantage des « méthodes numériques » est que toutes les quantités physiques liées à l'écoulement (champ de vitesse, champ de pression, contraintes etc.), sont immédiatement disponibles en tout point de l'écoulement.

Dans une expérimentation, l'obtention de ces quantités physiques en tout point du champ est souvent impossible ou très difficile en pratique. Les méthodes CFD (Computational Fluid Dynamics) ont l'avantage de mettre en œuvre les équations générales de la mécanique des fluides avec un minimum des hypothèses. Elles résolvent notamment les équations non-linéaires instationnaire et compressibles. La discrétisation des équations de Navier-Stokes et de conservation de la masse est faite sur des éléments quadrilatéraux ou triangulaires, réguliers ou non selon la complexité de la géométrie.

Le premier travail à accomplir dans la réalisation d'une simulation numérique est la définition d'un maillage adapté à la nature de l'écoulement. En particulier, le maillage doit être fin dans les zones où l'on atteint des gradients physiques très importants.

Les équations régissant l'écoulement sont résumées dans le tableau qui suit:

Conservation de la masse	$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \cdot \vec{V})$
Quantité de mouvement (Navier-stokes)	$\begin{aligned} \frac{D}{Dt}(\rho \cdot \vec{V}) &= \rho \vec{F} - \overrightarrow{\text{grad}}(p) + \eta \Delta \vec{V} \\ &+ \frac{1}{3} \eta \overrightarrow{\text{grad}} \left[\text{div}(\vec{V}) \right] \end{aligned}$
Energies	$\frac{D}{Dt}(\rho c_p T) = \Delta(KT) + q + \beta T \frac{Dp}{Dt} + \eta \Phi$

Tableau III.1 : Récapitulatif des équations régissant l'écoulement [25]

Avant d'entamer la résolution de ces équations, nous devons identifier le régime de l'écoulement laminaire ou turbulent dépendant à la valeur du nombre de Reynolds. [25]

Remarque: Dans ce travail nous avons trouvé que le Nombre de Reynolds est $Re=3361.344$ (écoulement turbulent).

III.2. 4 Modèles de fermeture

Sont des équations qui viennent compléter les équations bilans. Dans notre cas, il s'agit de fermer le modèle global en modélisant le terme de viscosité turbulente et le terme de tensions de Reynolds.

"FLUENT" fournit les choix suivants des modèles de la turbulence :

- Spalart-Allmaras model.
- $k - \varepsilon$ models.
- Standard $k - \varepsilon$ model.
- Renormalization-groupe (RNG) $k - \varepsilon$ model.
- Realizable $k - \varepsilon$ model.
- $k - \omega$ models.
- Standard $k - \varepsilon$ model.
- Shear-stress transport (SST) $k - \varepsilon$ model.
- $v^2 - f$ model.
- Reynolds stress model (RSM).
- Detachededdy simulation (DES) model.

Large eddy simulation (*LES*) model [26].

Parmi ces modèle on trouve ($k - \varepsilon$) stand que nous allons l'utiliser dans notre simulation.

➤ Modèle ($k - \varepsilon$)

C'est un modèle à deux équations de transport pour deux paramètres de turbulence.

En 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 (contraintes de Reynolds).

L'idée du modèle k- c'est qu'on peut la construire à partir de ces quantités une « viscosité turbulente propre à l'écoulement », où la viscosité turbulente est donnée par la relation suivante :

$$V_t = C_\mu \left(\frac{k^2}{\varepsilon} \right) \quad (\text{III.16})$$

Avec $\mu_t = \nu_t \rho$ viscosité dynamique turbulente L'expérience montre que cette relation est bien vérifiée pour des écoulements à grand nombre de Reynolds à condition d'avoir une turbulence homogène.

C_μ : Coefficient sans dimension qui doit être évalué expérimentalement.

k : L'énergie cinétique de turbulence défini par :

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_t'^2} = \frac{1}{2} \left(\overline{u_1'^2} + \overline{u_2'^2} + \overline{u_3'^2} \right) \quad (\text{III.17})$$

ε : Le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulence donné par :

$$\varepsilon = \nu \left[\frac{\partial u'}{\partial x_j} \right]^2 \quad (\text{III.18})$$

Ce terme de dissipation qui apparaît dans l'équation de l'énergie cinétique turbulente reste à déterminer. L'échelle typique de longueur des grosses structures de la turbulence l'est déduite de :

$$\varepsilon = k \frac{3/2}{l} \quad (\text{III.19})$$

III.2.4.1.1 Modélisation de l'équation de k

L'équation modélisée de l'énergie cinétique turbulente s'écrit sous la forme semi-empirique suivante :

$$\underbrace{\frac{\partial k}{\partial t}}_{(1)} + \underbrace{U_j \frac{\partial k}{\partial x_j}}_{(2)} = V_t \left(\underbrace{\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}}_{(3)} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{v}{\sigma_{k,l}} + \frac{V_t}{\sigma_{k,t}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \right) - \underbrace{\varepsilon}_{(4)} \quad (III.20)$$

Les termes de l'équation (III.20) sont dénommés comme suit :

- (1) représente le taux de variation de l'énergie cinétique turbulente.
- (2) représente le transport par diffusion de l'énergie cinétique
- (3) représente la production par cisaillement de l'énergie cinétique turbulente
- (4) représente la dissipation de l'énergie cinétique turbulente.

Modélisation de l'équation de ε

La forme modélisée de l'équation de transport du taux de dissipation de l'énergie cinétique s'exprime

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} + \bar{u}_j \frac{\partial}{\partial x_j}}_{(1)} \varepsilon = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{K} V_t \left(\underbrace{\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i}}_{(2)} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{v}{\sigma_{\varepsilon}} + \frac{V_t}{\sigma_{\varepsilon}} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \right) - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{K} \quad (III.21)$$

Les termes (1, 2, 3 et 4) de l'équation (III. 21) sont :

- (1) représente le taux de variation des.
- (2) représente le taux de production (source) des.
- (3) représente le transport par diffusion de la dissipation de l'énergie turbulente.
- (4) représente la dissipation (puits) de S.

Constantes standards de modèle (k- ε)

Pour rendre le système d'équations opérationnel on adopte les constantes standards du modèle donné par **Lauder** et **Spalding** (1974). Elles sont réunies dans le tableau suivant :

C_{μ}	$C_{\epsilon 1}$	$C_{\epsilon 2}$	δ_K	δ_{ϵ}
0.09	1.44	1.92	1.0	1.0

TABLEAU III 2: Coefficients du modèle K- S standard.

III. 3 PRÉSENTATION DES LOGICIELS DE CALCUL

Gambit et Fluent sont des logiciels, sous licence commerciale, permettant de réaliser des Simulations 2D ou 3D en mécanique des fluides allant de la construction du maillage avec Gambit à la résolution des équations de Navier Stokes et au post-traitement avec Fluent. Largement répandus dans l'industrie, en raison de leur interface graphique puissante et de l'abondance de leurs options, ils permettent de réaliser des simulations sur tous types de géométries complexes (fixes ou mobiles) associées à des maillages fixes ou adaptatifs et avec des modèles physiques variés (diphasique, turbulent, etc....).

III.3. 1 Mailleur gambit

C'est un pré processeur intégré pour l'analyse en CFD, il est utilisé pour construire une géométrie et générer son maillage, il peut réaliser des maillages complexe en deux ou trois dimensions avec des maillages rectangle ou triangle.

Les options de génération de maillage de Gambit proposent une flexibilité de choix. On peut décomposer la géométrie en plusieurs parties pour générer un maillage structuré, sinon Gambit génère automatiquement un maillage non structuré adapté au type de géométrie construite. Les défauts sont détectés à l'aide de son interface comportant plusieurs fenêtres d'outils de création, génération, vérification du maillage du modèle étudié et l'incorporation des conditions aux limites.

III.3. 2 Le procédé de création de la géométrie par le GAMBIT et la simulation par le fluent

La façon de l'organigramme de création de la géométrie d'une pale d'aile dans notre travail, par le pré processeur Gambit, est présentée sur la (Figure III.2) :

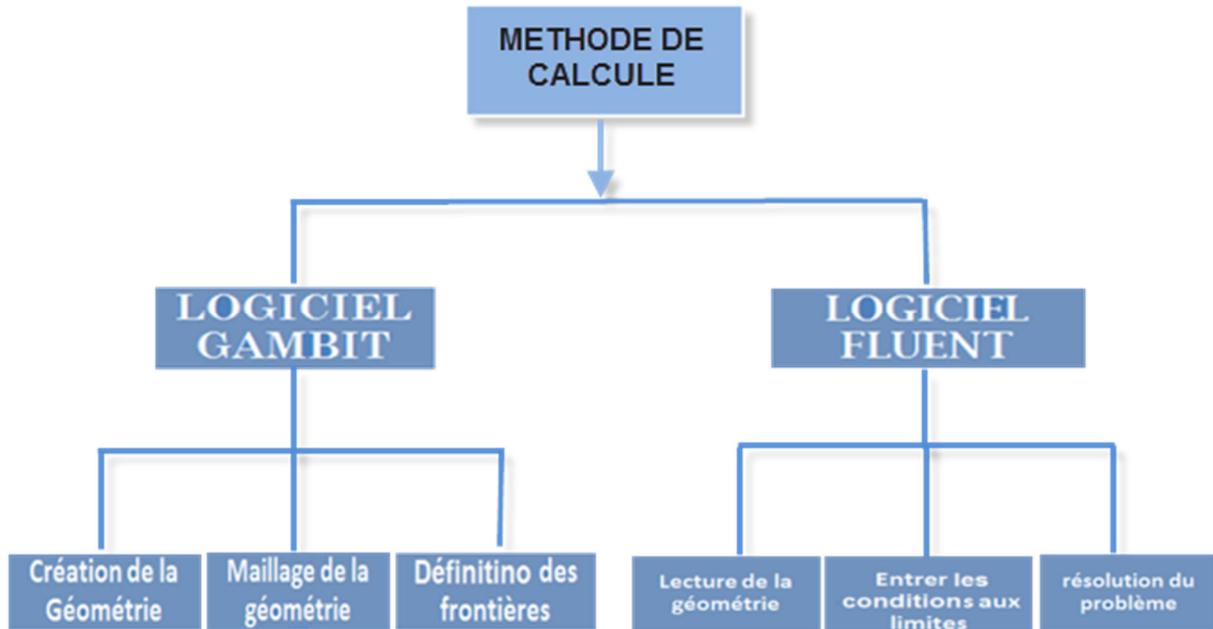


FIGURE III. 2: Schémas des étapes à utiliser pour la simulation sur ces logiciels Gambit et Fluent.

III.3. 3 DOMAINE D'ÉTUDE (GÉOMETRIE)

La géométrie que nous avons choisie est présentée dans la figure III.3. Il s'agit d'un échangeur de chaleur à trois tubes concentrique. L'air normal passe dans le tube central, l'air chaude passe dans l'espace annulaire intermédiaire et l'air froide passe dans l'espace annulaire extérieur, chacun des fluides à une vitesse et une température connues.

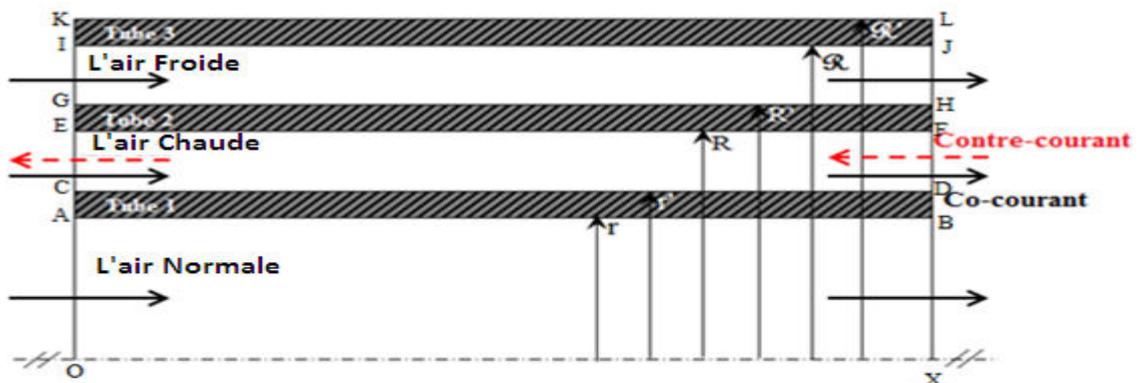


Figure III. 3: Schéma d'un échangeur thermique à triple tubes concentriques

Les dimensions géométriques du problème étudié sont basées sur les données expérimentales publiées par P. D. Saurabh et al (2016) [12].

