

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية

الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة أبي بكر بلقايد - تلمسان

Université Aboubakr Belkaïd – Tlemcen –

Faculté de TECHNOLOGIE



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du **diplôme de MASTER**

En : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Par : BARKA Anes Abdelmalek

ATTAR Mohamed Ilyes

Sujet

Etude numérique du comportement thermo-énergétique d'un échangeur de chaleur a faisceau tubulaire et calandre

Soutenu publiquement, le *** / 06 / 2023, devant le jury composé de :

M/BEGAG Abdelaziz	MCB	Université de Tlemcen	Président
Mme KHALDI Souheyla	MCB	Université de Tlemcen	Examineur
M/ YUCEF Ahmed	MRA	URERMS-Adrar	Encadreur
M/SAIM Rachid	Professeur	Université de Tlemcen	Co-Encadreur

Année universitaire 2022/2023

Remerciements

Nous tenons tout d'abord à remercier Dieu le tout puissant et miséricordieux, qui nous a donné la force et la patience d'accomplir ce modeste travail.

Au terme de ce travail, nous tenons à exprimer notre profonde gratitude à notre encadreur **Mr. AHMED youcef** pour son suivi et pour son énorme soutien, sa patience et sa rigueur durant notre préparation de ce mémoire.

Nous remercions ainsi notre Co-encadreur, **Mr. SAIM Rachid** pour le temps qu'il a consacré et pour les précieuses informations qu'il nous a prodigués avec intérêt et compréhension.

A notre président de jury **Mr. BEGAG Abdelaziz**, nous vous remercions d'avoir eu la gentillesse d'accepter de juger ce mémoire, nous vous prions de trouver dans ce travail l'expression de notre plus profond respect.

Nous adressons aussi nos vifs remerciements à notre examinatrice **Mme. KHALDI Souheyla** .
Vous nous avez honoré d'accepter de siéger parmi notre jury de mémoire de fin d'étude.

Dédicace

Merci mon dieu d'avoir donné de la force et la volonté pour faire ce modeste travail
Je tiens à dédier ce mémoire à mes parents, mes frères, et mes amis **ALLAL Souhil** et **ATTAR Ilyes** et tous mes amis et Tous mes camarades de la promotion de Génie Energétique 2023.

BARKA ANES ABDELMALEK

Dédicace

Je dédie ce travail :

A mes chers parents : Aucune dédicace ne saurait exprimer mon respect, mon amour éternel et ma considération pour les sacrifices que vous avez consentie pour mon instruction et mon

Bien être.

Je vous remercie pour tout le soutien et l'amour que vous me portez depuis mon enfance et j'espère que votre bénédiction m'accompagne toujours.

Que modeste travail soit l'exaucement de vos vœux tant formulés, le fruit de vos innombrables sacrifices. Puisse Dieu, le très haut, vous accorder santé, bonheur et longue vie.

A ma sœur : Je te remercie énormément pour ton encouragement et je te souhaite que du bonheur.

A mes grands-parents : je vous dédie aujourd'hui ma réussite.

A mes chers amis : AMINE, ALI, RACHAD, ANES, DJABER pour votre amitié si précieuse.

ATTAR MOHAMED ILYES

Résumé

Cette étude présente une investigation numérique du comportement dynamique et thermique d'un écoulement turbulent de l'air dans deux tubes différents. L'un est muni des chicanes et le second est à surface lisse. L'objectif est d'améliorer les performances des échangeurs de chaleur. Le modèle de turbulence (k- ϵ) standard a été utilisé afin de décrire le phénomène de turbulence. Les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement, d'énergie et de turbulence sont résolues par la méthode des volumes finis. L'analyse est effectuée pour différents débits massiques. Les paramètres étudiés sont les suivants : le coefficient de convection, nombre de *Nusselt*, le coefficient de frottement, la quantité de chaleur transférée. Selon les débits massiques utilisés : 0.001 kg/s, 0.002 kg/s, 0.003 kg/s, les performances de l'échangeur de chaleur varient comme suit : dans le tube avec des chicanes le coefficient de frottement diminue de 94.10% , 91.28% respectivement, nombre de *Nusselt* 69.52% et 92.37% le coefficient d'échange par convection augmente de 79.48 % et 92.37%, la quantité de chaleur transférée augmente de 41.19% et 74.35 %, alors que dans le tube lisse le coefficient de frottement diminue de 11.28% à 10.25% à 9.94%, le coefficient d'échange par convection dans le tube augmente de 77.63% à 89.70% et 97.11%, nombre de *Nusselt* augmente de 5.65% à 6.48% et 7.59%, la quantité de chaleur transférée augmente de 26.45% à 44.07% et 54.33%. Les résultats obtenus ont montré que les chicanes entraînent une amélioration du taux de transfert de chaleur.

Mots clés : tube lisse, tube avec des chicanes, CFD, dynamique, thermique.

ملخص

تقدم هذه الدراسة استقصاءً عددياً للسلوك الديناميكي والحراري لتدفق مضطرب للهواء في أنبوبين، أحدهما مزود بحواجز والأخر أملس. يهدف هذا إلى تحسين أداء المبادلات الحرارية. تم استخدام نموذج الاضطراب القياسي (k- ϵ) لوصف ظاهرة الاضطراب. علاوة على ذلك، تُحل معادلات حفظ الكتلة والزخم والطاقة بطريقة الأحجام المحدودة. يتم إجراء التحليل لمعدلات تدفق الكتلة المختلفة. المعلمات التي تمت دراستها هي كالتالي: معامل الحمل الحراري، رقم *Nusselt*، معامل الاحتكاك، كمية الحرارة المنقولة. وفقاً لمعدلات تدفق الكتلة المستخدمة: 0.001 كيلو غرام / ثانية، 0.002 كيلو غرام / ثانية، 0.003 كيلو غرام / ثانية، يختلف أداء المبادل الحراري على النحو التالي: في الأنبوب الذي يحتوي على حواجز، فإن معامل الاحتكاك خالٍ من 94.10%، 91.28% على التوالي وزاد عدد *Nusselt* 69.52% و 92.37% معامل التبادل بالحمل الحراري بنسبة 79.48% و 92.37%، وزادت كمية الحرارة المنقولة بنسبة 41.19% و 74.35%، بينما في الأنبوب الأملس ينقص معامل الاحتكاك 11.28% إلى 10.25% إلى 9.94%، زاد معامل التبادل الحراري 77.63% إلى 89.70% و 97.11%، رقم *Nusselt* 5.65% إلى 6.48% و 7.59%، زادت كمية الحرارة المنقولة 26.45% عند 44.07% و 54.33%. أظهرت النتائج المتحصل عليها أن الحواجز تؤدي إلى تحسن في معدل انتقال الحرارة.

الكلمات الرئيسية: أنبوب أملس، أنبوب مع حواجز، CFD، ديناميكي، حراري

Abstract

This study presents a numerical investigation of the dynamic and thermal behavior of a turbulent flow of air at two tubes, one equipped with baffles and the other smooth. This is intended to improve the performance of heat exchangers. The standard (k- ϵ) turbulence model was used, to describe the turbulence phenomenon. Moreover. The equations of conservation of mass, momentum and energy are solved by the method of finite volumes. The analysis is performed for different mass flow rates. The parameters studied are the following: the convection coefficient, *Nusselt* number, the coefficient of friction, the amount of heat transferred. Depending on the mass flow rates used: 0.001 kg/s, 0.002 kg/s, 0.003 kg/s, the performance of the heat exchanger varies as follows: in the tube with baffles the friction coefficient devoid of 94.10%, 91.28% respectively, number of *Nusselt* 69.52% and 92.37% the coefficient of exchange by convection increases by 79.48% and 92.37%, the amount of heat transferred increases by 41.19% and 74.35%, while in the smooth tube the coefficient of friction decreases of 11.28% to 10.25% to 9.94%, the convection exchange coefficient in increases from 77.63% to 89.70% and 97.11%, number of *Nusselt* 5.65% to 6.48% and 7.59%, the amount of heat transferred increases by 26.45% at 44.07% and 54.33%. The results obtained showed that the baffles lead to an improvement in the rate of heat transfer.

Keywords : smooth tube, tube with baffles, CFD, dynamic, thermal.

Table des matières

Introduction générale :	1
-------------------------------	---

Chapitre I : Recherche bibliographique.

I. Introduction :	4
I.1. Modes de transfert de chaleur :	4
I.1.1. Conduction :	4
I.1.2. Convection :	4
I.1.3. Rayonnement :	5
I.2. Classification des échangeurs :	5
I.2.1. Classement suivant la disposition des écoulements :	5
I.2.1.1. Echangeurs à courants parallèles (co-courants) :	5
I.2.1.2. Echangeurs à contre courants :	6
I.2.1.3. Echangeurs à courants croisés :	6
I.3. Définition type d'échangeur de chaleur :	7
I.3.1. Echangeurs à plaques :	7
I.3.2. Echangeurs à tubes :	7
I.3.3. Échangeur monotube :	8
I.3.4. Échangeur coaxial :	8
I.3.5. Échangeur multitubulaire :	9
I.4. Échangeur à faisceau et calandre :	11
I.4.1. Élément échangeur tubes et calandre :	11
I.4.1.1. Calandre :	11
I.4.1.2. Plaques tubulaires :	12
I.4.1.3. Faisceau :	12
I.4.1.4. Chicane :	13
I.4.1.5. Défecteurs ou plaque de protection du faisceau :	14
I.4.1.6. Boîtes de distribution ou chambres de distribution :	14
I.4.1.7. Passes :	15
I.4.2. Types des échangeurs à tubes et calandre :	16
I.4.2.1. Echangeur de chaleur à tête flottante :	16
I.4.2.2. Echangeur à plaque tubulaires fixes :	16
I.4.2.3. Echangeur à tubes en U :	17
I.5. Revues bibliographiques :	17

Chapitre II : Formulation mathématique.

II. Introduction	27
II.2. Géométrie du problème :	27
II.3. Hypothèses simplificatrices :	28
II.4. Équations gouvernantes :	28
II.5. Equations de turbulence :	30

II.6. Conditions aux limites :	31
II.6.1. Conditions à l'entrée aux tubes :	31
II.6.2. Conditions aux limites aux parois :	31
II.6.3. Conditions aux limites à l'interface fluide-solide :	32
II.6.4. Conditions aux limites à la sortie :	32
II.7. Coefficient de transfert de chaleur :	32
II.8. Nombre de Nusselt :	34
II.9. Coefficient de Frottement :	35
II.10. Quantité de chaleur :	35
II.11. Conclusion :	35

Chapitre III : Résolution numérique

III. Introduction :	38
III.1. Méthode numérique :	38
III.1.1. Forme générale d'une équation de conservation :	38
III.1.2. Maillage :	39
III.1.3. Discrétisation :	41
III.2. Procédure de résolution numérique par FLUENT :	45
III.2.1. Préprocesseur GAMBIT :	45
III.2.1. Code FLUENT :	48
III.2.2.1. Etapes générales pour FLUENT :	48
III.3. Conclusion :	59

Chapitre IV : Résultats et interprétation

IV. Introduction.....	61
IV.1. Etudes des comportements dynamiques :	62
IV.1.1. Contour de la vitesse dans un tube lisse :	62
IV.1.2. Contour de la vitesse dans un tube avec chicanes :	63
IV.1.3. Lignes des courants dans un tube lisse :	64
IV.1.4. Lignes des courants dans un tube avec les chicanes :	64
IV.1.5. Chute de pression dans un tube lisse :	65
IV.1.6. Chute de pression dans un tube avec les chicanes :	66
IV.2. Etude de comportement thermique.....	66
IV.2.1. Profil de la température dans un tube lisse	66
IV.2.2. Profil de température dans un tube avec chicanes	67
IV.2.4. Enthalpie dans un tube lisse :	68
IV.2.5. Enthalpie dans un tube lisse :	68
IV.4. Coefficients de convection	69
IV.5. Nombres de Nusselt :	Erreur ! Signet non défini.
IV.6. Coefficient de frottement :	71
IV.7. Quantité de chaleur	72
IV.8. Conclusion :	73

Conclusion générale :	75
Références	79

Liste des tableaux

Tableau II.1. Paramètres géométriques du problème étudié.	24
Tableau III.1. Expressions de ϕ , Γ , $S\phi$	35
Tableau III.2. Les conditions aux limites dans GAMBIT.....	43
Tableau IV.1. Grilles testées.....	64
Tableau IV.2. Variations de Coefficients de convection dans tube lisse et dans tube avec les chicanes en fonction du débit massique.....	64
Tableau IV.3. Variation de nombre de Nusselt dans tube lisse et dans tube avec les chicanes en fonction du débit massique.....	65
Tableau IV.4. Variation de Coefficient de frottement dans tube lisse et dans tube avec les chicanes en fonction du débit massique.....	66
Tableau IV.5. Variations de quantité de chaleur dans un tube lisse et tube avec les chicanes en fonction du débit massique.	68

Liste des Figures

Figure I.1. Echangeur à tube a courants parallèles.....	5
Figure I.2. Echangeur à tube a contre courants	6
Figure I.3. Echangeurs à courants croisés	6
Figure I.4. Échangeur à plaques et joint.....	7
Figure I.5. Échangeur monotube en serpent.....	8
Figure I.6. Échangeur coaxial.....	8
Figure I.7. Échangeur à tubes séparés	9
Figure I.8. Échangeur à tubes rapprochés	9
Figure I.9. Échangeur à tubes ailettes.....	10
Figure I.10. Echangeur à tubes et calandre.....	10
Figure I.11. Schéma typique d'un échangeur tubes calandre.....	11
Figure I.12. Calandre d'un échangeur faisceau et calandre	12
Figure I.13. Plaques tubulaires	12
Figure I.14. Disposition des tubes	13
Figure I.15. Type de chicane	14
Figure I.16. Plaque de protection du faisceau	14
Figure I.17. Type de chambre de distribution.....	15
Figure I.18. Passes dans un échangeur faisceau tubulaire.....	15
Figure I.19. Echangeur de chaleur à tête flottante.....	16
Figure I.20. Echangeur à plaque tubulaires fixes	16
Figure I.21. Echangeur à tubulaires U.....	17
Figure I.22. Trois types de chicanes utilisées (a)chicanes segmentaires (b)chica hélicoïdales (c) chicanes antivibratoires	20
Figure I.23. Différents types de chicanes	20
Figure I.24. Echangeur de chaleur faisceaux et calandre avec chicanes	21
Figure I.25. ECFC de chicanes hélicoïdales pour remplacer les chicanes segmentaires.....	21
Figure I.26. ECFC avec chicanes et sanschicanes.....	22
Figure I.27. Échangeur de chaleur fiscaux calandre.....	22
Figure I.28. isoler le bloc le plus petit.....	23
Figure I.29. échangeur de chaleur à faisceaux et calandre.....	23
Figure I.30. utilisé plaque poreuse	24
Figure I.31. Comparées les deux types de ECFC à chicanes segmentaires et ECFC chicanes hélicoïdales.....	25
Figure II.1. Géométrie du problème étudié tube lisse.....	27
Figure II.2. Géométrie du problème étudié tube avec des chicanes.....	28
Figure II.3. Développement de la couche limite thermique.....	33
Figure III.1. Projection du volume de contrôle.....	41
Figure III.2. Interface de GAMBIT.....	45
Figure III.3. Choix du solveur.....	46
Figure III.4. Géométrie de tube avec des chicanes	46
Figure III.5. Modèle du maillage utilisé pour tube avec des chicanes	47
Figure III.6. Type de résolution	48
Figure III.7. Importation de la géométrie.....	49
Figure III.8. Vérification du maillage sous Fluent.....	50
Figure III.9. Vérification du maillage sous Fluent.....	51
Figure III.10. Affichage du maillage.....	52
Figure III.11. Choix du solveur sous Fluent.....	53
Figure III.12. Etablir l'équation de l'énergie	54
Figure III.13. Choix du modèle de turbulence	55
Figure III.14. Définition des propriétés des matériaux	56
Figure III.15. Définition des conditions aux limites	57
Figure III.16. Choix de la solution.....	58
Figure III.17. Choix du nombre des itérations.....	58

Figure III.18. Fenêtre de itérations.	59
Figure IV.1. Validation des résultats avec corrélation Gnielineski [39]..	61
Figure IV.2. Contour de vitesse dans un tube lisse.	62
Figure IV.3. Contour de vitesse dans un tube avec des chicanes.	62
Figure IV.4. Contour vitesse dans un tube autour de la deuxième chicane.	63
Figure IV.5. Lignes des courants dans un tube lisse.	63
Figure IV.6. Lignes des courants dans le tube avec chicane.	64
Figure IV.7. Contour des Lignes des courants passage à la troisième chicane.	64
Figure IV.8. Contour de chute de pression dans un tube lisse.	65
Figure IV.9. Contour chute de pression dans un tube avec les chicanes.	65
Figure IV.10. Contour de température dans un tube lisse.	66
Figure IV.11. Contour température dans un tube avec les chicanes.	66
Figure IV.12. Contour température de la troisième chicane.	66
Figure IV.13. Contour de l'Enthalpie dans un tube lisse.	68
Figure IV.14. Contour de Enthalpie dans un tube avec des chicanes.	68
Figure IV.15. Variation de Coefficient de convection dans tube lisse et dans tube avec les chicanes en fonction du débit massique.	68
Figure IV.16. Variation de nombre de Nusselt dans tube lisse et dans tube avec les chicanes en fonction du débit massique.	70
Figure IV.17. Variation de Coefficient de frottement tube lisse et tube avec les chicanes en fonction du débit massique.	71
Figure IV.18. Variation de quantité de chaleur dans un tube lisse et dans tube avec les chicanes en fonction du débit massique.	72

Nomenclature

Symboles	Signification	Unité
Ds	Diamètre de calandre	[m]
Dh	Diamètre hydraulique,	[m]
De	Diamètre équivalent	[m]
d	Diamètre du tube	[m]
L	Longueur des tubes	[m]
Nt	Nombre des tubes	
Nb	Nombre des chicanes	
Bc	Distance entre les chicanes	[m]
Q	Quantité de chaleur échangé	[w]
f	Coefficient de frottement	
f	Coefficient de frottement dans tube lisse	
m	Débit massique côté calandre	[kg/s]
Tin	Température d'entrée de fluide	[K]
Tw	Température de paroi des tubes	[K]
A	Surface d'écoulement transversal dans la calandre	[m ²]
Cp	Chaleur spécifique du fluide	[j/kgk]
h	Coefficient de convection	[w/m ² k]
Re	Nombre de Reynolds	
Pr	Nombre de Prandtl	
Nu	Nombre de Nusselt	
Nuo	Nombre de Nusselt dans le cas simple	
Nux	Nombre de Nusselt locale	
P	Pression	[Pa]
T	Température	[k]
ui	Composante de vitesse suivant la direction	[m/s]
Gk	Production de l'énergie cinétique turbulente	[m ² /s ²]
u, v, w	Composant de vitesse	[m/s]
m	Débit massique du fluide	[kg/s]
k in	L'énergie cinétique turbulente l'entrée	
fs	Coefficient de frottement	

Symboles	Symboles grecs	Unité
Γ	Coefficient de diffusion généralisé	
Φ	Vecteur composé des grandeurs u, v, k, T et ε .	
Σk	Nombre de Prandtl pour k	
$\Sigma \varepsilon$	Nombre de Prandtl pour ε	
ΔP	Chute de pression	[Pa]
ε_{in}	L'énergie de dissipation à l'entrée	
ρ	Masse volumique du fluide	[kg/s]
Λ	Coefficient de conduction	[w/mk]
E	Energie de dissipation	[m ² /s ²]
Ω	Taux de dissipation de l'énergie de turbulence	[m ² /s ²]
μ	Viscosité dynamique	[Pa.s]
μ_t	Viscosité turbulent	[Pa.s]
H	Facteur des performances globales	

Indice	Signification
Atm	Atmosphérique
A	Surface d'échange
C	Chaud
E	Entrée
P	Parois
F	Fluide

Introduction générale

Introduction générale :

La convection forcée est un processus de transfert de chaleur qui se produit lorsque le mouvement d'un fluide (généralement un gaz ou un liquide) est causé par une source externe, telle qu'une pompe, un ventilateur ou une turbine. Ce mouvement forcé du fluide permet d'augmenter l'efficacité du transfert de chaleur.

L'échangeur de chaleur, est un instrument clé de l'énergéticien, il permet de contrôler la température d'un système ou d'un produit en échangeant la chaleur entre deux milieux. Ce principe est mis en œuvre dans de nombreuses applications courantes, chauffage, climatisation, réfrigération, refroidissement électronique, stockage d'énergie ou production d'énergie mécanique à partir d'énergie thermique.

Le tube lisse est un conduit cylindrique avec une surface interne régulière. Il est utilisé dans de nombreux systèmes de transfert de fluides où une faible perte de pression est essentielle. En raison de sa surface lisse, le fluide s'écoule sans obstacle, réduisant ainsi les pertes par frottement et minimisant la turbulence. Cela permet d'optimiser l'efficacité du transfert de chaleur ou de masse et d'assurer un débit régulier du fluide. Les tubes lisses sont couramment utilisés dans les échangeurs de chaleur, les condenseurs, les évaporateurs et les réacteurs chimiques.

D'autre part, les tubes avec les chicanes sont des tubes qui contiennent des structures internes sous forme de tabulateurs ou d'ailettes. Les chicanes sont des obstacles placés stratégiquement à l'intérieur du tube pour perturber l'écoulement du fluide. Ces structures internes créent des tourbillons et des turbulences qui favorisent le transfert de chaleur ou de masse. Les chicanes diminuent la surface de contact entre le fluide et la paroi du tube, ce qui permet d'améliorer l'échange thermique. Les tubes avec des chicanes sont largement utilisés dans les échangeurs de chaleur à récupération de chaleur, les réfrigérants et les évaporateurs.

En générale, Dans le but d'obtenir des performances énergétiques élevées, il est nécessaire d'implanter des chicanes dans la veine d'écoulement dans un échangeur de chaleur. Ces chicanes, permettent de perturber l'écoulement et de donner une bonne distribution à ce dernier, qui devient plus turbulent. Ceci augmente le transfert thermique de l'air en écoulement dans le tube, ce qui améliore clairement l'efficacité thermique de l'échangeur.

Dans notre étude nous allons nous intéresser à l'analyse numérique de l'écoulement d'air turbulent en convection forcée dans deux tubes l'un lisse et l'autre avec des chicanes. Ce travail concerne l'étude de l'effet de ces obstacles. L'objectif est de contrôler l'écoulement dans les deux tubes. Plusieurs paramètres seront étudiés notamment les paramètres dynamiques et thermique.

Notre travail a pour objectif de simuler en 3D un écoulement turbulent dans les deux tubes par utilisation de code de calcul Fluent. Cette étude comporte quatre chapitres différents dont le premier chapitre présente une synthèse bibliographique sur les trois modes de transfert de chaleur, des notions de base sur les échangeurs de chaleur et leurs types. Le deuxième chapitre est consacré à la formulation mathématique du problème étudié, en présentant les configurations étudiées, suivi des équations de conservation de la masse, de quantité de mouvement et de l'énergie couplées aux conditions aux limites imposées. En effet le troisième chapitre est réservé à la procédure de simulation numérique en utilisant le logiciel GAMBIT pour la conception et le maillage de la géométrie et le code FLUENT pour la simulation numérique. Dans le quatrième chapitre, on présente les résultats de simulations numériques ainsi que leur interprétation, mettant en évidence le comportement thermique et dynamique du système étudié. Finalement, ce mémoire sera terminé par une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus.

Chapitre I

Recherche bibliographique

I. Introduction :

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant de transférer l'énergie thermique d'un fluide vers un autre, sans les mélanger. Le flux thermique traverse la surface d'échange qui sépare les fluides. La plupart du temps, on utilise cette méthode pour refroidir ou chauffer un liquide ou un gaz qu'il est impossible ou difficile à refroidir ou à chauffer directement, par exemple l'eau d'un circuit de refroidissement ou de chauffage. On distingue différents modes d'échange thermique qui interviennent de chaleur.

I.1. Modes de transfert de chaleur :

On définit un transfert de chaleur ou transfert thermique entre 2 corps comme une interaction énergétique qui résulte d'une différence de température entre les deux corps. On distingue habituellement trois modes de transfert de chaleur :

- Conduction
- Rayonnement
- Convection (naturelle / forcée)

Ces trois modes sont régis par des lois spécifiques, seuls la conduction et le rayonnement sont les modes fondamentaux de transmission de la chaleur, sachant que la convection est très importante et ne fait que combiner la conduction avec un déplacement de fluide [1].

I.1.1. Conduction :

La conduction est le transfert de chaleur à travers un matériau solide ou semi-solide. La chaleur est subtile de la région chaude à la région froide en raison de l'agitation thermique des molécules dans le matériau.

I.1.2. Convection :

C'est le transfert de chaleur entre un solide et un fluide, l'énergie étant transmise par déplacement du fluide. Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton.

On distingue deux types de convection :

- **Convection naturelle** : est le type de convection qui se produit lorsque la différence de température entre deux régions d'un fluide crée un mouvement de convection spontanée. Cela se produit souvent dans les liquides et les gaz, où les zones plus chaudes ont une densité plus faible et montent tandis que les zones plus froides ont une densité plus élevée et descendante.

