

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** : CHAIB Hichem  
ZENASNI Bilal

### **Sujet**

Écoulement thermo-hydraulique dans un échangeur de chaleur à ailettes et tubes hexagonaux

Soutenu publiquement, le / / , devant le jury composé de :

M/ BENRAMDANE Mohamed	MCA	Université de Tlemcen	Président
M/ YOUSFI Sidi Mohamed	MCB	Université de Tlemcen	Examineur
M/ BEGAG Abdelaziz	MCB	Université de Tlemcen	Encadrant

**Année universitaire: 2024 / 2025**

# ***Dédicaces***

*Avant tout, nous tenons à exprimer notre immense reconnaissance envers le Bon Dieu qui nous a dotés de santé, force, courage et persévérance au cours de notre cheminement.*

*Nous souhaitons exprimer notre profonde gratitude envers M BEGAG Abdelaziz pour son soutien indéfectible, sa confiance et son accompagnement précieux tout au long de nos études universitaires. Nous lui sommes particulièrement reconnaissants pour son aide lors de la réalisation de ce projet final. Son savoir-faire et sa persévérance ont été d'une valeur inestimable durant tout ce processus.*

*Nous tenons aussi à remercier chaleureusement M. BENRAMDANE Mohamed pour avoir consenti, avec bienveillance, à évaluer notre travail.*

*Ce fut pour nous un grand honneur. Nos remerciements s'adressent aussi à M YOUSFI Sidi Mohamed pour l'attention portée à notre travail, ainsi que pour ses remarques constructives et ses critiques pertinentes, qui nous ont permis d'enrichir notre réflexion et d'approfondir notre compréhension.*

*Enfin, nous remercions sincèrement chacun d'entre vous pour votre engagement envers notre réussite académique*

# *Dédicaces*

*À mes parents bien-aimés,*

*Vos bras ont été mon premier havre de paix, vos principes ma boussole éternelle. Ma résilience a été façonnée par votre amour inébranlable, votre sagesse et vos sacrifices discrets. Merci d'avoir fait de chaque défi une leçon, et de chaque rêve une possibilité. Ce travail représente le résultat de votre confiance en moi.*

*Pour mes frères et ma sœur,*

*Bien plus que de simples complices dans mes joies et mes épreuves, vous êtes ma forteresse. À vos éclats de rire qui dissipent mes doutes, à votre fidélité éclairant mes décisions. Notre succès est le fruit de nos échanges intimes et de notre complicité inébranlable.*

*À mes collègues et camarades d'étude,*

*Nos discussions passionnées, nos veillées de travail communes et votre enthousiasme communicatif ont métamorphosé l'effort en aventure. Votre assiduité m'a mis au défi, votre solidarité m'a soutenu. Vous avez servi de reflet pour affiner mes pensées et comme source d'énergie pour ma persévérance.*

*Pour ma famille élargie,*

*Vos paroles réconfortantes, vos regards empreints de fierté lors de nos retrouvailles : chaque geste, même le plus discret, m'a donné l'élan dont j'avais besoin. Votre présence, à la fois subtile et essentielle, a ancré mon chemin dans la chaleur de nos liens.*

*Bilal*

# *Dédicaces*

Je remercie tout d'abord mes parents pour leur amour, leur soutien et leurs sacrifices. Leur confiance en moi m'a donné la force d'avancer et de croire en mes capacités. Ce travail est en grande partie le fruit de leur présence constante.

À mes frères, merci d'avoir toujours été là pour moi, dans les bons comme dans les mauvais moments. Votre soutien, vos encouragements et votre humour ont été essentiels tout au long de ce parcours.

Je remercie également mes camarades et collègues d'étude. Votre entraide, vos conseils et nos moments partagés m'ont beaucoup apporté, aussi bien sur le plan académique que personnel.

À mes amis proches, je suis profondément reconnaissant pour votre écoute, votre patience et votre soutien durant cette période. Votre présence a été précieuse.

Enfin, merci à tous ceux qui, de près ou de loin, m'ont accompagné tout au long de cette aventure.

Hichem

## ملخص:

في بحثنا، ركزنا على دراسة السلوك الحراري والهيدروليكي لمبادل حراري جديد يعتمد على الأنابيب والزعانف السداسية. ركزنا بشكل خاص على حالات التدفق المضطرب ونقل الحرارة، في نطاق عدد رينولدز بين 2400 و6000. قمنا بتطبيق طريقة الحجم المحدود باستخدام برنامج Fluent، واعتمدنا على نموذج  $k-\epsilon$  الممكن لوصف الاضطراب في تدفق السوائل.

لدراسة أداء هذه الهياكل، قمنا بتحليل تأثير الشكل السداسي والزعنفة على الكفاءة الحرارية وانخفاض الضغط. سمحت لنا هذه المراجعة المتعمقة بفهم أفضل للسلوك الحراري والهيدروليكي، مما سمح لنا بوضع أساس متين لتصميم المبادلات الحرارية.

تظهر النتائج أن استخدام الأنابيب السداسية يحسن بشكل كبير نقل الحرارة، مع تقليل فقدان الضغط بشكل كبير، وتحقيق توازن مثالي بين الأداء والكفاءة.

**الكلمات المفتاحية:** المبادل الحراري، الأنبوب السداسي، الزعانف، الأداء الهيدروليكي الحراري، التدفق المضطرب، التحسين.

## *Résumé*

Dans notre recherche, nous nous sommes concentrés sur l'étude du comportement thermique et hydraulique d'un nouvel échangeur de chaleur basé sur des tubes hexagonaux et ailettes. Nous nous sommes particulièrement concentrés sur les cas d'écoulement turbulent et de transfert de chaleur, dans la gamme des nombres de Reynolds compris entre 2400 et 6000. Nous avons appliqué la méthode des volumes finis en utilisant le logiciel Fluent, et nous nous sommes appuyés sur le modèle  $k-\epsilon$  réalisable pour décrire la turbulence dans l'écoulement des fluides.

Pour étudier les performances de ces structures, nous avons analysé l'effet de la forme hexagonale et ailette sur l'efficacité thermique et la perte de charge. Cet examen approfondi nous a permis de mieux comprendre le comportement thermique et hydraulique, ce qui nous a permis de poser des bases solides pour conception des échangeur chaleur.

Les résultats montrent que l'utilisation de tubes hexagonaux améliore considérablement le transfert de chaleur, tout en réduisant sensiblement la perte de pression, ce qui permet d'atteindre un équilibre idéal entre performance et efficacité.

**Mots clés** : échangeur de chaleur, tube hexagonal, ailette, performance thermo hydraulique, écoulement turbulent, optimisation.

## *Abstract*

In our research, we focused on the study of the thermal and hydraulic behavior of a new heat exchanger based on hexagonal tubes and fins. We focused particularly on turbulent flow and heat transfer cases, in the Reynolds number range between 2400 and 6000. We applied the finite volume method using the Fluent software, and we relied on the feasible k- $\epsilon$  model to describe the turbulence in the fluid flow.

To study the performance of these structures, we analyzed the effect of the hexagonal and fin shape on thermal efficiency and pressure drop. This in-depth review has allowed us to better understand the thermal and hydraulic behaviour, which has allowed us to lay a solid foundation for the design of heat exchangers.

The results show that the use of hexagonal tubes significantly improves heat transfer, while significantly reducing pressure loss, achieving an ideal balance between performance and efficiency.

**Keywords:** heat exchanger, hexagonal tube, fin, thermohydraulic performance, turbulent flow, optimization.

## Table de matière

---

Remerciements	
Dédicaces	
ملخص	
Résumé	
Abstract	
Table de Matière	
Liste des Tableaux	
Liste des figures	
Nomenclature	
<b>Introduction générale</b> .....	1

### Chapitre I

#### Généralités sur les échangeurs de chaleur

I. 1. Introduction .....	3
I. 2. Définition .....	3
I. 3. Principe de fonctionnement .....	3
I. 4. Types et classifications des échangeurs de chaleur .....	3
I.4. 1. Selon la récupération et régénération .....	4
I.4. 1. 1. Transfert sans stockage.....	4
I.4. 1. 2. Transfert avec stockage .....	4
I.4. 2. Selon le processus de transfert.....	4
I.4. 2. 1. Echangeur de chaleur à contact indirect.....	4
I. 4. 2. 2. Echangeur de chaleur à contact direct.....	5
I. 4. 3. Type des échangeurs de chaleur.....	5
I. 4. 3. 1. Echangeur de chaleur tubulaire.....	5
I. 4. 3. 2. Echangeur monotube.....	5
I. 4. 3.3. Echangeur coaxial.....	5
I. 4. 3.4. Echangeur de chaleur à tubes et calandre.....	6
I. 4.3.5 Echangeur à tubes en U .....	6
I. 4.4. Echangeur de chaleur air-air .....	7
I. 4.4.1 Echangeurs de chaleur à plaques jointées.....	7
I. 4.4.2 Echangeurs de chaleur à plaques spiralées .....	8
I.4.5 Echangeur de chaleur tubes à ailette .....	8
I.4.5.1 Ailettes longitudinales .....	9
I.4.5.2 Ailettes transversales .....	9
I.4. 5. 3. Ailettes planes .....	9
I.4. 5. 4. Ailettes Annulaires .....	10
I.4. 6. Echangeur de surface à ailettes.....	10
I.4. 6. 1. Echangeur à plaques avec ailettes .....	10
I.5. Selon la disposition d'écoulement .....	11
I.6. Conclusion .....	11

### Chapitre II

#### Revue bibliographique

II.1. Introduction .....	12
II.2. Etude numérique et expérimentale .....	12
II.3. Conclusion .....	34

**Chapitre III**

**Formulation mathématique et simulation numérique**

III.1 Introduction .....	34
III.2 Géométrie du problème .....	34
III.3 Formulation mathématique du problème .....	35
III.4 Hypothèses .....	35
III.5 Equations gouvernantes .....	36
III.5.1 Equation de Continuité .....	36
III.5.2 Equation de quantité de mouvement .....	36
III.5.3 Equation d'énergie .....	36
III.5.4 Nombres adimensionnels .....	37
III.6 Conditions aux limites .....	39
III.7 Propriétés du fluide .....	39
III.8 Méthode des volumes finis .....	40
III.8.1 Principe de la méthode des volumes finis .....	40
III.8.2 Volume de contrôle .....	40
III.9 Outil de simulation Gambit et Fluent .....	41
III.9.1 Gambit .....	41
III.9.1.1 Présentation de la géométrie dans Gambit.....	41
III.9.2 Fluent .....	42
III.9.2.1 Etapes générales.....	42
III.9.2.1.1 Importation de la géométrie «Mesh» .....	42
III.10 Indépendance de maillage .....	49
III.11 Conclusion .....	50

**Chapitre IV**

**Résultats et discussion**

IV.1 Introduction .....	51
IV.2 Validation des résultats de simulation .....	51
IV.3 Résultats et discussions .....	52
IV.3.1 Paramètres thermiques .....	52
IV.3.1.1 Nombre de Nusselt moyen .....	53
IV.3.1.2 Distribution de la température moyenne dans les tubes hexagonaux et circulaire.....	53
IV.3.1.3 Distribution de la vitesse axiale dans les tubes hexagonaux et circulaires.....	54
IV.3.2. Paramètres dynamiques .....	55
IV.3.2.1 Facteur de Colburn .....	55
IV.3.2.2 Facteur de frottement moyen.....	56
IV.3.3 L'indice d'efficacité relative .....	57
IV.3.4 Champs de vitesse axiale, distribution de température et amplitude de vorticité ...	59
IV.4 Conclusion .....	65
<b>Conclusion générale</b> .....	66
<b>Références bibliographiques</b>	

# Liste des tableaux

## Liste des tableaux

---

### Liste des tableaux

Tableau.III.1 Paramètres géométriques des tubes hexagones étudiés.	35
Tableau.III.3 Conditions aux limites.	39
Tableau.III.4 Propriétés physiques du fluide utilisé (l'air à $T=323K$ ).	40

# Liste des figures

### Liste des figures

Figure. I.1. Classement selon la récupération et régénération	4
Figure. I. 2. Echangeur monotube	5
Figure. I. 3. Echangeur coaxial	5
Figure. I. 4. Echangeur à tubes et calandre	6
Figure. I. 5. Echangeur à tube en U	6
Figure I. 6. Echangeur à air-air	7
Figure I. 7. Echangeur de chaleur à plaques jointées	7
Figure I. 8. Echangeur de chaleur à plaques spiral	8
Figure I. 9. Echangeur de chaleur tubes à ailette	8
Figure I. 10. Différents types d'ailettes	9
Figure I. 11. Ailettes planes	9
Figure I. 12. Ailettes Annulaires	10
Figure I. 13. Echangeur à plaques avec ailettes	10
Figure I. 14. Différents modes de circulation dans un échangeur de chaleur	11
Figure II.1. La géométrie simulée du FTHE avec des tubes hexagonaux	12
Figure II.2. Geometries des obstacles	13
Figure II.3. L'échangeur avec les déferrant géométrie des tubes	14
Figure II.4. Modèle de conduit carré torsadé	14
Figure II.5. Modèle physique de l'écoulement de particules autour d'un tube hexagonal	15
Figure II.6. Schéma descriptif	16
Figure II.7. Diagramme schématique de l'étude	16
Figure II.8. Géométrie de l'étude d'El Maakoul et al [16].	17
Figure II.9. Modèle représentatif des tubes	17
Figure II.10. Système de grille : (a) grille du tube extérieur et de la section transversale, (b) grille du tube intérieur	18
Figure II.11. Modèle de faisceau de tubes	18
Figure II.12. Modèle physique pour un échangeur de chaleur à micro canaux	19