Dimension		Symbole	Valeur	Unités
Rayon interne	1 ^{er} Tube	R	0.02350	M
	2 ^{ème} Tube	R	0.03600	M
	3 ^{ème} Tube	\mathcal{R}	0.04925	M
Rayon externe	1 ^{er} Tube	r'	0.02500	M
	2 ^{ème} Tube	R'	0.03800	M
	3 ^{ème} Tube	\mathcal{R}'	0.05075	M
Epaisseur		/	0.0015	M
Longueur		L	4	M

Tableau III. 3 : Dimensions géométriques de l'échangeur thermique

III.3. 4 Étapes de calcul

III.3.4. 1 Lancement de gambit

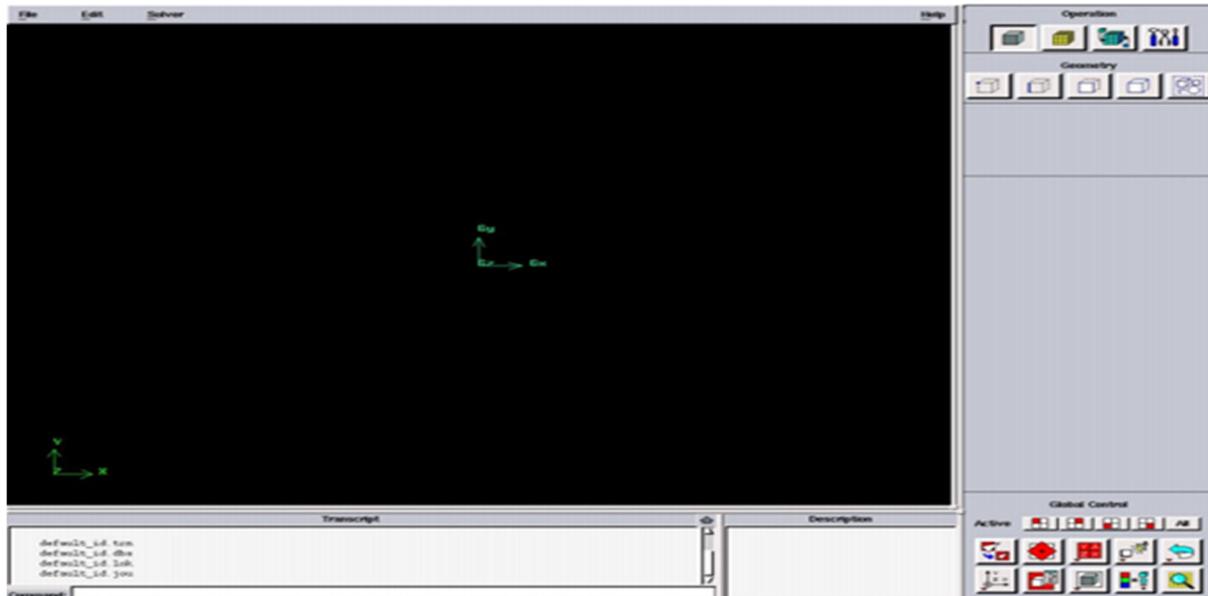


FIGURE III. 4 : Face de domaine du calcul

On dessine la configuration Schéma de l'échangeur thermique. Au début, nous sélectionnons des points en plaçant ses coordonnées puis connecté pour former des lignes qui définissent cet échangeur thermique

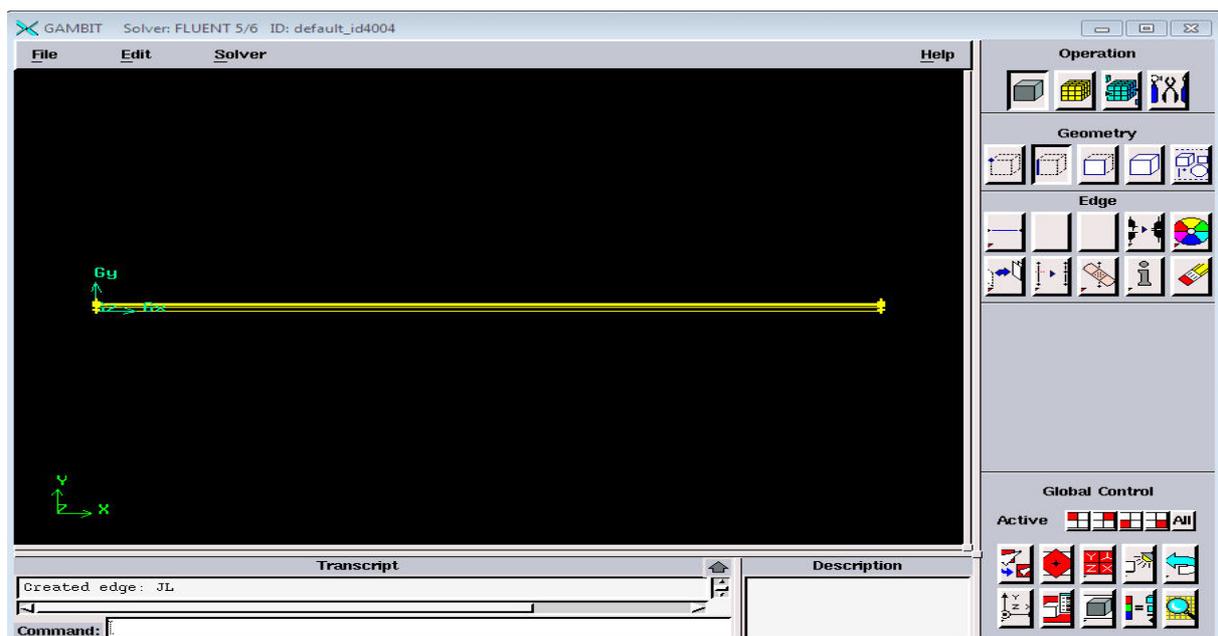


Figure III. 5 : Création de l'échangeur de chaleur à trois tubes concentriques

Maillage de la géométrie

La génération du maillage (2D) est une phase très importante dans une analyse CFD.

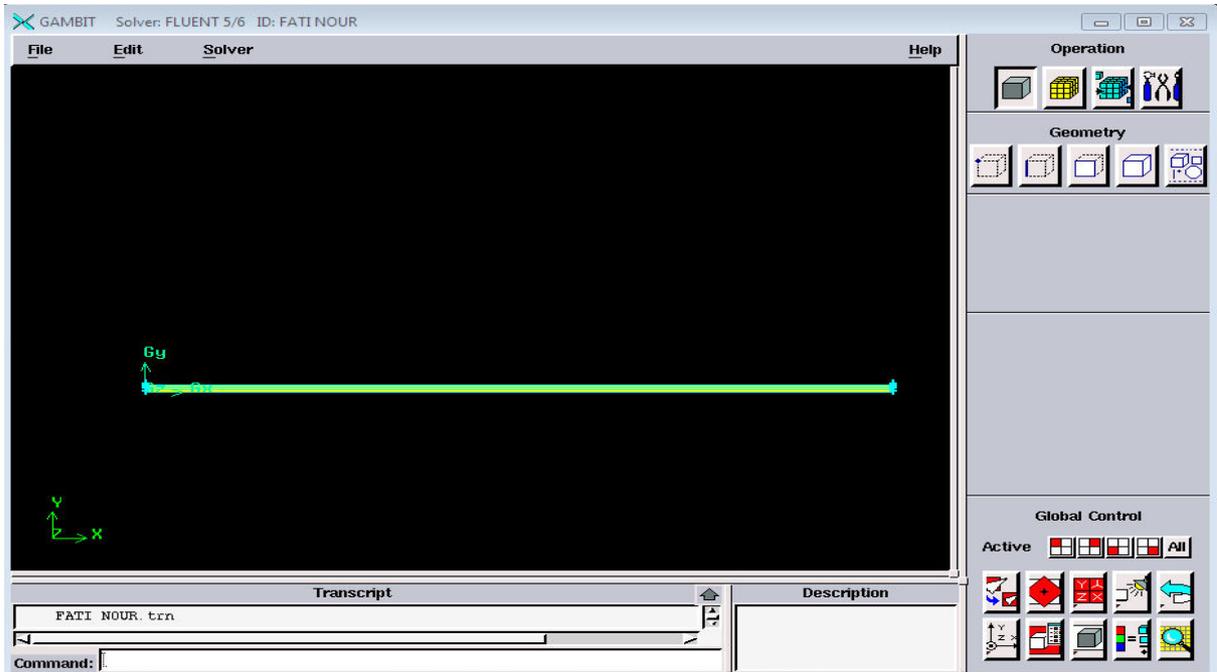


Figure III. 6 : Maillage de géométrie précédent

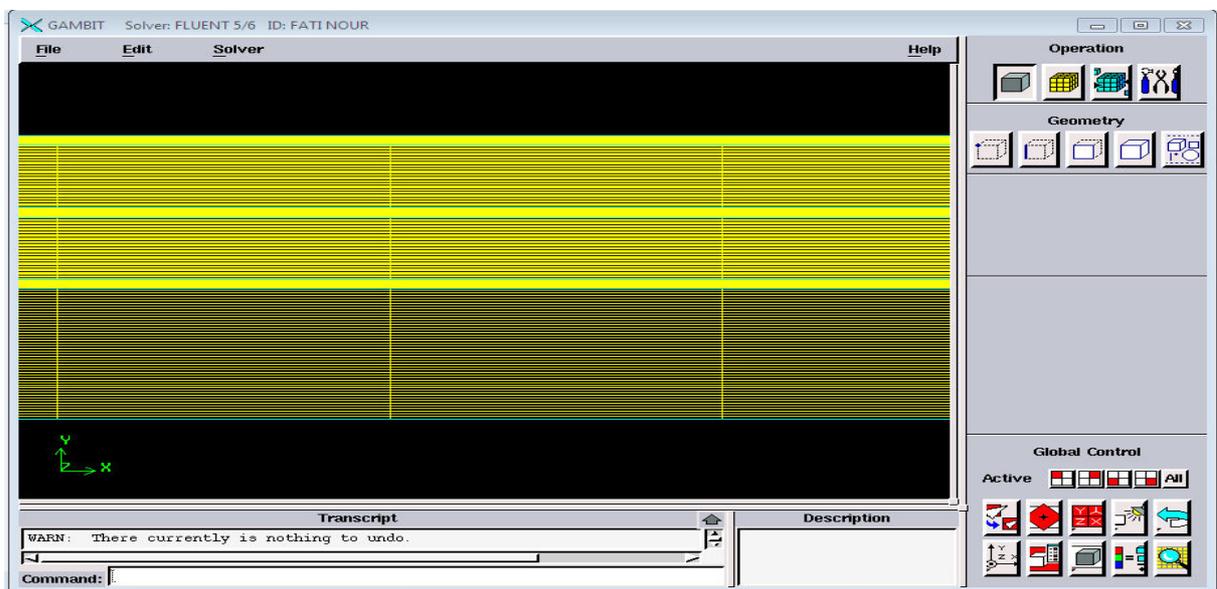


Figure III. 7 : Conditions aux limites

Conditions aux limites

Lorsqu'on termine le maillage du domaine on pose les conditions aux limites :

Ede	Boudry types	Type
OA	Entrée 01	Velocity inlet
XB	Sortie 01	Pressure outlet
CE	Entrée 02 (Co-courant)	Velocity inlet
	Sortie 02 (contre-courant)	Pressure outlet
DF	Sortie 02 (Co-courant)	Pressure outlet
	Entrée 02 (contre-courant)	Velocity inlet
AB, CD	Paroi 01	Wall
EF, GH	Paroi 02	Wall
IJ, KL	Paroi 03	Wall

Tableau III. 5 : Conditions aux limites

Lorsque le maillage est terminé et les conditions aux limites sont correctement imposées, il ne reste qu'exporter ce maillage dans un format lisible par le solveur Fluent en l'occurrence. Ceci se fait par la commande (File/Export/Mesh) qui permet d'écrire un fichier de maillage avec l'extension (msh). On coche l'option « Export 2-D Mesh ».

III.3.4. 2 Lancement de fluent

• 1^{ère} étape

On lance le solveur FLUENT, on sélectionne (2ddp), aussi bien pour une simple précision de calcul.