- **Convection forcée** : est un processus de transfert de chaleur où la circulation de fluide est créée artificiellement, généralement par une pompe ou un ventilateur. Ce processus est souvent utilisé pour refroidir ou chauffer un système ou une surface spécifique.

I.1.3. Rayonnement :

Fait référence à l'émission ou à la propagation d'énergie sous forme de particules ou d'ondes électromagnétiques. Il peut être observé dans de nombreux contextes différents, de la physique nucléaire à l'astronomie en passant par les technologies de communication.

I.2. Classification des échangeurs :

I.2.1. Classement suivant la disposition des écoulements :

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

- Même sens « co-courants ».
- Sens contraire « contre-courant ».
- Ou bien les vecteurs vitesses sont perpendiculaire l'un à l'autre ; il s'agit cette fois de « courant croisés » [2].

I.2.1.1. Echangeurs à courants parallèles (co-courants) :

Les écoulements des fluides chaud et froid sont parallèles et de même sens.

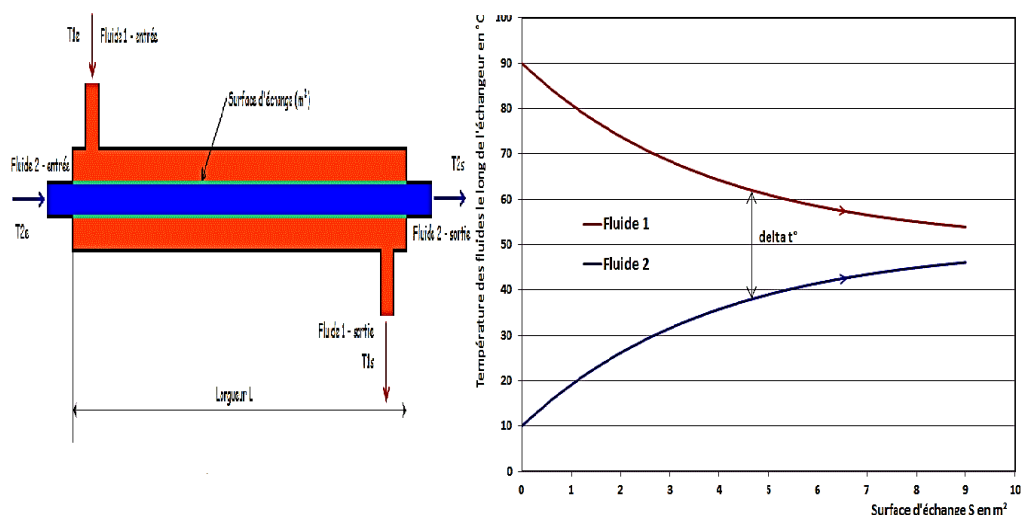


Figure I.1. : Echangeur à tube a courants parallèles [3].

I.2.1.2. Echangeurs à contre courants :

Les écoulements des fluides chaud et froid sont toujours parallèles mais de sens opposés.

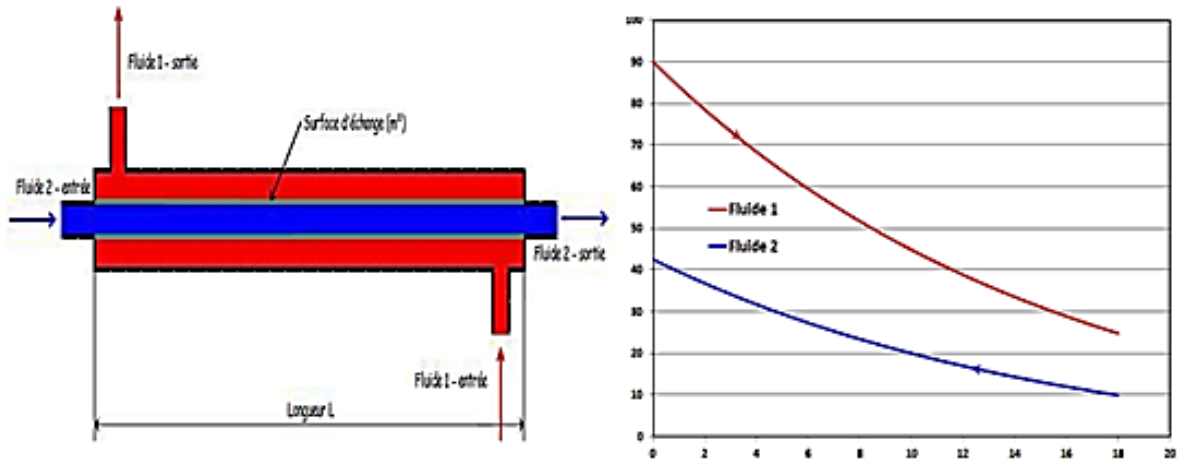


Figure I.2. : Echangeur à tube a contre courants [3].

I.2.1.3. Echangeurs à courants croisés :

Les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre. Un fluide est dit non brassé s'il s'écoule dans une veine divisée en plusieurs canaux parallèles distincts et de faible section, il est dit brassé dans le cas contraire. Le brassage a pour effet d'homogénéiser les températures dans la section droite de la veine. Les échangeurs à courants croisés sont surtout utilisés pour des échangeurs entre un gaz circulant en calandre et un liquide circulant dans les tubes [4].

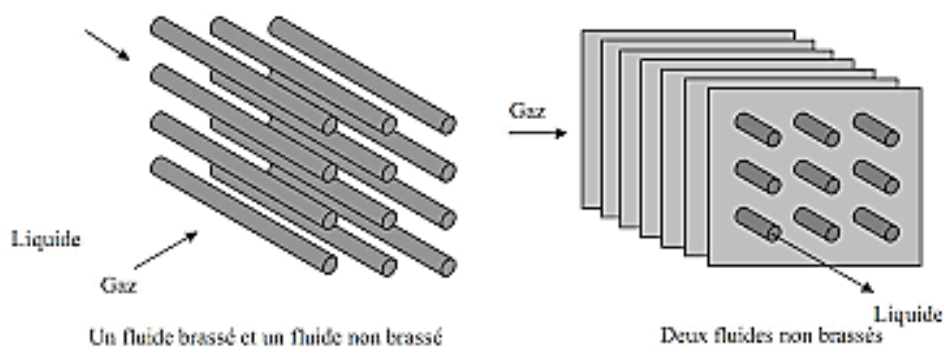


Figure I.3. : Echangeurs à courants croisés [4].

I.3. Différent type d'échangeur de chaleur :

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

I.3.1. Echangeurs à plaques :

À surface primaire ou à surface secondaire (avec des ailettes) Les échangeurs à plaques ont les meilleures performances thermiques. Cependant leur efficacité importante a fait qu'ils sont actuellement largement utilisés pour des applications diverses. On les rencontre dans l'industrie du froid et de la cryogénie, dans l'industrie chimique et pétrochimique, dans l'industrie pharmaceutique, dans l'industrie alimentaire [5].

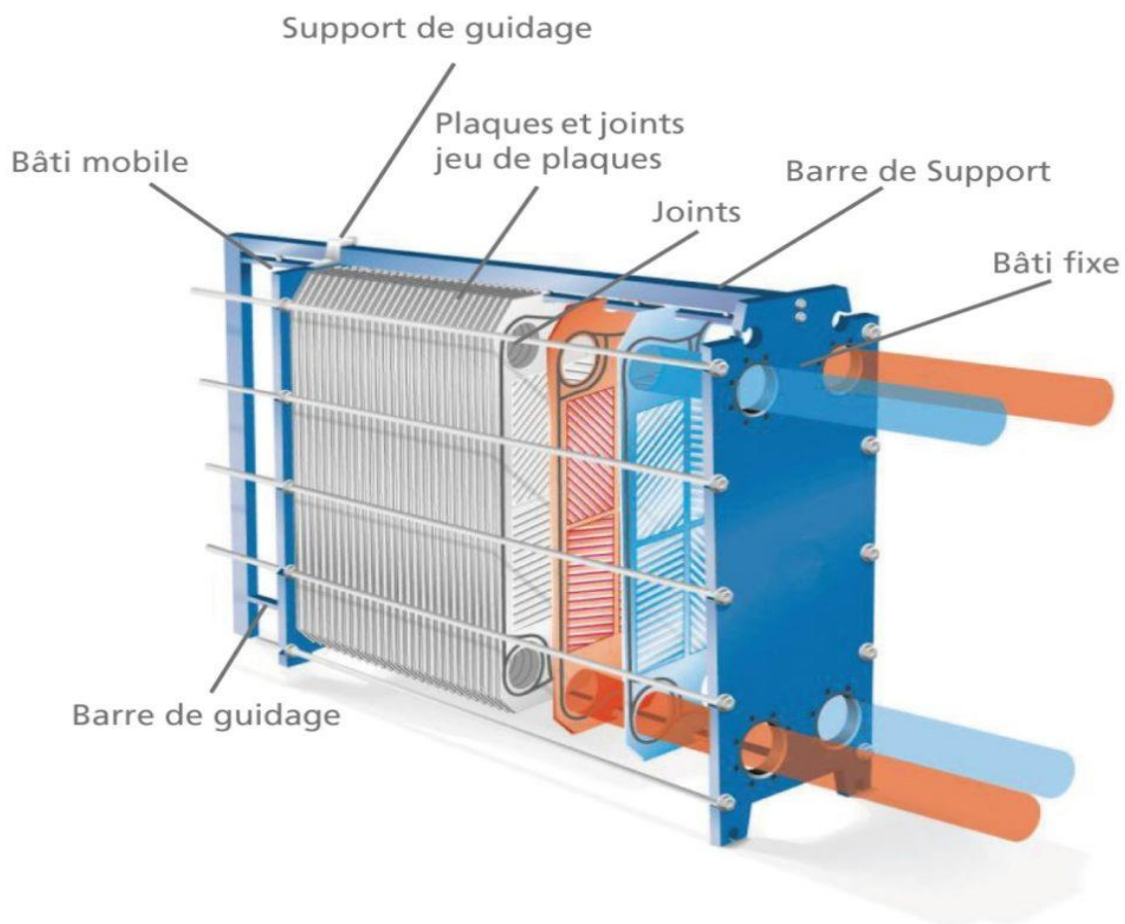


Figure I.4. : Échangeur à plaques et joint [6].

I.3.2. Echangeurs à tubes :

Un échangeur tubulaire est un équipement utilisé dans les processus industriels pour transférer la chaleur d'un fluide à un autre. Il se compose d'un ensemble de tubes par lesquels circulent les fluides, ainsi que d'un dispositif permettant de les faire circuler en parallèle ou en contre-

courant. Les tubes sont généralement disposés dans une enceinte pour permettre le transfert de chaleur entre les fluides. Les échangeurs tubulaires sont couramment utilisés dans l'industrie chimique, pétrolière et alimentaire pour des applications telles que le refroidissement, le chauffage, la condensation, l'évaporation, etc. Ils sont appréciés pour leur efficacité énergétique, leur compacité, leur facilité de maintenance et leur capacité à gérer des fluides à haute pression et à haute température.

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 :

I.3.3. Échangeur monotube :

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

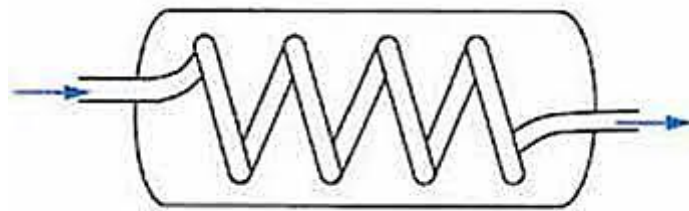


Figure I.5. : Échangeur monotube en serpent [7].

I.3.4. Échangeur coaxial :

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

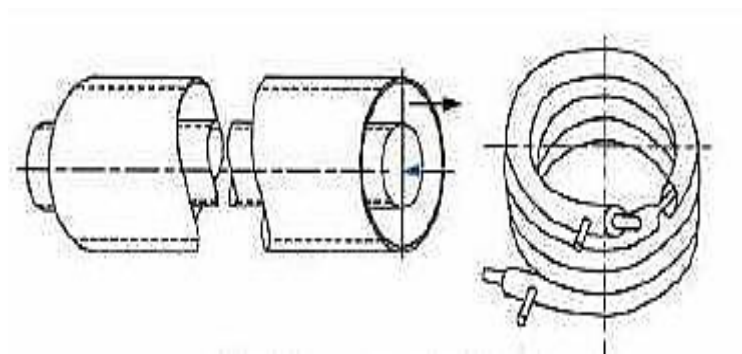


Figure I.6. : Échangeur coaxial [7].

I.3.5. Échangeur multitubulaire :

Existant sous quatre formes :

- **Échangeur à tubes séparés** : à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre maintenus écartés par des entretoises.

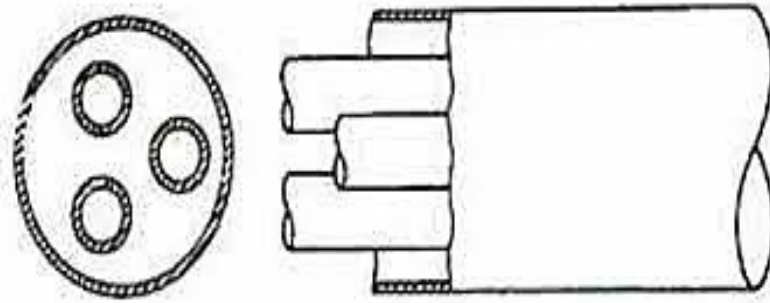


Figure I.7. : Échangeur à tubes séparés [7].

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

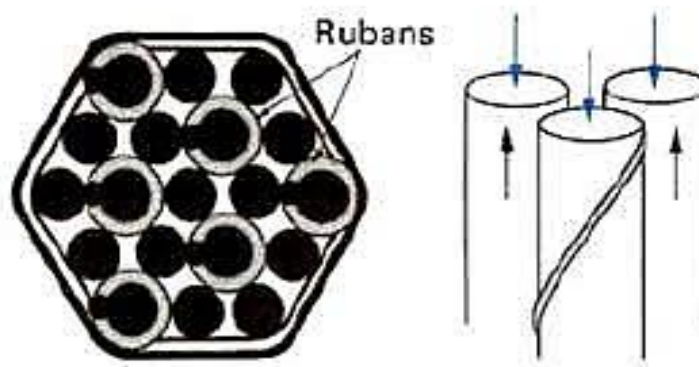


Figure I.8. : Échangeur à tubes rapprochés [7].

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

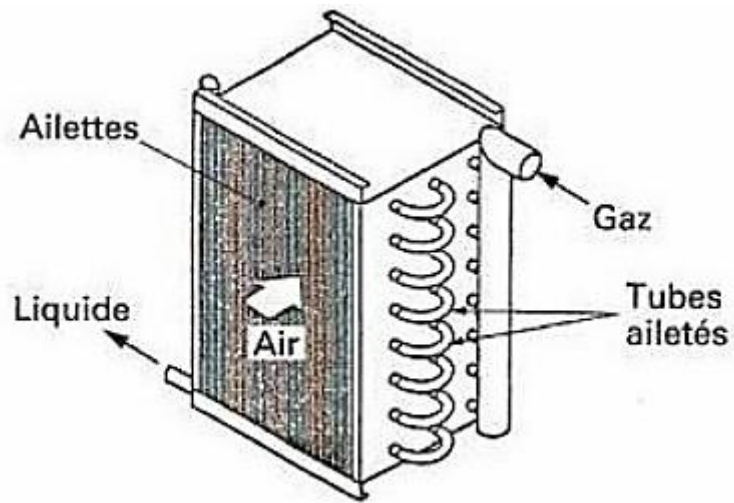


Figure I.9. : Échangeur à tubes ailettes [7].

- **Échangeur à tubes et calandre** : c'est l'échangeur actuellement le plus répandu [7].

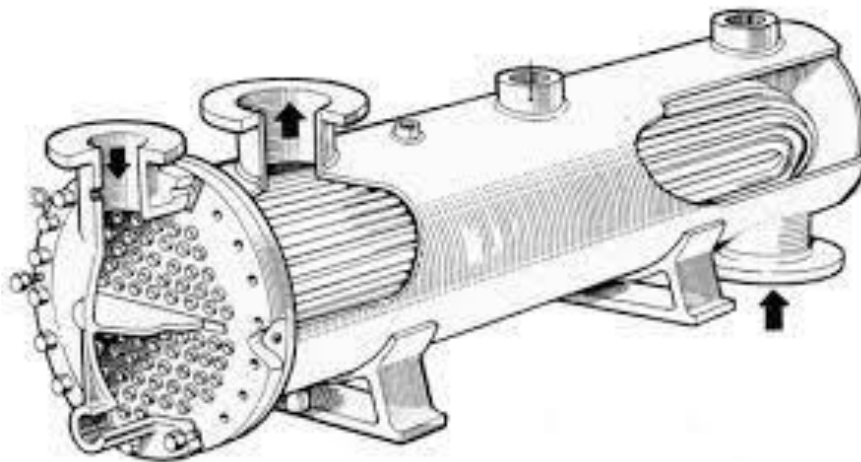


Figure I.10. : Echangeur à tubes et calandre [7].

I.4. Échangeur a faisceau et calandre :

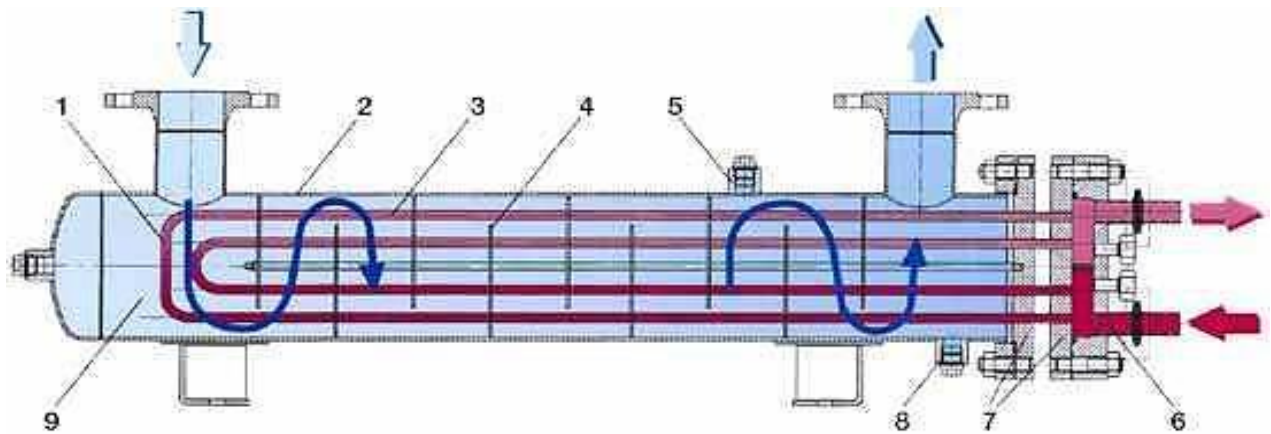


Figure I.11. : Schéma typique d'un échangeur tubes calandre [8].

1-faisceau tubulaire.

6-intérieur boîte.

2-calandre (enveloppe).

7-plaque tubulaire.

3-intérieur tube.

8-raccord vidange.

4-chicane.

9-intérieur enveloppe.

5-raccord évent.

Ce type d'échangeurs est de loin le plus répandu dans les unités de transformations des industries chimiques et pétrochimiques. Un faisceau de tubes est situé à l'intérieur d'une calandre dans laquelle circule le deuxième fluide. Cette conception se retrouve également dans les condenseurs, les rebouilleurs et les fours multitubulaires [8].

I.4.1. Élément échangeur tubes et calandre :

I.4.1.1. Calandre :

C'est une enveloppe métallique entourant le faisceau de tubes limitée à chaque extrémité par des brides portera les boîtes de distribution et les tubulures d'entre [9].

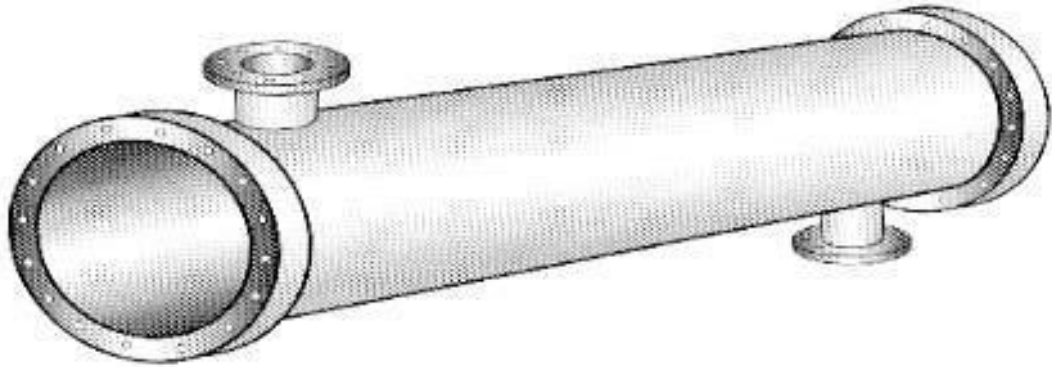


Figure I.12. : Calandre d'un échangeur faisceau et calandre [9].

I.4.1.2. Plaques tubulaires :

Ce sont des plaques percées supportant les tubes à leurs extrémités, leurs épaisseurs varient entre 5 et 10 cm. Les tubes généralement sont fixés par : mandrinage, dudgeon nage, et par soudage dans les applications à haute pression [9].

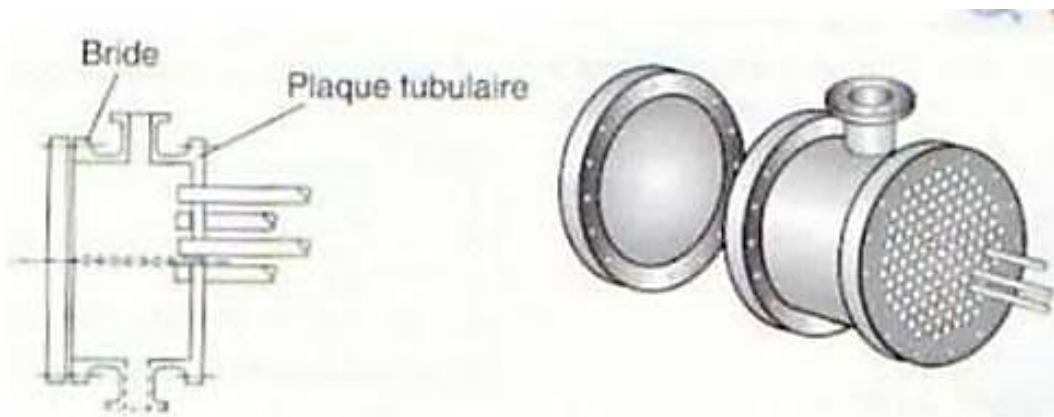


Figure I.13. : Plaques tubulaires [9].

I.4.1.3. Faisceau :

Ce sont des tubes normalisés de grande longueur et de faible diamètre pour optimiser le rapport surface/volume, supportés entre les plaques tubulaires et formant ensemble un faisceau. Ce dernier accepte et supporte les variations de températures et de pression de service imposées et qui permettent la dilatation sans contraintes mécaniques excessives. Les matériaux utilisés dépendent de fluide choisis, le cuivre, le laiton, les aciers inoxydables. Il existe quatre

configurations de dispositions des tubes : pas triangulaire à 30°, triangulaire tourné (renversé) à 60°, pas carré 90° et carré tourné (renversé) à 45°.

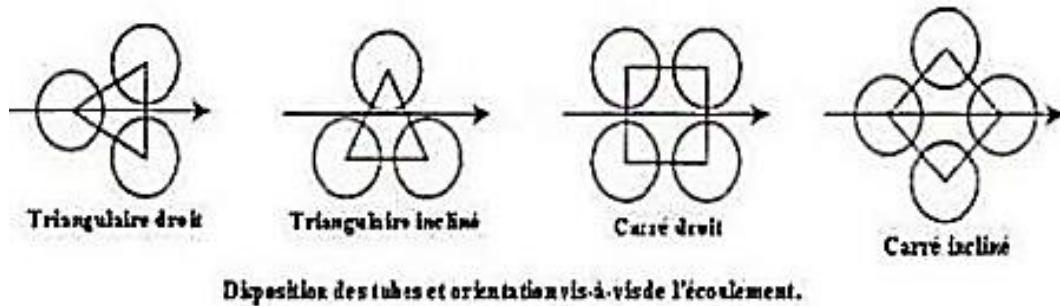


Figure I.14. : Disposition des tubes [10].

La disposition en pas triangulaire est plus dense, elle permet de placer environ 10% de tubes plus que le pas carré et conduit donc à des échangeurs plus compacts produisant une turbulence élevée et un coefficient de transfert de chaleur plus élevé [10].

I.4.1.4. Chicane :

Les chicanes peuvent avoir deux rôles :

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

Il existe deux types de chicanes :

- **Chicanes transversales :** Sont généralement constituées par un disque ayant un diamètre légèrement inférieur à celui de la calandre et comportant un segment libre dont la surface représente 20 à 45% de la section totale. Ces chicanes ont pour but d'allonger le chemin du fluide circulant dans la calandre, et d'améliorer ainsi le transfert à l'extérieur du tube. Dans le cas des échangeurs horizontaux, une échancrure est aménagée à la partie inférieure des chicanes pour faciliter la vidange et le nettoyage et éviter l'encrassement par stagnation à la partie inférieure. Les chicanes transversales assurent la rigidité du faisceau tubulaire, elles sont solidaires à la plaque tubulaire fixe au moyen de tirant et entretoise qui occupent la place de tube les standards (TEMA) imposent un nombre de tirants entre 4 à 10.