## Liste des figures

---

Figure II.13. Type annulaire amélioré	20
Figure II.14. Schéma de l'échangeur de chaleur	20
Figure II.15. Géométrie des tubes et ailettes	21
Figure II.16. Schéma d'espacement des chicanes pour les cas étudiés	21
Figure II.17. Volume de contrôle du tube analysé	22
Figure II.18. Paramètres de géométrie des ailettes et des tubes avec domaine de calcul indiqué par des lignes pointillées rouges	22
Figure II.19. Configurations de tubes décalées	23
Figure II.20. Schéma d'un échangeur bitube	23
Figure II.21. Modèle physique de l'échangeur considéré dans cette étude	24
Figure II.22. Exemple d'un échangeur de chaleur	25
Figure II.23. Constitution d'un radiateur du type brasé	25
Figure II.24. Echangeur à tube coaxial	26
Figure II.25. Vue en coupe de l'échangeur de chaleur à triple tubes concentrique	27
Figure II.26. Schéma d'un échangeur thermique à triple tubes concentriques	27
Figure II.27. Échangeur de chaleur à double tube concentrique	28
Figure II.28. Réseau d'ailettes hexagonales	28
Figure II.29. Schéma représente l'entrée est la sortie de fluide chaude et froid	29
Figure II.30. Inserts de vis hélicoïdales de différents rapports de torsion	30
Figure II.31. Vue en perspective de l'échangeur de chaleur	30
Figure II.32. Schéma de principe de la région centrale d'un échangeur de chaleur SWFET avec les dimensions VG	31
Figure II.33. La géométrie étudiée de N. Kayansayan et al.	32
Figure II.34. Domaine de calcul et grille près de la surface de l'ailette hexagonale	32
Figure II.35. La forme géométrique des tubes	33
Figure.III.1. Modèle physique de la présente étude	34
Figure III.2. Volume de contrôle pour des situations différentes, (a) $1D$ , (b) $2D$ .	41
Figure III. 3. Création de la géométrie des tubes hexagonaux.	41
Figure III.4. Exportation du maillage.	42
Figure III.5. Type de résolution	42
Figure III.6. Importation de la géométrie.	43
Figure III.7. Vérification du maillage sous Fluent.	43
Figure III.8. Etablir l'équation d'énergie.	44
Figure III.9. Choix du modèle de turbulence.	45

## Liste des figures

---

Figure III.10. Définition des caractéristiques du fluide.	45
Figure III.11. Définition des conditions aux limites.	46
Figure III.12. Initialisation de la vitesse et température à l'entrée.	47
Figure III. 13. Résiduels monitors.	47
Figure III.14. Lancement les itérations.	48
Figure III.15. Fenêtre des itérations	48
Figure III.16. Maillage structuré du domaine de calcul	49
Figure III. 20. Validation de l'indépendance du maillage par profil de température statique.	50
Figure IV.1. Comparaison de facteur de colburn avec les résultats expérimentaux de wang [44].	52
Figure IV. 2. Nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds.	53
Figure IV. 3. Distribution de la température moyenne dans les tubes hexagonaux et tube circulaire.	54
Figure IV. 4 Distribution de la vitesse axiale dans les tubes hexagonaux et tube circulaire.	55
Figure IV. 5. Facteur de colburn J en fonction de nombre de Reynolds.	56
Figure IV. 6 Facteur de frottement moyen en fonction de Reynolds pour différents cas étudiés.	57
Figure IV.7. Distribution de température (a), Champs de vitesse axiale(b), Amplitudes de vorticité (c), pour $Re = 2400$ .	59
Figure IV.8. Distribution de température (a), Champs de vitesse axiale(b), Amplitudes de vorticité (c), pour $Re = 4000$ .	61
Figure IV.9. Distribution de température (a), Champs de vitesse axiale(b), Amplitudes de vorticité (c), pour $Re = 6000$ .	63
Figure IV. 10. L'indice d'efficacité relative en fonction de Reynolds pour différents cas étudié	66

# **Nomenclature**

## Nomenclature

---

### Symboles :

$C_p$	Chaleur spécifique [J/kg.K]
$C_f$	Coefficient de friction
$D_h$	Diamètre hydraulique [m]
$f$	Facteur de frottement
$J$	Facteur de Colburn
$H$	Hauteur de l'ailette [m]
$h$	Coefficient de transfert convectif [W/m <sup>2</sup> .K]
$L$	Longueur de l'ailette [m]
$L_l$	Pas longitudinal des tubes [m]
$L_t$	Pas transversal des tubes [m]
$k$	Energie cinétique turbulente [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
$p$	Pression [Pa]
$Nu$	Nombre de Nusselt
$Re$	Nombre de Reynolds
$Pr$	Nombre de Prandtl
$u, v$	Vitesse axiale suivant x, y respectivement [m/s]
$a$	Bords supérieur et inférieur de l'hexagone [m]
$b$	Bords latéraux de l'hexagone [m]
$S$	Distance entre les ailettes [m]
$T$	Température [K]
$x$	Cordonnée axiale [m]
$y$	Cordonnée axiale [m]

### Symboles grecs :

$\rho$	Masse volumique [kg/m <sup>3</sup> ]
$\alpha$	Diffusivité thermique [m <sup>2</sup> /s]
$\lambda$	Conductivité thermique [W/m.K]
$\mu$	Viscosité thermique [kg/m.s]
$\varepsilon$	Dissipation visqueuse turbulent [m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]
$\eta$	Indice d'efficacité relative

## Nomenclature

---

### Indice :

<i>moy</i>	Moyen
<i>in</i>	Entrée
<i>out</i>	Sortie
<i>f</i>	Fluide
<i>t</i>	Turbulent

# **Introduction générale**

## **Introduction Générale**

---

Actuellement, le contrôle de la gestion thermique constitue un défi crucial dans divers domaines industriels, où l'amélioration de l'efficacité énergétique et la diminution des déperditions thermiques sont désormais des objectifs stratégiques. Dans ce cadre, les échangeurs de chaleur ont un rôle crucial en garantissant le passage de la chaleur entre deux fluides tout en maximisant l'efficacité énergétique. Dans le large éventail de configurations, les échangeurs de chaleur à tubes et ailettes sont souvent privilégiés pour leur performance thermique, leur taille réduite et leur capacité d'adaptation à divers contextes d'application, que ce soit dans le domaine de la climatisation, l'automobile, la métallurgie ou encore les installations pharmaceutiques.

Dans la conception des échangeurs de chaleur à tubes et ailettes, on favorise généralement l'utilisation de tubes de section circulaire ou elliptique. Cependant, ces types présentent des restrictions, notamment en termes d'importantes pertes de charge et de résistance thermique. Afin de relever ces défis, des études approfondies sont menées sur de nouvelles géométries de tubes, comme les tubes hexagonaux. Notamment, l'impact du ratio des côtés des tubes hexagonaux sur les performances thermo-hydrauliques représente une voie d'innovation prometteuse.

Cette méthode autorise l'examen d'un équilibre idéal entre transfert thermique et chute de pression, selon la forme géométrique mise en œuvre.

Ce travail spécifiquement sur cette question. L'objectif est d'examiner numériquement les performances thermo-hydrauliques d'un échangeur de chaleur à ailettes planes doté de tubes hexagonaux ayant divers rapports de côtés. Grâce à la dynamique des fluides numérique (CFD), nous examinons le comportement de l'écoulement de l'air, la chute de pression et les coefficients d'efficacité relative pour diverses configurations de tubes. Le but est de déterminer la configuration géométrique optimale, qui offre le meilleur équilibre entre transfert thermique et perte de charge, afin d'optimiser les performances globales de l'échangeur tout en diminuant la consommation d'énergie.

Cette recherche contribue à combler une lacune dans la littérature scientifique en offrant une étude systématique et comparative des impacts des rapports de côtés des tubes hexagonaux sur les performances d'un échangeur de chaleur à tubes à ailettes. Elle s'inscrit dans une initiative plus vaste de développement de systèmes thermiques écologiques, alliant progrès technologique et prise en compte des restrictions économiques et environnementales actuelles.

Ce mémoire se compose de quatre chapitres diversifiés :

- ✓ Le premier chapitre traite des concepts généraux concernant les échangeurs de chaleur, y compris leur catégorisation, leur choix et les diverses utilisations liées à ces appareils.

## **Introduction Générale**

---

- ✓ Le deuxième chapitre se caractérise par une revue bibliographique qui met en lumière les recherches récentes sur les différentes méthodes destinées à optimiser les performances thermo hydrauliques de ces échangeurs de chaleur.
- ✓ Le troisième chapitre se consacre à l'explication du problème, incluant son modèle physique, sa formulation mathématique, ainsi que l'élaboration de la géométrie et la simulation numérique par le biais des logiciels « GAMBIT » et « FLUENT ».
- ✓ Le dernier chapitre se concentrera sur l'évaluation, l'interprétation et la discussion des résultats issus des simulations.

En conclusion, une synthèse globale résume les résultats clés obtenus.

# **Chapitre I**

## **Généralités sur les échangeurs de chaleur**

**I.1. Introduction**

Un échangeur de chaleur est un dispositif conçu pour transférer la chaleur d'un fluide à un autre. Dans les types d'échangeurs les plus répandus, une paroi sépare les deux fluides et l'échange de chaleur se fait par le biais de la conduction à travers cette dernière. La convection est essentiellement le mode de transfert de chaleur par fluide-paroi. Toutefois, l'impact du rayonnement devient significatif lorsqu'il y a des écarts de température majeurs entre un fluide semi-transparent et la surface. Il est donc possible de l'ignorer dans plusieurs situations concrètes. Dans certaines machines, l'échange de chaleur est lié à une transformation de phase d'un des deux fluides, comme c'est le cas pour les condensateurs, les évaporateurs, les bouilleurs et les tours de refroidissement.

Les échangeurs de chaleur trouvent leur utilité dans plusieurs domaines, y compris la production d'énergie, l'industrie alimentaire, l'électronique ainsi que la climatisation et la réfrigération.

**I.2. Définition**

Un échangeur de chaleur est un dispositif qui facilite le transfert de la chaleur d'un fluide à un autre, sans qu'ils se mélangent. Il est capable de refroidir ou de chauffer un fluide, qu'il soit sous forme liquide ou gazeuse, grâce à une source de chaleur externe. La classification des échangeurs de chaleur peut se faire en fonction de leur mode de transfert thermique, leur configuration et les matériaux utilisés pour leur fabrication. Les types d'échangeurs de chaleur les plus courants incluent ceux à plaques, à tubes et à ailettes. Ils trouvent une large application dans différents domaines industriels, comme la climatisation, la génération d'énergie, les processus de fabrication de produits chimiques, etc.

**I. 3. Principe de fonctionnement**

Le fonctionnement d'un échangeur de chaleur est reposant sur le transfert de chaleur entre deux fluides ayant des températures différentes, la chaleur est déplacée du fluide chaud au fluide froid via la paroi qui les sépare.

**I. 4. Types et classifications des échangeurs de chaleur**

On peut catégoriser les échangeurs de chaleur en fonction des critères principaux suivants :

1-Récupérateurs/régénérateurs

2-Processus de transfert : contact direct et contact indirect

3-Type des échangeurs de chaleur

4-Dispositions d'écoulement : écoulements parallèles, croisés et à contre-courant.

#### I.4. 1. Selon la récupération et régénération

On distingue un mode de fonctionnement en tant que récupérateur ou régénérateur de chaleur, en fonction de la présence ou non d'un stockage de chaleur :

##### I.4. 1. 1. Transfert sans stockage :

Donc en régulateur, avec généralement deux ou plusieurs passages et une chaleur qui reste en continu. [1]

##### I.4. 1. 2. Transfert avec stockage :

Donc en régénérateur, comprenant un unique passage et un écoulement sporadique, la matrice de stockage pouvant être statique ou dynamique.

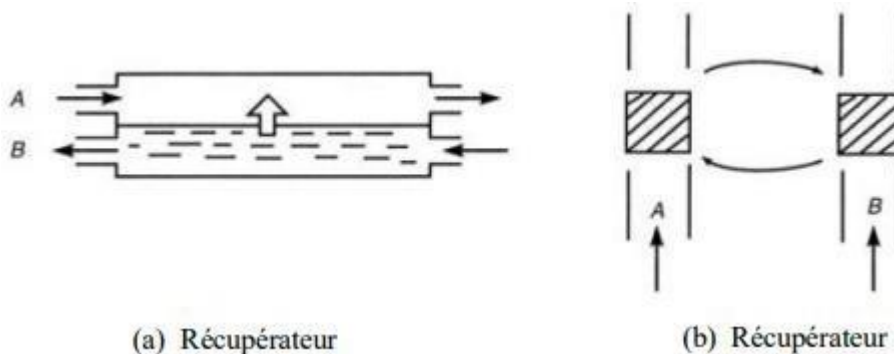


Figure. I.1. Classement selon la récupération et régénération [1]

#### I.4. 2. Selon le processus de transfert

##### I.4. 2. 1. Echangeur de chaleur à contact indirect

Les échangeurs de chaleur à contact indirect sont conçus pour garantir une distinction entre les courants de fluides. La conduction de chaleur se produit en permanence à travers une cloison imperméable, ou bien de façon intermittente à l'intérieur et à l'extérieur d'une cloison. Ainsi, il est préférable d'éviter un contact direct entre les fluides lors de l'échange thermique. On désigne souvent ce type d'échangeur par le terme échangeur de chaleur à surface, qui peut être subdivisé en diverses catégories comme l'échangeur à transfert direct, l'échangeur à stockage et l'échangeur à lit fluidisé. [1]

### I.4. 2. 2. Echangeur de chaleur à contact direct

Le système de transfert par contact direct implique que deux flux de fluides se rencontrent et échangent de la chaleur avant d'être séparés. Outre le transfert de chaleur, ce système est souvent utilisé pour des applications requérant un transfert de masse. [1]

### I .4. 3. Type des échangeurs de chaleur

#### I.4. 3. 1. Echangeur de chaleur tubulaire

Les échangeurs qui emploient les tubes comme élément principal de la paroi d'échange sont les plus couramment rencontrés. Ils offrent plusieurs avantages, notamment leur facilité de fabrication [2]

Plutôt économique, facile à entretenir et surtout adapté à une utilisation sous haute pression et à des températures élevées. On identifie généralement trois catégories distinctes :

#### I.4. 3. 2. Echangeur monotube

Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentín comme montré sur la figure 1.1



Figure I. 2. Echangeur monotube [2]

#### I.4. 3.3. Echangeur coaxial

Dans cet échangeur de chaleur, les doubles tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur [3] .