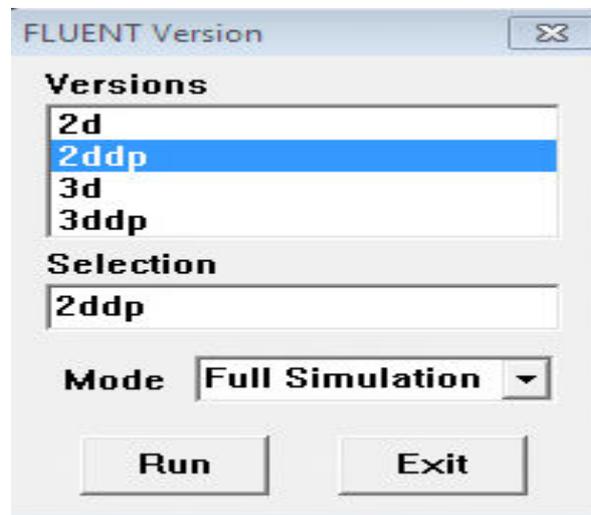


FIGURE III. 8: Type de résolution

• 2^{ème} étape (Lecture du maillage)

On sélectionne le menu File → Read → Case... après, on choisit notre maillage

• 3^{ème} étape

Pour voir le maillage, on sélectionne sur : Display → Grid.

• 4^{ème} étape

Pour choisir une des formules de solution, nous employons le panneau de solveur :

Define → Models → Solver.

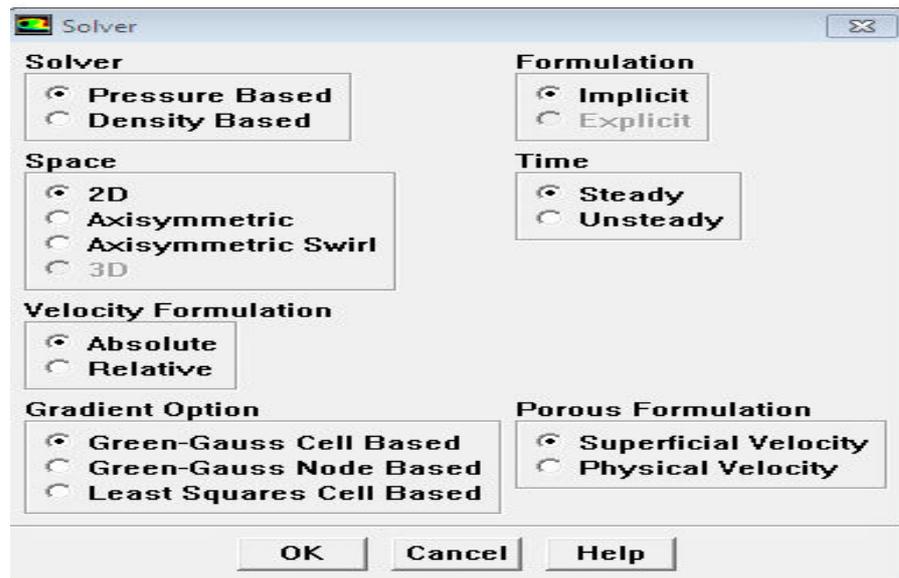


Figure III. 9: Fenêtre solveur

• 5^{ème} étape

Si l'écoulement est turbulence et le représenter au fluent. On sélectionne sur :

Define → Models → k-epsilon. (Figure III.11), puis en valide ok.

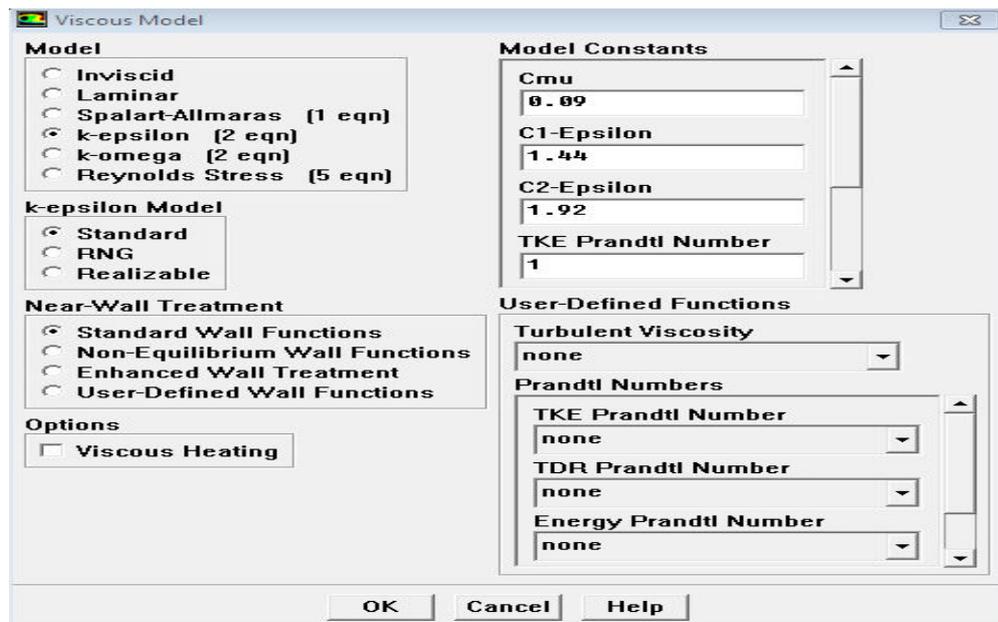


Figure III. 10: Fenêtre de modèle visqueux.

• 6^{ème} étape

Pour placer les propriétés de fluide pour notre problème, (figure III.11) on sélectionne sur : Define $\square \longrightarrow$ Materials.

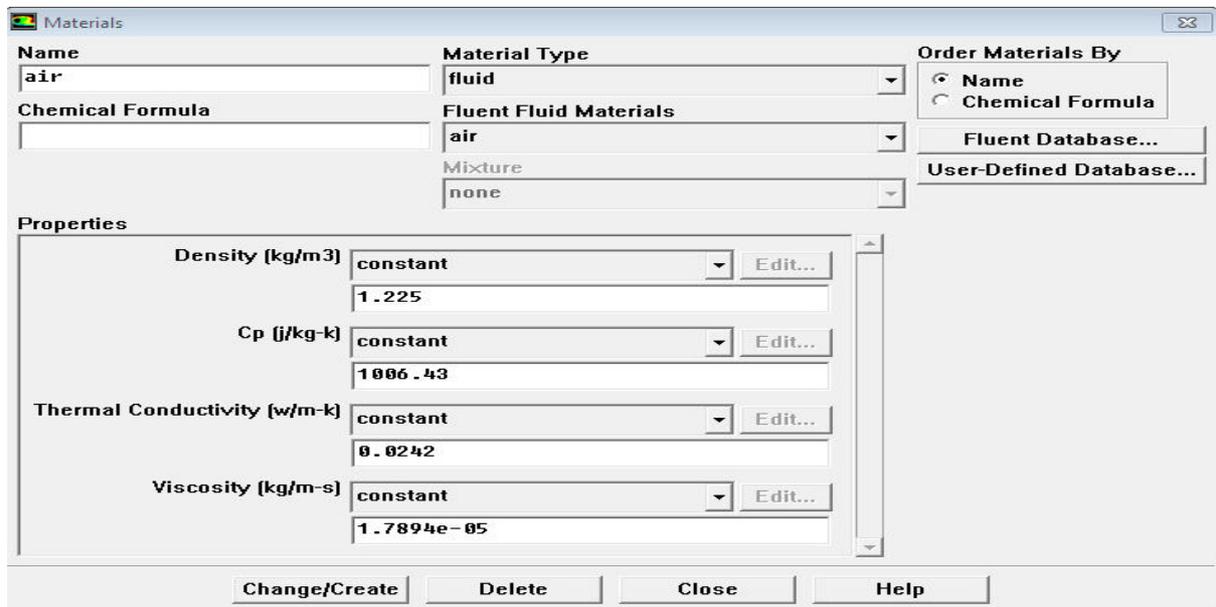


Figure III. 11: Fenêtre de Matériaux.

• 7^{ème} étape

Pour entrer les conditions aux limites, on ouvre le panneau des conditions aux limites (Figure III.12): Define \longrightarrow Boundary conditions.

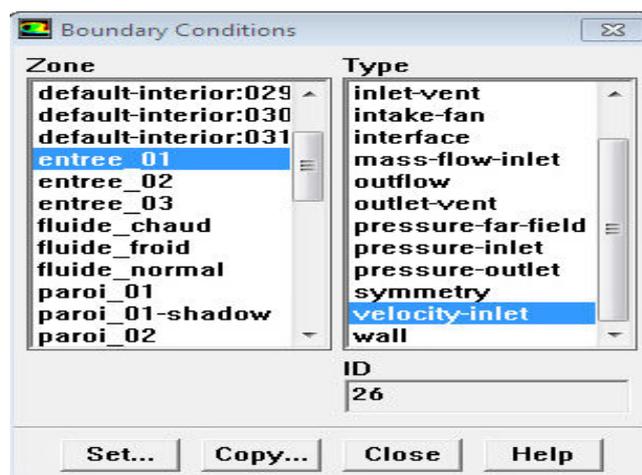


Figure III. 12: Fenêtre de condition aux limites

• 8^{ème} étape

Après les conditions aux limites, nous avons complété l'option suivant: Solve → Controles → solution, pour ouvrir le panneau d'initialisation de la solution représentée sur la (Figure III.13)

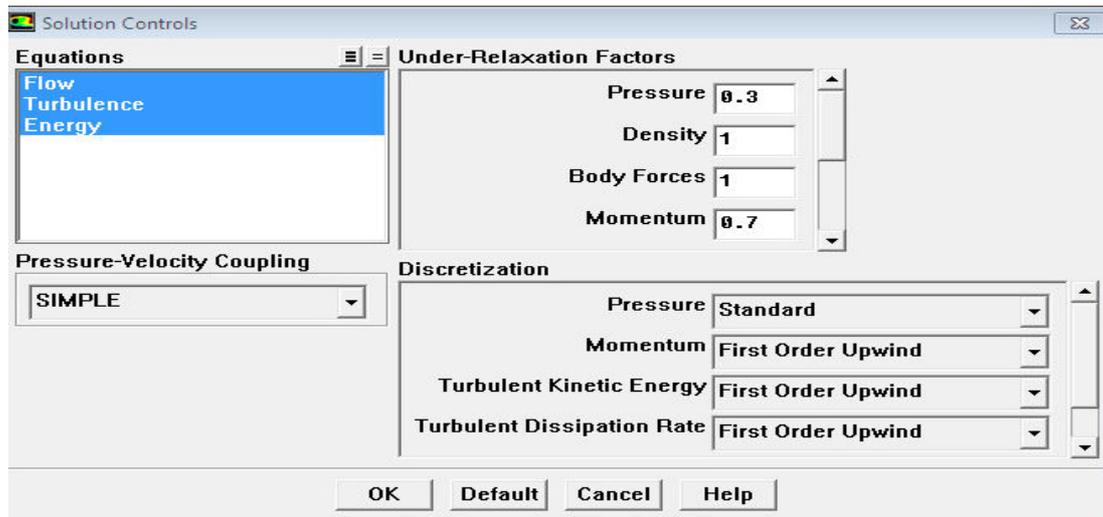


Figure III. 13 : Fenêtre du contrôle

• 9^{ème} étape

Avant de réitérer, il faut initialiser le champ d'écoulement pour fournir un point de départ de la solution. On peut donc choisir le calcul de la solution initiale des arrangements d'une condition aux limites où le champ entrant l'écoulement évalue individuellement. En cliquant : Solve → Initialize, pour ouvrir le panneau d'initialisation de la solution représentée sur la (figure III. 14).

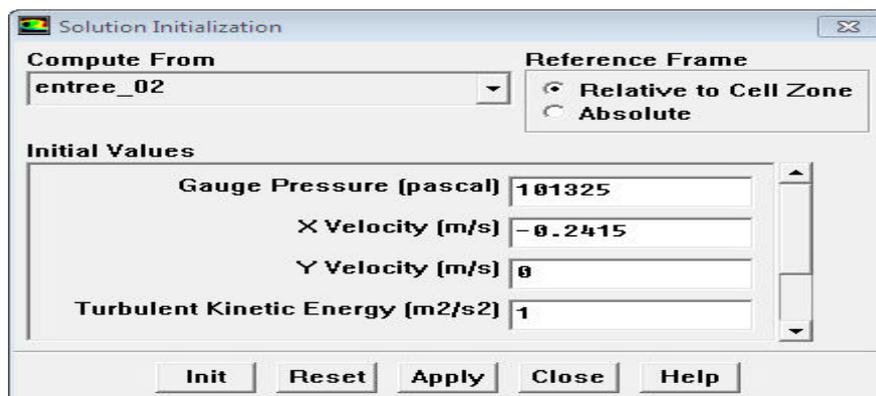


Figure III. 14 : Fenêtre de l'initialisation

• 10^{ème} étape

L'installation du problème est presque complète. Maintenant on tourne vers la surveillance résiduelle graphique de sorte qu'on puisse facilement observer le progrès de la solution. Pour faire ceci, on choisit :

Solve \longrightarrow Monitors \longrightarrow Résiduel, pour ouvrir les moniteurs résiduels lambrisse montré sur (figure III.15). Parmi les options, et pour activer l'affichage graphique des résiduels pendant le calcul, on croche sur l'option **PLOT** et puis OK.