- **Chicanes longitudinales** : Sont généralement constituées par une simple tôle insérée au milieu du faisceau cette disposition oblige le fluide à effectuer un aller et un retour dans la calandre [9].

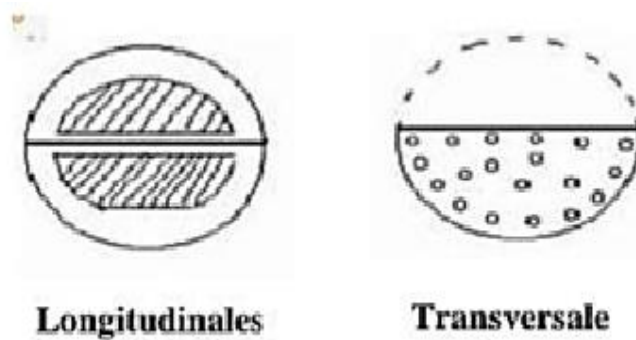


Figure I.15. : Type de chicane [9].

I.4.1.5. Déflecteurs ou plaque de protection du faisceau :

Pour éviter le phénomène d'érosion des tubes face aux tubulures de l'entrée de la calandre due à la nature, de l'état est de la vitesse du fluide il est très utile d'installer des plaques de protection [9].

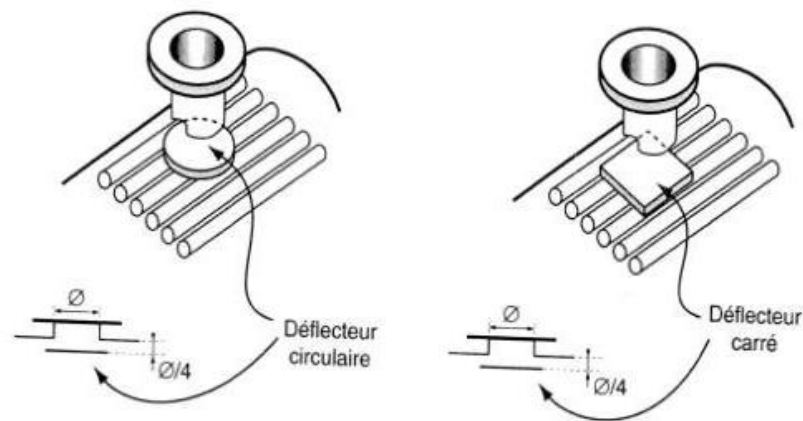


Figure I.16. : Plaque de protection du faisceau [9].

I.4.1.6. Boîtes de distribution ou chambres de distribution :

Les boîtes de distributions munies à des parois étanches qui orientent le fluide vers les tubes appropriés est permettent de distribuer le fluide selon le nombre de passe prévue. Le nombre de passe est généralement limité par la perte de charge admissible est la différence de température à l'entrée et à la sortie.

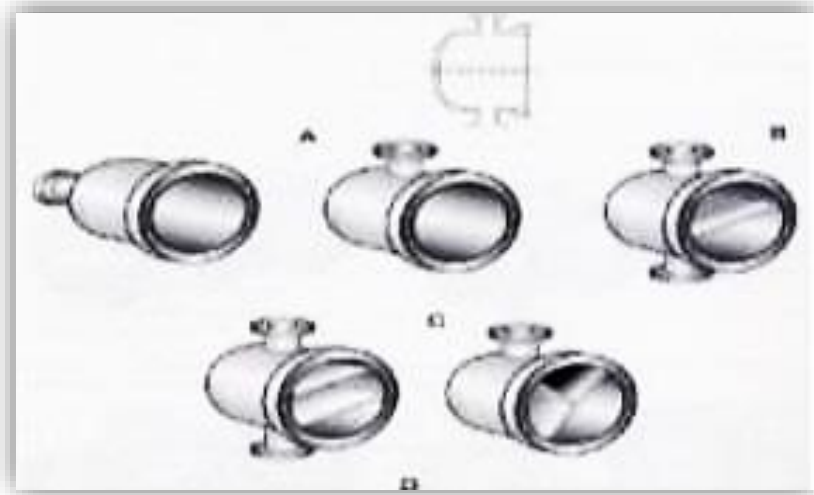


Figure I.17. : Type de chambre de distribution [10].

I.4.1.7. Passes :

Les fluides coté tubes et coté calandre entrent a une a extrémité et sortent a l'autre on dit « simple passe »

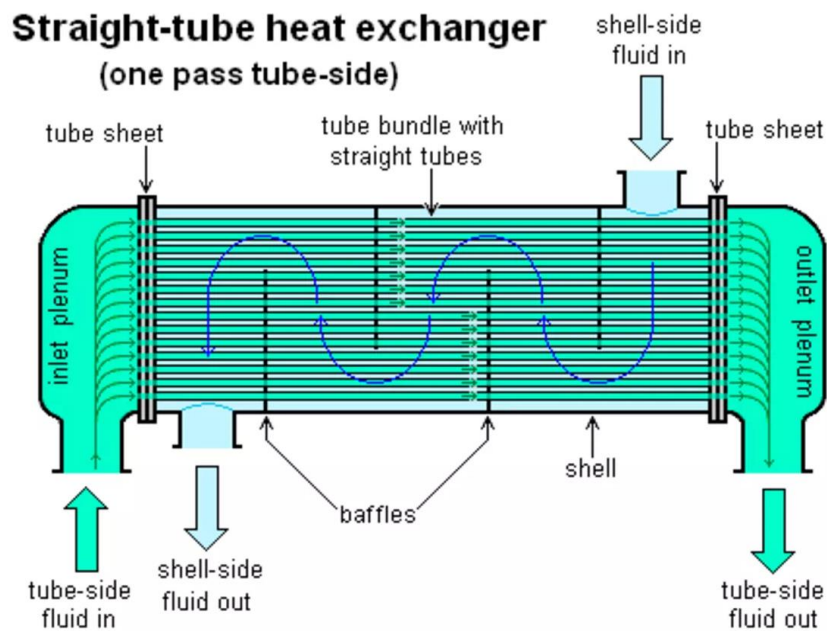


Figure I.18. : Passes dans un échangeur faisceau tubulaire [10].

I.4.2. Types des échangeurs à tubes et calandre :

I.4.2.1. Echangeur de chaleur à tête flottante :

Dans cette configuration, l'une des plaques tubulaires est fixe et bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution, l'autre plaque tubulaire est libre en mouvement et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre. Le faisceau de tubes peut être détaché de la calandre pour raisons de nettoyage mécanique de la surface externe des tubes est peut-être remplacé facilement [10].

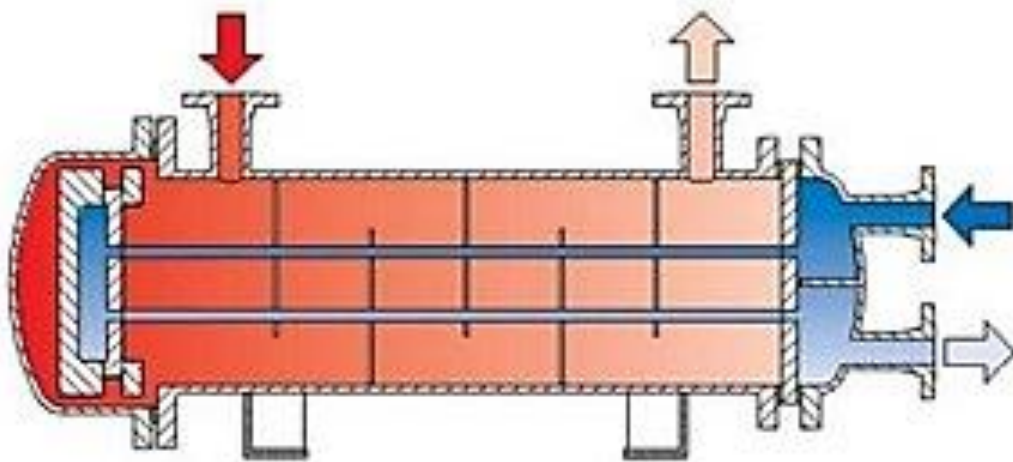


Figure I.19. : Echangeur de chaleur à tête flottante [10].

I.4.2.2. Echangeur à plaque tubulaires fixes :

Les plaques tubulaires sont soudées à la calandre en plus l'échangeur équipé d'un joint d'expansion pour absorber la dilatation thermique car il soumise à des variations importants, seul un nettoyage chimique est possible [11].

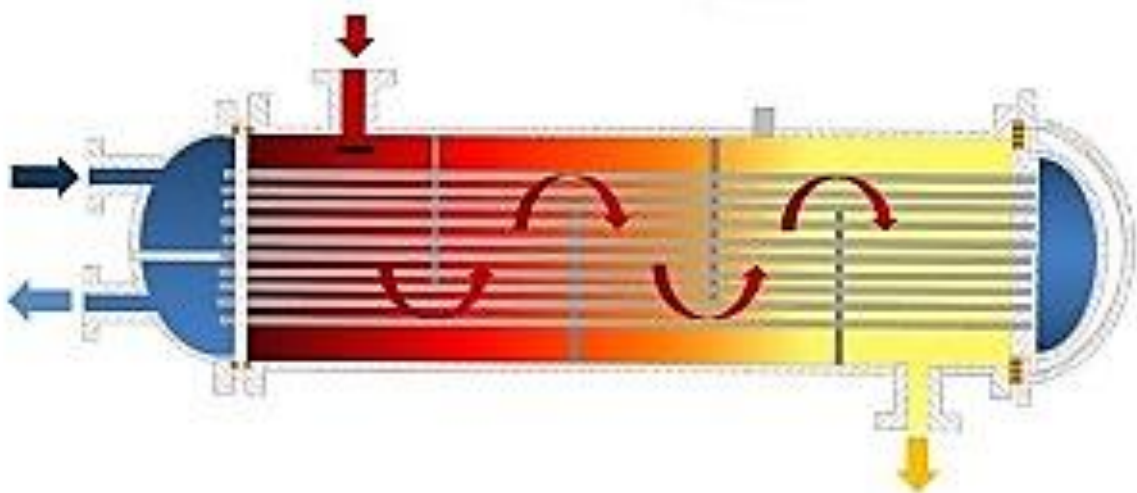


Figure I.20. : Echangeur à plaque tubulaires fixes [11].

I.4.2.3. Echangeur à tubes en U :

Le faisceau est constitué de tubes U elle évite d'utiliser une seconde plaque tubulaire donc la partie pliée du tube est libre de mouvement est le système permet libre en dilatation du faisceau.

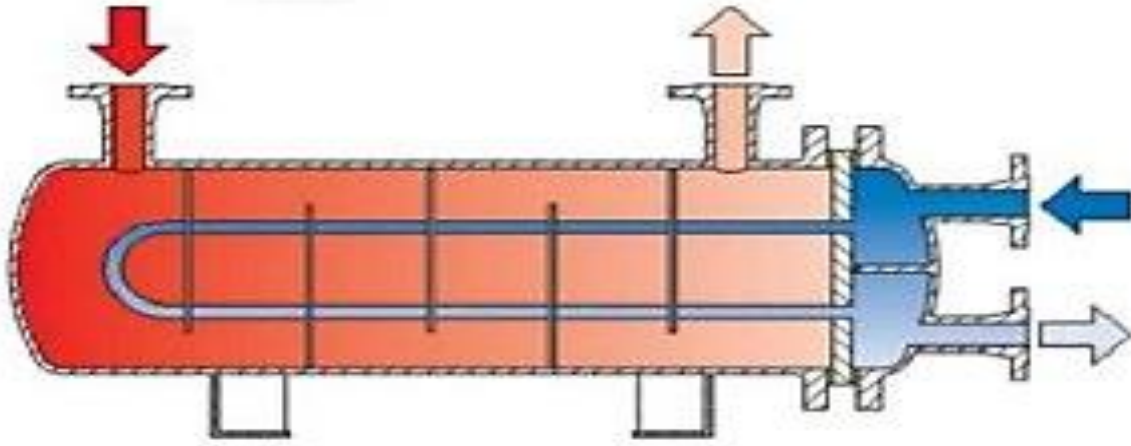


Figure I.21. : Echangeur à plaque tubulaires fixes [9].

I.5. Revues bibliographiques :



Figure I.22 : Trois types de chicanes utilisées (a)chicanes segmentaires (b)chicanes hélicoïdales (c) chicanes antivibratoires.

Naqvi et al. [12] ont présenté une étude qui porte sur la comparaison de trois types de chicanes utilisées dans les échangeurs de chaleur fiscaux calandre (ECFC) : chicanes segmentaires, hélicoïdales et antivibratoires à serrage à tubes carrés torsadés. Des simulations CFD ont été réalisées pour étudier leurs performances en termes de transfert de chaleur et de pertes de charge. Les résultats montrent que les chicanes antivibratoires à serrage ont un coefficient de transfert de chaleur plus élevé et moins de perte de charge que les autres types de chicanes.



Figure I.23: Différents types de chicanes

Dans leur travail scientifique de **Pranita et al.** [13], l'efficacité des différents types de chicanes utilisées dans ECFC en termes de performances thermiques et de perte de charge ont été examinés. Les simulations numériques ont révélé que les chicanes à un seul segment présentent des zones mortes qui affectent négativement le transfert de chaleur, tandis que les chicanes à double segment permettent de réduire les vibrations. Les chicanes hélicoïdales sont les plus efficaces car elles réduisent la perte de charge et éliminent les zones mortes, ce qui améliore l'efficacité globale du système.

Wagner et al. [14] ont évalué un modèle (ECFC) qui prend en compte les incertitudes telles que les températures d'entrée et de sortie des fluides. Le modèle mathématique de ECFC avec écoulement monophasique dans la calandre et les tubes a été construit en utilisant plusieurs scénarios. Les fonctions objectives cherchent à optimiser la zone de transfert de chaleur et la puissance de pompage grâce à d'optimisation d'essaim de particules à objectifs multiples

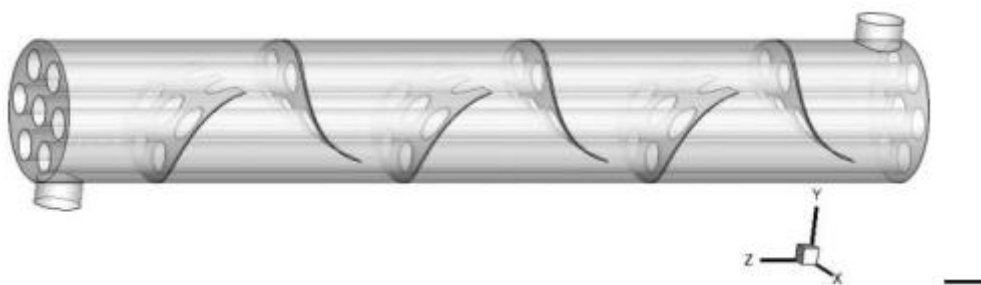


Figure I.24 : Echangeur de chaleur faisceaux et calandre avec chicanes

Ahmed et al. [15] ont présenté une étude numérique de l'écoulement turbulent dans un ECFC avec une nouvelle conception d'aile chicane pour améliorer la performance de l'échangeur de chaleur. Les résultats montrent que l'utilisation des chicanes d'aile améliore considérablement le coefficient de transfert de chaleur et réduit le coefficient de frottement.

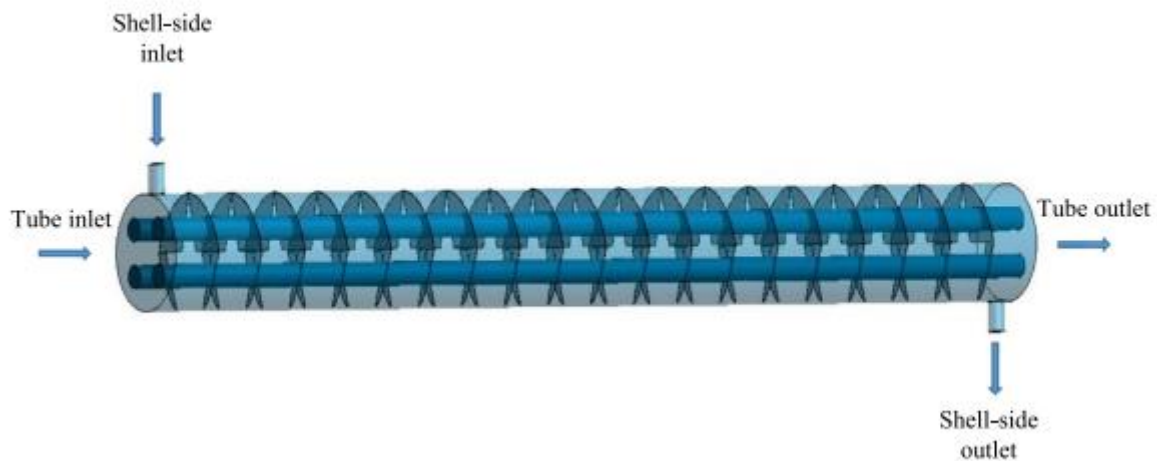


Figure I.25: ECFC de chicanes hélicoïdales pour remplacer les chicanes segmentaires.

Mohammad et al. [16] Ont étudié numériquement l'utilisation de chicanes hélicoïdaux pour remplacer les chicanes segmentaires dans un (ECFC). Cette étude utilise la simulation par (CFD). Résultats ont été obtenus à partir de données expérimentales et de corrélations prédictives, et que des géométries optimales ont été proposées pour l'échangeur de chaleur afin d'atteindre un compromis entre le coefficient de transfert de chaleur et la perte de charge.

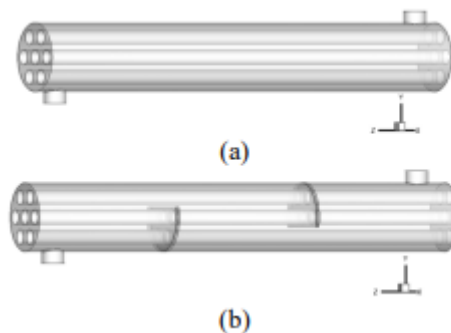


Figure I.26 : ECFC avec chicanes et sans chicanes.

Ahmed et al. [17] Ils ont étudié numériquement deux modèles (ECFC) afin de mieux comprendre l'augmentation des performances thermiques du côté calandre. Les résultats de l'étude montrent que la présence de chicanes a un impact significatif sur le coefficient de transfert de chaleur et la perte de charge, avec une augmentation respective de 1,86% et 21,67%. Le taux de transfert de chaleur total augmente de 1,11%. La vitesse augmente de 12% dans le cas sans chicanes et de 19% dans le cas avec chicanes.

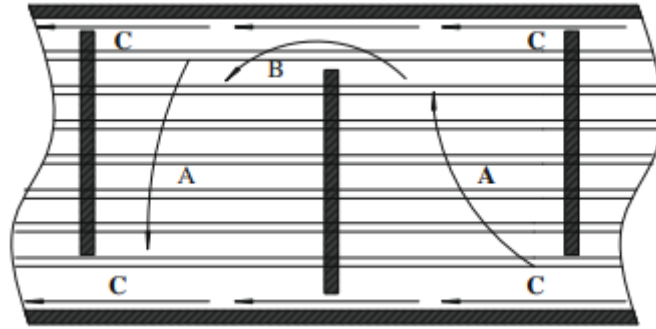


Figure I.27 : Échangeur de chaleur fiscaux calandre.

Simin et al. [18] ont présenté Une étude expérimentale porte sur L'une des techniques utilisées pour améliorer le transfert de chaleur dans un (ECFC) en utilisant des calandre côté calandre pour diminuer le court-circuit côté calandre. Les résultats expérimentaux montrent que l'installation des calandres augmente significativement le coefficient de transfert de chaleur côté enveloppe de l'échangeur, ainsi que le coefficient global de transfert de chaleur et l'efficacité exégétique.

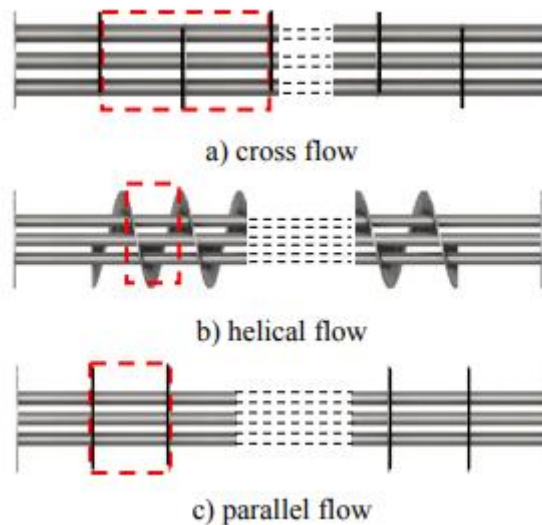


Figure I.28 : isoler le bloc le plus petit.

Une étude numérique a été effectuée par **Masoud et al.** [19]. La simulation a été effectuée par CFD à grande échelle des (ECFC) tout en réduisant la charge de calcul. Cette approche utilise des séquences de répétitions géométriques dans les ECFC pour isoler le bloc le plus petit qui se répète dans le domaine et le simuler soigneusement sous différentes conditions de travail thermiques et de débit. Les résultats obtenus sont en accord avec les données expérimentales et les calculs analytiques et peuvent être facilement utilisés pour faciliter la simulation CFD de grands ECFC.



Figure I.29 : échangeur de chaleur à faisceaux et calandre.

Une étude numérique a été réalisée par **Kamel et al.** [20] pour améliorer le transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur à faisceaux et calandre (ECFC) en proposant une nouvelle conception de structure de tube avec onde cosinus. Les résultats ont montré que le facteur de performance thermique diminue avec l'augmentation du débit d'eau chaude.

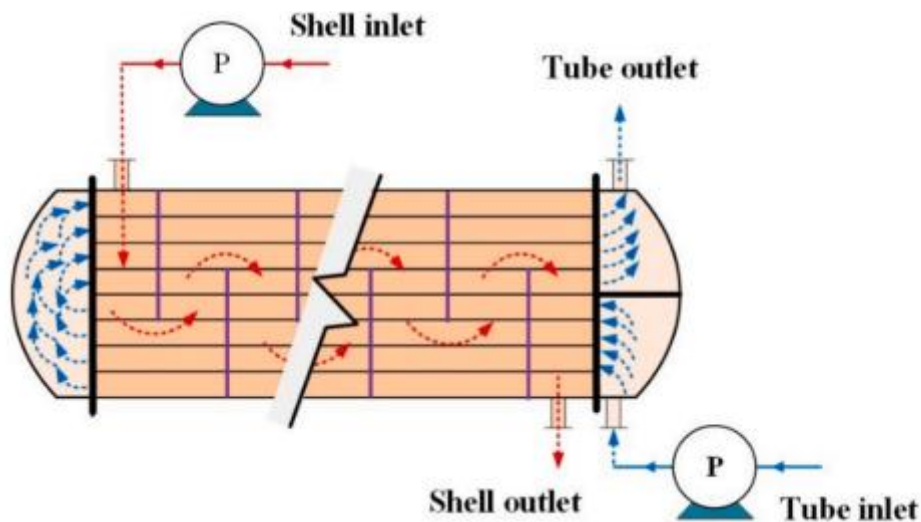


Figure I.29 : Echangeur de chaleur fiscale calandre.

Dans leur travail scientifique **Muhammad et al.** [21] Cette étude compare trois méthodes d'optimisation économique pour un échangeur de chaleur à fluide croisé (ECFC). Les méthodes Kern, Bell Delaware et Wills-Johnston sont toutes examinées. Les résultats montrent que la méthode Wills-Johnston est proche de la méthode Bell-Delaware, tandis que la méthode Kern présente des déviations significatives en raison des nombreuses hypothèses utilisées.

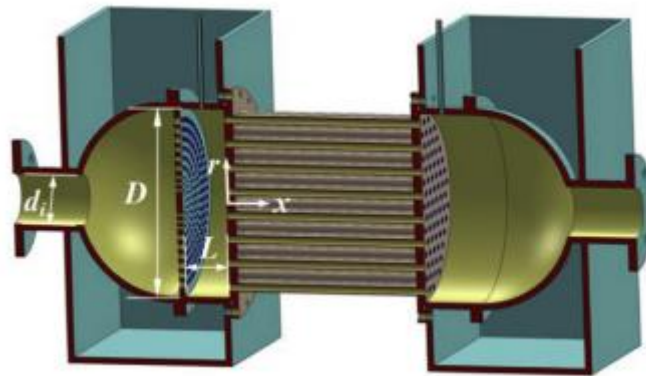


Figure I.30 : utilisé plaque poreuse.

Kai et al. [22] ont utilisé dans cette étude une plaque poreuse pour améliorer la répartition des écoulements côté tube d'un échangeur de chaleur à calandre. Les résultats de cette étude montrent que l'utilisation d'une chicane poreuse peut considérablement améliorer la distribution du flux côté tube d'un échangeur de chaleur à calandre.