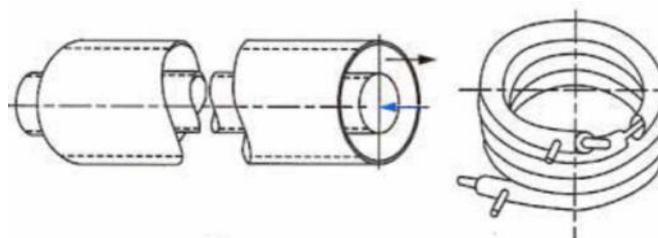


Figure I. 3. Echangeur coaxial [3]

I.4.3.4 Echangeur de chaleur à tubes et calandre

Il s'agit d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre multi-passe, constitué de tubes et d'une calandre. Les chicanes sont utilisées pour orienter le mouvement des fluides à l'intérieur des tubes et de la calandre. Les chicanes, qui peuvent avoir différentes formes (rondes, demi-rondes, segments, etc.), favorisent l'amélioration de l'efficacité thermique en amplifiant la turbulence. Cette conception adaptable et multifonctionnelle le rend un choix prisé dans une variété d'applications industriel. [4]

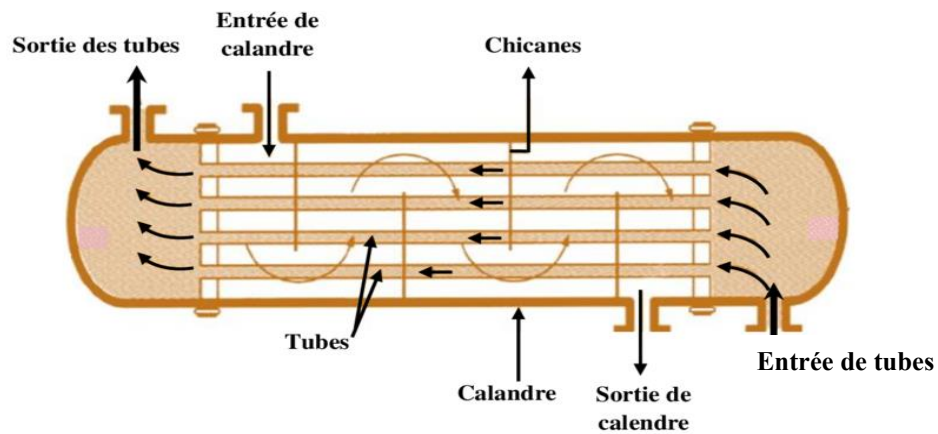


Figure I. 4. Echangeur à tubes et calandre [4]

I.4.3.5 Echangeur à tubes en U

Dans ce cas, les tubes du faisceau sont pliés en forme d'épingle, permettant à une plaque tubulaire de les soutenir. Ce dispositif autorise l'expansion naturelle du faisceau, toutefois, le nettoyage s'avère être un processus complexe nécessitant des méthodes chimiques. [5]

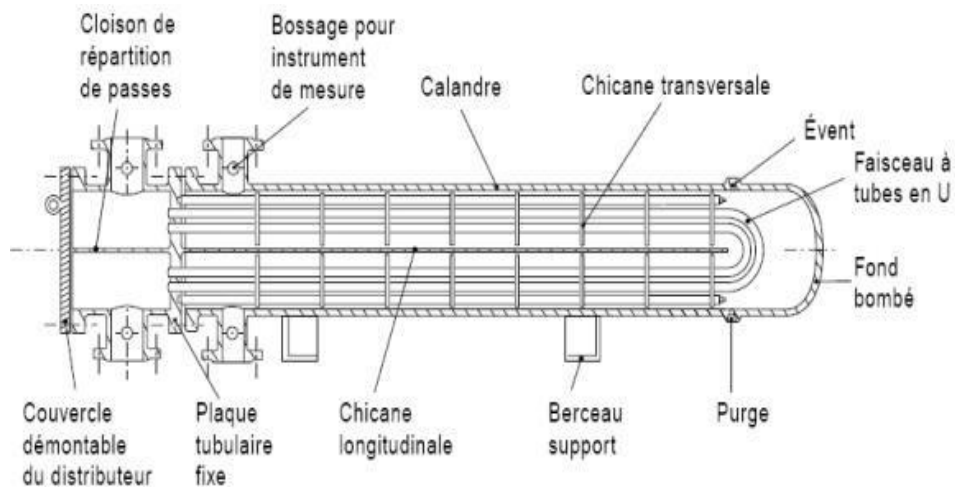


Figure I. 5. Echangeur à tube en U [5]

### I.4.4 Echangeur de chaleur air-air

Les échangeurs de chaleur à plaques air-air, qui ont été utilisés pendant de nombreuses années dans le domaine de la sidérurgie et au côté des usines d'incinération, sont maintenant largement répandus dans les centrales de traitement d'air à double sens. Ils utilisent l'énergie de l'air extrait pour réchauffer ou refroidir l'air entrant, ce qui diminue la consommation énergétique et les émissions de gaz à effet de serre. Toutefois, leur performance dans des conditions extrêmes nécessite une filtration de l'air et des mesures antigivrage, malgré leur fonctionnement simple et efficace. [6]

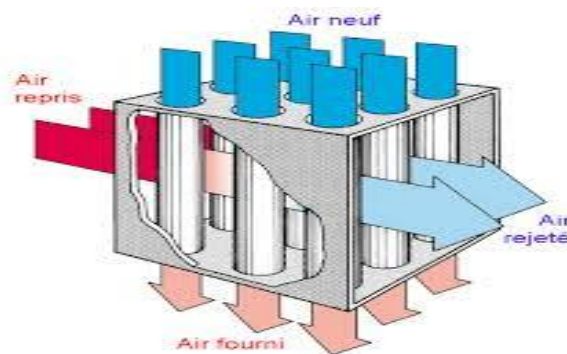


Figure I. 6. Echangeur à air-air [6]

#### I.4.4.1 Echangeur de chaleur à plaques jointées

Un échangeur de chaleur compact et très efficace, l'échangeur de chaleur à plaques et joints est généralement utilisé dans plusieurs industries pour assurer le transfert thermique entre deux fluides. Ce type d'échange se base sur une composition de plaques métalliques séparées par des joints flexibles. Parfois, les plaques sont fabriquées en acier inoxydable.

En titane ou en tout autre matière résistante à la corrosion. Les plaques sont dessinées pour créer un motif (ondulation) qui favorise l'augmentation de la turbulence des fluides et améliore le transfert thermique. L'étanchéité entre les plaques et la gestion des fluides dans des canaux alternés sont assurées par des joints en élastomère (comme le caoutchouc, le silicone, etc.). [6]

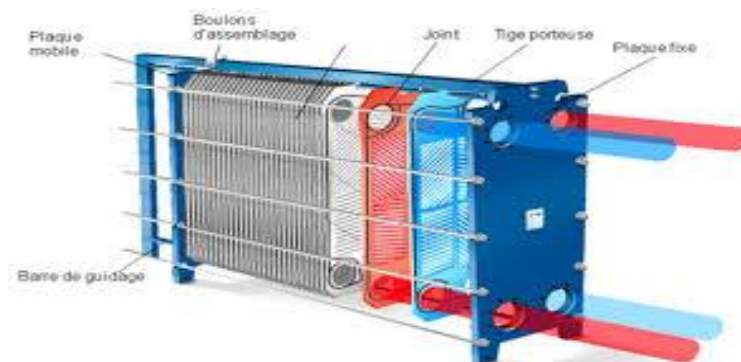


Figure I. 7. Echangeur de chaleur à plaques jointées [6]

#### I.4.4.2 Echangeur de chaleur à plaques spirales

L'échangeur de chaleur à plaques spirales que nous étudions est constitué de deux bandes de tôle, enroulées en mode spirale, séparant ainsi les canaux pour deux fluides. Pour empêcher le mélange des deux fluides, les bords des canaux sont fermés et, aux extrémités de l'échangeur, l'ensemble est scellé par des couvertures. Ces caractéristiques apportent une très bonne possibilité d'échange de chaleur pour une faible surface d'échange [7]

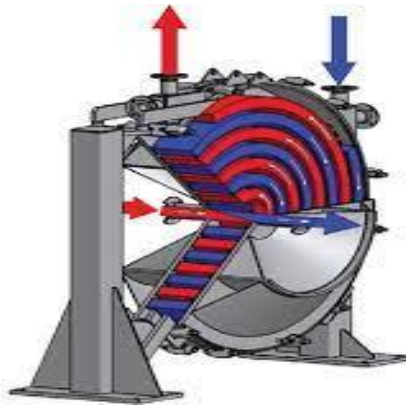


Figure I. 8. Echangeur de chaleur à plaques spiral [7]

#### I.4.5. Echangeur de chaleur tubes à ailette

Un échangeur de chaleur à tubes ailetés est un type d'échangeur thermique utilisé pour assurer le transfert de chaleur entre deux fluides, généralement un gaz et un liquide. Les tubes ailetés sont des conduits équipés d'ailettes qui augmentent la surface d'échange de chaleur, améliorant de ce fait l'efficacité du transfert thermique. [6]

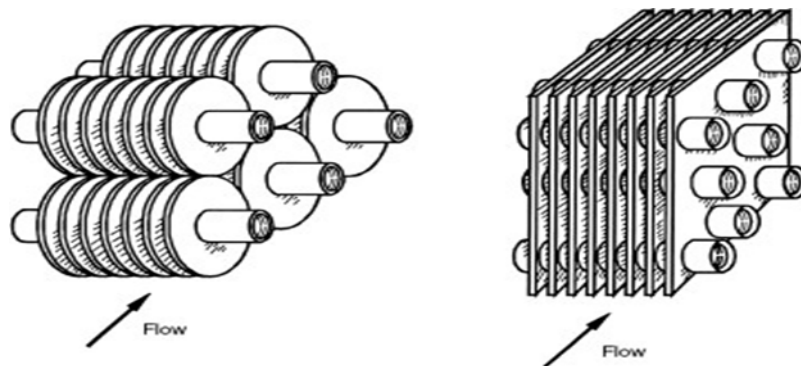


Figure I. 9. Echangeur de chaleur tubes à ailette [6]

**I.4.5.1 Ailettes longitudinales :** ceux-ci peuvent être droites, spirales, etc.

**I.4.5.2 Ailettes transversales :** ceux-ci peuvent être radiales, hélicoïdales, ou spirales.

En principe générale, les ailettes longitudinales installées à l'extérieur d'un tube sont utilisées pour un écoulement axial, alors que les ailettes transversales sont employées pour un écoulement croisé, Figure.1.10

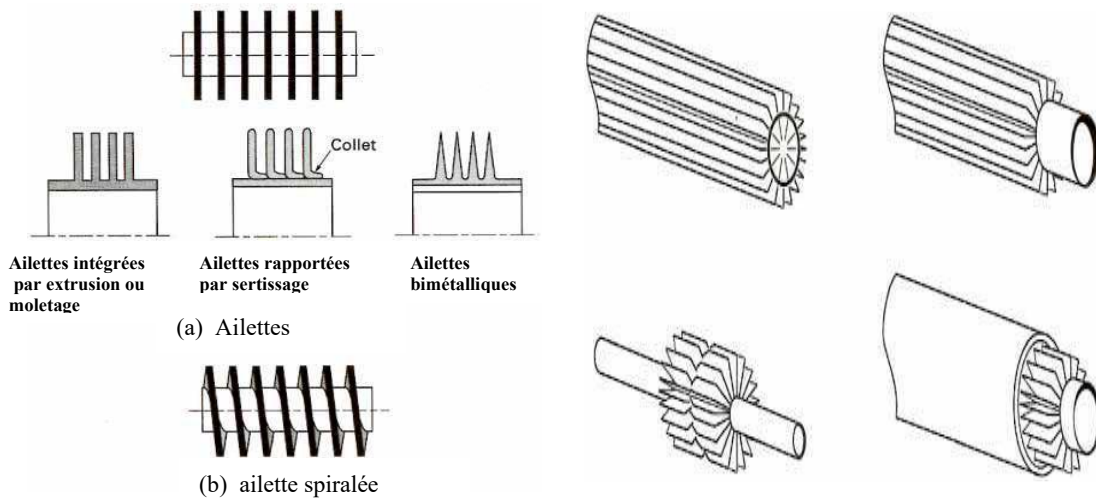


Figure I.10. Différents types d'ailettes [6]

**I.4. 5. 3. Ailettes planes**

Généralement, les tubes et les ailettes de l'échangeur sont produits à partir de matériaux ayant une très bonne conductivité thermique, comme le cuivre ou l'aluminium. Les ailettes possèdent plusieurs orifices par lesquels traversent les tubes, qui peuvent revêtir diverses formes (cercle, rectangle, ovale, etc.). Les ailettes peuvent être de différents types, qu'elles soient lisses, ondulées, etc. [6]



Figure I. 11. Ailettes planes [6]

#### I. 4. 5. 4. Ailettes Annulaires

Généralement, chaque ailette de l'échangeur de chaleur est spécialement élaborée pour un seul tube, et la disposition des ailettes et des tubes peut être modifiée selon les besoins de l'application, y compris des formes circulaires, rectangulaires, ovales, etc. [8]



Figure I. 12. Ailettes Annulaires [8]

#### I. 4. 6. Echangeur de surface à ailettes

On utilise des équipements appelés échangeurs de chaleur à ailettes pour effectuer le transfert thermique entre deux fluides en interaction. On les utilise fréquemment dans les secteurs du refroidissement, du chauffage et de la récupération d'énergie. La surface à ailettes, constituée d'une succession de lames alignées le long d'un tube ou d'une plaque, augmente la surface de transfert thermique entre les deux fluides, facilitant par conséquent le passage de la chaleur. On peut fabriquer des échangeurs de chaleur à ailettes en utilisant différents matériaux, tels que l'aluminium, le cuivre ou l'acier inoxydable. [6]

##### I.4. 6. 1. Echangeur à plaques avec ailettes

Les échangeurs thermiques à plaques avec ailettes représentent une adaptation des échangeurs thermiques à plaques traditionnels, dans laquelle les plaques sont équipées de nervures pour améliorer la conduction thermique. Les nervures augmentent la zone d'échange thermique entre les fluides en contact, ce qui améliore l'efficacité de l'échangeur thermique. [6]

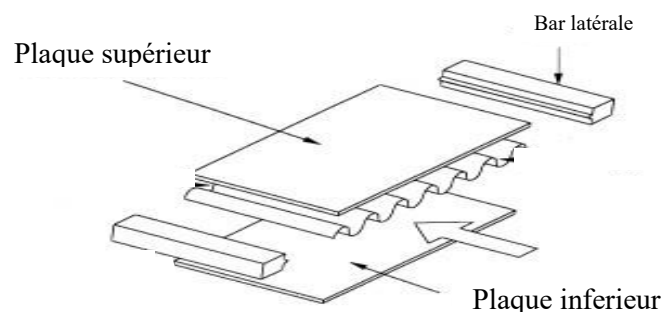


Figure I. 13. Echangeur à plaques avec ailettes [6]

### I.5. Selon la disposition d'écoulement

Les configurations les plus courantes pour les échangeurs de chaleur, définies par le parcours des fluides, sont détaillées ci-dessous[6] :

- A. Contre-courant** Le contre-courant, ou courant inverse, est une configuration souvent utilisée dans les échangeurs de chaleur, où les fluides s'écoulent en directions opposées.
- B. Co-courant** : Aussi connu sous le nom de courant parallèle, il s'agit d'une configuration d'échangeur thermique où les deux fluides se déplacent dans la même orientation. Même si cette configuration peut être moins performante en matière de transfert thermique que le système à contre-courant.
- C. Courant croisé** : Les deux fluides passent sur la même surface de transfert de chaleur, mais leurs flux sont orientés de manière perpendiculaire. Par conséquent, le fluide circule au-dessus de l'autre fluide au lieu de suivre une trajectoire identique.