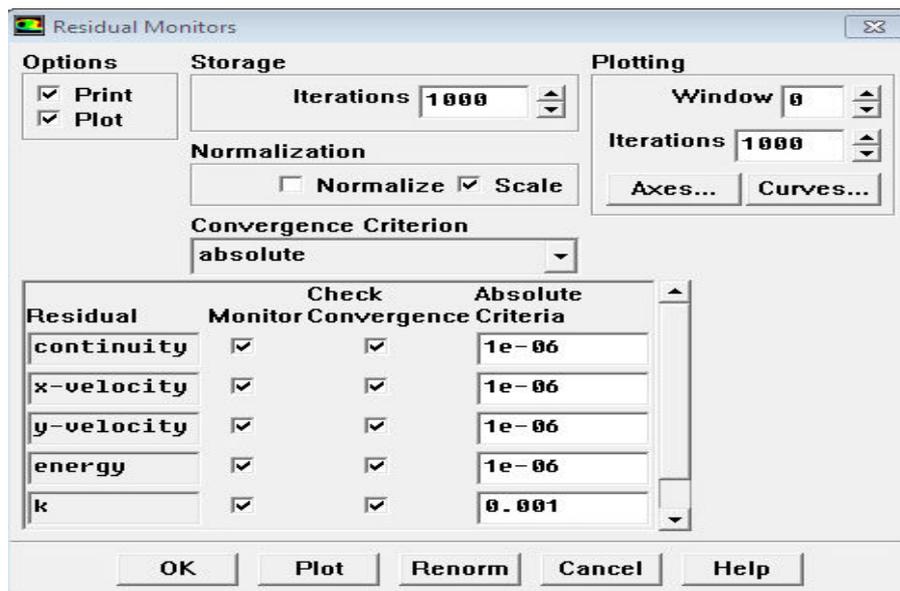


Figure III. 15: Fenêtre de Résiduel Monitors

• 11^{ème} étape

Maintenant on peut commencer les itérations. On clique sur : Solve \longrightarrow Iterate, ceci ouvre le panneau de l'itération représenté sur la (Figure II.16).

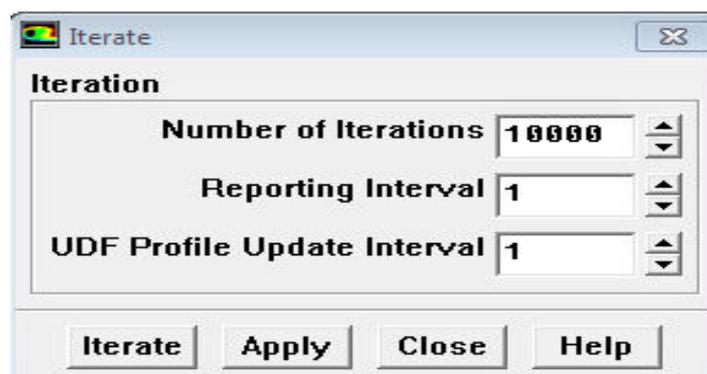


Figure III. 16: Fenêtre de l'itération

III. 4 CONCLUSION

Ce chapitre nous permet de voir brièvement une idée générale et plus des détails sur les deux logiciels utilisant dans notre simulation numérique, le premier est le mailleur GAMBIT et toutes les étapes à suivre pour créer une bonne géométrie, le deuxième est le serveur FLUENT qui est basé sur la méthode des volumes finis, les modèles de fermeture, le choix de différents modèles d'interpolations et les différentes types de conditions aux limites offert ce code de calcul. Ces deux logiciels nous donneront un bon résultat à condition de la bonne :

- création de la géométrie ;
- génération du maillage ;
- implémentation du "Fluent" ;
- contrôle de la convergence.

CHAPITRE IV

PRESENTATION ET INTERPRITATION DES RESULTATS

CHAPITRE IV : PRESENTATION ET INTERPRITATION DES RESULTATS

IV.1 INTRODUCTION

Dans ce chapitre, nous allons intéresser à l'étude numérique du comportement dynamique et thermique de deux écoulements d'air en convection forcée turbulent stationnaire dont la configuration co et contre-courant dans un échangeur de chaleur à trois tubes concentriques. Ainsi, on a tracé des courbes suivant les deux axes X et Y à pour voir l'influence de paramètres thermique et dynamique sur le mode de circulation de l'air dans l'échangeur thermique.

IV. 2 RESULTATS RESUDIELES

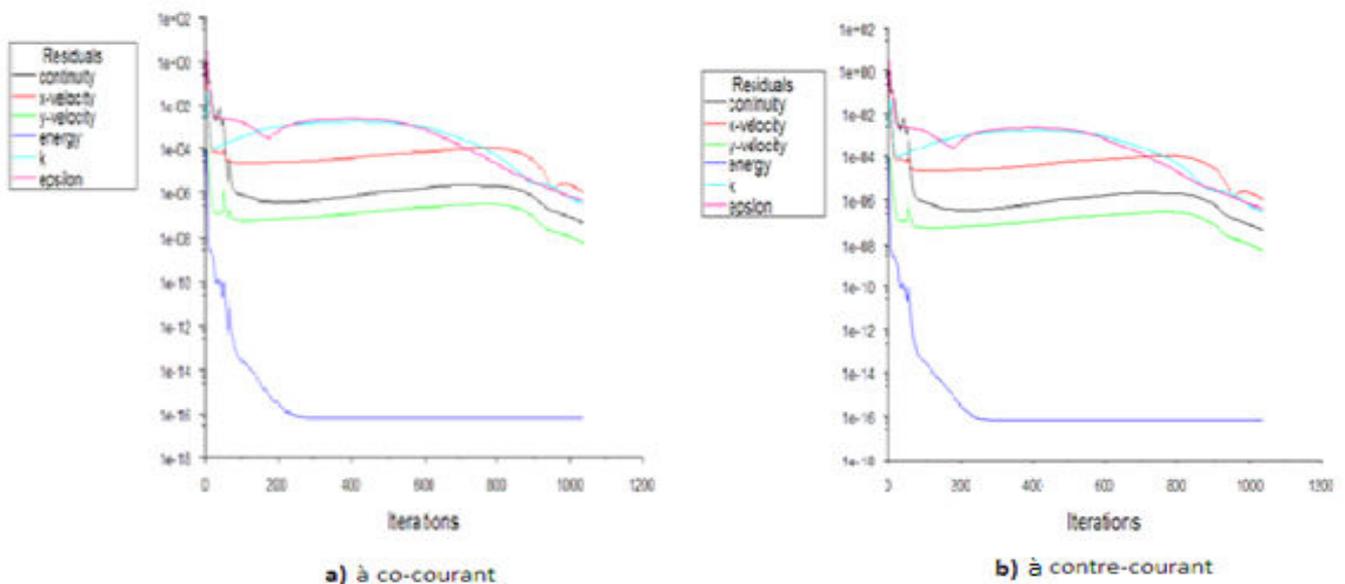


Figure IV.1 : Les courbes résiduelles de calculs (Co-courant) et (Contre-courant)

La convergence pour les 2 simulations est atteinte presque 1100 itérations.

IV. 3 DOMAINE D'ÉTUDE

Dans cette étude, pour faire notre simulation nous allons choisir la géométrie montrée dans la figure suivante :

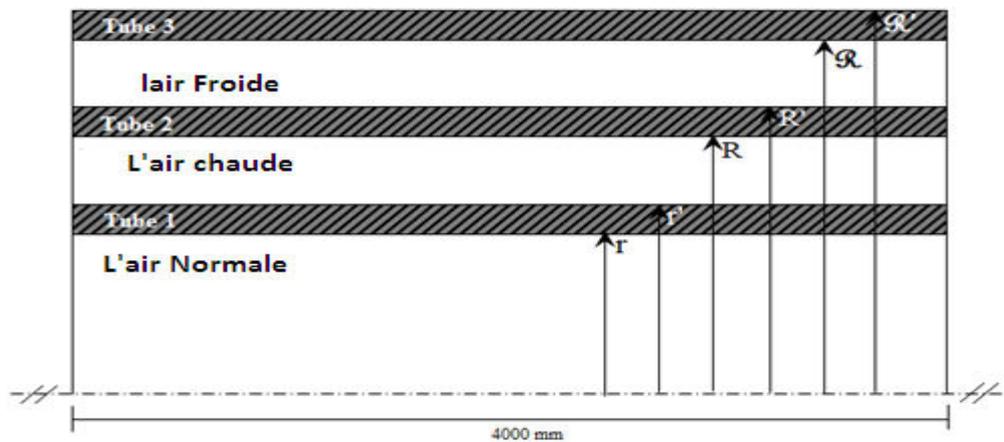


Figure IV.2 : Échangeur de chaleur à trois tubes concentriques

L'échangeur de chaleur que nous avons étudié a les rayons de $R'=50.75$ mm, $R'=38$ mm et $r'=25$ mm avec une épaisseur de 1.5 mm pour chaque tube, cet échangeur de chaleur est en acier, on a utilisé l'air comme fluide écoulant en deux façon de circulation contre-courant et co-courant en régime turbulent. Les paramètres d'entrées sont :

	L'air Normale	L'air Chaude	L'air Froide
T° (K)	300	324	283
V (m/s)	0.309	0.2415	0.1789

Tableau IV. 1 : Les paramètres d'entrée de l'échangeur thermique

IV. 4 VALIDATION DES RÉSULTATS

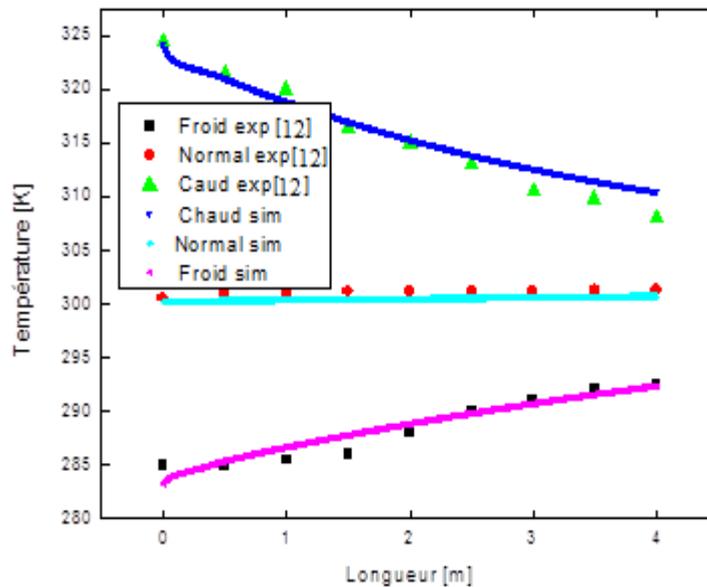


Figure IV. 3 Validation thermique

Sur la figure IV.3, nous avons présenté la variation de différentes températures (température normale, température chaude et température froide) suivant la longueur de l'échangeur thermique. D'après cette figure, on voit que la température du fluide froid et du fluide normal augmente lorsqu'on s'approche de la sortie de l'échangeur thermique, tandis que la température du fluide chaud va diminuer lorsqu'on s'approche de la sortie de l'échangeur, ainsi qu'on peut remarquer qu'il y a un bon accord avec les résultats expérimentaux obtenus par P.D. Saurabh et al (2016) [12].

IV. 5 ANALYSE DES RÉSULTATS

Pour analyser nos résultats, nous créons des lignes Horizontales (LH) comme la montre la figure suivante.