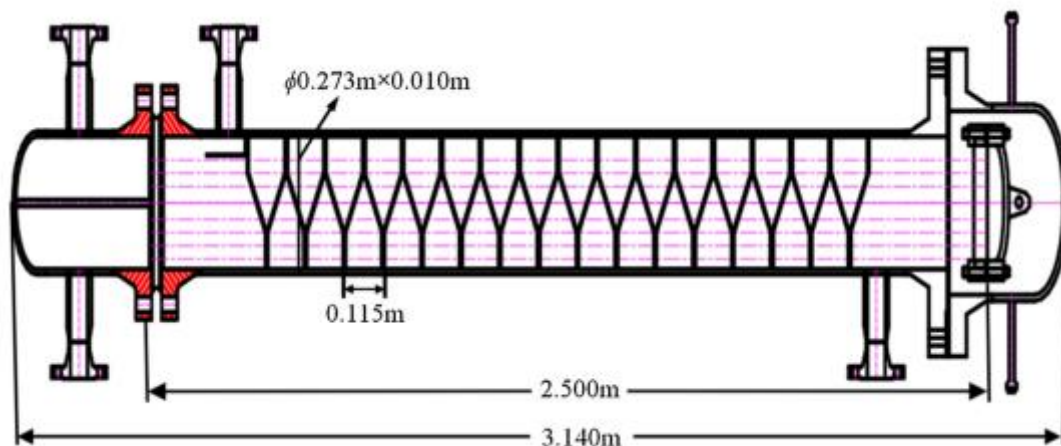


Figure I.31 : Comparées les deux types de ECFC à chicanes segmentaires et ECFC à chicanes hélicoïdales.

Juan et al. [23] ont évalué la conception d'un nouvel ECFC. Les performances de transfert de chaleur et de perte de pression de cet échangeur sont comparées à celles de deux autres types d'échangeurs : EFCF à chicanes segmentaires et ECFC à chicanes hélicoïdales continues. Les résultats montrent que le ECFC présente de meilleures performances globales que les deux autres types d'échangeurs.



Figure I.32 : Différentes formes de chicanes.

Nihat et al. [24] ont étudié numériquement une nouvelle conception de chicane pour réduire la pression latérale de la calandre et améliorer les performances thermiques d'un (ECFC). Des simulations (CFD) ont été utilisées pour étudier les différentes formes de chicanes. Les résultats ont été validés avec des données expérimentales et ont montré que les chicanes à trois zones améliorent les performances du ECFC en termes de taux de transfert de chaleur et de perte de charge.

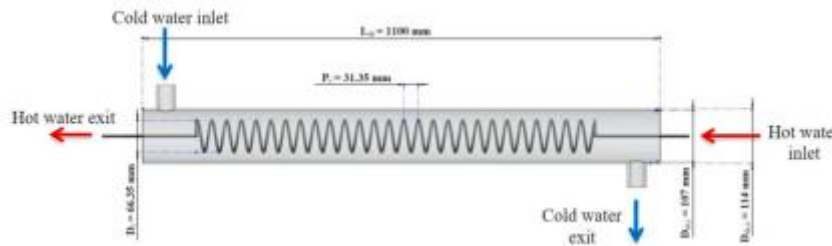


Figure I.33 : Paramètre de conception basiques ECFC.

Hussein et al. [25] ont mené une étude expérimentale pour évaluer les performances thermiques et la perte de charge d'un échangeur de chaleur à calandre, qui a été incliné à différents angles de 0° à 90° par rapport à la direction horizontale. Les résultats ont montré que l'inclinaison de ECFC à la direction verticale améliorerait considérablement l'efficacité thermique de l'appareil de 26,3 % et 23,1 %. En outre, la perte de charge de la bobine était réduite de 11% et 32,7%.

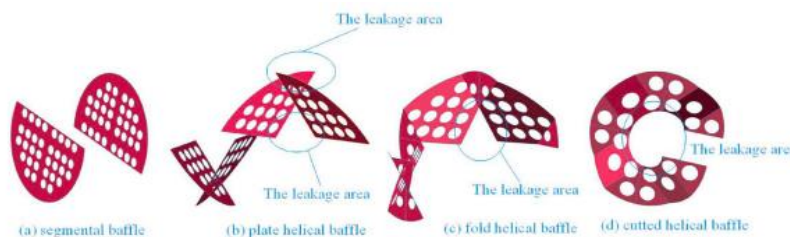


Figure I.34 : Nouveau type d'ECFC.

Dans leur travail scientifique de **Yuce et al.** [26], ils ont étudié un nouveau type d'ECFC qui utilise des chicanes hélicoïdales pliées modifiées et des tubes aplatis torsadés pour sceller les zones de fuite au centre de la calandre. Les propriétés thermiques et hydrauliques de cet échangeur ont été étudiées pour des systèmes de refroidissement à l'eau. Les résultats ont également montré que l'augmentation du rapport de longueur-largeur et du rapport de coupe a un effet important sur les propriétés thermiques et hydrauliques de ECFC.



Figure I.35 : Echangeur de chaleur faisceaux et calandre.

Babak et al. [27] ont effectué une étude d'une nouvelle configuration d'échangeur de chaleur dans laquelle le flux de sortie est renvoyé pour se mélanger avec le flux d'entrée, afin d'améliorer le taux de récupération de débit de masse en utilisant la direction de reflux. Les résultats optimaux sont présentés sous forme de front de Pareto, qui montre une amélioration significative du coût annuel total et de l'efficacité en considérant la récupération de débit de masse par rapport à l'échangeur de chaleur conventionnel sans récupération de flux.

Une étude numérique communiquée par **J. et al.** [28] présente une comparaison de différents types d'échangeurs de chaleur, notamment un échangeur de chaleur à faisceaux et calandre avec une seule plaque conventionnelle et un nouveau type de chicanes conçues et testées à l'aide de la simulation de flux Solid Works. Les résultats de l'étude suggèrent que la performance globale du modèle conventionnel est plus efficace que celle de l'échangeur de chaleur à plaques à chicane segmentaire.

C'était aussi un objectif semblable celui de **D. et al.** [29] Pour améliorer la performance d'un ECFC, l'utilisation d'une bobine hélicoïdale pour le fluide chaud peut améliorer le coefficient de transfert de chaleur grâce à une turbulence accrue. Les résultats expérimentaux ont montré que l'augmentation du débit massique du fluide froid au-dessus du débit massique du fluide chaud diminue la performance de l'échangeur de chaleur.

M et al. [30] ont étudié l'amélioration de la performance d'un échangeur de chaleur fiscaux et calandre en ajoutant des ailettes à l'entité pour augmenter le taux de transfert de chaleur. Les résultats sont analysés avec des conditions aux limites appropriées pour déterminer le profil optimal et l'orientation angulaire des ailettes pour une efficacité maximale.

Une étude expérimentale et numérique a été effectuée par **Ram et al.** [31] pour un échangeur de chaleur à calandre avec différentes configurations de chicanes, Les résultats montrent que la configuration AB-30 avec des chicanes segmentaires à une efficacité supérieure à celle des autres configurations, avec un écart de 10,1% entre les résultats numériques et expérimentaux. De plus, les ECFC segmentaires ont une meilleure efficacité que les ECFC hélicoïdaux continus à tous les débits massiques considérés.

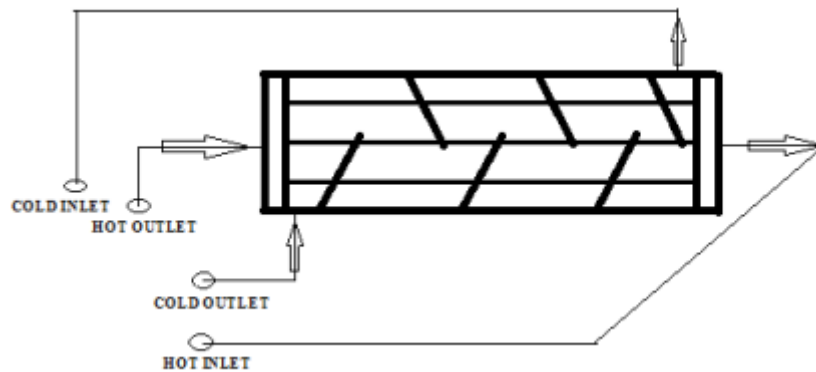


Figure I.36 : ECFC avec différents angles d'inclinaison des chicanes.

Une étude numérique a été effectuée par **Ahmed et al.** [32] porte sur les performances thermo-hydrauliques des échangeurs de chaleur à calandre avec différents angles d'inclinaison des chicanes (10° , 20° et 40°). Utilisant ANSYS Fluent pour simuler. Les résultats ont montré que l'angle d'inclinaison des chicanes de 40° présentait des zones mortes plus importantes.

Chapitre II

Formulation Mathématique

II. Introduction

Les équations de Navier-Stokes régissent les écoulements des fluides en mouvement en suivant les lois de conservation de la masse, de la quantité de mouvement, de l'énergie et de la turbulence. Pour résoudre un problème de convection, il est nécessaire de déterminer les grandeurs caractéristiques du fluide, telles que le champ de vitesses, la température et la pression, en tout point du domaine d'étude. Ce chapitre traite de l'écoulement d'un fluide en convection forcée turbulente à l'intérieur d'un échangeur de chaleur et calandre en utilisant une description physique suivie d'une formulation mathématique sous forme d'équations de conservation. Pour résoudre un problème de la dynamique de fluide est difficile, on utilise souvent des hypothèses simplificatrices.

Dans ce chapitre, nous avons étudié un écoulement de l'écoulement d'air en convection forcée turbulente à travers deux configurations : un tube lisse et un tube équipé de chicanes. Pour analyser ces phénomènes, nous utilisons une formulation mathématique basée sur les équations de conservation. Afin de résoudre les aspects dynamiques et thermiques de l'échangeur de chaleur, il est indispensable d'établir des conditions aux limites appropriées pour chaque variable dans chaque région d'écoulement.

II.2. Géométrie du problème :

La géométrie du problème étudié concerne un tube circulaire à chicanes. La longueur du tube (L) est 1000 mm avec un diamètre (D) est fixé 70 mm. L'air circule dans le tube a une température d'entrée (T_{in}). A l'entrée du tube, la température de l'air T_{in} est égale 300 K, la température (T_w) le long des parois du tube est égale à 350 K tandis que les chicanes sont considérées comme parois adiabatique.

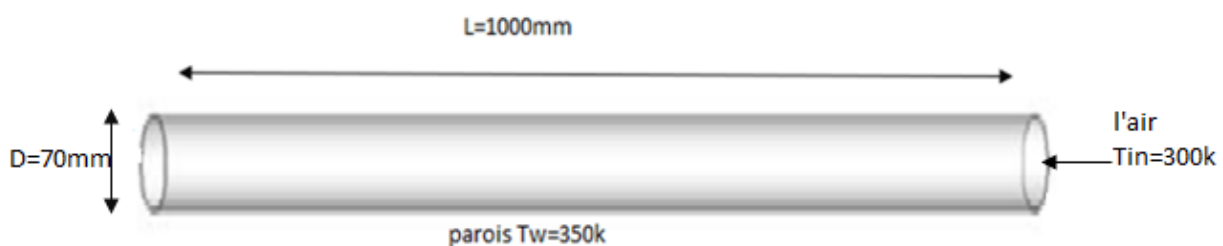


Figure II.1. : Géométrie du problème étudié tube lisse.

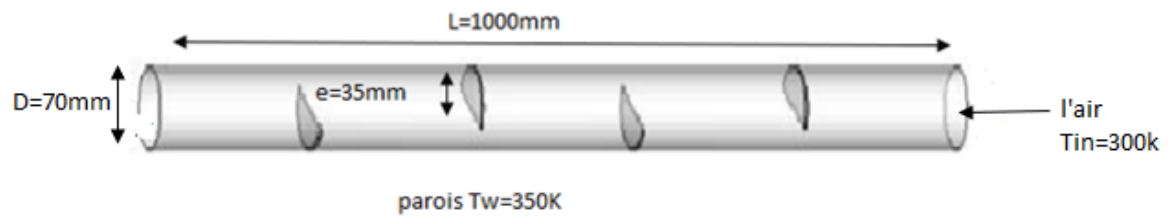


Figure II.2. : Géométrie du problème étudié tube avec des chicanes.

Longueur de tube (mm)	$L=1000\text{mm}$
Diamètre de tube (mm)	$D=70\text{mm}$
Hauteur de chicane	$e=35\text{mm}$
Température d'entrée d'air(K)	$T_{in}=300\text{k}$
Température de paroi(K)	$T_w=350\text{k}$

Tableau II.1 : Paramètres géométriques du problème étudié.

II.3. Hypothèses simplificatrices :

Dans notre étude, nous avons considéré ces hypothèses :

- Fluide incompressible.
- Régime stationnaire.
- Vitesse et température d'entrée dans la calandre supposée constante.
- Propriétés physiques du fluide et du solide sont considérées constantes.
- Transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.
- Fuites existantes entre le tube et les chicanes et entre les chicanes et la calandre sont négligées.

II.4. Équations gouvernantes :

Les équations de la conservation peuvent se généraliser sous une seule forme d'équations aux dérivées partielles, la reconnaissance d'une forme commune des équations gouvernantes représente une commodité majeure pour leur formulation numérique.

Si on note toute variable générale mesurée par le symbole ϕ , l'équation différentielle générale s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \text{div}(\rho v\phi) = \text{div}(\Gamma_{\phi}\overrightarrow{\text{grad}}\phi) + S_{\phi} \quad (II.3)$$

Γ_{ϕ} : le coefficient diffusion

S_{ϕ} : le terme source.

V : le vecteur vitesse.

Γ_{ϕ} et S_{ϕ} sont des particularités spécifiques de ϕ .

$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)$: Terme transitoire d'accumulation.

$\text{Div}(\rho v\phi)$: terme convectif.

$\text{div}(\Gamma_{\phi}\overrightarrow{\text{grad}}\phi)$: Terme diffusif.

S_{ϕ} : terme source.

Dans le cas de l'écoulement tridimensionnel et stationnaire, le système d'équations, relativement à un système de coordonnées cartésiennes s'exprime comme suit :

- **Equation de continuité** : Au sein d'un volume élémentaire autour d'un point, pendant un laps de temps donné, la variation de la masse est égale au flux de matières entrant dans ce volume moins le flux sortant. L'équation de continuité s'écrit :

$$\frac{\partial(\rho \cdot u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (II.4)$$

Avec :

u_i : la composante du champ de vitesse dans les directions axiale (x, y, z).

ρ : la masse volumique.

- **Equation de quantité de mouvement** :

$$\frac{\partial u_i u_j}{\partial x_i} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((v + v_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_j}{\partial x_j} \right) \right) \quad (II.5)$$

Au sein d'un volume élémentaire autour d'un point, pendant un laps de temps donné, la variation de la quantité de mouvement est égale au flux de quantité de mouvement entrant dans ce volume moins le flux sortant, additionné de la somme des forces agissant sur ce volume.

- **Equation d'énergie s'écrit comme :** L'équation de conservation de l'énergie est obtenue à partir du premier principe de la thermodynamique qui met en relation les différentes formes d'énergie. L'équation de conservation d'énergie s'écrit :

$$\frac{\partial (u_i T)}{\partial x_i} = \rho \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\frac{v}{Pr} + \frac{v_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (II.6)$$

II.5. Equations de turbulence :

Le modèle k-ε réalisable est recommandé dans le cas de présence des chicanes ou bien des obstacles et pour les écoulements complexes car il peut fournir des performances supérieures pour les écoulements impliquant une rotation, un effet de couche limite sous un fort gradient de pression [33] [34] Ce modèle suppose que le régime de turbulence est pleinement établi dans tout le domaine et que les effets de la viscosité moléculaire sont négligeables par rapport à ceux de la viscosité turbulente loin de la paroi.

Le modèle k-ε est défini par deux équations de transport, un pour l'énergie cinétique turbulente k, et l'autre pour le taux de dissipation spécifique ε sont obtenus à partir des équations suivantes :

- **Equation d'énergie cinétique turbulente k :**

$$u_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(v + \frac{v_t}{\sigma_k} \right) \right] + \Gamma - \varepsilon \quad (II.7)$$

- **Equation d'énergie de dissipation ε :**

$$u_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(v + \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + c_1 \Gamma \varepsilon - c_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v \varepsilon}} \quad (II.8)$$

La viscosité turbulente définie par :

$$v_t = c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (II.9)$$

La production de l'énergie cinétique turbulente définie par :

$$\Gamma = -\overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = v_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (II.10)$$

u_i : Composante de vitesse suivant la direction [m/s].

Γ : Coefficient de diffusion généralisé.

E : Energie de dissipation (m^2 / s^2).

σ_k : Nombre de Prandtl pour k.

ν : Viscosité cinématique [m^2 / s^2].

ν_T : Viscosité turbulent [m^2 / s^2].

II.6. Conditions aux limites :

II.6.1. Conditions à l'entrée aux tubes :

$$\left\{ \begin{array}{l} u_{en} = 0 \\ v_{en} = 4qm / (\rho \pi d^2) \\ w_{en} = 0 \\ T_{en} = 300k \\ k_{en} = 0.005 v_{en}^2 \\ \varepsilon_{en} = 0,1 k_{en}^2 \end{array} \right. \quad (II.11)$$

II.6.2. Conditions aux limites aux parois :

Aux parois des tubes :

$$\left\{ \begin{array}{l} u = 0 \\ v = 0 \\ w = 0 \\ k = 0 \\ \varepsilon = 0 \\ T_w = 350k \end{array} \right. \quad (II.12)$$

Aux parois des chicanes :

$$\begin{cases} u = 0 \\ v = 0 \\ w = 0 \\ k = 0 \\ \varepsilon = 0 \end{cases} \quad (II. 14)$$

II.6.3. Conditions aux limites à l'interface fluide-solide :

$$\begin{cases} T_s = T_f \\ -\lambda_f \frac{\partial T_f}{\partial \vec{N}} = -\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial \vec{N}} \end{cases} \quad (II. 15)$$

II.6.4. Conditions aux limites à la sortie :

$$\begin{cases} \frac{\partial \phi}{\partial n} = 0 \\ P = P_{atm} \end{cases} \quad (II. 16)$$

Avec $\phi = u, v, w, T, K, \varepsilon$

N : le vecteur normal au plan de la sortie.

II.7. Coefficient de transfert de chaleur :

Le coefficient de transfert de chaleur est un paramètre qui mesure la capacité d'un fluide à transférer de la chaleur à une surface. Il dépend de la nature du fluide, de sa température, de la vitesse d'écoulement et de la géométrie. Le coefficient de transfert de chaleur est souvent utilisé pour modéliser les transferts de chaleur dans des systèmes tels que les échangeurs de chaleur, les réacteurs chimiques, les moteurs thermiques, les circuits de refroidissement.

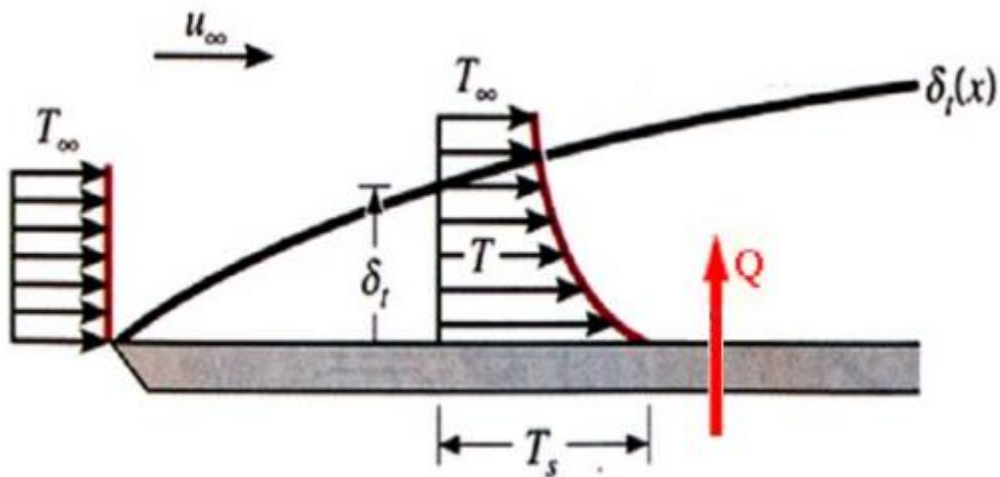


Figure II.3. : Développement de la couche limite thermique [35].

On exprime transferts thermiques par convection par la loi Newton :

$$h = \frac{\phi}{S(T_f - T_s)} \quad (\text{II. 18})$$

La température à l'extrémité de la couche limite est telle que :

$$\frac{T(\delta_T) - T_s}{T_\infty - T_s} = 0.99 \quad (\text{II. 19})$$

L'épaisseur de la couche limite thermique varie selon l'expression suivant :

$$\delta_T = \frac{\delta}{1.026 \cdot Pr^{\frac{1}{3}}} = 5.09 \sqrt{\frac{\nu \cdot z}{U_0}} \quad (\text{II. 20})$$

$$Pr = \frac{Cp \cdot \mu}{\lambda} \quad (\text{II. 21})$$

Pour calculer le h dans les deux tubes

$$h = \frac{0.36}{De} Re^{0.55} Pr^{1/3} \quad (\text{II. 22})$$

Le nombre de prandtl

ϕ : le flux échangé entre la surface et le fluide [w].

S : la surface d'échange [m²].

h : le coefficient d'échange thermique [w/m²K].

T_{en} : la température d'air [K].

T_w : la température parois [K].

II.8. Nombre de Nusselt :

On utilise le nombre de Nusselt pour caractériser l'intensité du transfert thermique entre le fluide et la paroi. Ce nombre représente le gradient thermique adimensionnel à la paroi par :

$$Nu = \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{h \cdot x}{\lambda} \quad (II.23)$$

Le nombre de Nusselt local basé sur le diamètre hydraulique donné par :

$$Nu(x) = \frac{h(x)D_h}{\lambda_f} \quad (II.24)$$

- **Nombre de Nusselt dans un tube lisse :**

$$Nu_0 = \frac{\left(\frac{f}{8} \right) Re D Pr}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f}{8} \right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (II.25)$$

- **Nombre de Nusselt dans un tube avec des chicanes :**

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (II.26)$$

Avec :

h : le coefficient de convection [w/m²K].

D_h : diamètre hydraulique [m].

λ_f : coefficient de conduction du fluide [w/mK].

II.9. Coefficient de Frottement :

- **Coefficient de Frottement tube avec des chicanes :**

$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (II.27)$$

- **Coefficient de Frottement tube lisse :**

$$f_s = e^{(0.576 - 0.19 \ln Re)} \quad (II.28)$$

La couche limite introduite par Ludiwg Prandtl [36], est une couche mince de fluide est affectée par le contact avec une paroi, ce qui entraîne des variations rapides de la vitesse et de la température du fluide. Ces variations provoquent des forces de frottement qui ralentissent l'écoulement à proximité de la paroi.

II.10. Quantité de chaleur :

$$Q = \dot{m} c p_{air} (T_w - T_{en}) \quad (II.25)$$

II.11. Conclusion :

Nous avons présenté les formulations mathématiques d'un écoulement turbulent d'air dans un tube lisse et tube comporte des chicanes en tenant compte les conditions aux limites.

Dans cette étude, il est recommandé d'utiliser le modèle k-ε réalisable lorsque des chicanes sont présentes.

Chapitre III

Résolution numérique

III. Introduction :

La mécanique des fluides numérique, également connue sous le nom de CFD (Computational Fluid Dynamics), est un domaine qui se consacre à la résolution numérique des phénomènes de transfert thermique et de turbulence et couplés à la mécanique des fluides. Le système d'équations différentielles aux dérivées partielles décrit dans le chapitre précédent ne peut être résolu analytiquement, mais peut être résolu par des méthodes numériques telles que la méthode des différences finies, la méthode des éléments finis et la méthode des volumes finis. Dans ce chapitre, nous nous concentrerons sur la méthode numérique des volumes finis utilisée pour résoudre les équations de conservation, en utilisant dans ce travail le logiciel CFD FLUENT spécialisé dans les configurations complexes.

III.1. Méthode numérique :

La résolution numérique d'un système d'équations aux dérivées partielles par la méthode des volumes finis proposée par **Patankar** [37], La méthode des volumes finis consiste à découper le domaine de calcul en un certain nombre de volumes finis, appelés "volumes de contrôle".

Les équations différentielles sont intégrées sur chacun de ces volumes de contrôle qui entourent un nœud P, afin de transformer les équations en systèmes d'équations algébriques égales au nombre de points discrets. Cette étape est appelée "discrétisation".

En utilisant la méthode des volumes finis, on peut obtenir un système d'équations algébriques, ou système discrétisé, dont les inconnues sont les valeurs de la grandeur recherchée en un nombre fini de points du domaine d'étude. Cet ensemble de points constitue ainsi le maillage du domaine.

III.1.1. Forme générale d'une équation de conservation :

Si on note ϕ la variable étudiée, les équations de conservation possèdent ayant une forme commune élaborée par Patankar dans la relation :

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)}_T + \underbrace{\sum_{i=1}^D \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \phi)}_C = \underbrace{\sum_{i=1}^D \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right)}_D + \underbrace{S_\phi}_S \quad (III.1)$$

Avec :

T : terme transitoire.

C : terme de convection.

D : terme de diffusion.

S : terme source.

La variable ϕ représente les différents paramètres physiques tels que la composante de la vitesse, la température, l'énergie cinétique turbulente.