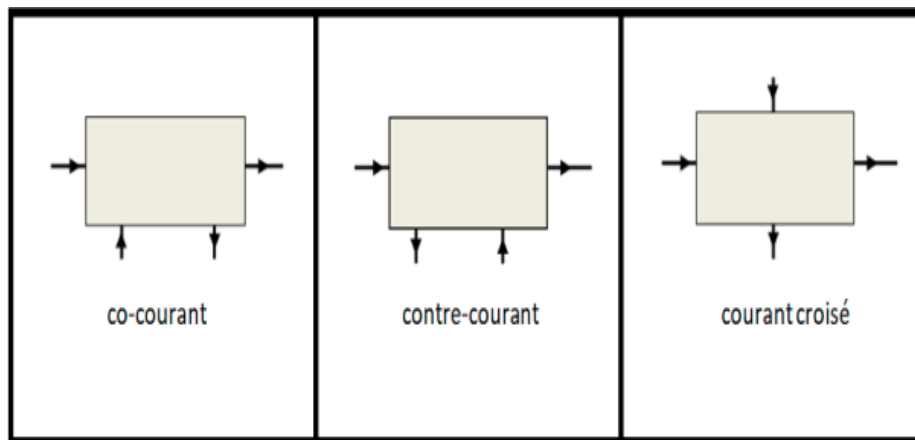


Figure I. 14. Différents modes de circulation dans un échangeur de chaleur [6]

### I. 6. Conclusion

Dans les systèmes industriels et domestiques, l'intégration des échangeurs de chaleur est essentielle pour garantir une transmission de chaleur optimale. La conception, l'implémentation et l'entretien régulier influencent leur performance et durabilité. Une connaissance approfondie échangeurs.

De plus, ces dispositifs sont cruciaux pour l'amélioration de l'efficacité énergétique et la réduction des impacts environnementaux. Le but ultime des recherches dans ce sujet d'étude est de concevoir des systèmes plus performants et durables, contribuant ainsi à une meilleure gestion des ressources énergétiques et à la protection de l'environnement.

# **Chapitre II**

## **Revue bibliographique**

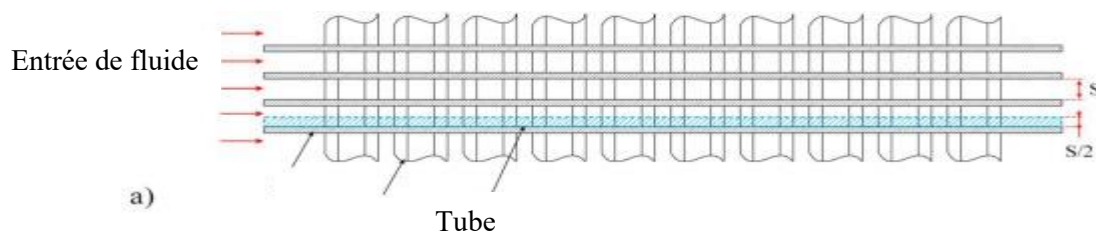
## II.1. Introduction

Les échangeurs de chaleur à tubes et ailettes jouent un rôle crucial dans l'efficacité énergétique industrielle, notamment en ce qui concerne l'optimisation thermo-hydraulique. Cette recherche met l'accent sur une configuration novatrice : les tubes hexagonaux à ailettes, dont la géométrie spécifique a pour objectif d'optimiser les échanges thermiques.

Ce chapitre expose les recherches précédentes, intégrant les méthodes numériques (modélisations CFD, sélection de modèles de turbulence) et expérimentales (méthodes de mesure, installations d'essai) employées pour ces échangeurs. On évalue systématiquement des indicateurs de performance clés tels que le nombre de Nusselt et les pertes de pression, en relation avec les modifications géométriques et opérationnelles enregistrées ; Cette revue détermine les consensus scientifiques et les limites méthodologiques, établissant ainsi le fondement théorique nécessaire pour justifier et développer notre propre démarche présentée dans les chapitres suivants.

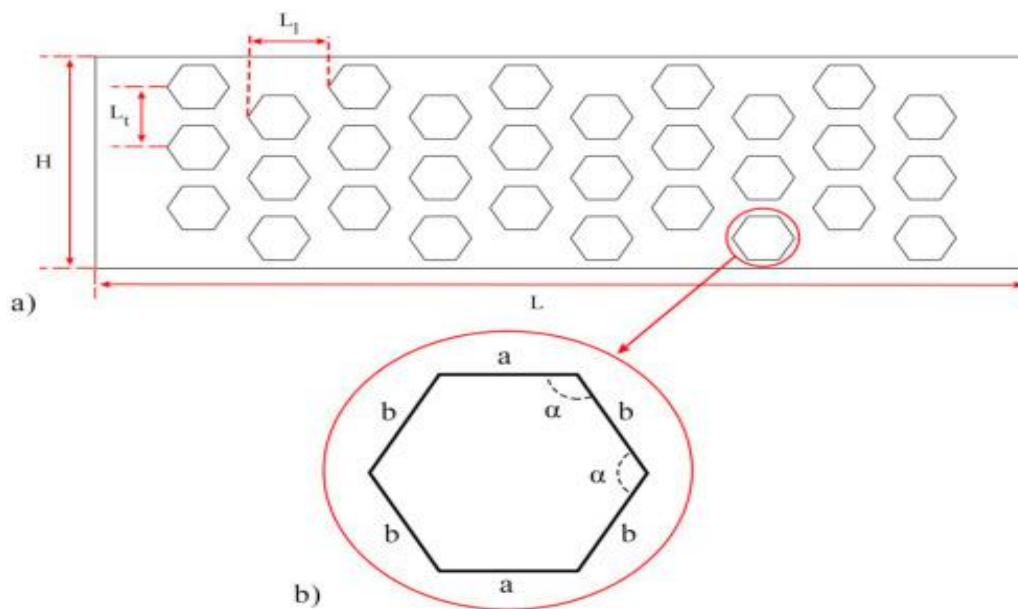
## II.2 Etude numérique et expérimentale

L'étude réalisée par Yan Cao [9], se focalise sur les performances thermo-hydrauliques d'un échangeur de chaleur doté de tubes hexagonaux et d'une ailette plane, en examinant l'impact des ratios de côtés des tubes. Elle examine le transfert thermique et la diminution de pression pour divers nombres de Reynolds grâce à des simulations numériques. Les tubes hexagonaux présentant un ratio de côtés de 0,25 assurent un équilibre idéal, optimisant le transfert thermique tout en diminuant la perte de pression comparativement aux tubes ronds ou elliptiques. Les études indiquent une amélioration de l'efficacité thermique allant jusqu'à 15% dans certaines configurations. Les résultats mettent en évidence l'importance de la géométrie des tubes afin d'améliorer les performances énergétiques. Cette recherche offre des informations de valeur pour la conception d'échangeurs de chaleur plus performants.



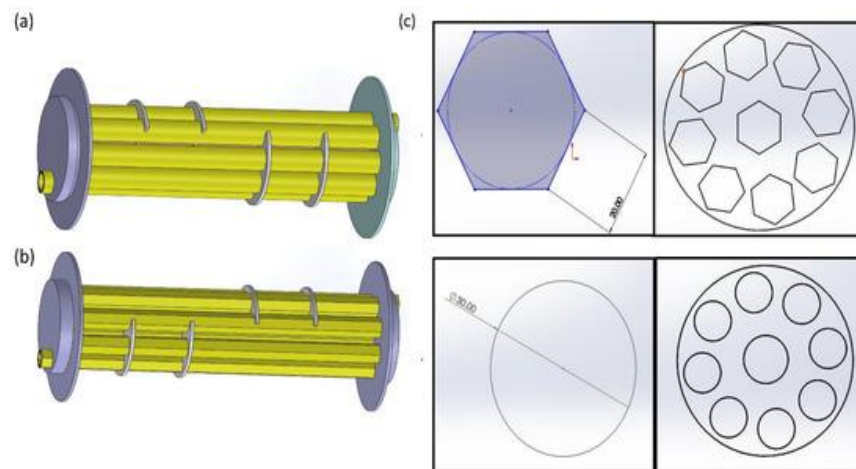
**Figure II .1.** Géométrie simulée avec des tubes hexagonaux [9]

Dans ses études, **S. Bhattacharyy**[10] a réalisé une simulation numérique de l'écoulement et du transfert thermique autour d'un cylindre hexagonal, examinant l'influence des paramètres géométriques sur les performances thermiques et le comportement de l'écoulement des fluides. La configuration à tubes hexagonaux ailettes améliore significativement les performances thermiques, avec un gain de +28% du nombre de Nusselt à  $Re=20\ 000$  comparé aux tubes circulaires, grâce à la génération optimisée de vortex. Le facteur thermo-hydraulique atteint un maximum de 1.32 à  $Re=5\ 000$ , confirmant l'efficacité énergétique globale de cette géométrie. Des corrélations prédictives précises pour le Nusselt et le frottement fluide ont été validées, offrant des outils fiables pour la conception industrielle. Ces résultats démontrent le potentiel des échangeurs hexagonaux pour optimiser le compromis transfert thermique/pertes de charge.



**Figure II .2.** Géométrie des obstacles [10]

Afin de comparer les formes de tubes ronds et hexagonaux et d'évaluer leurs effets sur la dynamique des fluides et l'efficacité thermique, **A. Khan** [11] a utilisé des méthodes expérimentales et numériques pour étudier un échangeur de chaleur à calandre et à tubes. Les températures d'entrée et les débits ont été maintenus constants pendant les essais contrôlés. La plage du nombre de Reynolds se situait entre 5 000 et 15 000. Une analyse a été réalisée sur l'impact de la forme et de la disposition des tubes sur la perte de charge et la transmission de chaleur. Les tubes hexagonaux ont considérablement amélioré l'efficacité thermique, mais ils ont également augmenté la perte de charge.



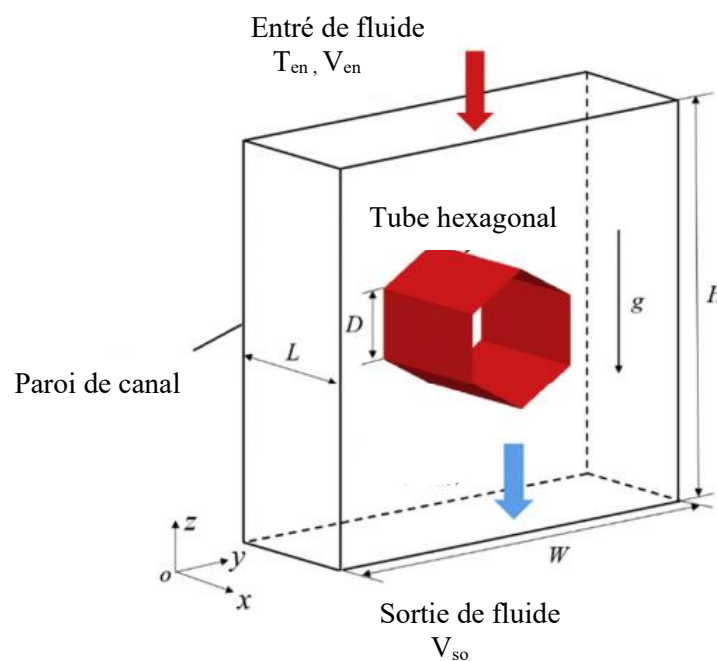
**Figure II .3.** Echangeur avec les déferrant géométrie des tubes [11]

L'écoulement dans des conduits hexagonaux et rectangulaires torsadés ont été étudiés numériquement par **Shambhu Kumar Mahato** [12], afin de comparer les propriétés hydrodynamiques et thermiques. Les simulations ont été effectuées avec un écoulement stationnaire et un flux thermique de paroi constant. La plage du nombre de Reynolds se situait entre 3 000 et 12 000. Des recherches ont été menées sur l'impact de la forme du conduit et du rapport de torsion sur les pertes de charge et les coefficients de transfert de chaleur. Les résultats ont montré que, malgré une perte de charge plus importante, les conduits hexagonaux torsadés amélioreraient considérablement le transfert de chaleur par rapport aux conduits rectangulaires.



**Figure II.4.** Modèle de conduite carrée torsadé [12]

**Xing Tian** [13] a analysé de manière numérique le transfert de chaleur dans un flux dense autour d'un tube hexagonal soumis à la gravité. Ses modélisations CFD et simulations de dynamique des particules ont analysé l'effet de la vitesse, du diamètre des particules et de la configuration du tube. Les résultats indiquent que l'interaction entre les particules et la géométrie produit des turbulences locales, améliorant ainsi le transfert thermique, mais entraînant une augmentation des pertes de charge. Pour maximiser l'efficacité énergétique, on a déterminé un rapport de côté idéal pour le tube hexagonal. Ces études soulignent la conception de nouveaux échangeurs innovants, spécifiquement pour les centrales solaires ou la récupération de chaleur résiduelle.



**Figure II.5.** Modèle physique de l'écoulement de particules autour d'un tube hexagonal [13]

Une étude numérique a été menée par **Wang et al** [14] sur un échangeur de chaleur multitube en spirale avec des tubes ondulés. Trois configurations de tubes ont été examinées : circulaire, carrée et triangulaire. Pour les nombres de Reynolds inférieurs à 40000, les tubes triangulaires ont démontré les meilleures performances thermo-hydrauliques par rapport aux tubes lisses.