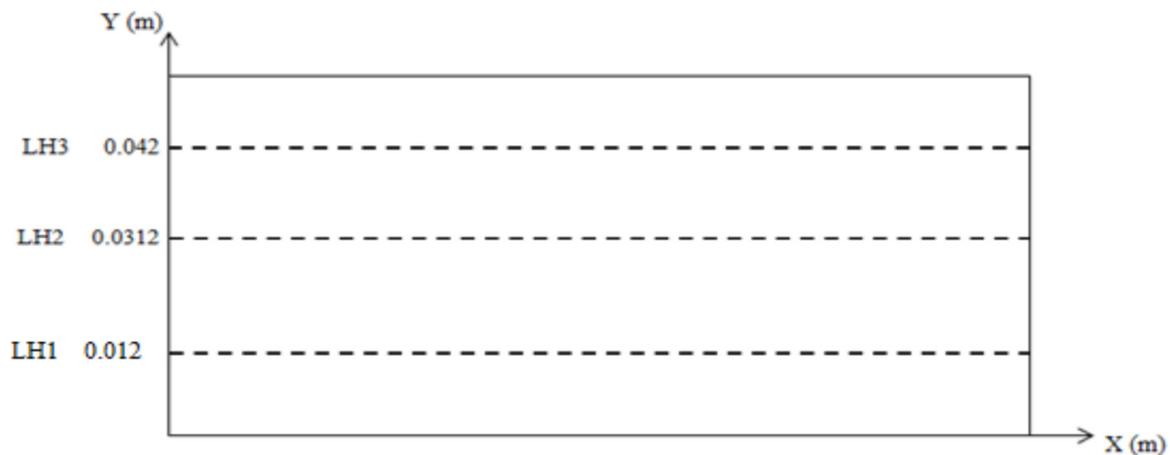


Figure IV. 4: Création des lignes horizontales

IV. 6 ÉTUDE PARAMÉTRIQUE

Cette étude est basée sur deux types de sens d'écoulement d'un échangeur de chaleur à trois tubes l'un est un échangeur de chaleur à contre-courant et l'autre un échangeur de chaleur à co-courant ayant les températures de sorties suivantes :

		L'air Normale	L'air Chaude	L'air Froide
T (K)	Contre-Courant	305.5	301.5	296.5
	Co-Courant	304.75	304.5	296

Tableau IV. 2 : Les paramètres de sortie de l'échangeur thermique

IV.6. 1 Échangeur thermique à Co-Courant

IV.6.1. 1 Contours d'un échangeur thermique à Co-courant

Cette partie est destinée à l'étude des contours de (la pression dynamique , pression totale , la vitesse résultant ,la vitesse suivant X et la température totale) pour un Échangeur thermique à Co-Courant:

➤ Pression dynamique

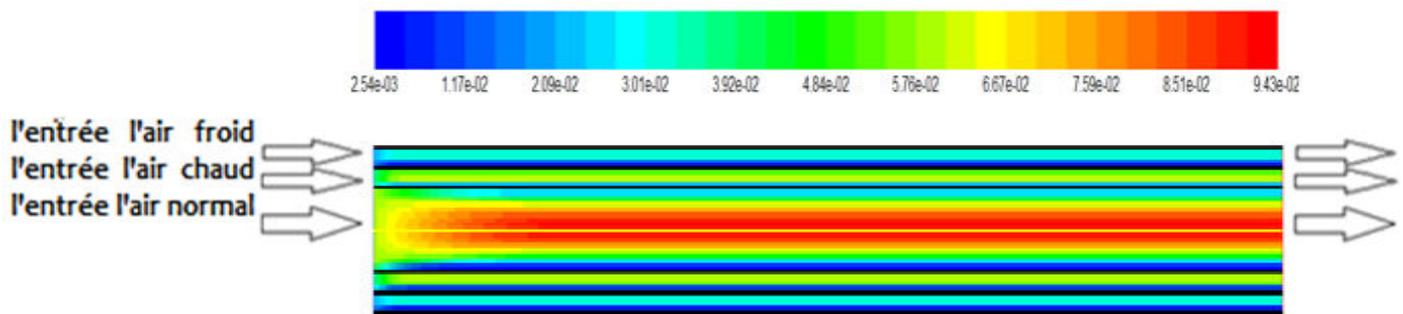


Figure IV.5 : Contour de la pression dynamique [Pa].

La figure IV.5 montre la variation de pression dynamique suivant la longueur de l'échangeur en mode d'écoulement Co-courant, D'après cette figure on remarque que la pression dynamique change de l'entrée à la sortie. Lorsque la valeur est initialement (0.00254Pa) a la sortie prend la valeur maximale sera de (0.0943Pa).

➤ Pression totale

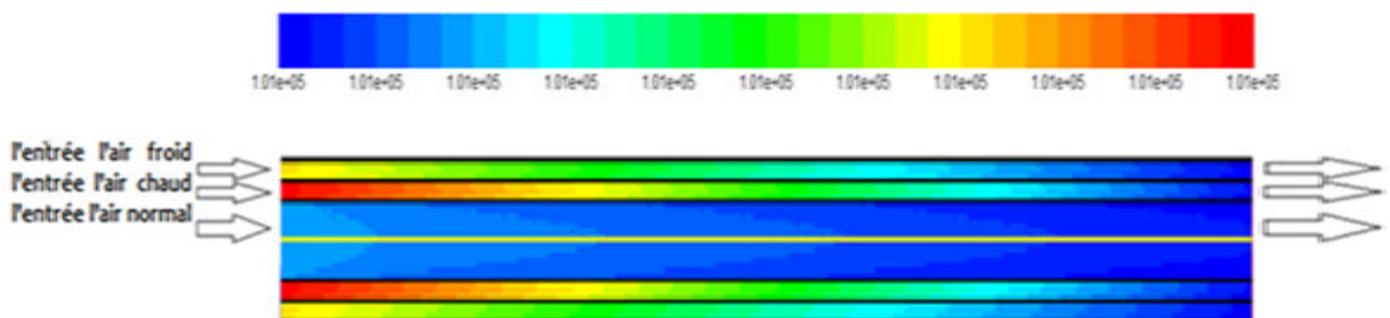


Figure IV.6 : Contour de la pression totale [Pa].

La figure IV.6 est présenté le contour de la pression totale, Cette image montre que la pleine pression est stable au niveau de l'échangeur de chaleur où la valeur est (1.01 10⁵ Pa) depuis son entrée jusqu'au moment de la sortie.

➤ Vitesse résultante

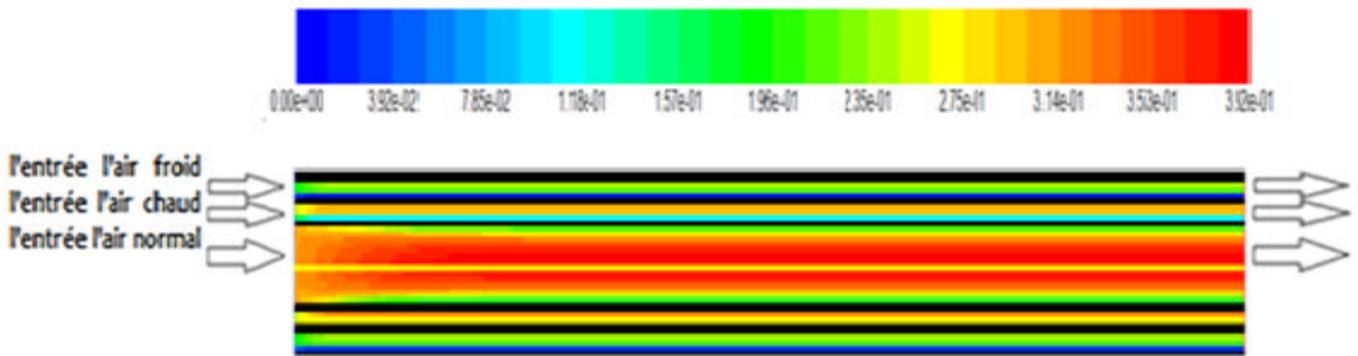


Figure IV.7 : Contour de la vitesse résultante [m/s].

Le contour de la vitesse résultante de l'échangeur est illustré sur la figure IV.7, d'après cette figure, on observe que la vitesse résultante est variée, approximativement sur le premier tube qui contient le fluide normal, de (0.306 à 0.392 m/s). Mais pour le tube de l'air chaude varie de (0.259 à 0.306 m/s). et le troisième tube les valeurs restent constantes le long de l'échangeur.

➤ Vitesse suivant X

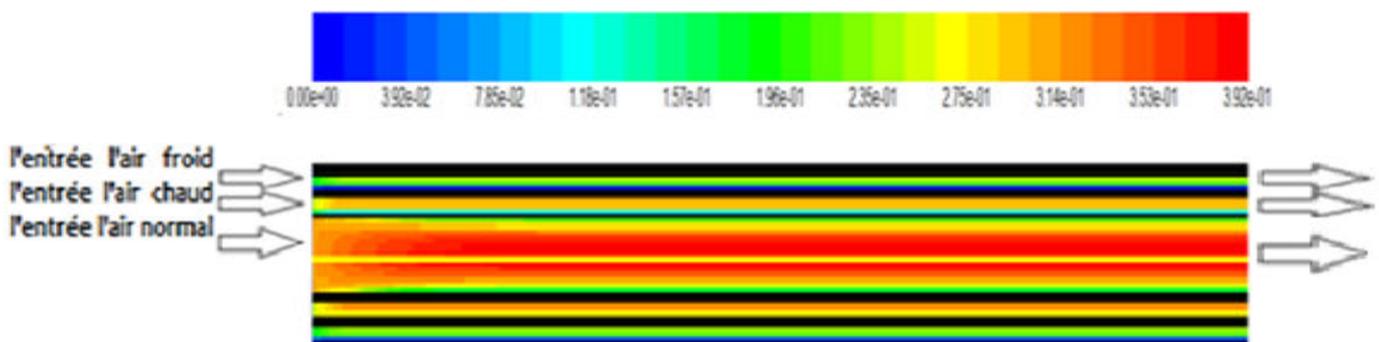


Figure IV.8 : Contour de la vitesse suivant X [m/s].

La figure IV.8 montre La distribution de la vitesse suivant (X) est montrée dans cette vitesse est constante tout le long de l'échangeur de chaleur suivant le deuxième et le troisième tube avec un cas exceptionnel au niveau du premier tube où la vitesse diminue de ($3.06 \cdot 10^{-1}$ à $3.92 \cdot 10^{-1}$ m/s).

➤ Température statique

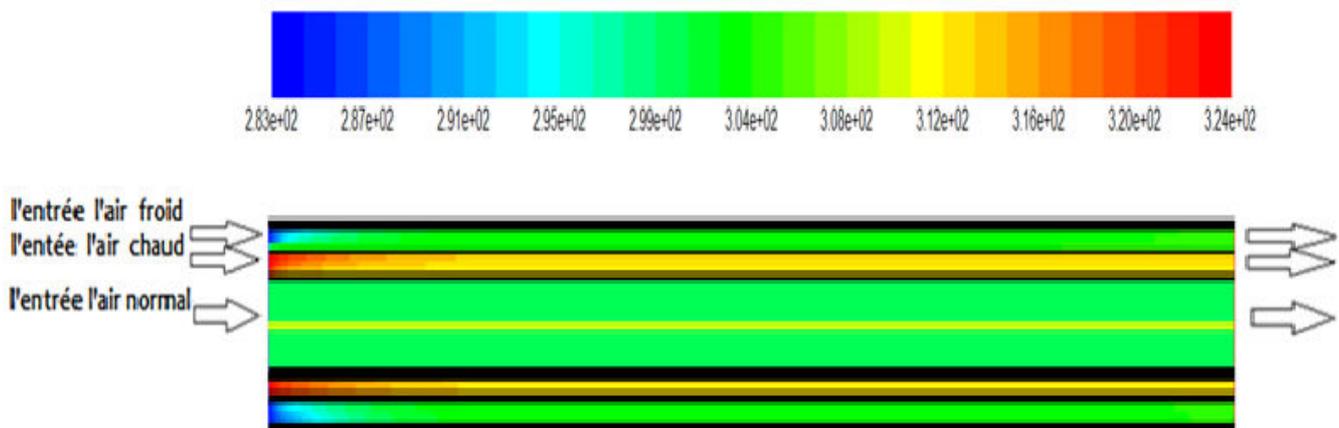


Figure IV.9 : Contour de la température statique [K].

La figure IV.9 désigne la Contour de la température statique, Au niveau du premier tube on remarque que une petite variation de la température statique (de 304.75 à 305 K) mais dans le deuxième tube cette température diminue de (324 à 313 K) par contre dans le troisième tube la température statique augmente de (283 à 300 K).

Température totale

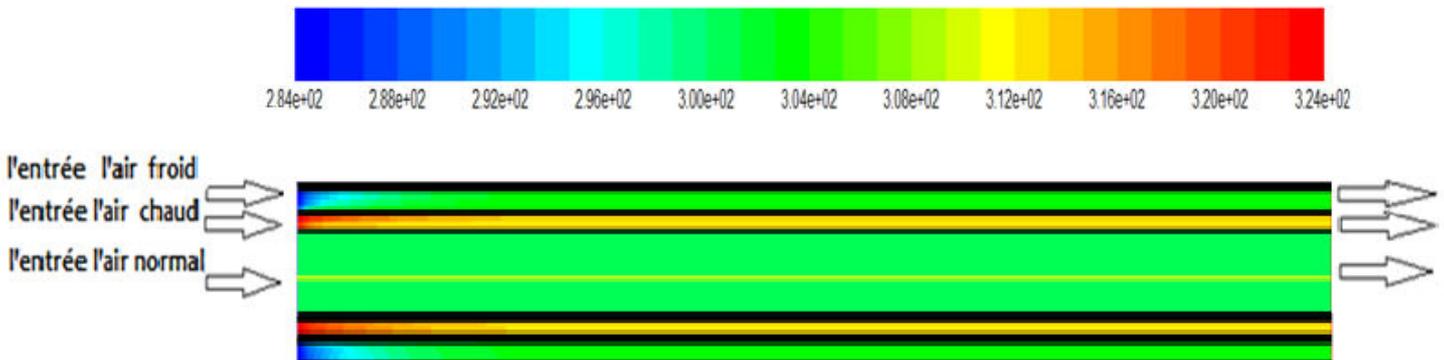


Figure IV.10: Contour de la température totale [K].