Le coefficient de diffusion Γ représente une propriété physique du fluide, comme la viscosité dans l'équation du mouvement ou la conductivité thermique dans l'équation d'énergie. Pour les écoulements turbulents, le coefficient de diffusion Γ peut correspondre à la viscosité turbulente ou à la diffusivité turbulente.

Les différentes équations de l'équation générale pour le cas d'un écoulement turbulent dans un échangeur de chaleur faisceau calandre munie de chicanes, utilisant le modèle de turbulence $\kappa - \epsilon$, sont présentées dans le tableau (III.1) avec les différents termes

Equations	ϕ	Γ	S_ϕ
Continuité	1	0	0
Quantité de mouvement	U, v, w	$(\nu + \nu_t)$	$-\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \nu_t \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_j} \right)$
Energie	T	$\left(\frac{\nu}{Pr} + \frac{\nu_t}{Pr_t} \right)$	0
Energie cinétique turbulente	k	$\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right)$	$\nu_t \frac{\partial u_j}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \epsilon$
Dissipation turbulent	ϵ	$\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \right)$	$C_1 \frac{\epsilon}{k} \nu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - c_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k}$

Tableau II.1. : Expressions de ϕ, Γ, S_ϕ

III.1.2. Maillage :

La résolution de l'équation générale précédente est effectuée pour plusieurs grilles pour subdiviser le domaine de calcul dans l'espace annulaire en un ensemble de volumes de contrôle pour un cas tridimensionnel ($\Delta V = \Delta X \cdot \Delta Y \cdot \Delta Z$) selon les directions (x, y, z) pour la figure (III.1)

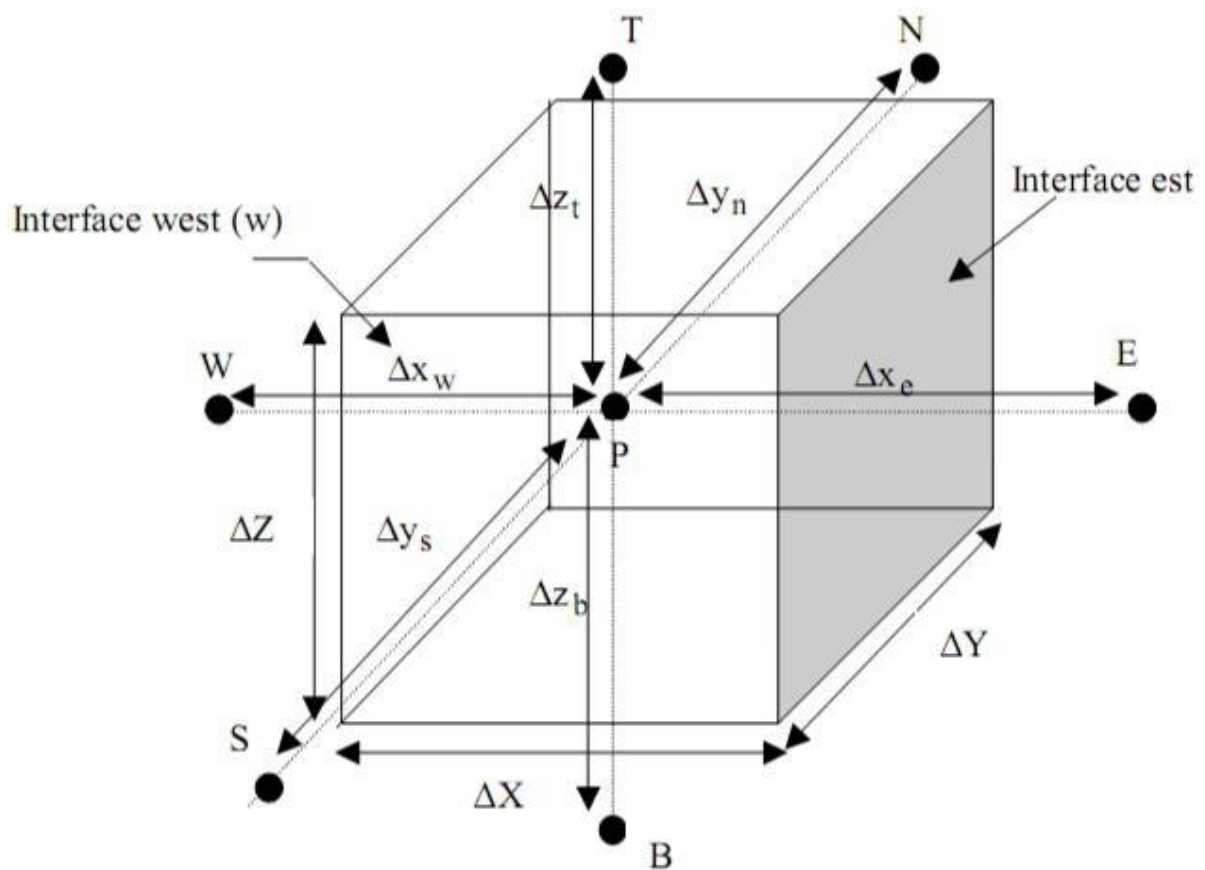


Figure III.1. : Description du volume de contrôle [38].

E : nœud est.

E : interface est.

W : nœud West.

W : interface west.

N : nœud nord.

n : interface nord.

S : nœud sud

s : interface sud.

T : nœud top.

t : interface top.

B : nœud botton.

b : interface bottom.

ΔX : le pas de discrétisation suivant la direction X.

ΔY : le pas de discrétisation suivant la direction Y.

ΔZ : Pas de discrétisation suivant la direction Z.

Δx_e : Pas de discrétisation suivant la direction X entre le noud P et E.

Δx_w : Pas de discrétisation suivant la direction X entre le noud P et W.

Δy_n : le pas de discrétisation suivant la direction Y entre le noud P et N.

Δy_s : le pas de discrétisation suivant la direction Y entre le noud P et S.

Δz_t : le pas de discrétisation suivant la direction Z entre le noud P et T.

Δz_b : le pas de discrétisation suivant la direction Z entre le noud P et B.

Le point P représente le centre de contrôle de volume, et les centres de ses faces latérales sont les points E à l'est, O à l'ouest, N au nord, S au sud, T en haut et B en bas. Ce volume de contrôle est entouré par six autres volumes de contrôle, chacun ayant pour centre les points E, O, N, S, T et B.

Les vitesses u , v et w sont évaluées au centre des faces des volumes de contrôle, tandis que les autres variables scalaires telles que la pression P , la température T , la turbulence k et l'énergie dissipée ϵ sont calculées aux nœuds représentés par les points.

On fait les trois projections du volume de contrôle utilisé lors de la discrétisation des équations de conservation

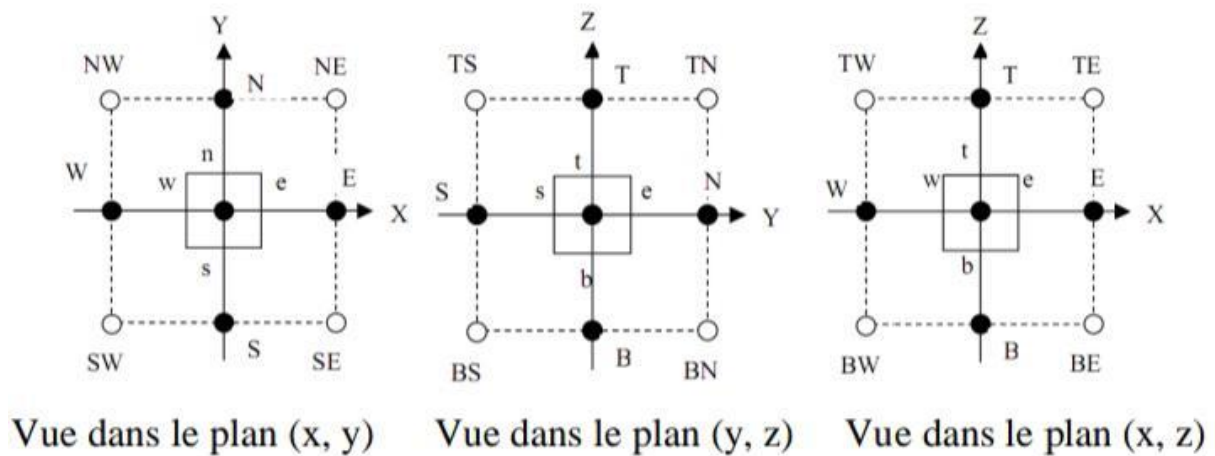


Figure III.2. : Projection du volume de contrôle [38].

III.1.3. Discrétisation :

L'équation générale est intégrée sur le volume de contrôle dV (voir Figure III.1), et dans le cas stationnaire tridimensionnel, elle prend la forme suivante :

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

Seule cette équation est discrétisée, et le système d'équations aux dérivées partielles est résolu pour chaque valeur successive de ϕ .

L'équation peut être écrite sous la forme suivante :

$$\frac{\partial}{\partial x}(J_x) + \frac{\partial}{\partial y}(J_y) + \frac{\partial}{\partial z}(J_z) = S_\phi \quad (III.3)$$

Avec :

$$\begin{cases} J_x = \rho u \phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \\ J_y = \rho v \phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \\ J_z = \rho w \phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial z} \end{cases} \quad (III.4)$$

J_x , J_y et J_z représentent les flux totaux de transfert de chaleur par convection et diffusion dans les directions x, y et z.

$$(j_e - j_w + j_n - j_s + j_t - j_b) = (S_c + S_p \phi_p) \Delta x \Delta y \Delta z \quad (III.5)$$

Avec :

$$\begin{cases} j_e = (J_x)_e \Delta y \Delta z \\ j_w = (J_x)_w \Delta y \Delta z \\ j_n = (J_y)_n \Delta x \Delta z \\ j_s = (J_y)_s \Delta x \Delta z \\ j_t = (J_z)_t \Delta x \Delta y \\ j_b = (J_z)_b \Delta x \Delta y \end{cases} \quad (III.6)$$

L'équation finale discrétisée est une relation algébrique qui relie les valeurs de la variable ϕ au centre de la maille P avec celles aux nœuds voisins repérés aux points cardinaux E (Est), W (Ouest), S (Sud), N (Nord), T (Top) et B (Bottom). Cette équation discrétisée est obtenue en calculant le flux total j_i ($i=e, w, n, s, t, b$) évalué sur chaque face du volume de contrôle.

On aboutit à l'équation discrétisée suivante :

$$a_p \phi_p = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + a_T \phi_T + a_B \phi_B + b \quad (III.7)$$

Les coefficients $a_E, a_W, a_N, a_S, a_T, a_B, a_p$ expérimenté comme suite :

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S + a_T + a_B - S_p \Delta V \quad (III.8)$$

$$\begin{cases} a_E = D_e A(|P_e|) + [-F_e, 0] \\ a_W = D_w A(|P_w|) + [-F_w, 0] \\ a_N = D_n A(|P_n|) + [-F_n, 0] \\ a_S = D_s A(|P_s|) + [-F_s, 0] \\ a_T = D_t A(|P_t|) + [-F_t, 0] \\ a_B = D_b A(|P_b|) + [-F_b, 0] \end{cases} \quad (III.9)$$

Avec :

La fonction A(|P|) varie en fonction du schéma de discrétisation des termes convectifs.

L'opérateur [A, B] signifie la plus grande valeur entre A et B.

$$b = S_c \Delta V \quad (III.10)$$

$$\begin{cases} D_e = \frac{\Gamma_e \Delta y \Delta z}{\delta x_e} \\ D_w = \frac{\Gamma_w \Delta y \Delta z}{\delta x_w} \\ D_n = \frac{\Gamma_n \Delta x \Delta z}{\delta y_n} \\ D_s = \frac{\Gamma_s \Delta x \Delta z}{\delta y_s} \\ D_t = \frac{\Gamma_t \Delta x \Delta y}{\delta z_t} \\ D_b = \frac{\Gamma_b \Delta x \Delta y}{\delta z_b} \end{cases} \quad (III.11)$$

$$\begin{cases} F_e = (\rho v)_e \Delta y \Delta z \\ F_w = (\rho v)_w \Delta y \Delta z \\ F_n = (\rho v)_n \Delta x \Delta z \\ F_s = (\rho v)_s \Delta x \Delta z \\ F_t = (\rho v)_t \Delta x \Delta y \\ F_b = (\rho v)_b \Delta x \Delta y \end{cases} \quad (III.12)$$

Avec :

$F_e, F_w, F_n, F_s, F_t, F_b$ représentent les débits volumiques à travers les faces correspondantes du volume de contrôle.

$$\left\{ \begin{array}{l} P_e = \frac{F_e}{D_e} \\ P_w = \frac{F_w}{D_w} \\ P_n = \frac{F_n}{D_n} \\ P_s = \frac{F_s}{D_s} \\ P_t = \frac{F_t}{D_t} \\ P_b = \frac{F_b}{D_b} \end{array} \right. \quad (III.13)$$

Avec :

$P_e, P_w, P_n, P_s, P_t, P_b$ Il s'agit du rapport entre le transfert de chaleur par convection et le transfert de chaleur par diffusion.

L'équation généralisée exprimée sous la forme :

$$a_p \phi_p = \sum a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (III.14)$$

Le système d'équations aux dérivées partielles a été transformé en un système algébrique et Fluent offre deux choix pour la discrétisation :

- Les schémas amont de premier ordre, qui permettent une certaine stabilité dans les calculs mais sont responsables d'une diffusion numérique.
- Les schémas amont de second ordre, qui permettent de minimiser la diffusion numérique mais peuvent conduire à une divergence des calculs.

III.2. Procédure de résolution numérique par FLUENT :

La description du problème et la résolution par le logiciel de simulation numérique des écoulements FLUENT nécessite la présentation de logiciel GAMBIT et FLUENT.

III.2.1. Préprocesseur GAMBIT :

Le logiciel est un outil de DAO (Dessin Assisté par Ordinateur) qui permet de créer des géométries en deux ou trois dimensions pour définir le type de conditions aux limites, spécifier le type de matériau (fluide ou solide) et discrétiser ou mailler le domaine pour les problèmes d'écoulement des fluides.

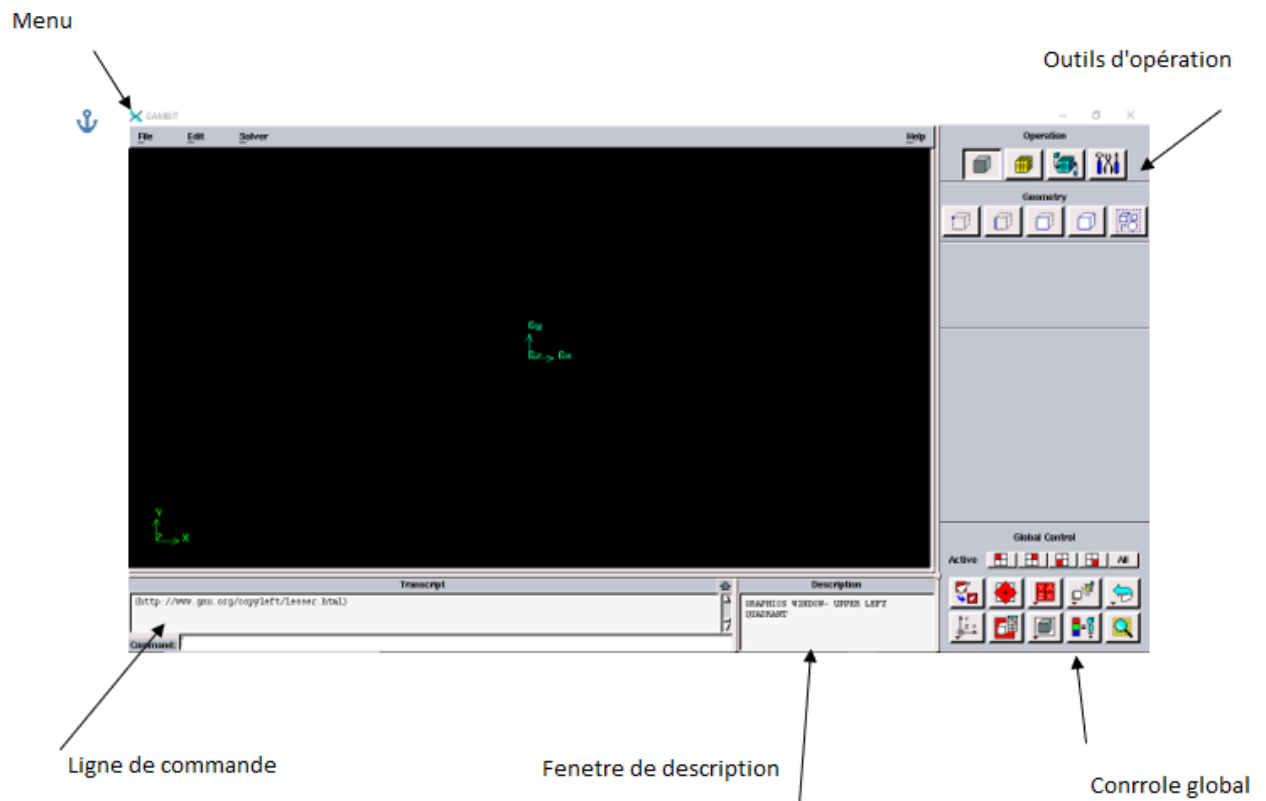


Figure III.3 : Interface de GAMBIT.

- Choix du solveur

Le maillage à être créé est destiné à être utilisé avec FLUENT 6.3 :

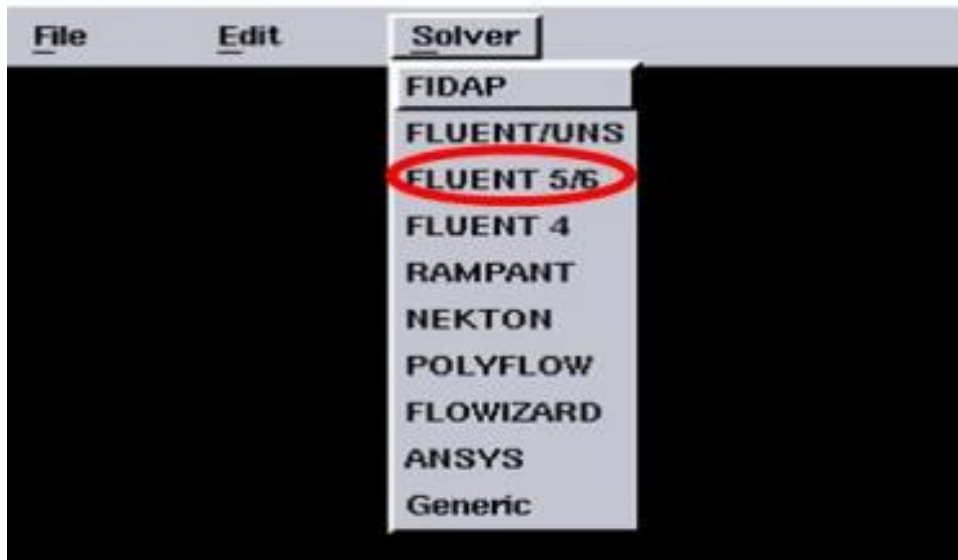


Figure III.4. : Choix du solveur.

- Définition de la géométrie utilisée

La création de la géométrie constitue la première étape pour établir le domaine de calcul et résoudre le problème. Cette géométrie est élaborée en 3D à l'aide du préprocesseur GAMBIT, qui passe par différentes étapes, comme la création des points, la connexion de ces points par des lignes, la formation des faces pour finalement aboutir à la création des volumes.

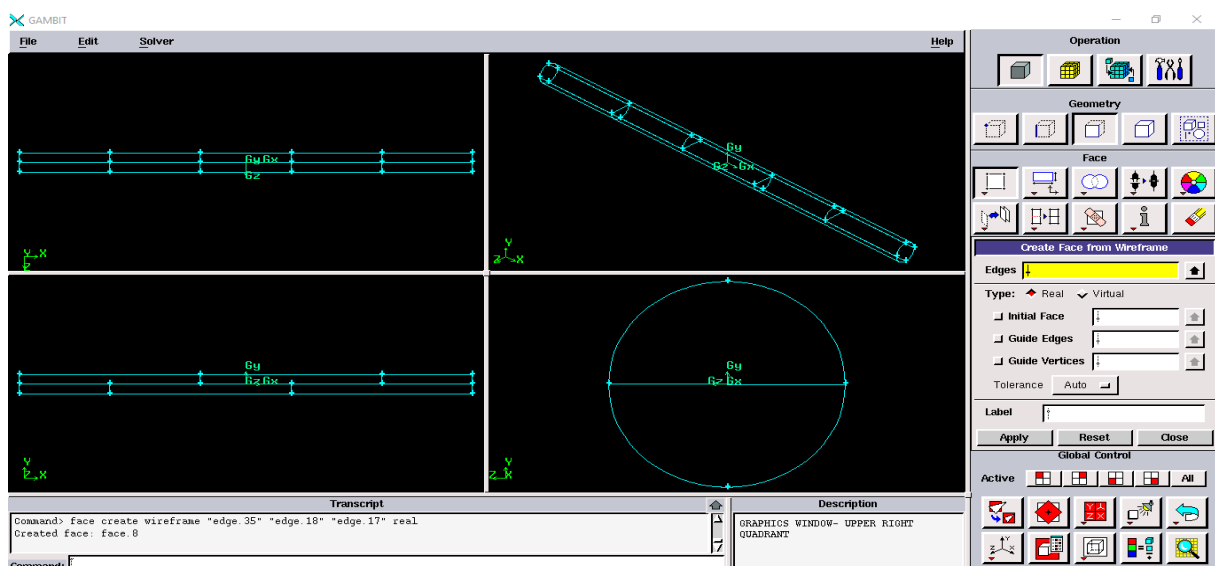


Figure III.5. : Géométrie de tube avec des chicanes.

- Réalisation du maillage

Le choix d'un maillage non structuré dépend de la complexité de la géométrie considérée, et dans le cas spécifique d'un espace annulaire, le maillage hexahédral a été choisi. Afin d'obtenir des résultats plus précis, il est recommandé de réaliser des tests de dépendance de maillage en utilisant différents nombres de cellules.

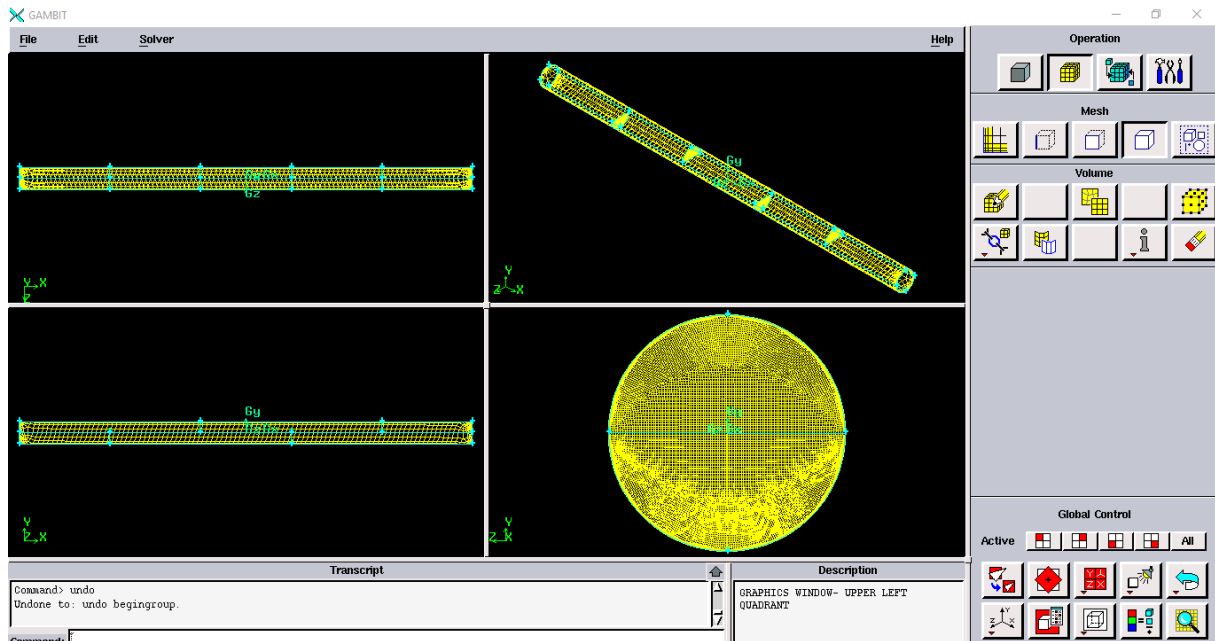


Figure III.6. : Modèle du maillage utilisé pour tube avec des chicanes.

- Les conditions aux limites :

Les conditions aux limites sont effectuées selon le problème traité et l'espace annulaire est pris par défaut comme fluide.

Entrée	Mass Flow INLET
Paroi	Wall
Sortie	PRESSEUR OUTLET
Chicanes	Solide

Tableau III.2. : Les conditions aux limites dans GAMBIT

III.2.1. Code FLUENT :

Il s'agit d'un logiciel de calcul numérique utilisé pour simuler l'écoulement des fluides et le transfert thermique. Il permet également de définir les conditions opératoires et les conditions aux limites, ainsi que de visualiser la géométrie et le maillage, et d'afficher les résultats obtenus.