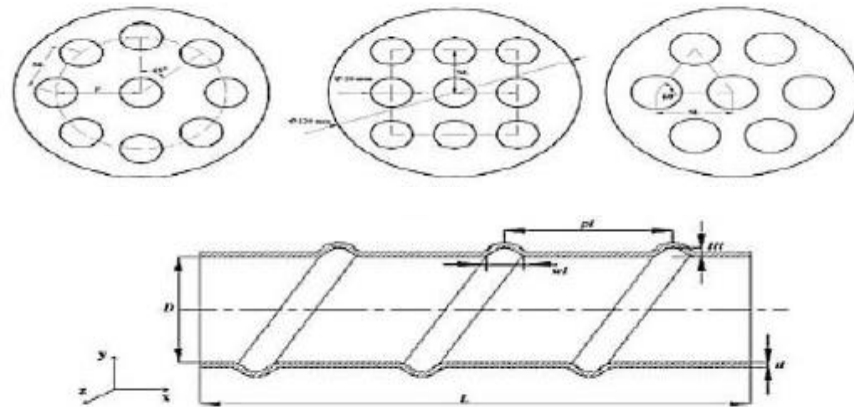


Figure II.6. Schéma descriptif [14]

**Mohsen et al.** [15] ont découvert que le taux de transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur à double tube était multiplié par trois lorsque des ailettes hélicoïdales étaient utilisées par rapport à un échangeur de chaleur à paroi lisse. Il a été observé que la mise en œuvre d'ailettes hélicoïdales entraînait une augmentation de la chute de pression à travers l'échangeur de chaleur, dans une fourchette de 2 à 4 fois le niveau initial

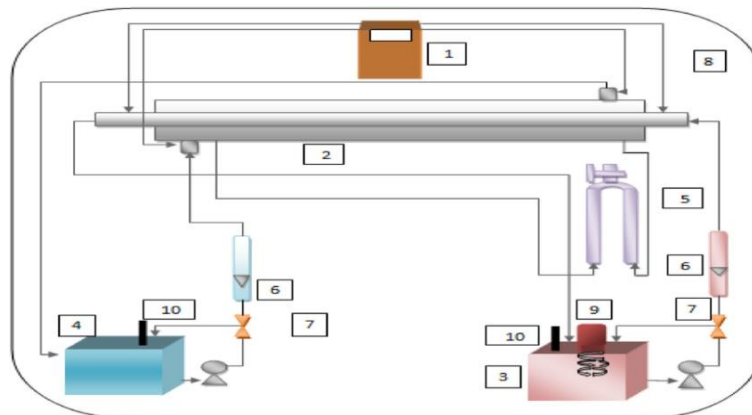
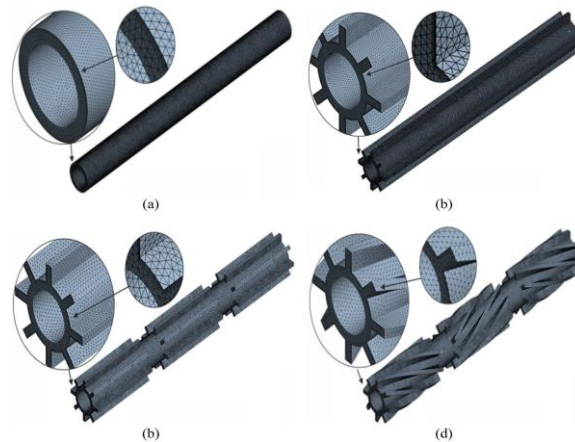


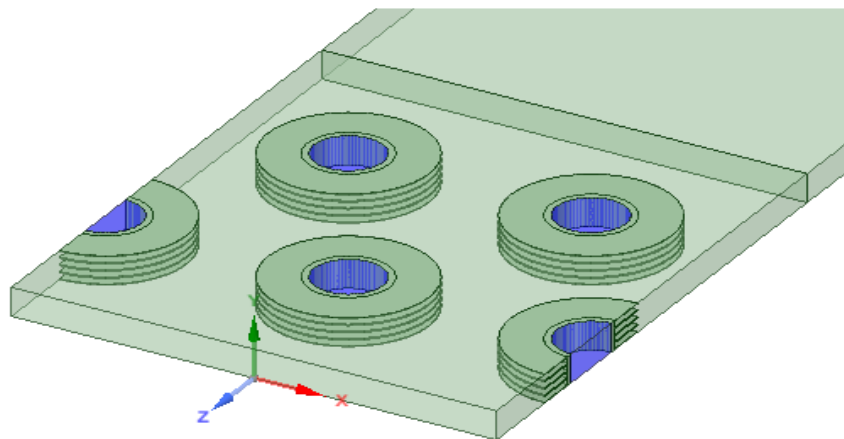
Figure II.7. Diagramme schématique de l'étude [15]

**El Maakoul et al.** [16] ont étudié la performance thermique d'un échangeur de chaleur à double tube en utilisant des simulations numériques et des essais expérimentaux. Le travail explore plusieurs configurations d'ailettes internes : longitudinales, fendues et semi-hélicoïdales. Le modèle le plus performant, avec des ailettes semi-hélicoïdales à  $90^\circ$ , montre une amélioration de 66,76 % du nombre de Nusselt. L'étude démontre l'importance de la géométrie interne dans l'optimisation thermique des échangeurs.



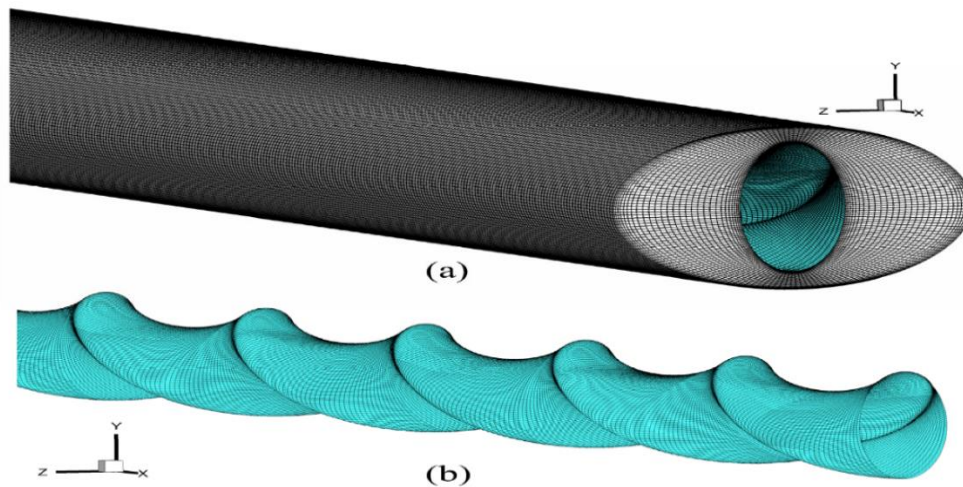
**Figure II.8.** Géométrie de l'étude d'El Maakoul et al [16]

Sarafraz et al [17] ont réalisé une étude expérimentale sur les performances de transfert de chaleur des nano fluides à base de nanotubes de carbone multi parois et d'eau. Ils ont observé que l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules avait le potentiel d'optimiser l'effet de transfert thermique. Lors de l'utilisation du tube à ailettes, la température au sommet de la face au vent de l'ailette dans la première et la deuxième rangée de tubes à ailettes est la plus élevée du tube à ailettes. Cette observation permet de limiter et de déterminer les conditions de température élevée, ainsi que les domaines d'application de l'échangeur de chaleur à tubes à ailettes.



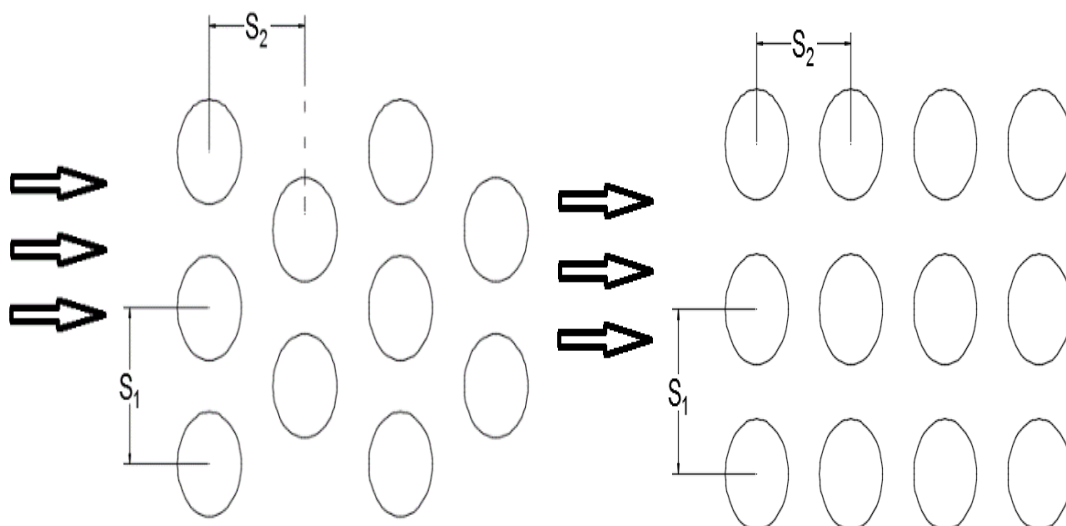
**Figure II.9.** Modèle représentatif des tubes [17]

Dans leur étude, Wang et al.[18] ont mené une analyse numérique d'un échangeur de chaleur à double tube, en employant un tube ondulé hélicoïdal vers l'extérieur en tant que tube intérieur. Ils ont constaté que des écoulements secondaires et tourbillonnaires sont générés sur les côtés du tube et de la coquille. Ils ont également établi que le paramètre géométrique optimal est obtenu pour un diamètre de coquille de 38 mm.



**Figure II.10.** Système de grille : (a) grille du tube extérieur et de la section transversale, (b) grille du tube intérieur [18]

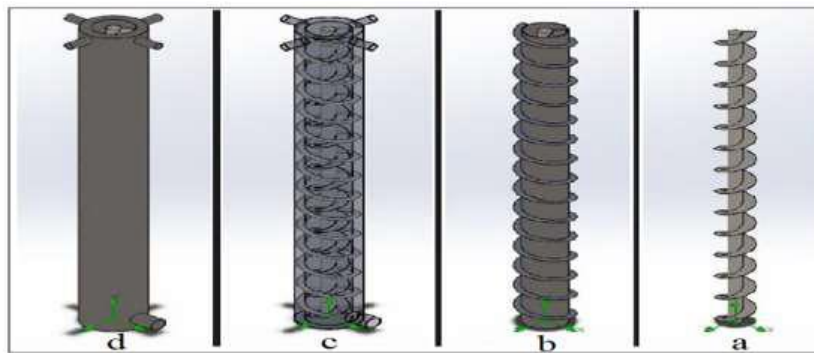
Pour améliorer l'efficacité énergétique de l'échangeur de chaleur à tubes à ailettes, une autre étude de **Wang et al.**[19] qui proposent une division des objectifs d'amélioration du transfert de chaleur en trois axes : réduction de la surface, augmentation de la charge thermique et réduction de la consommation d'énergie, dans deux configurations : le tube à ailettes décalées et le tube à ailettes alignées. Les résultats suggèrent que le principe de synergie des champs pourrait être employé pour évaluer l'intensité du transfert de chaleur dans ces types d'échangeurs.



**Figure II.11.** Modèle de faisceau de tubes [19]

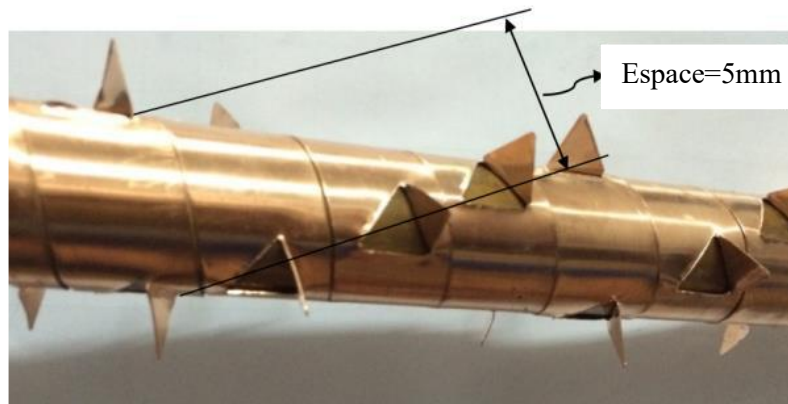
Le travail de recherche mené par **M. A. Serezhkin et al. [20]** consiste en l'analyse numérique et expérimentale des caractéristiques de transfert de chaleur et de l'écoulement dans un échangeur de chaleur à micro canaux, dans le but d'évaluer l'influence de la géométrie des canaux sur les performances thermiques. Menées avec un fluide de travail en écoulement laminaire, les simulations se sont déroulées sous des conditions de flux thermique constant, et ont été réalisées pour un nombre de Reynolds variant entre 100 et 1000. Les travaux ont permis d'examiner l'effet de la section transversale des micros canaux et du pas entre eux sur les coefficients de transfert de chaleur et les pertes de charge.

Les résultats indiquent que les canaux de section circulaire favorisent le transfert de chaleur par rapport au cas des canaux rectangulaires, et ce, sous réserve d'assez faibles pertes de charge.



**Figure II.12.** Modèle physique pour un échangeur de chaleur à micro canaux [20]

**Vinons M. Hamed et al. [21]** ont effectué une étude approfondie des techniques d'amélioration des échangeurs de chaleur à double tube par l'utilisation d'ailettes. En analysant leur impact sur les performances thermiques et hydrauliques. Les investigations ont porté sur différents types d'ailettes (longitudinales, annulaires, en épingle) dans des conditions d'écoulement laminaire et turbulent. La plage du nombre de Reynolds considérée variait entre 500 et 15 000. Les recherches ont examiné l'effet de la géométrie des ailettes, de leur espacement et de leur matériau sur les coefficients de transfert de chaleur et les pertes de charge. Les résultats ont montré que les ailettes annulaires augmentent significativement le transfert de chaleur, mais au prix d'une perte de charge accrue. Le facteur de performance optimal a été obtenu avec des ailettes annulaires espacées de 5 mm, fabriquées en aluminium, offrant un équilibre entre efficacité thermique et résistance hydraulique.