La figure IV.10 Montre le contour de la température totale au niveau de l'échangeur de chaleur, on remarque au niveau du premier tube une petite variation de la température (de 304.75 à 305 K) mais pour la deuxième tube est diminuée de (324 à 310 K) et dans le troisième tube la température totale augmente de (284 à 303 K).

IV.6.2. 2 Courbes d'un échangeur thermique à co-courant

Les figure (IV.11, IV.12, IV.13 et IV.14) représente les courbes de (la pression dynamique, la vitesse résultant, la vitesse suivant X et la température totale) suivant d'un écoulement de fluide (air) dans un Échangeur thermique à Co-Courant:

➤ Pression dynamique

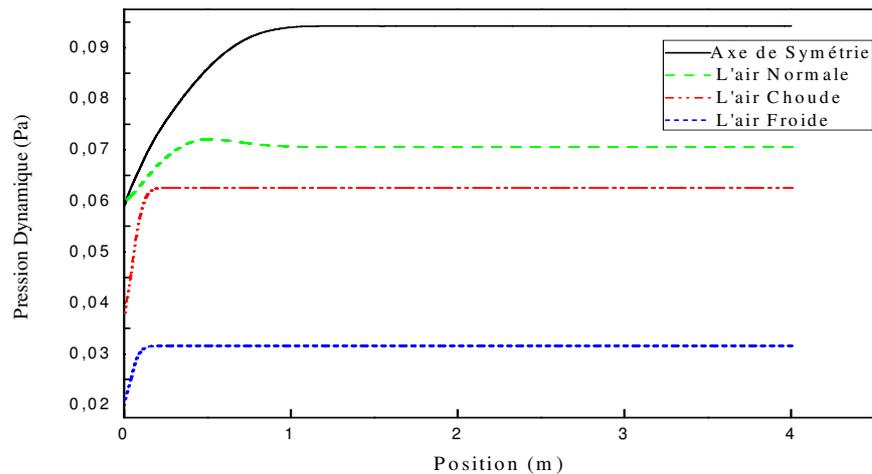


Figure IV.11 : Variation de la pression dynamique en fonction de la longueur

La figure IV.11 donne la variation de la pression dynamique en fonction de la longueur de l'échangeur, on observe que la valeur de la pression dynamique augmente de (0,02 à 0,03Pa) sur l'intervalle [0- 0,25] m ,ensuite va stabiliser à la valeur de (0,03Pa) pour l'air Froide , et pour l'air chaude cette pression augmente de(0,04 à 0,0625 Pa) qui reste constante (0,0625 Pa) à partir de 0 ,25m et pour l'air normale la pression dynamique augmente de (0,06 à 0,071Pa) sur l'intervalle [0- 0,5] m en suite pour l'axe de symétrie (0,06 à0,094 Pa) sur l'intervalle [0- 1] m et survit fixe sur (0,094 Pa) à partir de 1m .

➤ Vitesse résultantes

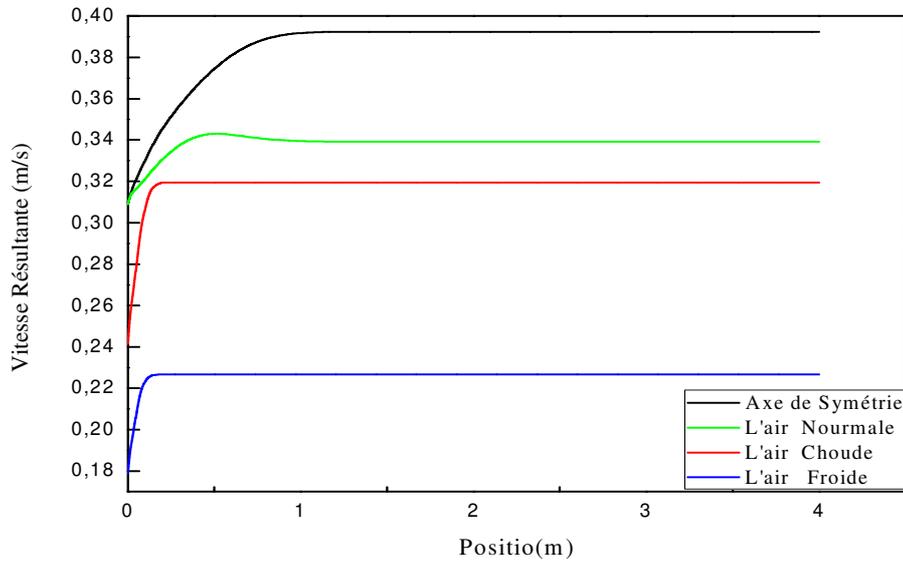


Figure IV.12 : Variation de la vitesse Résultante en fonction de la longueur.

La Figure IV.12 représente Variation de la vitesse Résultante en fonction de la longueur des tubes de l'échangeur de chaleur. On voit qu'il ya variation de la vitesse Résultante (de 0.32 à 0.34 m/s) c'est pour l'air normale puis reste constante, et pour L'air chaud cette vitesse reste constante sur la longueur [0 ; 3.7] m puis augmenté à la valeur (0.32 m/s), mais l'air froid augmente (0.021 à 0.023 m/s) puis va stabilise.

➤ Vitesse suivante X

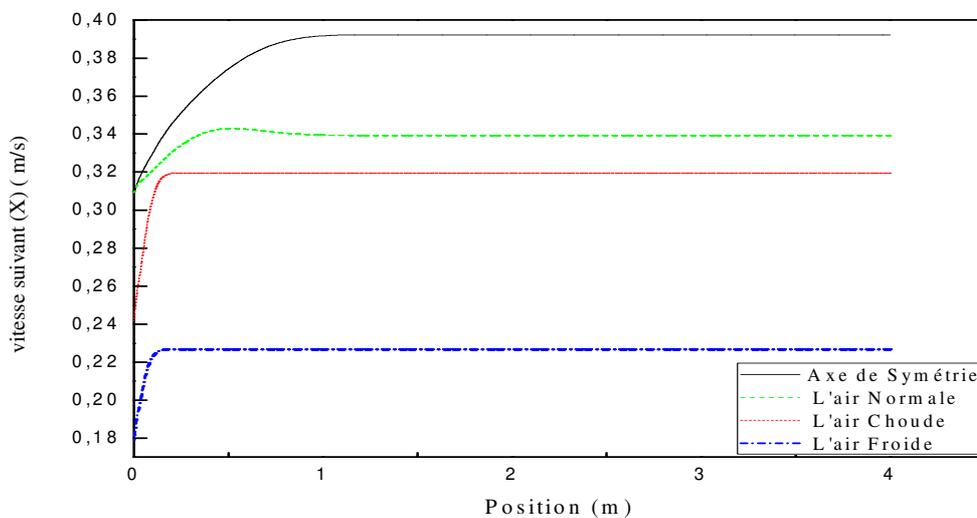


Figure IV.13: Variation de vitesse suivante X en fonction de la longueur.

La Figure IV.13 donne la variation de vitesse suivant X en fonction de la longueur de l'échangeur, on observe que la valeur de la vitesse suivant X augmente de (0.19 à 0.225 m/s) sur l'intervalle [0- 0.24] m ,ensuite va stabiliser à la valeur de(.0225 m/s) pour l'air Froide , et pour l'air chaude cette vitesse trouve la valeur (0.25 et 0.31 m/s) qui reste constante (0.31 m/s) à partir de 0 ,24 m et pour l'air normal la vitesse augmente de(0.32 à 0.335 m/s) sur l'intervalle [0- 0.5] m et condescend jusqu'a la valeur (0.33 m/s) et fixe en même valeur à partir de 0 ,9m en suite pour l'axe de symétrie monter de (0.31 à 0.39 m/s) et constante dans la valeur (0.39 m/s) à partir de 1 m.

➤ **Température totale**

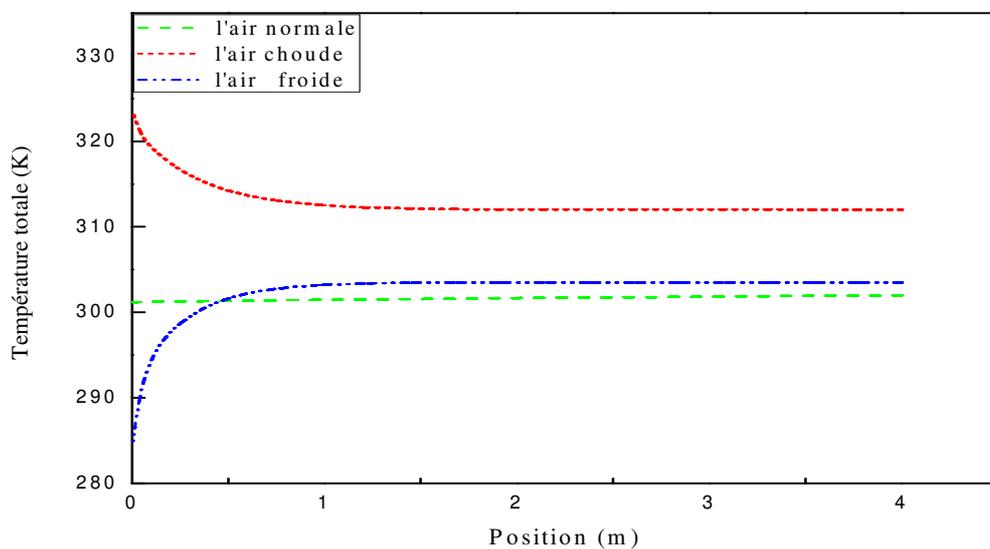


Figure IV.14 : Variation de la température totale en fonction de la longueur

La courbe de la variation de température totale au niveau de l'échangeur thermique est montrée sur la figure IV.14, on voit qu'il y a une petite variation de la température totale (de 301 à 302,5 K) c'est pour l'air normal .et pour la deuxième ligne la température est diminuée jusqu' à 311 K .mais pour l'air froide elle augmente pour donner une valeur de 304 K à la sortie.

IV.6. 2 Échangeur thermique à Contre-courant

IV.6.2. 1 Contours d'un échangeur thermique à contre-courant

Cette partie est destinée à l'étude des contours de (la pression dynamique , pression totale , la vitesse résultant ,la vitesse suivant X et la température totale) pour un Échangeur thermique à Contre-courant:

➤ Pression dynamique

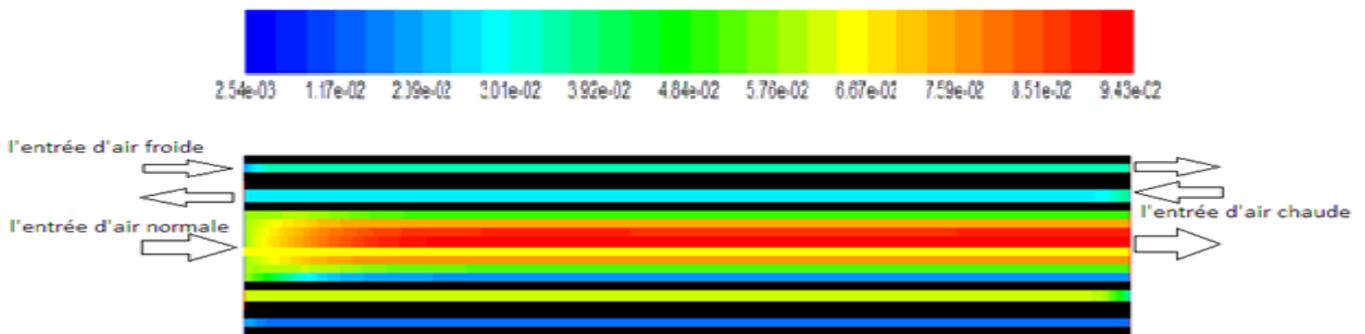


Figure.15 : Contour de la pression dynamique [Pa].

La figure VI.15 confirme ce qui a été remarqué dans le contour de la pression dynamique. En effet, la pression dynamique dans le premier tube augmente de 0.05 Pa à l'entrée jusqu'à prendre une valeur maximale de 0.09 Pa qui reste constante après certaine longueur qu'on explique par l'établissement du régime. et elle est augmentée dans la deuxième et troisième tube augmentant pour arriver à 0.25 et 0.068 Pa respectivement.