III.2.2.1. Etapes générales pour FLUENT :

- Ouvrir la version de Fluent

En va entrez sous fluent est de choisir le type de résolution 3ddp

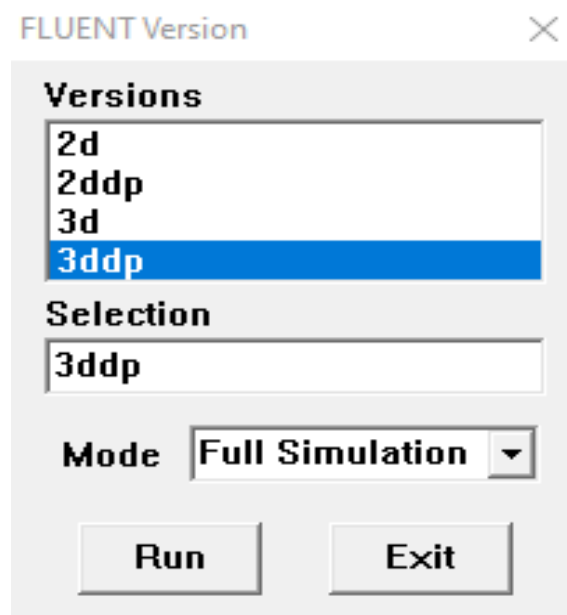


Figure III.7. : Type de résolution.

- Importation de la géométrie. msh

Pour commencer la simulation il faut importer le fichier .msh généré sous Gambit

```
FLUENT [3d, dp, pbns, rke]
File Grid Define Solve Adapt Surface Display Plot Report Parallel Help

Welcome to Fluent 6.3.26

Copyright 2006 Fluent Inc.
All Rights Reserved

Loading "C:\Fluent.Inc\fluent6.3.26\lib\fl_s1119.dmp"
Done.

> Reading "C:\Users\HP\Desktop\Nouveau dossier (5)\tube 25.cas"...
83664 hexahedral cells, zone 2, binary.
1440 quadrilateral wall faces, zone 3, binary.
17264 quadrilateral wall faces, zone 4, binary.
252 quadrilateral pressure-outlet faces, zone 5, binary.
252 quadrilateral mass-flow-inlet faces, zone 6, binary.
241388 quadrilateral interior faces, zone 8, binary.
93652 nodes, binary.
93652 node flags, binary.

Building...
grid,
materials,
interface,
domains,
mixture
zones,
default-interior
entre
sortie
tube
wall
air
shell conduction zones,
Done.
Reading "C:\Users\HP\Desktop\Nouveau dossier (5)\tube 25.dat"...
Done.
```

Figure III.8. : Importation de la géométrie.

- Vérification du maillage importé

Grid => Check

Ceci permet de vérifier si le maillage importé ne contient pas d'erreurs ou de volumes négatifs.

```
FLUENT [3d, dp, pbns, rke]
File  Grid  Define  Solve  Adapt  Surface  Display  Plot  Report  Parallel  Help
    entre
    sortie
    tube
    wall
    air
    shell conduction zones,
Done.
Reading "C:\Users\HP\Desktop\Nouveau dossier (5)\tube 25.dat"...
Done.

Grid Check

Domain Extents:
x-coordinate: min (m) = -2.500000e-002, max (m) = 2.500000e-002
y-coordinate: min (m) = -2.500000e-002, max (m) = 2.500000e-002
z-coordinate: min (m) = 0.000000e+000, max (m) = 1.000000e+000
Volume statistics:
  minimum volume (m3): 4.946900e-009
  maximum volume (m3): 4.739348e-008
  total volume (m3): 1.948912e-003
Face area statistics:
  minimum face area (m2): 1.843750e-006
  maximum face area (m2): 1.486322e-005
Checking number of nodes per cell.
Checking number of faces per cell.
Checking thread pointers.
Checking number of cells per face.
Checking face cells.
Checking bridge faces.
Checking right-handed cells.
Checking face handedness.
Checking face node order.
Checking element type consistency.
Checking boundary types:
Checking face pairs.
Checking periodic boundaries.
Checking node count.
Checking nosolve cell count.
Checking nosolve face count.
Checking face children.
Checking cell children.
Checking storage.
Done.
```

Figure III.9. : Vérification du maillage sous Fluent.

- Vérification de l'échelle

Grid= > Info => Size

Il faut toujours vérifier que les dimensions affichées correspondent aux dimensions physiques du problème.


```

FLUENT [3d, dp, pbns, rke]
File Grid Define Solve Adapt Surface Display Plot Report Parallel Help
Reading "C:\Users\HP\Desktop\Nouveau dossier (5)\tube 25.dat"...
Done.

Grid Check

Domain Extents:
  x-coordinate: min (m) = -2.500000e-002, max (m) = 2.500000e-002
  y-coordinate: min (m) = -2.500000e-002, max (m) = 2.500000e-002
  z-coordinate: min (m) = 0.000000e+000, max (m) = 1.000000e+000
Volume statistics:
  minimum volume (m3): 4.946900e-009
  maximum volume (m3): 4.739348e-008
  total volume (m3): 1.948912e-003
Face area statistics:
  minimum face area (m2): 1.843750e-006
  maximum face area (m2): 1.486322e-005
Checking number of nodes per cell.
Checking number of faces per cell.
Checking thread pointers.
Checking number of cells per face.
Checking face cells.
Checking bridge faces.
Checking right-handed cells.
Checking face handedness.
Checking face node order.
Checking element type consistency.
Checking boundary types:
Checking face pairs.
Checking periodic boundaries.
Checking node count.
Checking nosolve cell count.
Checking nosolve face count.
Checking face children.
Checking cell children.
Checking storage.
Done.

Grid Size

Level   Cells   Faces   Nodes   Partitions
  0      83664   260596  93652      1

1 cell zone, 5 face zones.

```

Figure III.10. : Vérification du maillage sous Fluent.

- Afficher le maillage

Display => Grid

Il faut afficher le maillage et le type des conditions aux limites définies au préalable dans Gambit.

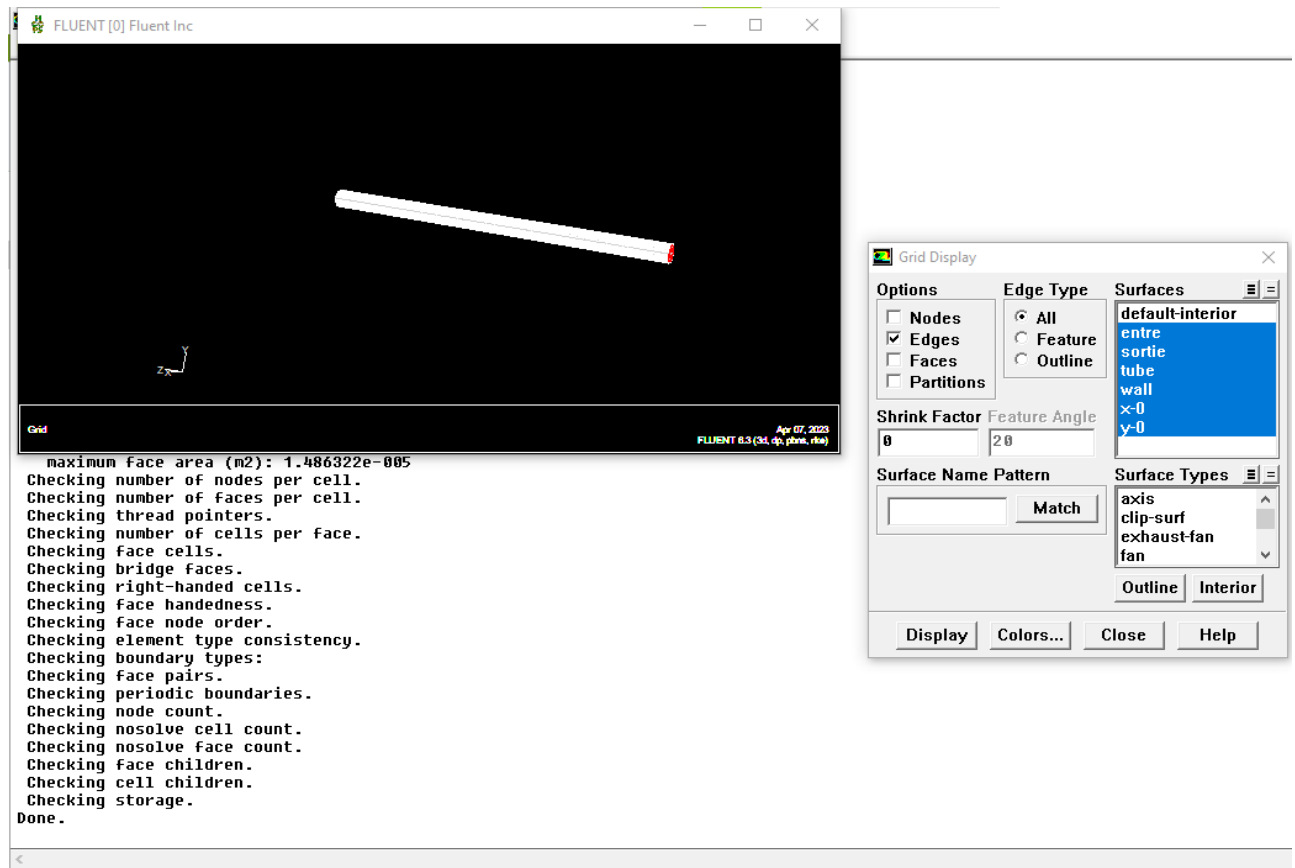


Figure III.11. : Affichage du maillage.

- Choix du solveur

Define => Models => Solver

Pour notre cas, c'est un solveur découplé avec une formulation implicite pour un cas 3D et un écoulement stationnaire et une vitesse absolue, valider en cliquant sur OK. D'autres équations peuvent être rajoutées selon les phénomènes étudiés (transfert de chaleur, combustion, multi phases).

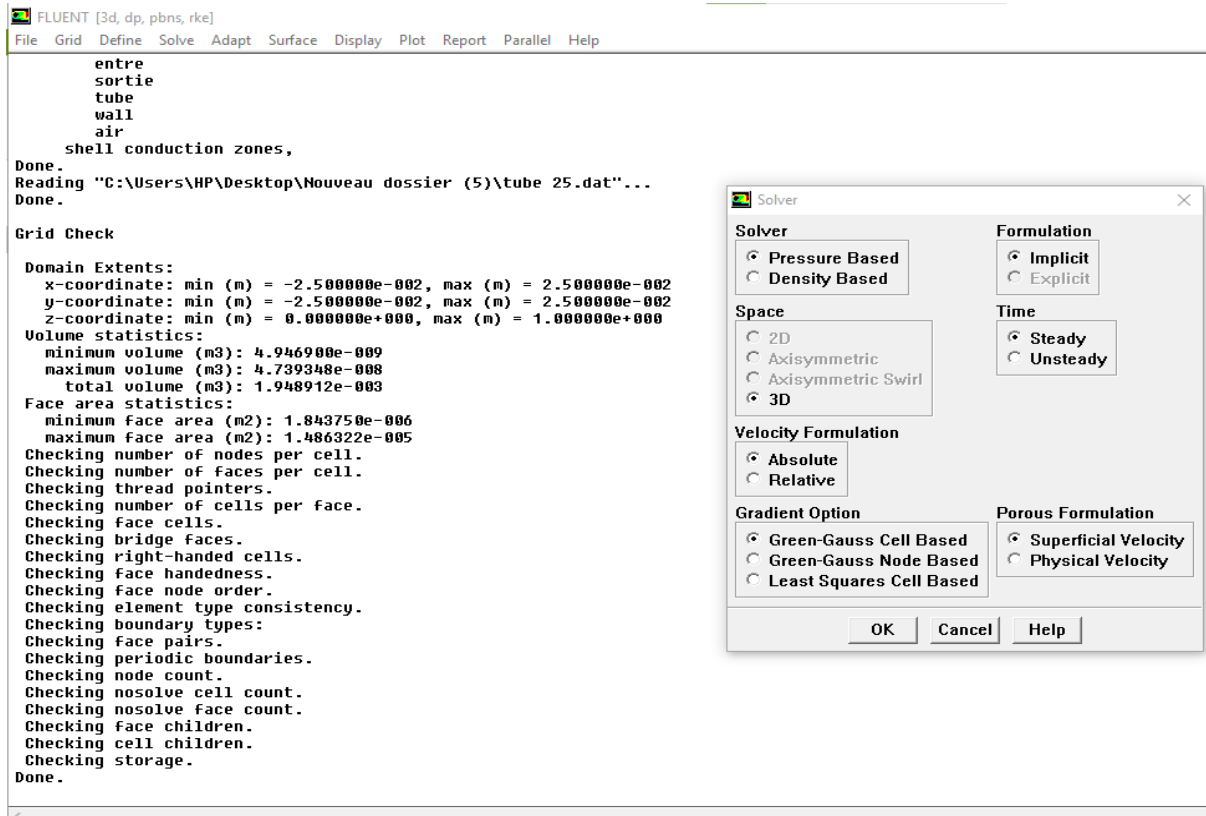


Figure III.12. : Choix du solveur sous Fluent.

- Définition de l'équation d'énergie

Define => Models => Energy

Formulation de l'équation d'énergie

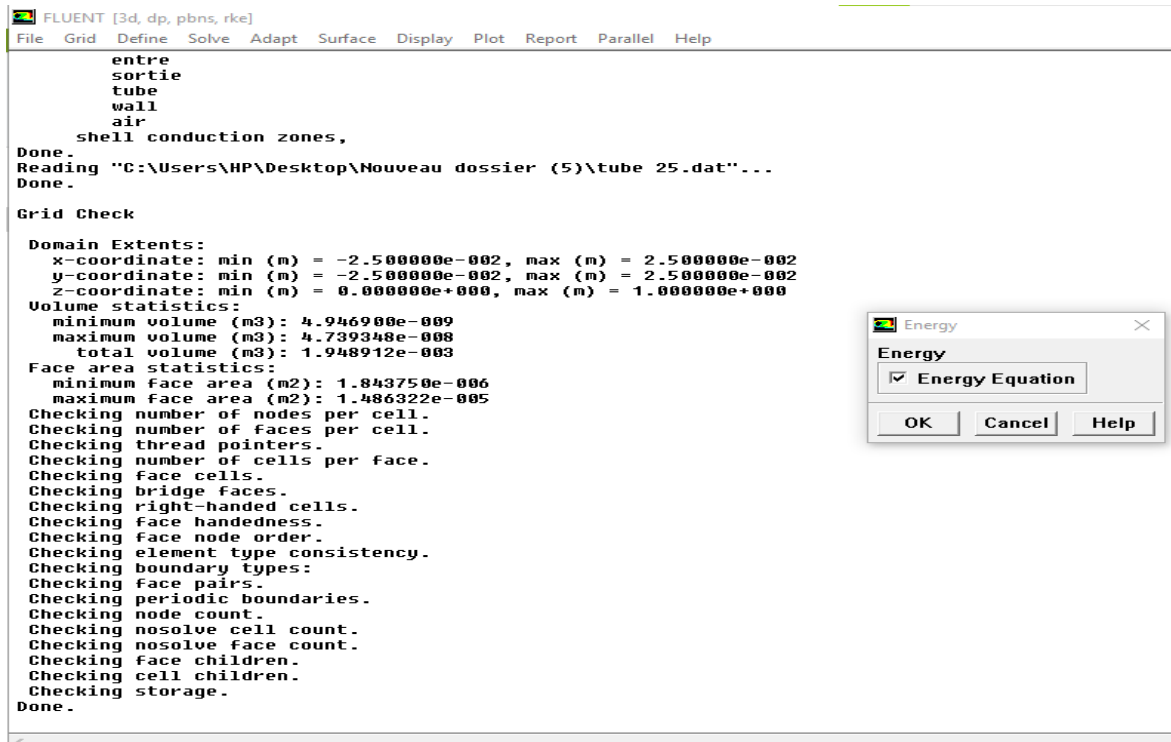


Figure III.13. : Etablir l'équation de l'énergie.

- Choix du modèle de turbulence

Define => Models => Viscous

Il ya différentes modèles de turbulence proposé par Fluent, le modèle K- ϵ Realizable est le modèle idéal pour étudier le comportement dynamique et thermique dans notre cas.

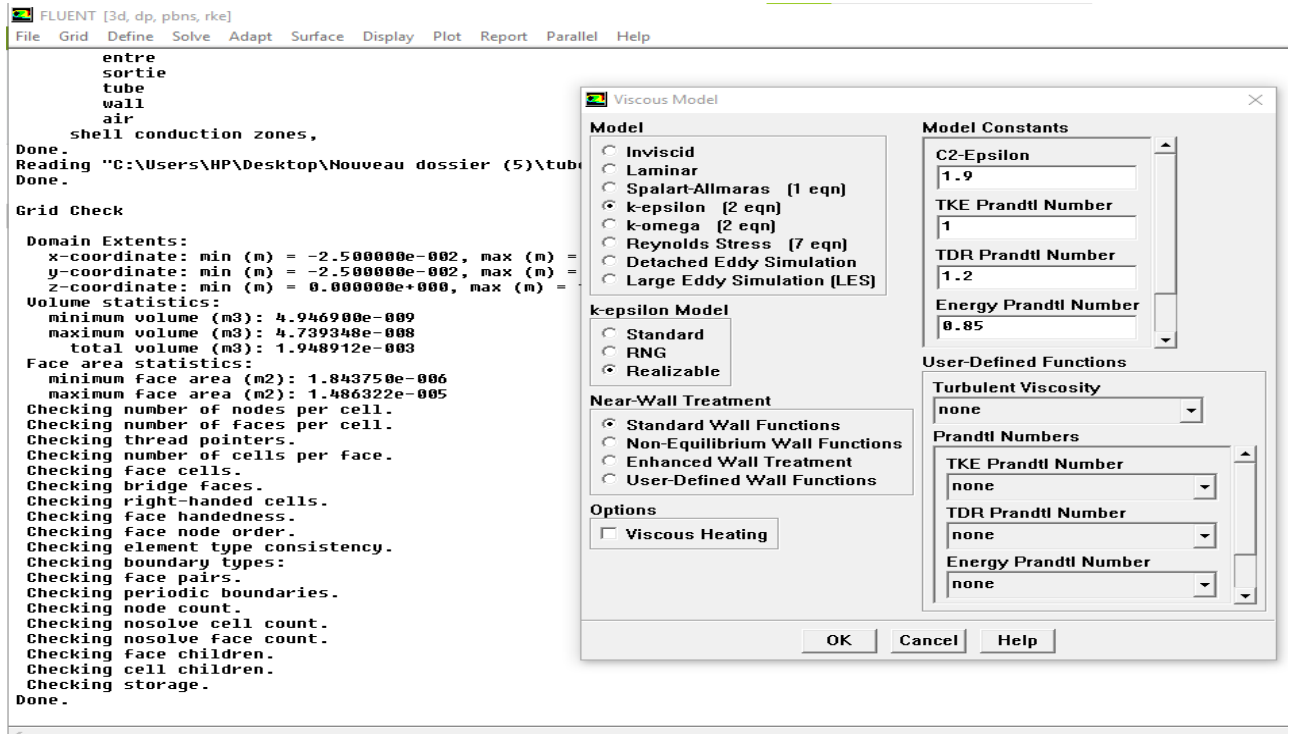


Figure III.14. : Choix du modèle de turbulence.

- Définition des caractéristiques des matériaux

Defîne= > Materials

C'est le choix du fluide ou solide utilisé avec l'introduction des données concernant les propriétés physiques.

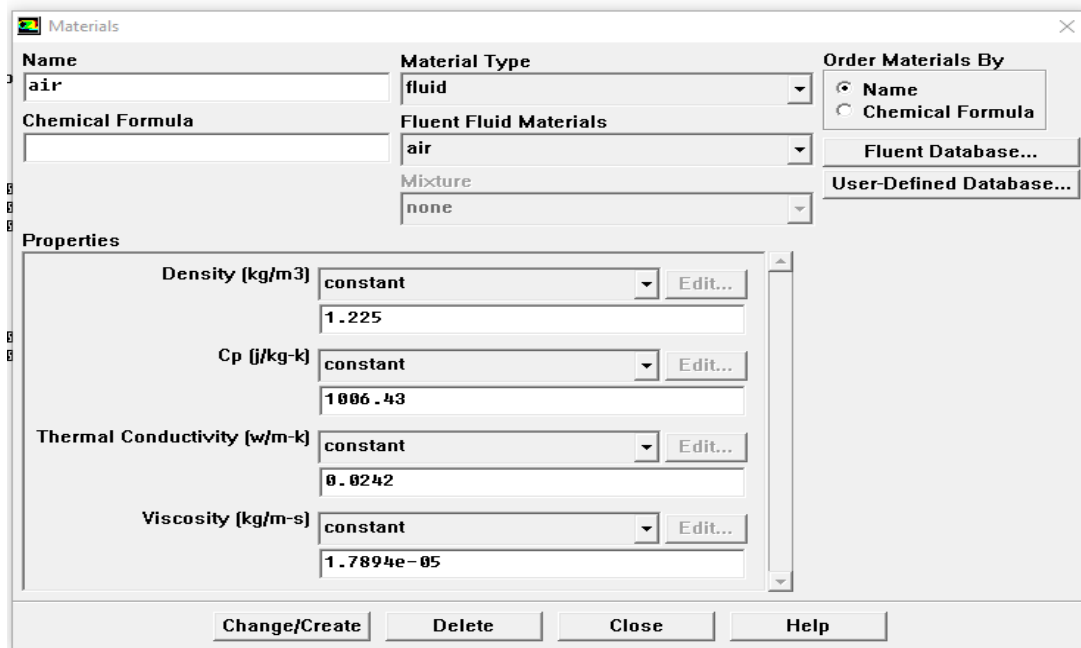


Figure III.15. : Définition des propriétés des matériaux.

- Définir les conditions aux limites

Define= > Boundary Conditions

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

```

entre
sortie
tube
wall
air
shell conduction zones,
Done.
Reading "C:\Users\HP\Desktop\Nouveau dossier (5)\tube 25.dat"...
Done.

Grid Check

Domain Extents:
x-coordinate: min (m) = -2.500000e-002, max (m) = 2.500000e-002
y-coordinate: min (m) = -2.500000e-002, max (m) = 2.500000e-002
z-coordinate: min (m) = 0.000000e+000, max (m) = 1.000000e+000
Volume statistics:
minimum volume (m3): 4.946900e-009
maximum volume (m3): 4.739348e-008
total volume (m3): 1.948912e-003
Face area statistics:
minimum face area (m2): 1.843750e-006
maximum face area (m2): 1.486322e-005
Checking number of nodes per cell.
Checking number of faces per cell.
Checking thread pointers.
Checking number of cells per face.
Checking face cells.
Checking bridge faces.
Checking right-handed cells.
Checking face handedness.
Checking face node order.
Checking element type consistency.
Checking boundary types:
Checking face pairs.
Checking periodic boundaries.
Checking node count.
Checking nosolve cell count.
Checking nosolve face count.
Checking face children.
Checking cell children.
Checking storage.
Done.

```

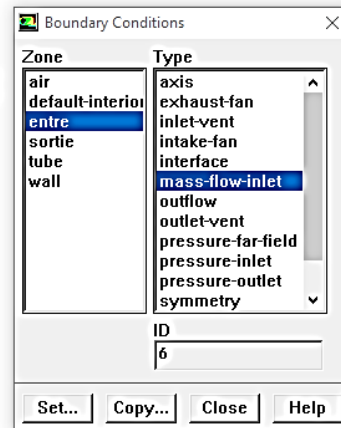


Figure III.16. : Définition des conditions aux limites.

- Solution

Solve => Controls => Solution

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

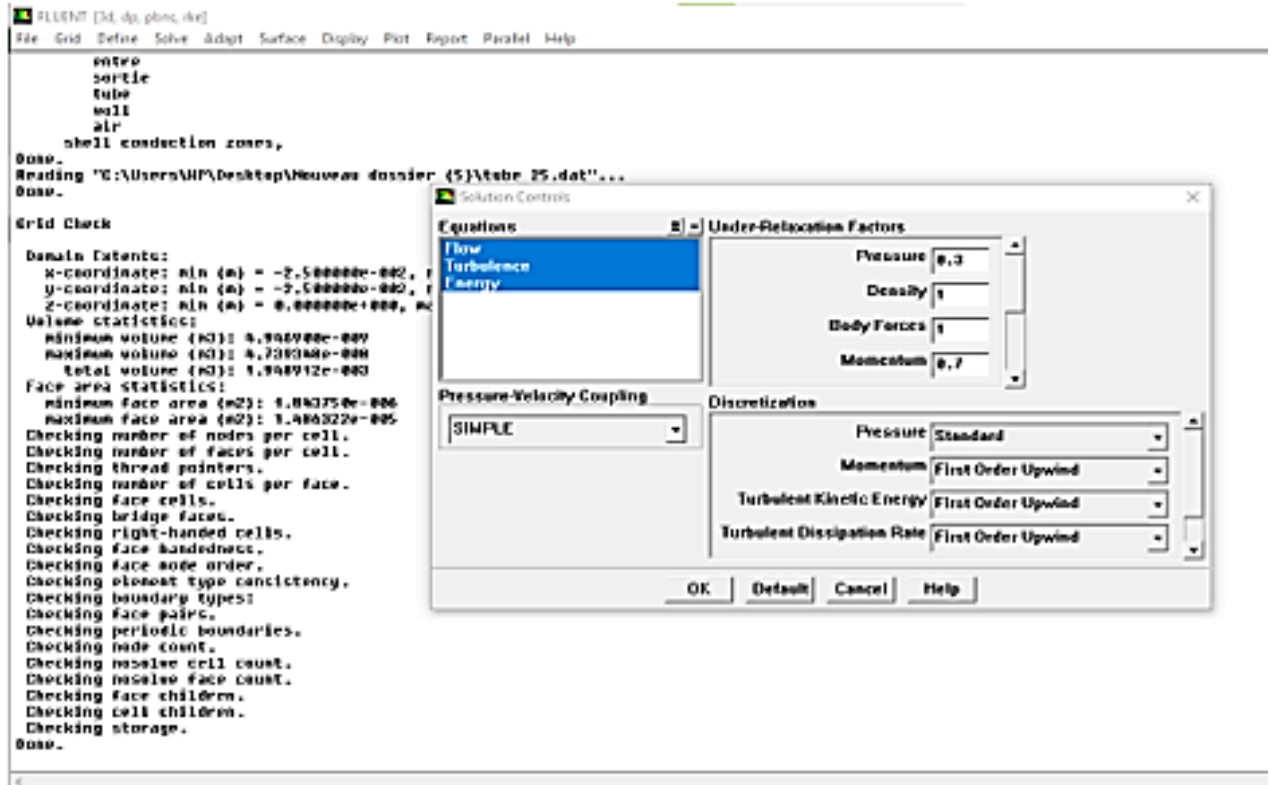


Figure III.17. : Choix de la solution.