**Figure II.13.** Type annulaire amélioré [21]

Dans leur étude numérique, **Zhang et al [22]**, ont analysé la performance thermique d'un échangeur de chaleur à double tube en recourant à des simulations numériques ainsi qu'à des tests expérimentaux. L'étude examine diverses configurations d'ailettes internes : longitudinales, fendillées et semi-hélicoïdales. Le modèle le plus performant, qui utilise des ailettes semi-hélicoïdales à  $90^\circ$ , fait état d'une augmentation de 66,76 % du nombre de Nusselt.



**Figure II.14.** Schéma de l'échangeur de chaleur [22]

Dans leur étude, **Mandez et al [23]** se sont intéressés à l'influence de l'espacement des ailettes du côté du sur-tube d'un échangeur de chaleur à une rangée d'ailettes. Pour ce faire, ils ont combiné la visualisation de l'écoulement et le calcul numérique. Cette étude a été conduite en premier lieu sur des échangeurs de chaleur à une rangée, puis les conclusions ont été extrapolées à des dispositifs à plusieurs rangées. D'après les conclusions majeures, une orientation de  $0^\circ$  accompagnée d'une densité de 60% engendre la plus haute résistance à la traction. Une densité de remplissage inférieure, comportant plus d'espace vide, diminue encore plus les tensions internes avec une augmentation de l'échange thermique ; ce qui permet d'obtenir un facteur de performance optimal.

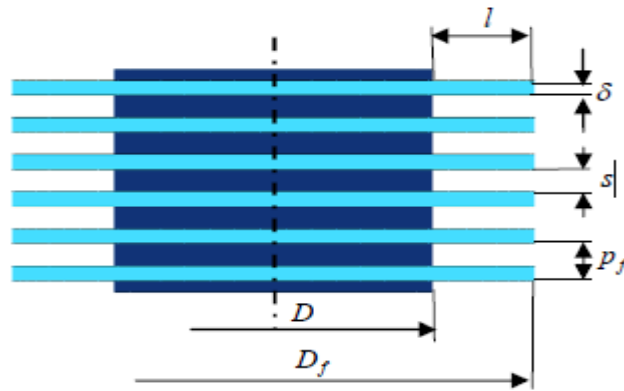


Figure II.15. Géométrie des tubes et ailettes [23]

Halil Bayram et al [24] ont étudié l'impact de l'espacement variable des chicanes sur les caractéristiques thermiques d'un échangeur de chaleur tube et calandre, en réalisant une analyse CFD à l'aide du logiciel ANSYS Fluent. Ils ont utilisé cinq cas différents, le premier desquels avait des déflecteurs espacés et les autres un espacement variable, comme indiqué sur la figure ; il ont constaté que plus l'espacement est uniforme plus le rendement est augmenté.

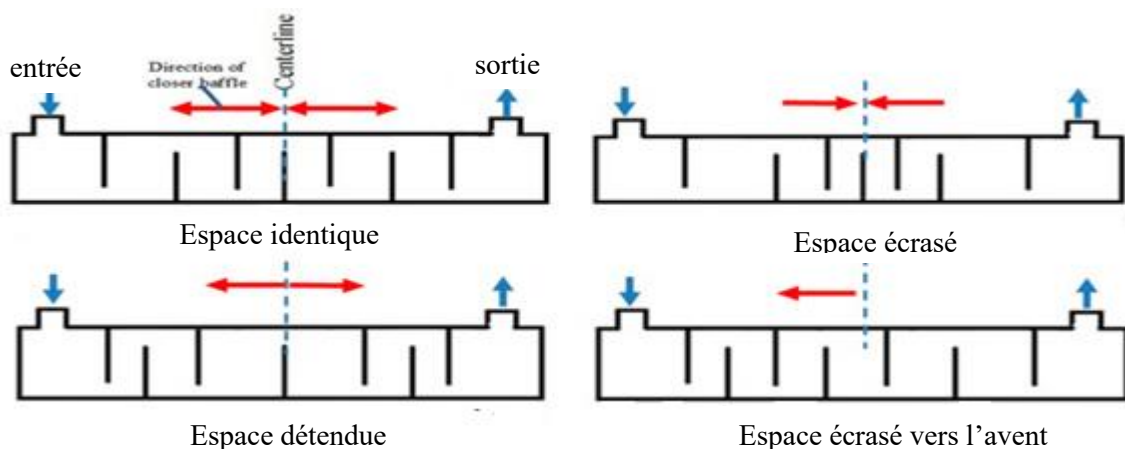


Figure II.16. Schéma d'espacement des chicanes pour les cas étudiés.[24]

L'étude de Slawomir [25] présente les résultats des calculs des phénomènes thermiques et d'écoulement dans les tubes à rayures internes pour un milieu présentant des paramètres supercritiques. Les résultats ont été obtenus au moyen d'une analyse numérique et d'une modélisation CFD. Les tubes à nervures hélicoïdales optimisent le transfert thermique de jusqu'à 40% en produisant des tourbillons secondaires. On obtient une performance optimale avec 12 nervures (proportion hauteur/profondeur = 0.8), alliant un bénéfice thermique et une gestion des pertes de pression. Le THPF (performance totale) atteint environ  $Re \approx 15\ 000$ , validé par des simulations numériques à  $\pm 10\%$  des données obtenues expérimentalement.

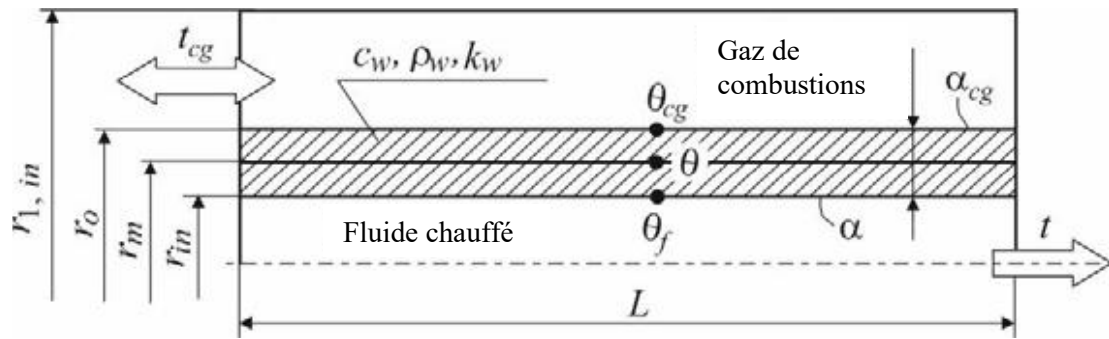


Figure II.17. Volume de contrôle du tube analysé [25]

Dans leur étude, **Kalhari et al.** [26] ont examiné les performances thermiques d'un chauffe-air solaire innovant équipé d'une plaque absorbante perforée. Cette conception favorise la turbulence et augmente la surface d'échange thermique, améliorant l'efficacité par rapport aux collecteurs solaires à plaque plane conventionnels.

Les analyses expérimentales et numériques montrent que la géométrie des perforations et le débit d'air influencent fortement l'efficacité thermique et la chute de pression. Les résultats suggèrent que les plaques perforées offrent une solution économique pour le chauffage solaire de l'air.

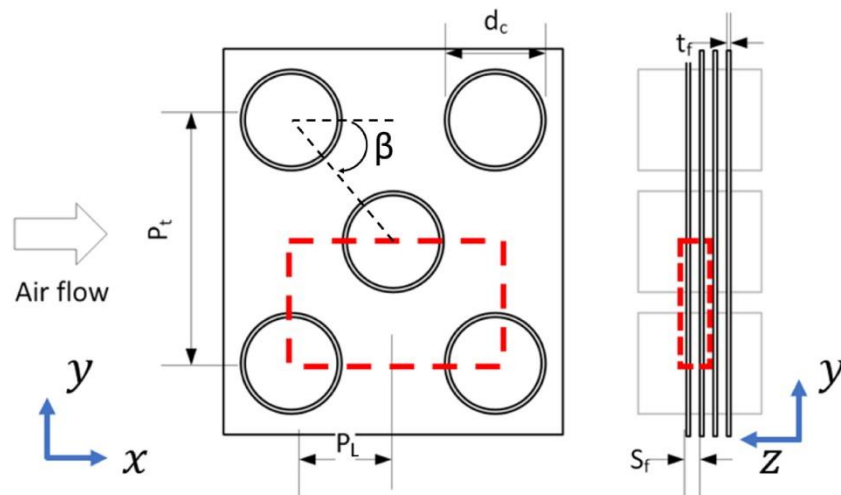


Figure II.18 . Paramètres de géométrie des ailettes et des tubes avec domaine de calcul indiqué par des lignes pointillées rouges [26]

**Tarrad et al.** [27] ont développé un modèle numérique pour évaluer la performance thermique des condenseurs à refroidissement par air dans des applications industrielles. La méthode utilise une technique pas-à-pas le long du flux de vapeur pour analyser un échangeur de chaleur à deux rangées de tubes en orientation verticale. Les résultats montrent que les performances thermiques dépendent des débits d'air et de vapeur, ainsi que des températures d'entrée. Une efficacité thermique élevée a été obtenue avec des débits d'air optimisés.

Le modèle prédit la charge thermique avec une précision de  $\pm 12\%$  par rapport aux données expérimentales.

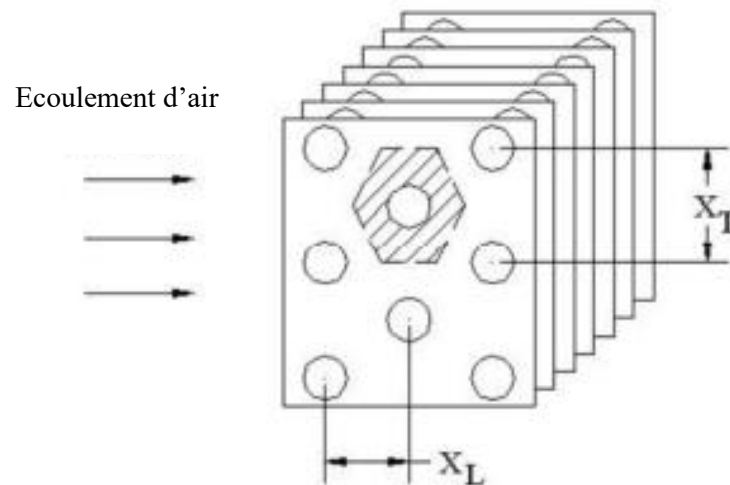


Figure II. 19. Configurations de tubes décalées [27]

R. Barbedj et al [28] ont développé la conception et les performances d'un échangeur de chaleur à tubes hexagonaux avec ailettes, visant à optimiser le transfert thermique tout en diminuant la perte de pression. Des calculs théoriques et des modélisations numériques ont été entrepris, en privilégiant l'usage de tubes hexagonaux par rapport aux tubes ronds traditionnels. Différentes configurations ont été examinées : la géométrie des tubes, l'arrangement des ailettes et les conditions d'écoulement du fluide. Il a été démontré que la forme hexagonale favorise une augmentation de 10 à 15 % du coefficient global de transfert par rapport aux tubes ronds, grâce à une distribution plus efficace du flux et une plus grande surface d'échange thermique.

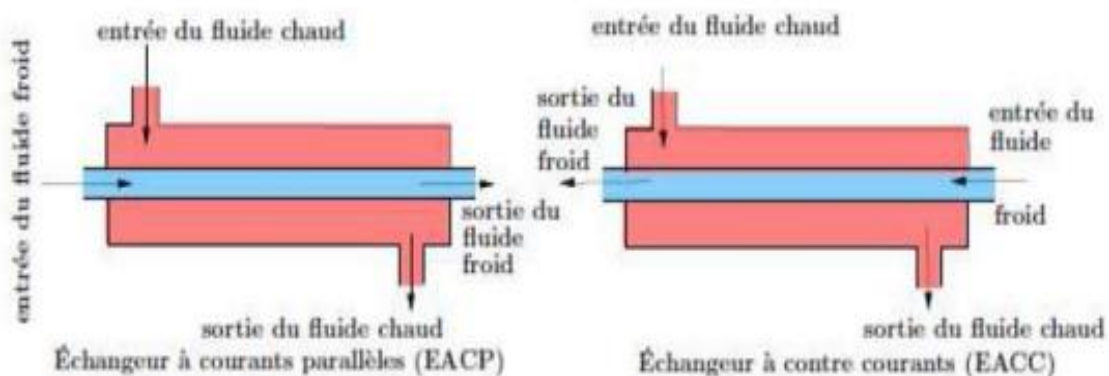
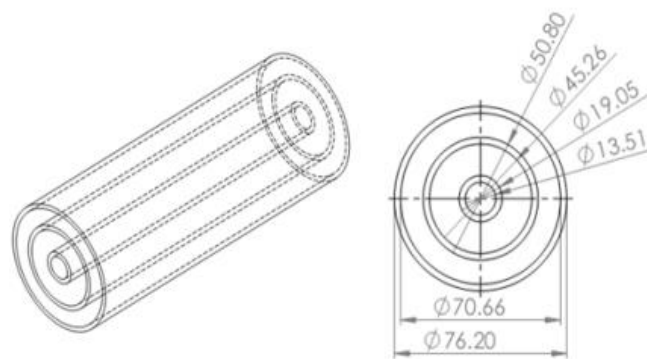


Figure II .20. Schéma d'un échangeur bitube [28]

Dans leur recherche, **M. Ragueb et al [29]** ont analysé de manière numérique l'efficacité d'un échangeur thermique à triple tube concentrique en employant un nano fluide hybride en tant que fluide de travail. L'étude s'est focalisée sur l'impact des caractéristiques du nano-fluide, comprenant un mélange de nanoparticules ( $\text{Al}_2\text{O}_3$  et  $\text{CuO}$ ) dispersées dans un fluide principal, sur le coefficient de transfert thermique et la chute de pression.

Les résultats indiquent que l'utilisation du nano fluide hybride contribue à améliorer le coefficient de transfert thermique, notamment d'environ 25 % comparé à un fluide de base pur, grâce à une conductivité thermique renforcée. Par ailleurs, une hausse de la concentration en nanoparticules entraîne une légère augmentation de la perte de charge. Un taux idéal de 2% de nanoparticules est considéré comme un bon équilibre, apte à maximiser le transfert thermique au coût le plus avantageux.