➤ Pression totale

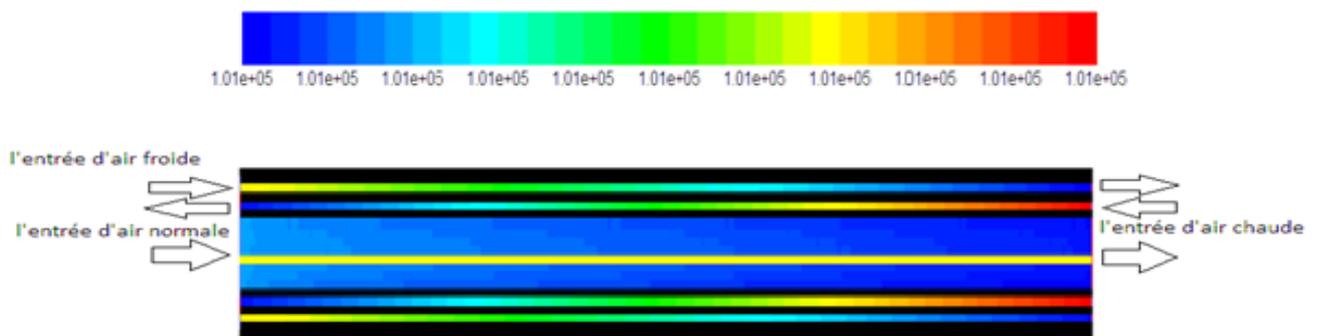


Figure IV.16 : Contour de la pression totale [Pa]

La figure IV.16 montre que une chute de pression totale au niveau de chaque tube, c'est à dire que la pression totale diminue progressivement jusqu'à atteindre à la même

valeur de sortie de $1,01.10^5$ Pa pour les trois tubes, avec des pressions totales d'entrée différentes.

➤ **Vitesse résultante**

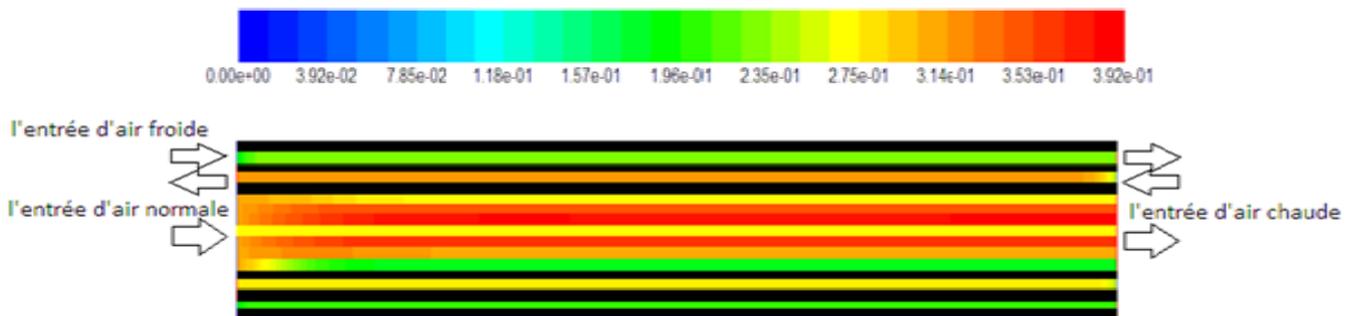


Figure.17 : Contour de la vitesse résultante [m/s].

Le contour de vitesse résultante donné par la figure IV.17, nous observons une augmentation progressive de la vitesse résultante ainsi qu'on note qu'il y a une uniformité de vitesse après certaine longueur pour les trois tubes.

➤ **Vitesse suivant Y**

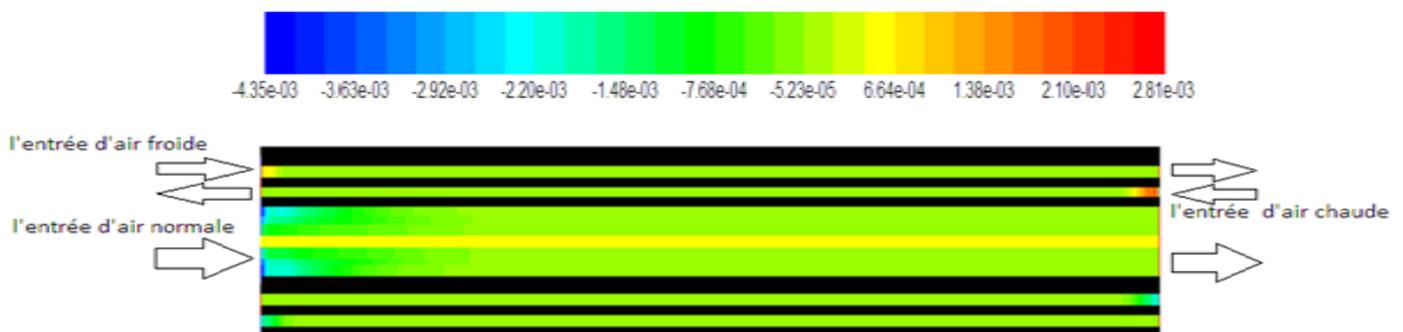


Figure.18 : Contour de la vitesse suivant Y [m/s]

On remarque d'après la figure IV.18 que la vitesse à l'entrée de premier tube commence avec une vitesse de $-2,63.10^{-3}$ m/s puis augmente jusqu'à arrive à la valeur -3.11^{-4} m/s. Par contre, dans les deux restes tubes, la vitesse diminue pour arrive une même valeur de $-3.25.10^{-4}$ m/s.

➤ Température statique

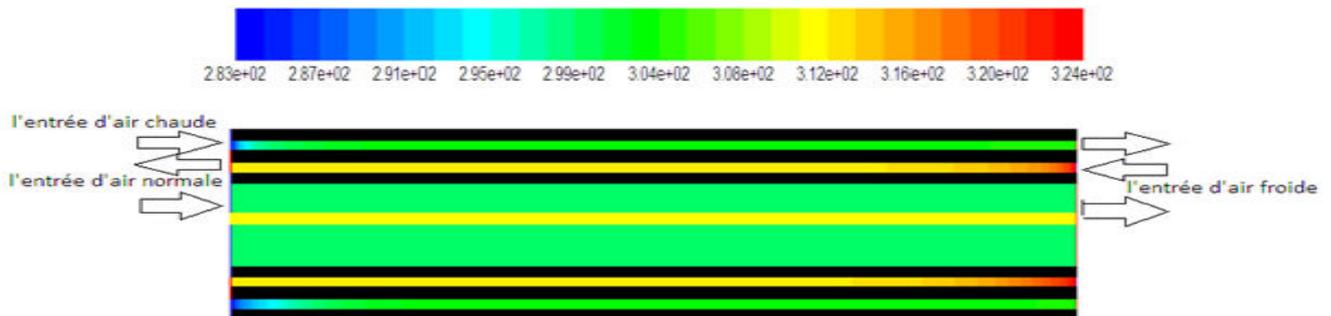


Figure.19 : Contour de la température statique [K].

➤ Température totale

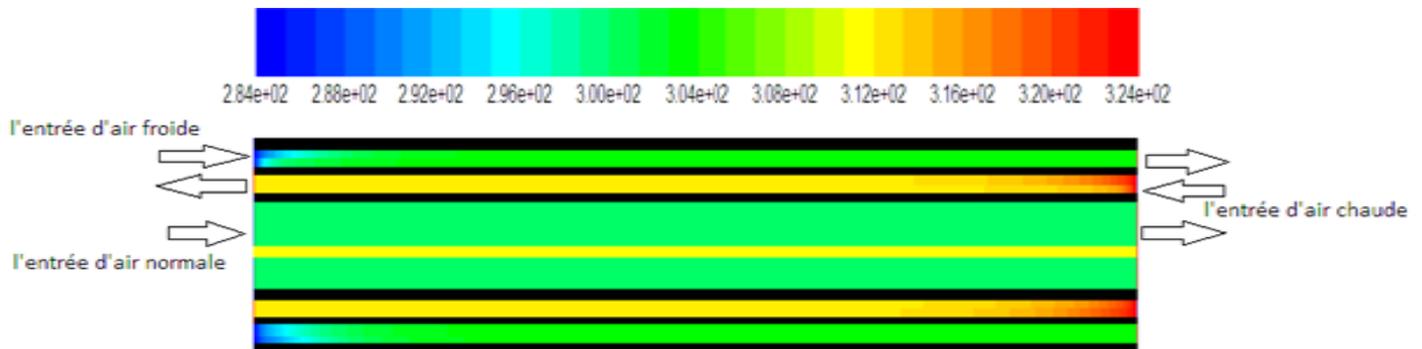


Figure.20 : Contour de la température totale [K].

Les figure(IV.19 et IV.20) montre les contours de la température totale et statique, on remarque que la température variée un peut au niveau du premier tube. La température pour la deuxième tube est diminuée de 324K à 310K mais dans le troisième tube la température totale augmente de 284K à 300K. Cette inversion est à cause de l'échange thermique entre eux.

IV.6.2. 3 Courbes d'un échangeur thermique à contre-courant

L'objectif attendu de cette partie été de montrer l'évolution du (la pression dynamique, pression totale, la vitesse résultant, la vitesse suivant X et la température totale) en fonction de la position à long d'échangeur thermique à contre-courant:

➤ **Pression dynamique**

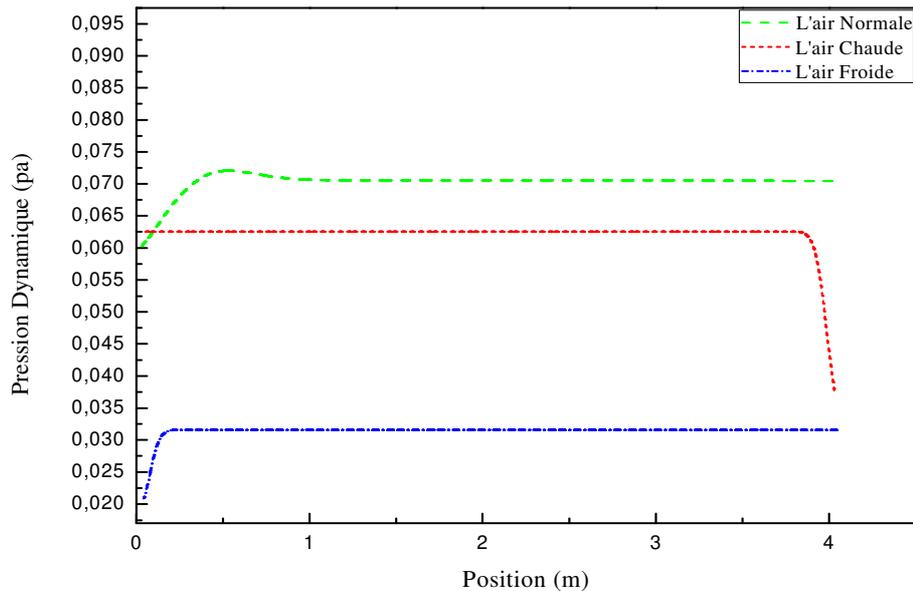


Figure IV.21 : Variation de la pression dynamique en fonction de la longueur

La figure IV.21 représente la distribution de la pression dynamique au voisinage des tubes de l'échangeur de chaleur. On voit qu'il ya variation de la pression dynamique (de 0,057 pa.s à 0,070 pa.s) c'est pour l'air normale puis reste constante, et pour L'air chaud cette pression reste constante sur la longueur [0 ; 3.7] m puis diminue à la valeur 0,063 pa.s, mais l'air froid augmente 0,021 à 0,032 pa,s puis va stabilise.