- Lancement du calcul

Choisir le nombre des itérations pour commencer les calculs

Solve=>Iterate.

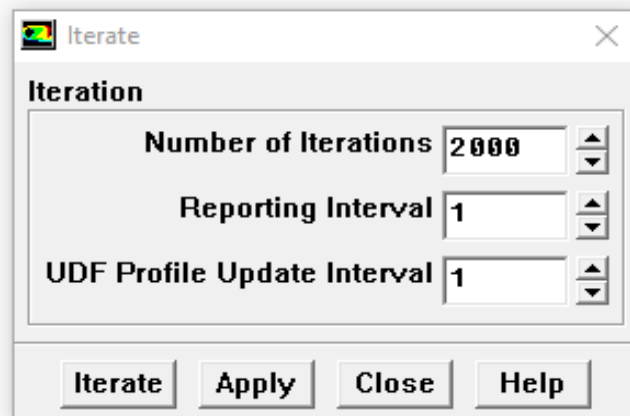


Figure III.18. : Choix du nombre des itérations.

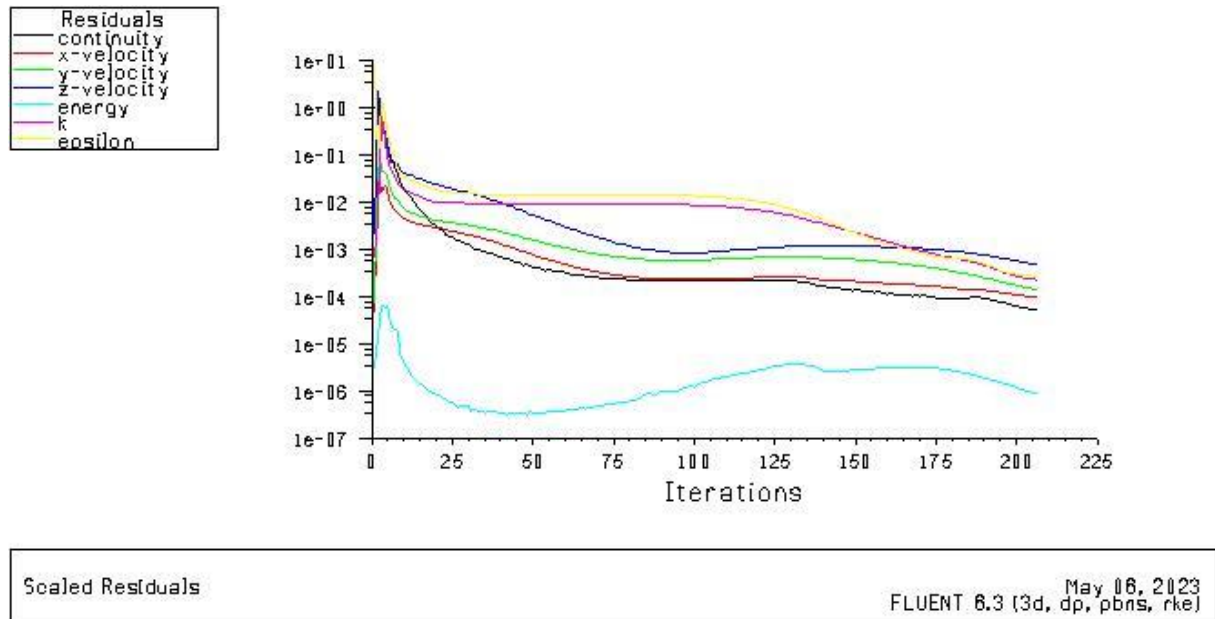


Figure III.19. : Fenêtre des itérations.

III.3. Conclusion :

Pour résoudre notre problème, nous avons choisi d'utiliser la méthode des volumes finis pour modéliser numériquement l'écoulement de fluide dans un échangeur de chaleur comportant un nouveau design de chicanes. Nous avons utilisé le logiciel de simulation numérique FLUENT CFD pour élaborer et présenter le code de calcul, en définissant les paramètres physiques, la géométrie et les conditions aux limites nécessaires à la résolution de notre modèle.

Chapitre IV

Résultats interprétations

IV. Introduction

Améliorer les comportements thermiques et dynamiques dans le tube lisse et tube avec des chicanes est d'une grande importance. Utilisations des chicanes dans la veine d'écoulement dans les échangeurs de chaleur de façon à créer la turbulence et de façon à rallonger la trajectoire des fluides en écoulement qui contribuent augmenter le transfert thermique et améliorer le coefficient de convection et la quantité de chaleur.

Dans ce chapitre, nous présentons les résultats obtenus à partir de simulations effectuées à l'aide du logiciel FLUENT. L'étude numérique porte sur le comportement dynamique et thermique d'un écoulement d'air en convection forcée turbulente dans tube lisse et tube avec des chicanes. Nous déterminerons les profils et les champs de vitesses et de température, ainsi que la chute de pression dans tube pour différents débits massiques. L'objectif de cette étude numérique et de voir l'influence des obstacles sur l'écoulement et transfert de chaleur.

IV. 1. Choix du maillage

Le choix du maillage revêt une grande importance en raison de son influence significative sur la solution, la précision des résultats et le temps de calcul. En effet, l'augmentation du nombre de points de calcul tend à améliorer la précision de la solution. Cependant, il est important de noter que le nombre de points ne peut être augmenté indéfiniment en raison des limitations de la capacité de l'ordinateur. Ainsi, il s'agit d'un compromis entre la précision souhaitée et le coût des calculs.

Dans le but de garantir l'indépendance des résultats par rapport au maillage choisi, plusieurs essais ont été réalisés. Ces essais visaient à assurer que les résultats obtenus ne dépendent pas uniquement du maillage adopté.

Différentes grilles ont été employées afin de procéder à des tests numériques sur le maillage :

	Nombre des cellules	Nombre des nœuds
Maillage 1	63348	83614
Maillage 2	73581	88565
Maillage 3	83664	93652

Tableau IV.1 : Grilles testées.

Le choix final du nombre de cellules dépend d'une optimisation basée sur des résultats (thermique et dynamique) au maillage. Dans le maillage 2 et 3 on a la même vitesse sortie de tube 1.05 m/s.

IV. 2. Validation du modèle

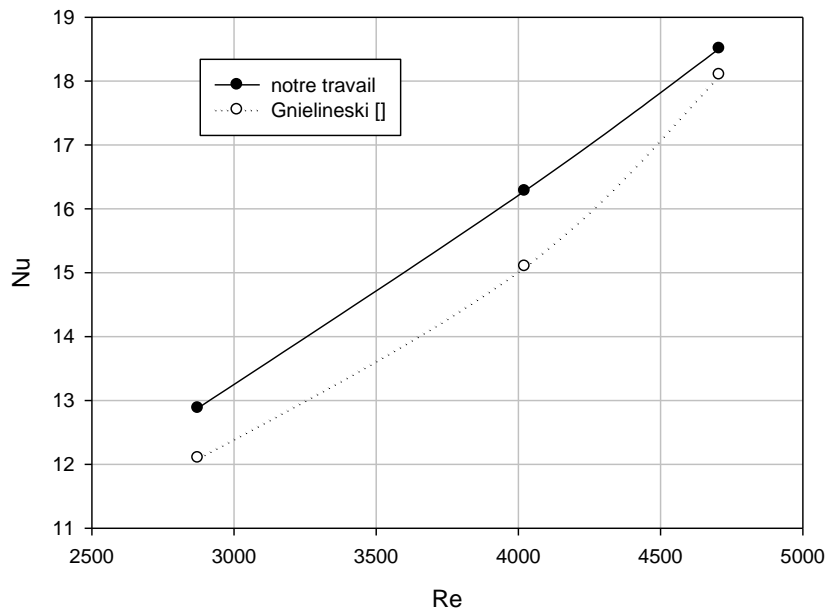


Figure IV.1 : Validation des résultats avec corrélation **Gnielineski** [39].

Afin de valider les résultats numériques employés dans la présente étude, le nombre de Nusselt pour l'écoulement d'air dans un tube lisse sont calculés et comparés avec la corrélation de **Gnielineski** [39].

La comparaison de nombre de Nusselt entre nos résultats numériques et celles obtenus de la littérature, montre une bonne concordance avec une erreur de 5.16 %.

IV.3. Etudes des comportements dynamiques :

IV.3.1. Contour de la vitesse dans un tube lisse :

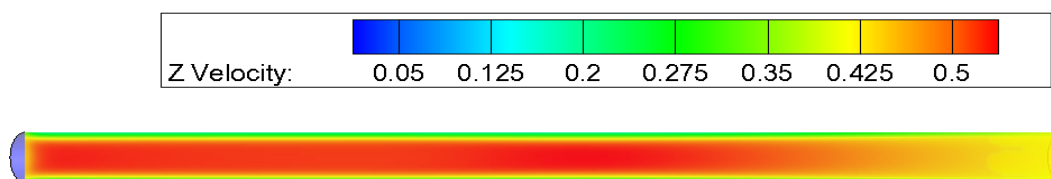


Figure IV.2. : Contour de vitesse dans un tube lisse.

La **Figure IV.2** Présente le contour de vitesse dans un tube lisse. À l'entrée du tube, la vitesse de l'air augmente progressivement jusqu'à atteindre sa valeur maximale à la sortie. Ainsi, la vitesse d'écoulement de l'air dans le tube augmente à tout long de 10% par rapport à sa valeur initiale.

Où la vitesse diminue près des parois en raison de la friction et de la condition de non-glissement, créant une couche limite qui a plusieurs effets importants.

IV.3.2. Contour de la vitesse dans un tube avec chicanes :

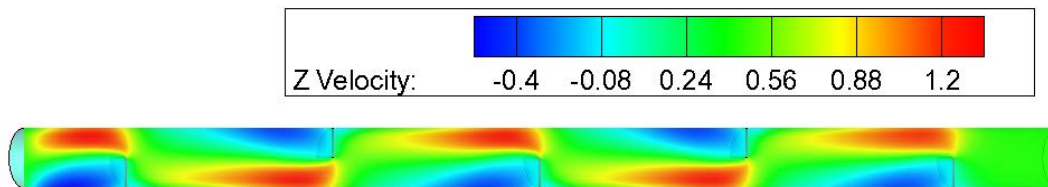


Figure IV.3. : Contour de vitesse dans un tube avec des chicanes.

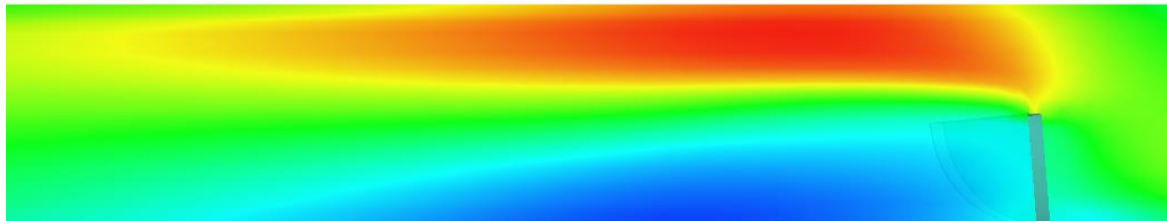


Figure IV.4. : Contour vitesse dans un tube autour de la deuxième chicane.

La **Figure IV.3**. Présente le contour de vitesse dans un tube avec des chicanes. Il est clairement visible que la vitesse d'écoulement de l'air dans le tube augmente par rapport à sa valeur initiale. De plus, la **Figure IV.4**. Présente le contour de vitesse dans la deuxième chicane, illustrant le passage de l'air entre la chicane et la paroi. Cela indique que l'air subit une série de changements de direction et d'accélération qui créent des turbulences dans l'écoulement de l'air. Les chicanes réduisent également la section du tube, ce qui entraîne une augmentation de la vitesse de l'air. Cela s'explique par le principe de conservation de la masse, selon lequel la masse d'air qui entre

dans une section du tube doit être égale à celle qui en sort. Ainsi, si la section du tube est réduite, la vitesse de l'air doit augmenter pour maintenir le débit constant.

IV.3.3. Lignes des courants dans un tube lisse :

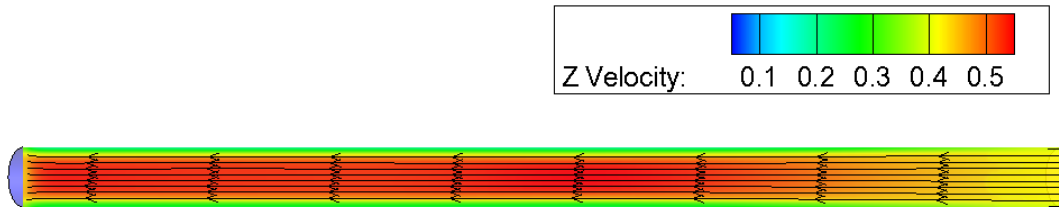


Figure IV.5. : Lignes des courants dans un tube lisse.

La **Figure IV.5.** Présente la variation des lignes de courant dans un tube lisse. On constate que l'écoulement d'air se fait sous forme de lignes parallèles et dans la même direction à l'intérieur de tube. Une légère augmentation de la vitesse est observée à partir de milieu, ce qui maintient le parallélisme des lignes de courant. De plus, une diminution de la vitesse se produit près des parois, mais nous n'observons pas les lignes de courant dans les parois elles-mêmes. Cela signifie que les lignes de courant sont tangentes en chacun de leurs points au vecteur vitesse de l'air en ce point.

IV.3.4. Lignes des courants dans un tube avec les chicanes :

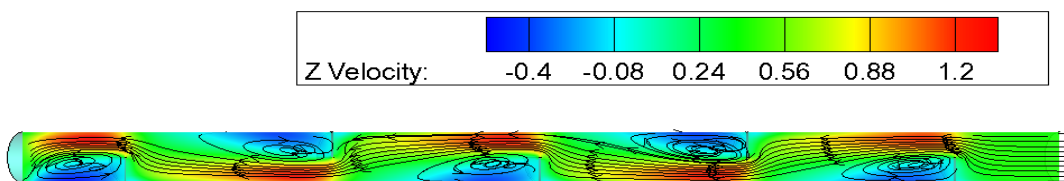


Figure IV.6. : Contour de Lignes des courants dans un tube avec des chicanes.

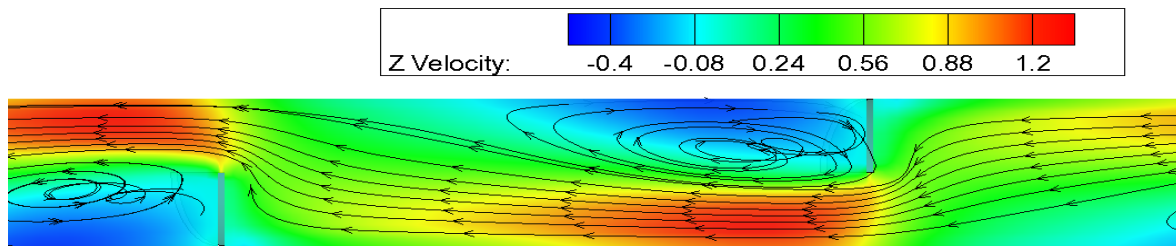


Figure IV.7. : Contour des Lignes du courant passage à la troisième chicane.

La **Figure IV.6.** Présente le contour des lignes de courant dans un tube à chicanes. On observe que les lignes de courant suivent un chemin de passage formé par les chicanes et créent des tourbillons au contact de ces dernières. Ces tourbillons ont des tangentes qui correspondent aux lignes de courant. Ceci est illustré dans la **Figure IV.7.** qui Présente le contour des lignes des courants passages à la troisième chicane.

Comme nous l'avons déjà souligné, l'augmentation de la vitesse est due au rétrécissement de l'ouverture du passage d'air. Cela signifie que lorsque l'espace de passage de l'air se rétrécit, les lignes de courant sont tangentielles au vecteur de vitesse

IV.3.5. Chute de pression dans un tube lisse :

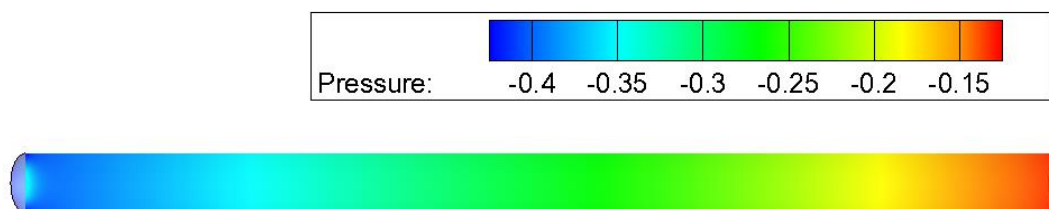


Figure IV.8. : Contour de chute de pression dans un tube lisse.

La **Figure IV.8.** Présente la distribution de la pression dans un tube lisse. La pression dans le tube diminue 37.5% par rapport à la pression initiale. Cette diminution de pression est due au phénomène de déplacement de l'air à grande vitesse le long du tube, comme indiquée dans les résultats précédents, ce qui crée une zone de faible pression.

IV.3.6. Chute de pression dans un tube avec les chicane :

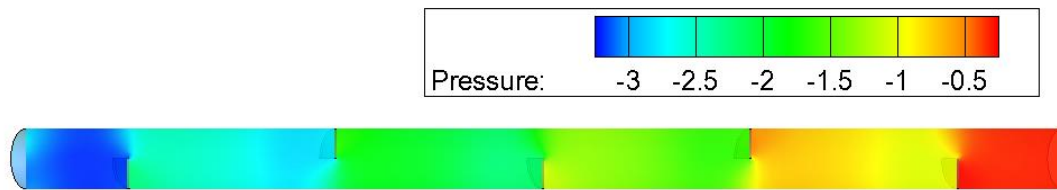


Figure IV.9. : Contour de chute de pression dans un tube avec les chicane.

La **Figure IV.9.** Présente le contour de chute de pression dans un tube avec des chicane. On observe une diminution de la pression à la sortie 16.66% par rapport à l'entrée du tube accompagnée d'une diminution de la pression entre les chicane. La présence de ces dernières crée une plus grande surface de contact entre l'air et les parois du tube, ce qui augmente la friction entre l'air et les parois et contribue également à la chute de pression. Comme nous l'avons déjà noté dans le cas du tube lisse, l'augmentation de la vitesse accompagne l'augmentation de chute de pression.

IV.4. Etude de comportement thermique

IV.4.1. Profil de la température dans un tube lisse

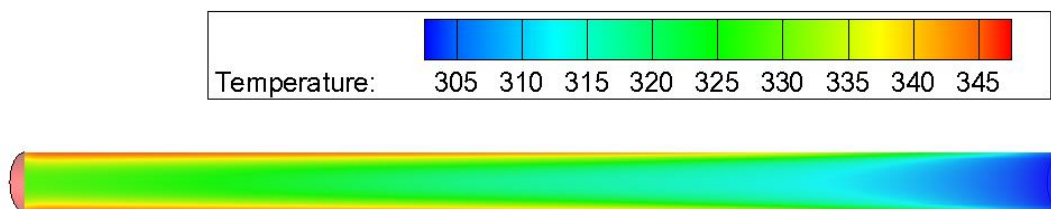


Figure IV.10. : Contour de température dans un tube lisse.

La **Figure IV.10.** Présente la distribution de température dans un tube lisse. On observe une augmentation de la température de l'air en écoulement. Cette augmentation est plus marquée à la sortie du tube, atteignant une valeur de 35 K. En revanche, près de la paroi du tube la température atteint 345 K, cela est dû au fait que le contact de l'air avec la paroi provoque le transfert thermique par convection entre les deux.

IV.4.2. Profil de température dans un tube avec chicanes

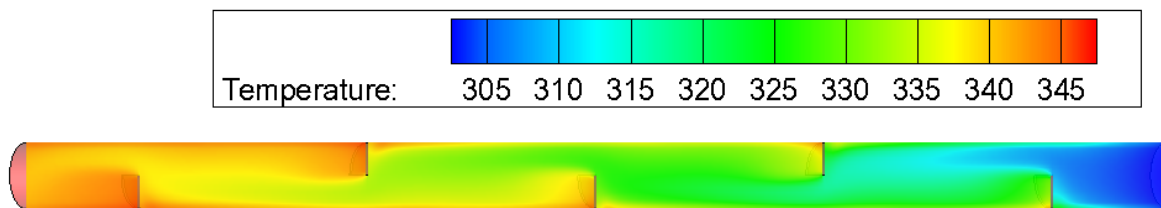


Figure IV.11. : Contour de température dans un tube avec les chicanes.

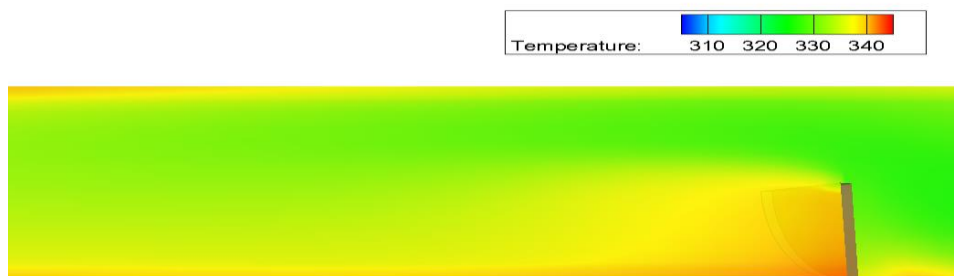


Figure IV.12. : Contour de température de la troisième chicane.

La **Figure IV.11.** Présente le contour de température dans le tube avec chicanes. On remarque une augmentation de 40 K de la température d'air à la sortie par rapport à la température initiale.

Figure IV.12. Présente le contour de la température de la troisième chicane, la température d'air augmente lorsqu'on est en contact avec la chicane et les parois.

Cette augmentation de transfert thermique provoque l'augmentation de la température à la sortie. Les tourbillons et les mouvements turbulents induits par les chicanes augmentent la surface d'échange thermique et favorisent une meilleure convection d'air. La présence de chicanes à l'intérieur de tube augmente le coefficient de transfert thermique de l'échangeur de chaleur.

IV.4.4. Enthalpie dans un tube lisse :

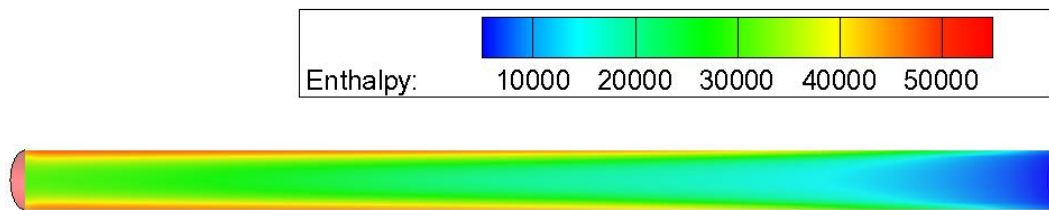


Figure IV.13. : Contour d'Enthalpie dans un tube lisse.

La **Figure IV.13** Présente le contour d'enthalpie dans un tube lisse. L'enthalpie de l'air augmente de 33% par rapport à l'enthalpie initiale le long des parois du tube. Cette variation résulte de l'augmentation de l'énergie cinétique dans le tube. De plus, le travail effectué sur l'air ainsi que le transfert de chaleur par convection augmentent en raison du frottement et comme l'enthalpie est la somme de l'énergie interne et du travail, ces deux facteurs contribuent à l'augmentation de l'enthalpie.

IV.4.5. Enthalpie dans un tube lisse :

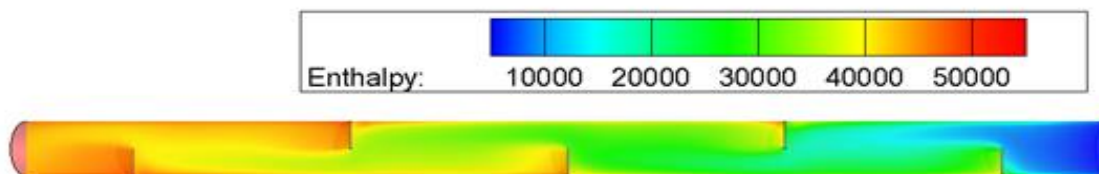


Figure IV.14. : Contour d'Enthalpie dans un tube avec des chicanes.