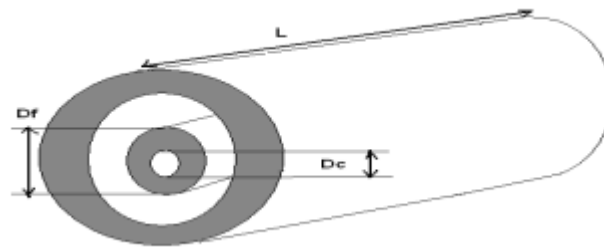


**Figure II.21.** Modèle physique de l'échangeur considéré dans cette étude [29]

Dans leur étude, **MJ Sghaier [30]** a présenté une analyse approfondie des différents types d'échangeurs de chaleur, leurs principes de fonctionnement et leurs applications industrielles. L'auteur examine notamment les échangeurs à plaques, à tubes concentriques et à ailettes, en mettant l'accent sur leurs performances thermiques et leurs avantages respectifs. Des modèles théoriques et des corrélations empiriques sont proposés pour calculer les coefficients de transfert thermique et les pertes de charge. Les résultats montrent que le choix d'un échangeur dépend fortement des conditions opératoires (débit, température, propriétés des fluides). L'étude souligne également l'importance de l'encrassement et son impact sur l'efficacité thermique, proposant des méthodes de maintenance préventive.



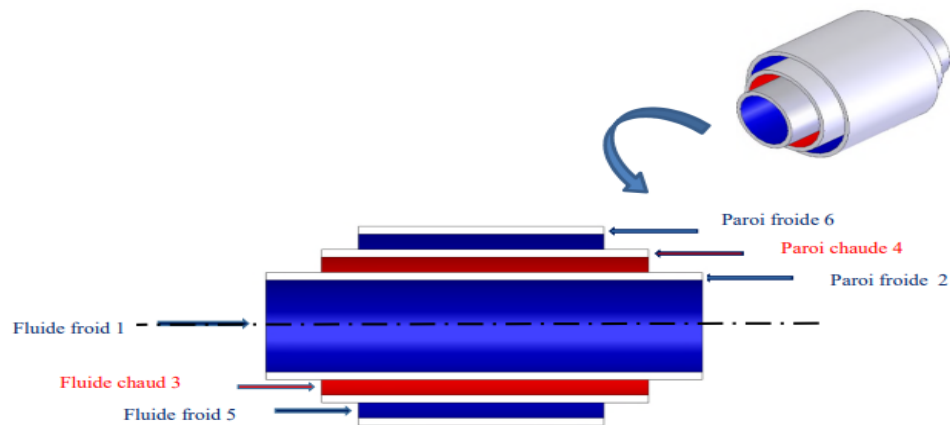
L'étude de A DEHDA, K KHELIE [32] présente une analyse numérique détaillée des performances thermiques d'un échangeur à tubes concentriques. Les auteurs ont développé un modèle numérique pour étudier les profils de température et les coefficients de transfert de chaleur. Leurs travaux mettent en évidence l'influence cruciale des paramètres opérationnels (débit des fluides, différence de température) et géométriques (diamètre des tubes, longueur de l'échangeur) sur l'efficacité thermique. Les résultats obtenus montrent une bonne corrélation avec les modèles théoriques classiques, tout en révélant des zones d'amélioration potentielles pour l'optimisation des échangeurs coaxiaux. Cette étude fournit des bases solides pour la conception d'échangeurs compacts et efficaces, particulièrement utiles dans les applications industrielles nécessitant un transfert de chaleur optimal entre fluides.



**Figure II.24.** Echangeur à tube coaxial [32]

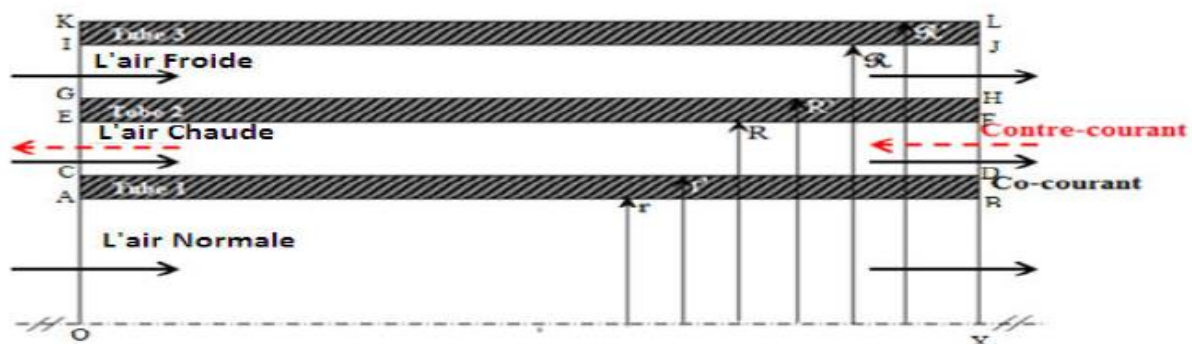
Dans le cadre de leur recherche, l'échangeur à triple tube a été étudié dans les régimes permanent et transitoires par N BOULTIF [33]. L'analyse numérique et expérimentale a mis en avant que cette configuration permette d'atteindre des rendements thermiques inédits et des compacts améliorés par rapport aux échangeurs standards.

L'étude a permis d'identifier les performances, selon les paramètres géométriques (diamètres, espacements) et opérationnels (débit, températures), les temps caractéristiques de réponse à l'état transitoire, essentiels dans les applications industrielles. Des corrélations pratiques sont fournies pour le calcul des transferts thermiques et des pertes de charge.



**Figure II.25.** Vue en coupe de l'échangeur de chaleur à triple tubes concentrique [33]

Une autre étude numérique approfondie sur le transfert thermique dans échangeur à trois tubes concentriques a été réalisée par **S. Hadjazi et M. Kaddour** [34]. Les résultats principaux montrent, d'une part, que le taux de transfert thermique était amélioré de 27,3 % pour l'agencement optimal des écoulements (contre-courant) par rapport aux échangeurs à double tube classiques, et d'autre part, les pertes de pression étaient réduites de 18,5 % pour des débits variant de 1 à 3 L/min avec des coefficients d'échange thermique élevés.



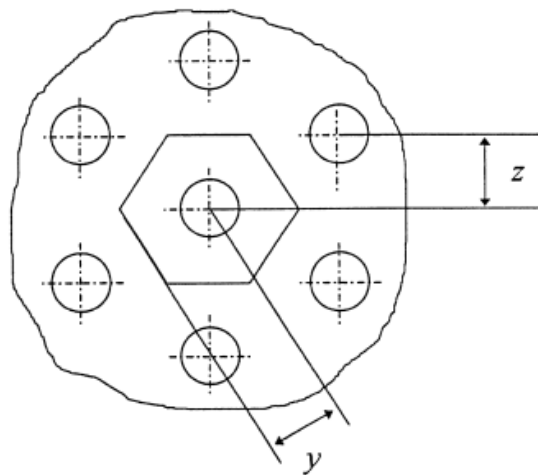
**Figure II.26.** Schéma d'un échangeur thermique à triple tubes concentriques [34]

Dans le but de procéder à l'analyse numérique et expérimentale d'un dispositif d'échange thermique, **A Rahila, Y Amar** [35] ont associé des simulations CFD et des mesures expérimentales dans le but d'évaluer les performances thermiques et hydrodynamiques d'un échangeurs de chaleur à double tubes concentrique. Cette étude a fourni les profils de température, les coefficients de transfert thermique et de pertes de charge, qui affirment la bonne concorde des chiffres numériques et expérimentaux obtenus. En outre, des corrélations pour le nombre de Nusselt et le coefficient d'échange ont été proposées pour guider son optimisation de conception.



**Figure II.27.** Echangeur de chaleur à double tube concentrique [35]

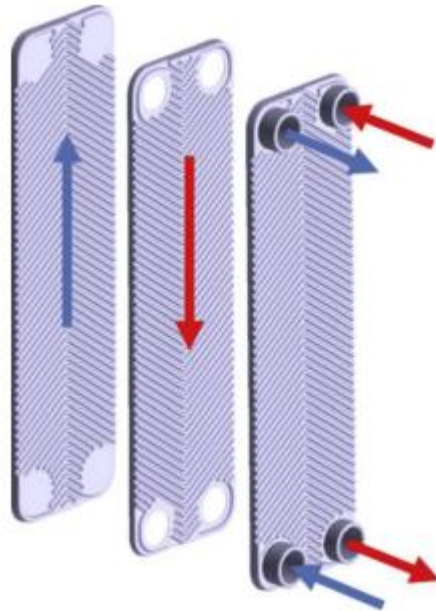
**S. L. Han [36]** examinent l'efficacité thermique des échangeurs de chaleur à tubes ronds et à plaques à ailettes, en mettant l'accent sur le transfert thermique du côté de l'air. Ils analysent l'influence des facteurs géométriques, comme la distance entre les ailettes, le nombre de rangées de tubes et l'épaisseur des ailettes, sur le coefficient de transfert thermique. Les résultats, issus d'essais réalisés dans un tunnel aérodynamique à flux forcé, démontrent que la distance entre les ailettes n'a pas d'impact notable sur le coefficient de transfert thermique. Une corrélation pour le coefficient de Colburn  $J$  est suggérée, qui explique 88,6 % des données avec une déviation moyenne de 7,51 %. Cette corrélation permet de prédire plus facilement les performances thermiques pour des conceptions optimisées.



**Figure II.28.** Réseau d'ailettes hexagonales [36]

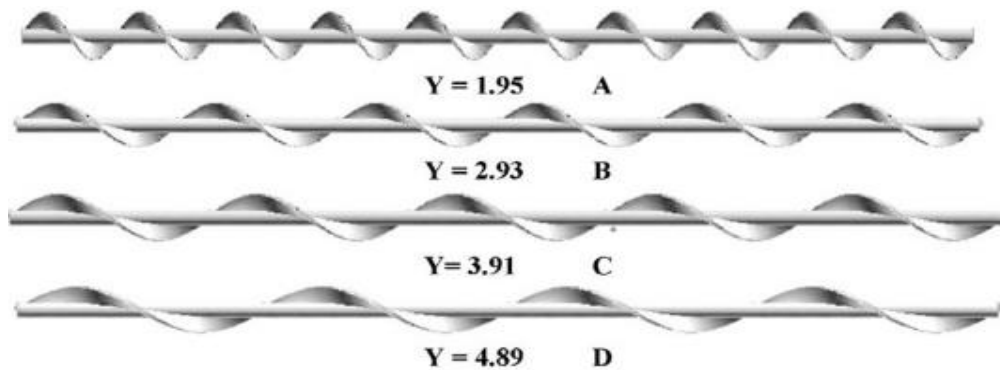
**J. M. Pinto et al [37]** ont effectué une analyse numérique sur les échangeurs de chaleur à plaques, en y intégrant des configurations avec tubulures hexagonales ailetées. L'analyse met en avant l'influence de la géométrie des tubulures et ailettes sur le transfert de chaleur.

Les résultats démontrent que le coefficient de transfert thermique peut être amélioré de 10 à 15 % en utilisant des tubulures hexagonales plutôt qu'en utilisant des tubulures circulaires. Bien que les ailettes contribuent à l'amélioration du transfert de chaleur par convection, il est essentiel de maintenir un espacement approprié pour minimiser les pertes hydrauliques.



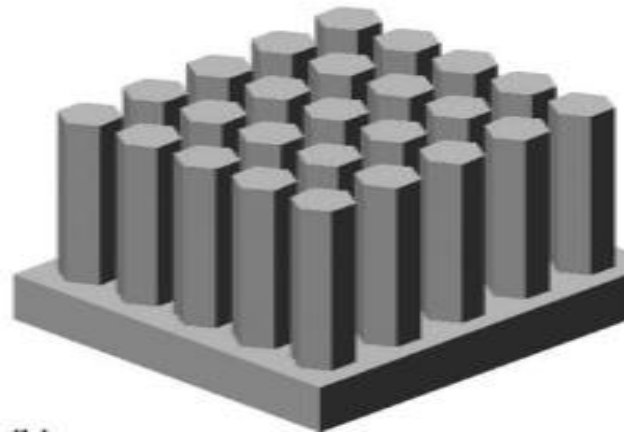
**Figure II.29.** Schéma représente l'entrée est la sortie de fluide chaude et froid [37]

**A. Boukhari et al [38]** ont étudié par le biais d'expérimentation et de simulation numérique les performances d'un échangeur de chaleur à double tube composé de tubes hélicoïdales en convection forcée, en examinant l'impact de la géométrie des tubes sur le transfert thermique et la chute de pression. Les tubes hélicoïdaux confèrent une notable amélioration du coefficient de transfert de chaleur par rapport aux tubes ronds, tandis que la forme géométrique favorise la convection, même si leur espacement inapproprié augmente les pertes hydrauliques. D'après les auteurs, il s'agit d'une association optimisée de tubes hélicoïdale qui améliorerait les performances thermiques.



**Figure II.30.** Inserts de vis hélicoïdales de différents rapports de torsion [38]

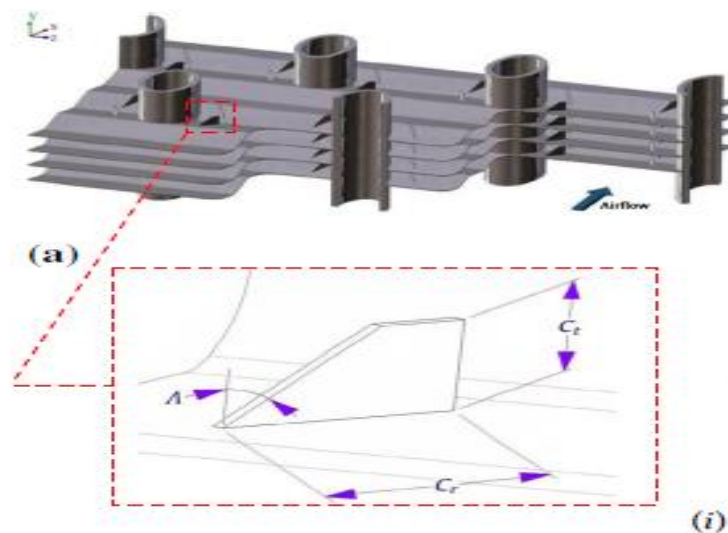
**Housseyn Daoud** [39] ont réalisé une étude expérimentale, cinq paramètres ont été analysés afin d'optimiser le transfert thermique et de minimiser les pertes de charge. Les résultats de l'expérience indiquent que, pour optimiser le transfert de chaleur, les conditions suivantes doivent être respectées : une hauteur des ailettes de 150 mm, une largeur de 14 mm, une distance de 20 mm entre les ailettes longitudinales et les inter-axes des ailettes transversales, et une vitesse d'écoulement de 4 m/s. Cette configuration a pour effet d'optimiser la convection forcée, ce qui se traduit par une augmentation de la chaleur transmise à la pièce. Cette amélioration de la transmission thermique s'avère avantageuse pour les échanges thermiques avec le fluide de travail.