➤ Vitesse résultante

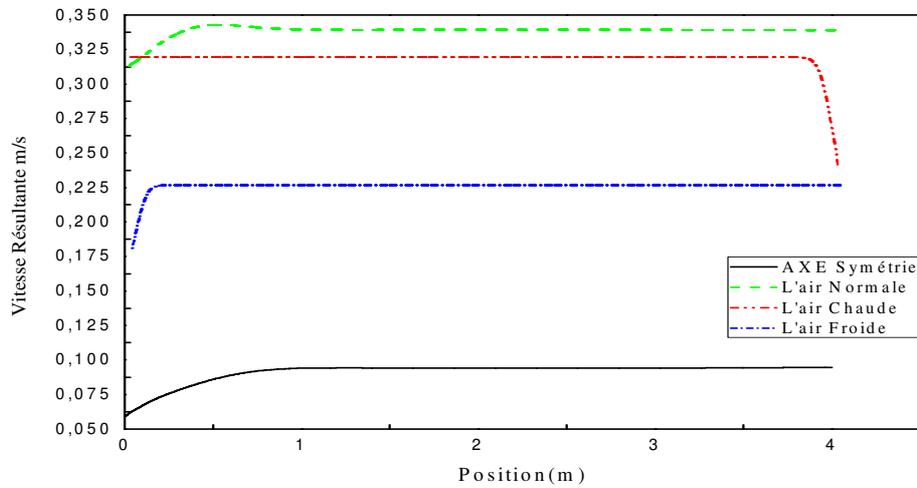


Figure IV. 22 : Variation de la vitesse résultante en fonction de la longueur

On discute de la courbe de vitesse résultante figure IV. 22, la vitesse de l'air normal et froid augmente à partir de la longueur [0 ; 0,3] m pour atteindre une valeur maximale puis elle reste constante, ensuite la vitesse de l'air chaud est stabilise dans certaine longueur puis diminue jusqu'à la valeur 0,024 m/s

➤ Vitesse suivant X

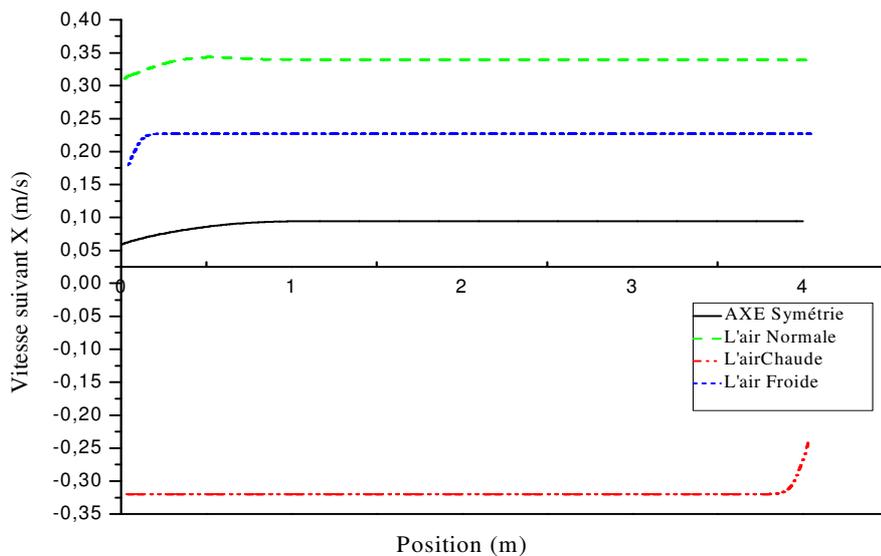


Figure IV.23: Variation de la vitesse suivant X en fonction de la longueur

La courbe de la vitesse suivant la direction X est donnée dans la figure IV.23. On remarque dans cette figure la vitesse de l'air normale est faible à l'entrée puis elle augmente jusqu'à la valeur -0.25m/s , la vitesse de l'air chaude et l'air froide augmente à l'entrée puis reste constante au niveaux de deux tubes.

➤ **Température totale**

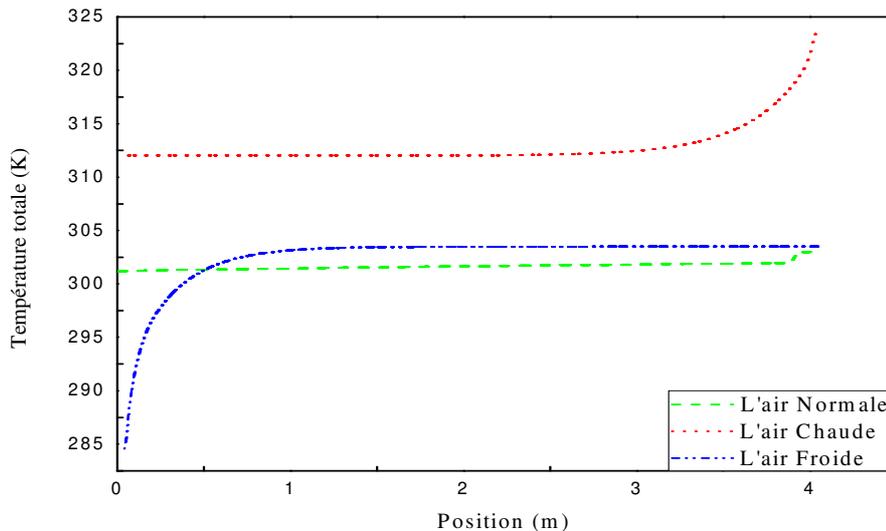


Figure IV.24: Variation de la température totale en fonction de la longueur

La figure IV.24 représente la distribution de la température en fonction de la longueur de l'échangeur. On remarque que la température de l'air normale elle augmente peu à peu pour donner une valeur de 303K à la sortie., pour l'air chaude la température à l'entrée atteint la valeur $T=306\text{K}$ Puis augmenter jusqu'à la valeur $T=350\text{K}$, l'air froide prend la température= 283k puis reste constante

IV. 7 CONCLUSION

Dans ce chapitre nous avons analysé les résultats obtenues à l'aide de code fluent en utilisant le modèle $k-\epsilon$. On conclut que la pression, la vitesse et la température ont une influence très important sur la nature de l'écoulement (co-courant et contre-courant) pour optimiser l'efficacité des échangeurs de chaleur à triple tubes concentriques.

CONCLUSION GÉNÉRALE

CONCLUSION GÉNÉRALE

L'objectif de ce travail est la prédiction de comportement thermique de deux échangeur de chaleur à trois tubes concentriques l'un est co-courant et l'autre à contre-courant. Cette étude a été réalisée à l'aide du logiciel Fluent qui se base sur la méthode des volumes finis.

Pour avoir des bons résultats, il faut choisir le maillage qui convient à la configuration étudié. Dans ce cas on a utilisé le maillage carré, et le modèle k- ϵ

Les résultats que nous avons présentés dans cette étude sont les contours de la température, la pression, et la vitesse ainsi que leurs courbes.

D'après les résultats obtenus nous montrent que les variations de température ; la vitesse et la pression dans un échangeur de chaleur à contre-courant sont favorables que les valeurs trouvées dans un échangeur thermique à Co- courant.

Comme perspectives, on propose de faire une simulation des transferts thermiques dans un échangeur de chaleur à trois tubes concentriques munis des ailettes [10].

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUE

- [1] **A. Bontemps, A. Garrigue, C. Goubier, J. Huetz, C. Marvillet, P. Mercier, R. Vidil**, échangeurs de chaleur- Description des échangeurs. Technique de l'ingénieur (1995) Réf : B2341.
- [2] **Generated by Foxit** (<http://www.foxitsoftware.com>).
- [3]
- [4] **Afgan, Schlunder, Ozisik, Sacaduraafgan V, S** « Heat Exchangers; Design and Theory», Source Book, Editions Mac Graw-Hill. (1993)
- [5] **TEMA** (Tubulaire Echanger Manufacturers Association) Edition 1988.
- [6] **André BONTEMPS**, Alain GARRIGUE, Charles GOUBIER, Jacques HUETZ, Christophe MARVILLET, Pierre MERCIER, Roland VIDIL, « Description des échangeurs », technique de l'ingénieur [B 2 341].
- [7] **A.MENIDJEL**, « Exploitation des échangeurs à faisceaux et calandre », I.AP/ SPA. SKIKDA (2009).
- [8]
- [9] **UPA**, 2008. L'efficacité énergétique dans le secteur laitier, Union des producteurs agricoles, Québec, 6 p.
- [10] **R, fatiha.R, zakia**, 2016. Prédiction du comportement thermique d'un échangeur de chaleur à trois tubes coaxiaux, en Sciences Spécialité : Génie Mécanique UNIVERSITÉ IBN-KHALDOUN – TIARET
- [11] **NORA BOULTIF**(2017) « Etude d'un échangeur de chaleur a triple tube concentrique en régime permanent et transitoire » Thèse présentée en vue de l'obtention du grade de Docteur en Sciences Spécialité : Génie Mécanique UNIVERSITE MOHAMED KHIDER-BISKRA-.
- [12] **D. Sekulic**, A compact solution of the parallel flow three-fluid heat exchanger problem. International Journal of Heat and Mass Transfer 37 (14) (1994) 2183-2187.
- [13] **P. Sahoo, M. Ansari, A. Datta**, A computer based iterative solution for accurate estimation of heat transfer coefficients in helical tube heat exchanger. J Food Eng (58) (2003) 211–214.
- [14] **SU, R.C. Prasad**, a transient experimental method to determine the overall heat transfer coefficient in a concentric tube heat exchanger. Int. Comm. Heat Mass Transfer 30 (5) (2003) 603-614

- [15] **Nema, A. Datta**, A computer based solution to check the drop in milk outlet temperature due to fouling in a tubular heat exchanger. *J Food Eng* (71) (2005) 133–142
- [16] **K. BAADACHE ET C. BOUGRIOU**, «Etude numérique d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique en régime permanent (méthodique et anti-méthodique) », Article, Faculté des Sciences de l'Ingénieur, Université de Batna, Batna, Algérie, 2007.
- [17] **M. Ansari, V. Mortazavi**, Transient response of a co-current heat exchanger to an inlet temperature variation with time using an analytical and numerical solution. *Numerical Heat Transfer, Part A*, (52) (2007) 71–85.
- [18] **P.PEIGNÉ ET AL**, «Experimental study of a triple concentric tube heat exchanger integrated into a wood-based air-heating system for energy-efficient dwellings », Article, 2012.
- [19] **G.A.QUADIR ET AL**, «Numerical investigation of the performance of a triple concentric pipe heat exchanger», *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2012.
- [20] **V.M.BEHERA ET AL**, «Numerical analysis of triple tube heat exchanger using ANSYS », *International Journal of Scientific & Engineering Research*, 2014.
- [21] **A.PATEL DHARMIK**, «CFD analysis of triple concentric tube heat exchanger», *University Journal of Research*, 2015.
- [22] **M.ROSHAN ET AL**, «CFD analysis of metallic Foam-Filled triple tube concentric heat exchanger», *International Journal on Recent and Innovation Trends in Computing and Communication*, 2015.
- [23] **P.D.SAURABH ET AL**, «CFD analysis of a triple concentric tube heat exchanger having water flowing at three different temperatures», *International Journal of Current Engineering and Technology*, 2012
- [24] **K. Sopian, Supranto, W.R.W. Daud, M.Y. Othman, V.B. Yatimc**. "Thermal performance of the double-pass solar collector with and without porous media". *Renewable Energy* 18 (1999) 557±564.
- [25] **A. Fudholi, M.H. Ruslan, M.Y. Othman, M. Yahya, Supranto, A. Zaharim, and K. Sopian**. "Collector Efficiency of the Double-Pass Solar Air Collectors with Fins". *Selected Topics in System Science and Simulation in Engineering*.
- [26] **R. Kumar, M. A. Rosen**. "Performance evaluation of a double pass PV/T solar air heater with and without fins". *Applied Thermal Engineering* 31 (2011) 1402e1410.

RESUME

Abstract

In this work, we realized a numerical simulation of heat transfer one heat exchanger with three concentric tubes, in order to predict the thermal and dynamic behavior of the flows in forced convection one is co-current and counter-current

This simulation was done using the Gambit code for the creation of the mesh and fluent to solve the problem of the convection based on the model of turbulence k- ϵ .

Key Word : Échangeur de chaleur, Air, Co- current, counter-current, Fluent, Gambit, convection forced.

Résumé:

Dans cette étude, nous avons réalisé une simulation numérique de transfert thermique dans un échangeur de chaleur à trois tubes concentrique, afin de prédire le comportement thermique et dynamique des deux écoulements en convection forcée l'un est Co-courant et l'autre contre-courant.

Cette simulation a été faite en utilisant le code de calcul Gambit pour la création du maillage et Fluent pour résoudre le problème de la convection, en se basant sur le modèle de turbulence k- ϵ .

Mots clés : Échangeur de chaleur, Air, Co- courant, contre-courant, Fluent, Gambit, convection forcée.

المخلص

في هذه الدراسة، لقد قمنا بإجراء المحاكاة العددية لانتقال الحرارة في مبادل حرارية في ثلاثة أنابيب متحدة المركز. بغية تنبؤ السلوك الحراري والديناميكي للتدفقين ذا الحمل الحراري القسري للمبادل الحراري، الأول مسابر للتيار و الثاني عكس التيار، وقد تمت هذه المحاكاة باستخدام رمز الكمبيوتر قامبيت لإنشاء الشبكة وفلوينت لحل مشكلة الحمل الحراري، استنادا إلى نموذج الاضطراب k- ϵ .

الكلمات المفتاحية : المبادل الحراري ، الهواء ، مسار التيار ،عكس التيار ، فلوينت ، قامبيت ، الحمل الحراري القسري.