La **Figure IV.14**. Présente le contour d'enthalpie dans un tube avec des chicanes. Enthalpie dans le tube augmente avec 88.40% par rapport à enthalpie initiale. L'augmentation de l'enthalpie dans un tube avec des chicanes en régime turbulent résulté d'une dissipation accrue de l'énergie cinétique due à la turbulence. L'énergie cinétique supplémentaire d'air générée par les chicanes est convertie en énergie thermique, ce qui se traduit par une augmentation de l'enthalpie. Cette augmentation de l'enthalpie améliore le transfert de chaleur entre l'air et les parois du tube. Les tourbillons et les mouvements turbulents induits par les chicanes augmentent la surface d'échange thermique améliorant ainsi l'efficacité du transfert de chaleur et favorisant une meilleure convection d'air.

IV.5. Coefficients de convection

m [kg/s]	h [w/m ² K] tube avec les chicanes	h[w/m ² K] tube lisse
0.001	10.73	10.48
0.002	12.47	12.11
0.003	13.5	13.11

Tableau IV.2. : Variations de Coefficients de convection dans tube lisse et dans tube avec les chicanes en fonction du débit massique.

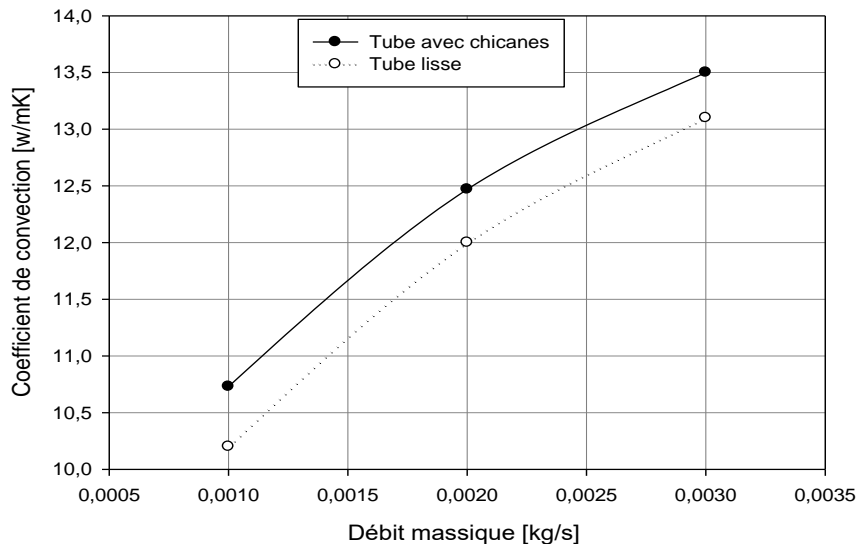


Figure IV.15. : Variation de Coefficient de convection dans tube lisse et dans tube avec les chicanes en fonction du débit massique.

La **Figure IV.15.** Présente la variation du coefficient de convection dans un tube lisse et un tube avec des chicanes en fonction du débit massique. Le coefficient de convection dans le tube avec des chicanes est supérieur à celui dans le tube lisse, L'augmentation du coefficient de convection dans le tube avec des chicanes est estimée à 10.73 et 12.47 et 13.5, tandis que dans le tube lisse il l'augmente à 10.48 et 12.11 et 13.17 avec augmentation de débit.

Cette augmentation du débit augmente la vitesse à l'intérieur du tube, cette dernière entraîne des frottements entre l'air la paroi et chicane qui favorisent ainsi un bon transfert de chaleur. Dans le tube lisse, le frottement entre l'air et la paroi permet également un transfert de chaleur efficace, bien que légèrement inférieur à celui observé dans le tube avec des chicanes.

IV.6 Nombre de Nusselt :

m [kg/s]	NU Tube avec des chicanes	NU Tube lisse
0.001	12.18	12.88
0.002	15.37	16.28
0.003	17.52	18.51

Tableau IV.3. : Variation de nombre de Nusselt dans tube lisse et dans tube avec les chicanes en fonction du débit massique.

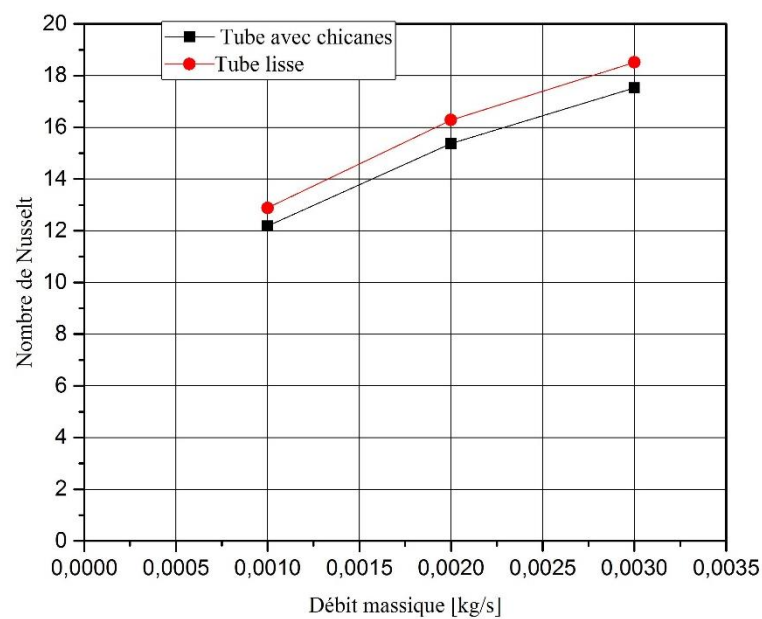


Figure IV.16 : Variation de nombre de Nusselt dans tube lisse et dans tube avec les chicanes en fonction du débit massique.

La **Figure IV.16**. Présente la variation de nombre de Nusselt en fonction du débit massique dans deux tubes, l'un lisse et l'autre comporte des chicanes. L'augmentation du nombre de Nusselt dans le tube lisse est estimée à 12.88 et 16.28 et 18.51, tandis que dans le tube avec des chicanes il l'augmente à 12.18 et 15.37 et 17.52 avec augmentation de débit. La différence entre les deux tubes réside dans le fait que dans le tube lisse, le transfert de chaleur par conduction

est plus important que le transfert de chaleur par convection contrairement au tube à chicanes, dont le transfert de chaleur par convection est plus important que celui par conduction.

IV.7. Coefficient de frottement :

\dot{m} [kg/s]	f Tube avec les chicanes	f Tube lisse
0.001	0.39	0.044
0.002	0.367	0.040
0.003	0.356	0.0388

Tableau IV.4. : Variation de Coefficient de frottement dans tube lisse et dans tube avec les chicanes en fonction du débit massique.

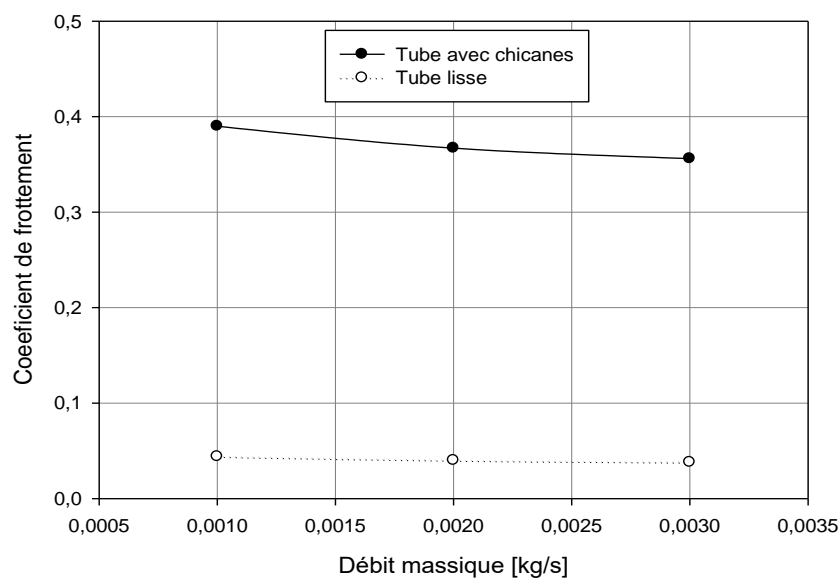


Figure IV.17. : Variation de Coefficient de frottement tube lisse et tube avec les chicanes en fonction du débit massique.

La **Figure IV.17.** Présente les variations des coefficients de frottement en fonction du débit massique dans un tube lisse et un tube à chicanes. On observe que le coefficient de frottement dans le tube à chicanes est élevé et atteint 0.39 puis il décroît progressivement jusqu'à 0.367

et 0.356 avec l'augmentation du débit massique.

En revanche, les coefficients de frottement dans le tube lisse sont très faibles et se décroissent de 0.044 puis 0.040 et 0.0388 tout en augmentant le débit massique. Dans le cas de tu tube à chicanes, ces dernières ainsi que les turbulences augmentent la force de glissement de l'air tout au long des parois du tube ce qui entraîne une augmentation de coefficient de frottement

.IV.8. Quantité de chaleur

\dot{m} [kg/s]	Q[W] Tube avec les chicanes	Q[W] Tube lisse
0.001	42.27	27.14
0.002	76.47	45.22
0.003	102.60	55.75

Tableau IV.5. : Variations de quantité de chaleur dans un tube lisse et tube avec les chicanes en fonction du débit massique.

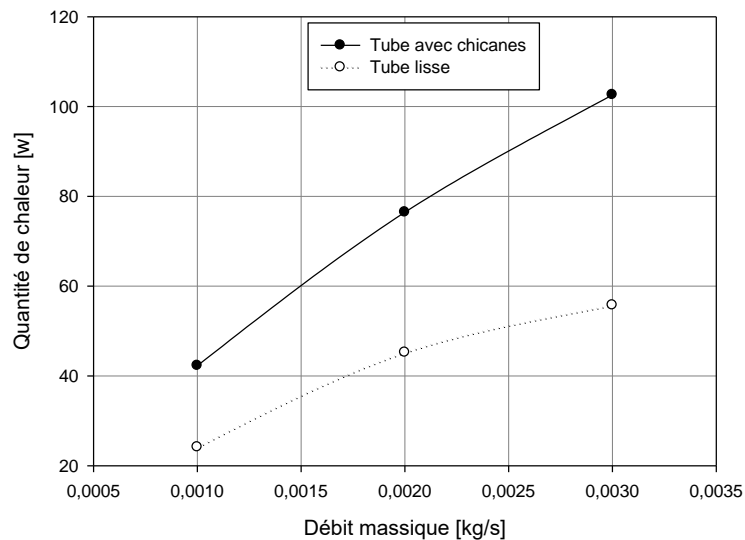


Figure IV.18. : Variation de quantité de chaleur dans un tube lisse et dans tube avec les chicanes en fonction du débit massique.

La **Figure IV.18**. Présente les variations de quantité de chaleur dans un tube lisse et un tube avec des chicanes en fonction du débit massique. Lorsque le débit massique augmente, la quantité de chaleur augmente aussi dans les deux tubes. Cependant, la quantité de chaleur dans le tube avec des chicanes, elle est supérieure à celle du tube lisse dont la différence entre eux est de 15,13 W, 31,25 W et 46,85 W.

Cette augmentation remarquée dans le tube avec des chicanes due à la présence de ces dernières qui induisent la formation de tourbillons qui favorisent également le transfert de chaleur. Cependant, même dans le tube lisse, le frottement de l'air contre la paroi contribue également au transfert de chaleur.

IV.9. Conclusion :

Cette étude se concentre sur une analyse numérique de la convection forcée turbulente à l'intérieur d'un tube équipé de chicanes. L'objectif était d'évaluer comment les chicanes impacte les performances thermiques et dynamiques de l'écoulement d'air pour optimiser les performances globales. Les résultats montrent que les chicanes améliorent à la fois les performances thermiques et dynamiques du tube.

Concluions général

Conclusion générale :

Les résultats de cette étude montrent que l'introduction des chicanes dans un tube lisse a un impact significatif sur le comportement thermique et dynamique de l'écoulement d'air en convection forcée turbulente. Les simulations réalisées à l'aide du logiciel FLUENT, basés sur la méthode des volumes finis, ont permis d'obtenir des résultats comparatifs entre un tube lisse et un tube avec des chicanes.

Les résultats d'une simulation numérique sur l'écoulement dans un tube avec des chicanes par rapport à un tube lisse ont été présentés. Voici un résumé de ces résultats :

Dans le tube avec des chicanes :

- **Vitesse de l'écoulement** : Il y a eu une augmentation de 46,66% par rapport aux valeurs initiales.
- **Chute de pression** : Il y a eu une augmentation de 88% par rapport aux valeurs initiales.
- **Température** : Il y a eu une augmentation de 91,17%.

Dans le tube lisse :

- **Vitesse de l'écoulement** : Il y a eu une augmentation de 10% par rapport aux valeurs initiales.
- **Chute de pression** : Il y a eu une augmentation de 33% par rapport aux valeurs initiales.
- **Température** : Il y a eu une augmentation de 88,40%.

Ces résultats indiquent que l'utilisation des chicanes dans le tube a entraîné des augmentations significativement plus élevées de la vitesse de l'écoulement, de la chute de pression et de la température par rapport au tube lisse. Les chicanes semblent avoir un impact plus prononcé sur les caractéristiques de l'écoulement.

Les chicanes introduites dans le tube ont donc un impact plus significatif sur les comportements dynamiques et thermiques que le tube lisse. Elles augmentent la vitesse de l'écoulement, ce qui entraîne une augmentation de la chute de pression et de la température.

Les résultats numériques obtenus confirment que l'ajout de chicanes améliore effectivement les performances du tube par rapport au tube lisse. Voici les informations supplémentaires fournies

Dans le tube avec des chicanes

- Coefficient de convection : Pour des débits de 0,001 kg/s et 0,002 kg/s, le coefficient de convection entre le tube avec des chicanes et l'air a augmenté respectivement de 79,48% à 92,37%, 97,88%.
- Nombre de Nusselt : Le nombre de Nusselt dans le tube avec des chicanes a augmenté de 69,52% à 87,72%, 94,58%.

Dans le tube lisse :

- Coefficient de convection : Pour des débits plus élevés, les valeurs du coefficient de convection sont passées de 77,63% à 89,70% et 97,11%.
- Nombre de Nusselt : Les valeurs du nombre de Nusselt dans le tube lisse sont restées relativement faibles, augmentant de 5,65% à 6,48% et 7,59%.

Ces résultats indiquent que l'ajout de chicanes dans le tube a un impact significatif sur les performances du système. Le coefficient de convection et le nombre de Nusselt sont des paramètres importants pour évaluer l'efficacité de l'échange thermique. Les augmentations plus importantes observées dans le tube avec des chicanes suggèrent une amélioration de l'efficacité de l'échange de chaleur et une meilleure dissipation thermique par rapport au tube lisse.

Il est pertinent de noter que le coefficient de frottement est plus élevé dans le tube avec des chicanes par rapport au tube lisse. Cependant, ce coefficient diminue avec l'augmentation du débit. Voici les informations supplémentaires :

Dans le tube avec des chicanes :

- **Coefficient de frottement** : Le coefficient de frottement diminue de 96,98%, 94,10% à 91,28% avec l'augmentation du débit.

Dans le tube lisse :

- **Coefficient de frottement** : Pour des débits de 0,001 kg/s, 0,002 kg/s et 0,003 kg/s, le coefficient de frottement diminue respectivement de 11,28% à 10,25% et 9,94%.

Par ailleurs, lorsque le débit massique augmente, la quantité de chaleur transférée augmente également dans les deux tubes. Cependant, la quantité de chaleur transférée est plus élevée dans le tube avec des chicanes. Voici les valeurs supplémentaires :

Dans le tube avec des chicanes :

- **Quantité de chaleur transférée** : La quantité de chaleur transférée augmente de 41,19% à 74,53%,89.11%.

Dans le tube lisse :

- **Quantité de chaleur transférée** : Les valeurs de la quantité de chaleur transférée sont de 26,45% à 44,07% et 54,33% pour des débits de 0,001 kg/s, 0,002 kg/s et 0,003 kg/s respectivement.

Ces résultats suggèrent que le tube avec des chicanes présente une meilleure capacité à transférer la chaleur par rapport au tube lisse, malgré un coefficient de frottement plus élevé. Cela indique une amélioration de l'efficacité de l'échange thermique dans le tube avec des chicanes, ce qui peut être bénéfique dans les applications nécessitant un transfert de chaleur efficace.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] T. Slimane ; la remise en services de l'échangeur E1505 comme palliatif à l'arrêt de la colonne de stabilisation DA4501 ; projet de formation d'induction (2015).
- [2] T. Farid, étude comportement dynamique et thermique de deux écoulements du fluide dans un échangeur de chaleur, Mémoire de Master en Génie Energétique, Université de Tlemcen- (2013).
- [3] w.site.[[https://www.technologuepro.com/cours-transfert-thermique/chapitre-5-echangeur -chaleur.pdf](https://www.technologuepro.com/cours-transfert-thermique/chapitre-5-echangeur-chaleur.pdf)]. Consulté le :08/02/2023.
- [4] w.site.[<https://energiwallonie.be/fr/differents-tpes-d-echangeurs-de-chaleur.html?IDC=8049 &IDD=97759>]. Consulté le :08/02/2023.
- [5] w.site.[file:///C:/Users/HP/Desktop/m%C3%A9moire/mémoire%20termin%C3%A9.pdf] . Consulté le :08/02/2023.
- [6] Zoé Minville, Nasia Caney, Patrice Clement, Philippe Bandelier, Philippe Marty, Jean Antonie Gruss et Claude Roussel. Description des échangeurs de chaleur. Technique de l'ingénieur [BE 9516],2021.
- [7] ANDRE BONTEMPS « ECHANGEUR DE CHALEUR » Université Joseph Fourier, Institut universitaire de Technologie, Département Génie thermique et Énergie (Grenoble)
- [8] M. Maroua -Dimensionnement d'une changeur a tube et calandre de l'unité décarbonatation du complexe GL1 Skikda, Mémoire de Master en Energétique et Environnement, universités d'ANNABA, (2017).
- [9] Bechouni Med Sif Islam “ Optimisation des schémas énergétiques De l'unité 200 topping/ RHM2 ”, Mémoire de Master en Génie des procédés - Master, Université Kasdi Merbah Ouargla, (2017)
- [10] DEZIRIE Nadjem Eddine « Simulation d'une conception d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre », Mémoire de Master en Energétique et Environnement, universités Université Bdji Mokhtar d'ANNABA, (2017).
- [11] Christophe MARVILLET, Christophe WEBER , André MANIFICAT, “Echangeurs Thermiques : Technologies, Conception & Dimensionnement ”, Techniques de l'ingénieur, traité Génie énergétique, Références B2340, B2341, B2342, B2343, B2344.
- [12] S.M.A. Naqvi., K.E. Elfeky , Yiping C, Qiuwang W, “Numerical analysis on performances of shell side in segmental baffles, helical baffles and novel clamping anti-vibration baffles with square twisted tubes shell and tube heat exchangers” *Energy Procedia* 158 (2019): 5770-5775..
- [13] Parnita B, Ojas D,Pranita D,Rhushabh G, Tapobrata “Study of Shell and Tube Heat Exchanger with the Effect of Types of Baffles”, *Procedia Manufacturing* 20 (2018): 195-200.

- [14] Wagner H S, Felipe R, Petr L , Thiago Melo Machado-Coelho , Gustavo Luís Soares , Petr Iakovlevitch Ekel “Multi-criteria decision-making under uncertainty conditions of a shell-and-tube heat exchanger ”, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 155 (2020): 119716.
- [15] Ahmed Y, Rachid S et Hakan F. Öztöp , Mohamed A“ International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow” *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow* 29.6 (2019): 2103-2127.
- [16] Mohammad R D et Reza B , “Multi-objective optimization of helical baffles in the shell-and-tube heat exchanger by computational fluid dynamics and genetic algorithm” *Energy Reports* 8 (2022): 11064-11077.
- [17] Youcef Ahmed et Rachid SAIM, “Computational Analysis of Turbulent Flow and Thermal Transfer in a Shell and Tube Heat Exchanger” *Int. J. Heat Technol* 37.4 (2019): 1043-1051.
- [18] Simin W, Jian W et Yanzhong L, “An experimental investigation of heat transfer enhancement for a shell-and-tube heat exchanger” *Applied Thermal Engineering* 29.11-12 (2008): 2433-2438..
- [19] Masoud D, Mohammad-Saleh A et Mohamadreza H “A new developed semi-full-scale approach to facilitate the CFD simulation of shell and tube heat exchangers”*Chemical Engineering Science* 245 (2021): 116836.
- [20] Kamel M S, Mojtaba M. et Javad A. , “Experimental investigation on thermal performance and economic analysis of cosine wave tube structure in a shell and tube heat exchanger” *Energy conversion and management* 175 (2018): 86-98.
- [21] Muhammad A, Talha S, Muhammad W et Syed M. Zubair , “Exergoeconomic optimization of a shell-and-tube heat exchanger” *Energy Conversion and Management* 226 (2020): 113462.
- [22] Kai W, Xin-Cheng T, Chan-Hyo B , Hyoung-Bum K, “Optimal design of porous baffle to improve the flow distribution in the tube-side inlet of a shell and tube heat exchanger”*International Journal of Heat and Mass Transfer* 80 (2015): 865-872.
- [23] Xinting W, Nianben Z, Zhichun L, Wei L, “Experimental investigation on pre-heating technology of coal water slurry with different concentration in shell-and-tube heat exchangers with ladder-type fold baffles” *International Journal of Heat and Mass Transfer* 132 (2018): 1116-1125.
- [24] Juan X , Simin W , Shupeiy Y , Jiarui W , Jian W, Jiyuan T , “Design optimization of a shell-and-tube heat exchanger with novel three-zonal baffle by using CFD and taguchi method” *International Journal of Thermal Sciences* 155 (2020): 106417.
- [25] Nihat B , Tahsin E , Halit Y,ar , Ekrem B , Ahmet A, Adnan T “Performance of a shell and helically coiled tube heat exchanger with variable inclination angle: Experimental study and sensitivity analysis” *International Journal of Thermal Sciences* 164 (2021): 106869

- [26] Yuce L , Jian W , Simin W , Jiyuan T , “Numerical investigation on the shell and tube heat exchanger with baffle leakage zones blocked” *International Journal of Thermal Sciences* 165 (2021): 106959.
- [27] Babak M, Mohammad A, Hassan H, Mohammad S, “Performance evaluation of a shell and tube heat exchanger with recovery” *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers* 123 (2021): 153-165.
- [28] J. Mahendran, “Experimental analysis of shell and tube heat exchanger using flower baffle plate configuration, ” *Materials Today: Proceedings* 21 (2019): 419-424.
- [29] D. Raghulnath, K. Saravanan, P. Lakshmanan, M. Ranjith Kuma, K.B. Hariharan, “Performance analysis of heat transfer parameters in shell and tube heat exchanger with circumferential turbulator” *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Vol. 923. No. 1. IOP Publishing, 2021.
- [30] M. Ravikumar, Y. Ashwin Raj “Investigation of fin profile on the performance of the shell and tube heat exchanger” *Materials Today: Proceedings* 45 (2021): 7910-7916..
- [31] Ram K, Shyam P, Swapnil S, “Comparison of selected shell and tube heat exchangers with segmental and helical baffles” *Thermal Science and Engineering Progress* 20 (2020): 100712.
- [32] Ahmed Y, Rachid S, “Numerical Analysis of the Baffles Inclination on Fluid Behavior in a Shell and Tube Heat Exchanger” *Journal of Applied and Computational Mechanics* 7.1 (2021): 312-320.
- [33] Mehdi B, Mohammad N, Ali M, “Numerical comparison of shell-side performance for shell and tube heat exchangers with trefoil-hole, helical and segmental baffles” *Applied Thermal Engineering*” *Applied Thermal Engineering* 109 (2016): 175-185.
- [34] F. Inc., «FLUENT User’s Guide,» 2006.
- [35] El Maakoul A, Lankizi A, Saadeddine S, El Metoui M, Zaite A, Meziane M, Ben Abdellah A, “Numerical comparison of shell-side performance for shell and tube heat exchangers with trefoil-hole, helical and segmental baffles” *Applied Thermal Engineering*, 109, 175-185, (2016).
- [36] Battaglia J L, Kusiak A, Puiggali J R, “Introduction aux transferts thermiques ”, pp. 1-24, pp. 91-128, Dunod, Paris (2010).
- [37] Patankar S V, Liu C H, Sparrow E M, “Fully developed flow and heat transfer in ducts having streamwise-periodic variations of cross-sectional area” *Journal of Heat Transfer*, 99, 180-6, (1977).
- [38] Ahmed Y, “ETUDENUMERIQUE DE LA CONVECTION FORCEE TURBULENTE DANS UN ECHANGEUR DE CHALEUR A FAISCEAU ET CALANDRE MUNI DES CHICANES TRANSVERSALES” (Doctoral dissertation).
- [39] Gnielinski, V. "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow." *Int. Chem. Eng.* 16, no. 2 (1976): 359-368.