**Figure II.31.** Vue en perspective de l'échangeur de chaleur [39]

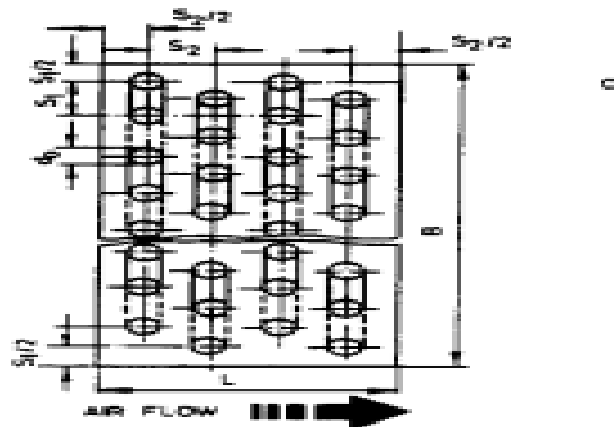
Dans le cadre de cette étude, **Housseyn Daoud et al** [40] se sont intéressés au rôle prépondérant du transfert de chaleur et des échangeurs dans la performance des systèmes de réfrigération par absorption solaire. En outre, l'efficacité de ces systèmes est déterminée par la capacité des échangeurs de chaleur à transférer, à pleine charge, la chaleur captée par les collecteurs solaires vers le générateur de chaleur du cycle d'absorption. Il convient de noter que,

dans le cas d'un transfert thermique déficient, le coefficient de performance (COP) de ces dernières peut être significativement réduit. En outre, Il est impératif que les échangeurs de chaleur soient conçus de manière à optimiser l'efficacité thermique des composants du cycle, à savoir le générateur, l'absorbeur, le condenseur et l'évaporateur, sans générer de pertes thermiques, comme le soulignent les auteurs de l'étude. Dans le cadre des systèmes d'intérêt solaire, l'optimisation thermique des échangeurs revêt une importance majeure. Cette optimisation, qui s'articule autour de l'utilisation de matériaux à forte conductivité thermique et de surfaces améliorées, vise à accroître l'efficacité énergétique et la rentabilité économique de ces systèmes.



**Figure.32.** Schéma de principe de la région centrale d'un échangeur de chaleur SWFET avec les dimensions VG [40]

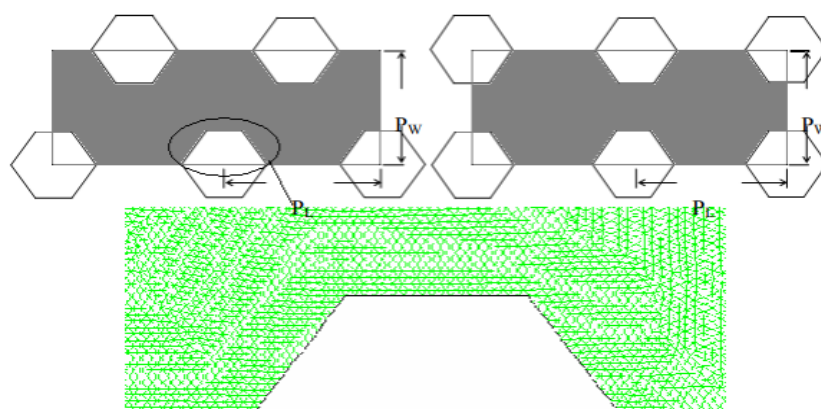
N. Kayansayan et al., [41] traite de la distribution du flux dans un conteneur réfrigéré vide. Les résultats obtenus par simulation CFD révèlent que l'emplacement de l'évaporateur est un facteur important dans l'uniformité de la température, avec des variations réduites à 1 °C dans des structures optimisées. Les coefficients de transfert de chaleur sont environ 30 % supérieurs aux valeurs théoriques, en raison des vortex générés. Une perte de pression modérée est observée, liée à la géométrie du conteneur. Ces résultats sont cruciaux pour améliorer les systèmes de réfrigération pour le transport de denrées périssables.



**Figure II.33.** Géométrie étudiée de N. Kayansayan et al. [42]

**Muhammed et al [42]** penchent sur les mécanismes de transfert de chaleur dans les systèmes distribués, en se concentrant particulièrement sur les échanges d'énergie ainsi que sur les phénomènes de conduction, convection et rayonnement. L'analyse souligne les facteurs cruciaux qui impactent l'efficacité thermique, comme la conductivité des matériaux. Les données indiquent que l'optimisation des flux thermiques peut considérablement améliorer les performances énergétiques des systèmes.

Suite à l'analyse, il est manifeste que des solutions mixtes, alliant une isolation améliorée et un refroidissement actif, présentent le meilleur équilibre entre stabilité thermique et consommation d'énergie.



**Figure II.34.** Domaine de calcul et grille près de la surface de l'ailette hexagonale [43]

Dans cette recherche **Yuan [43]**, examinent les performances énergétiques et thermiques d'un système de récupération de chaleur destiné à des applications industrielles. L'efficacité du dispositif est évaluée en utilisant une approche qui combine la modélisation numérique et

l'expérimentation en conditions réelles. Les résultats soulignent une diminution notable des pertes d'énergie, avec une possible augmentation de l'efficacité générale pouvant aller jusqu'à 25 % en fonction des configurations ; L'analyse examine aussi l'effet des paramètres opérationnels (température, flux) sur la profitabilité du système. Les résultats mettent en évidence une exploitation pouvant aller jusqu'à 25% de l'énergie thermique perdue. Les conseils portent principalement sur la modification des paramètres (débit, température) et une intégration conforme aux contraintes des sites afin d'optimiser la profitabilité.

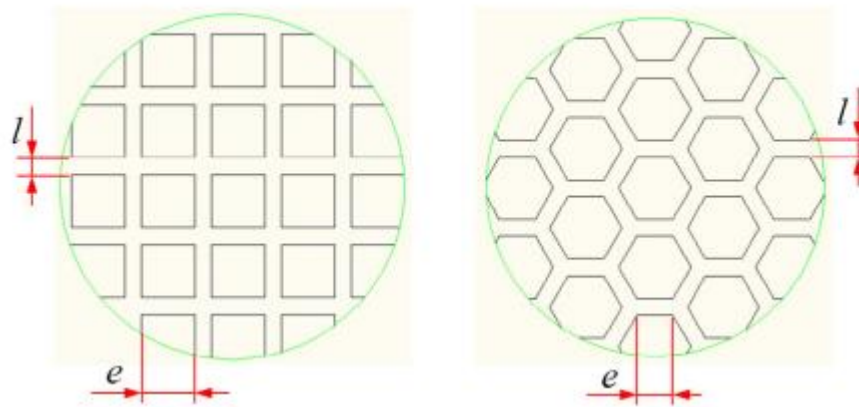


Figure II.35. La forme géométrique des tubes [45]

### II.3. Conclusion

Cette partie a offert un récapitulatif critique approfondi des résultats extraits des études numériques et expérimentaux relatifs aux échangeurs de chaleur. Elle a mis l'accent sur la créativité déployée dans l'application de techniques passives pour tenter d'améliorer les performances en matière de transfert thermique. Cette révision approfondie offre l'opportunité de saisir finement le comportement thermo-hydrodynamique des écoulements à l'intérieur ces dispositifs, en se concentrant particulièrement sur les processus d'amélioration suscités par les géométries novatrices d'ailettes.

# **Chapitre III**

## **Formulation mathématique et simulation numérique**

### III.1 Introduction

Dans ce chapitre, le comportement thermo-hydraulique de l'air dans un échangeur de chaleur à ailettes et tubes hexagonaux et circulaires a été modélisé numériquement à l'aide du logiciel ANSYS Fluent. Le problème physique, mathématique, et les conditions aux limites ainsi que l'indépendance du maillage utilisée seront présentés en détail Dans ce chapitre afin de trouver une solution au problème étudié.

### III.2 Géométrie du problème

Dans ce système, un échangeur de chaleur à ailettes et tubes hexagonaux est utilisé, où les tubes hexagonaux avec divers rapports latéraux sont substitués par un courant d'air turbulent stationnaire. Cette étude englobe Les vitesses sont ajustées afin que le nombre de Reynolds se situe entre 2400 et 6000, et que la température soit de 323K pour les tubes hexagonaux, tandis que la température ambiante de l'air est maintenue à 298K. La géométrie du problème est représentée dans la figure III.1.

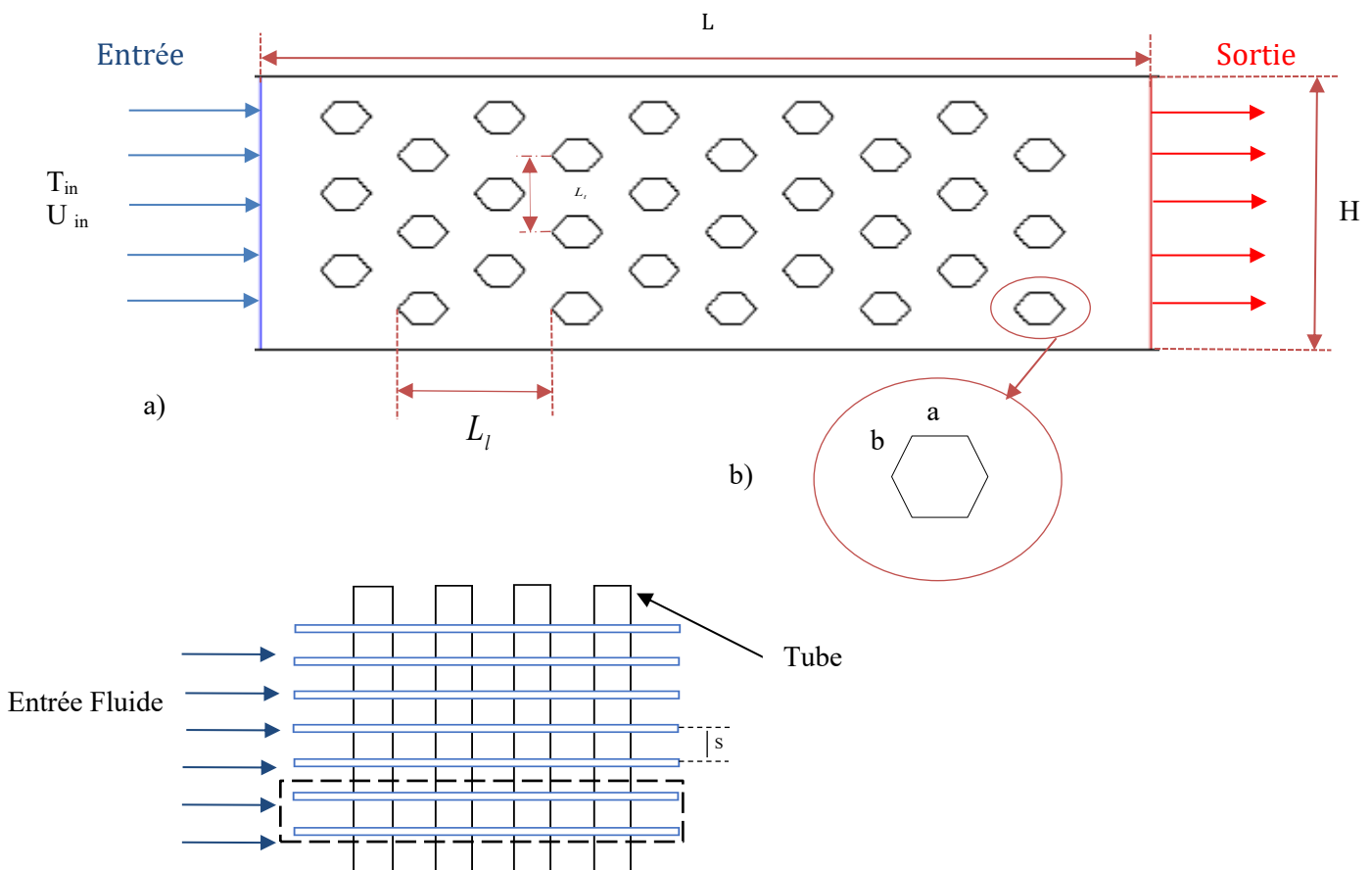


Figure.III.1. Modèle physique de la présente étude.

Les tubes sont disposés en quinconce sur 3 colonnes et 10 rangées. Les paramètres géométriques des tubes hexagonaux sont illustrés sur la figure III. 1, et leurs dimensions détaillées sont données dans le tableau III.1. Les tubes sont conçus avec des rapports de côtés hexagonaux de  $b/a= 0,25, 0,5, 1,0$  et  $1,5$ .

Le périmètre de tous les tubes hexagonaux et la distance entre deux ailettes sont considérés comme constants sur le logiciel. Afin de diminuer le temps de calcul et en raison de la symétrie, une partie seulement du domaine est sélectionnée pour la simulation.

Il a été établi que le flux d'air autour des tubes hexagonaux est turbulent, et le modèle de turbulence k-epsilon (Réalisable) est mis en œuvre pour les recherches concernant l'écoulement.

**Tableau.III.1** Paramètres géométriques des tubes hexagones étudiés.

	<b>H</b> (mm)	<b>L</b> (mm)	<b>L<sub>1</sub></b> (mm)	<b>L<sub>t</sub></b> (mm)	<b>b</b> (mm)	<b>a</b> (mm)	<b>d</b> (mm)
( $b/a=0.25$ )	85	300	26	24	7	28	----
( $b/a=0.5$ )	85	300	26	24	7	14	----
( $b/a=1$ )	85	300	26	24	7	7	----
( $b/a=1.5$ )	85	300	26	24	7	4.66	----
Ailettes et tubes circulaires	85	300	26	24	----	----	7

**III.3 Formulation mathématique du problème**

La description mathématique du phénomène de la convection repose sur des équations qui relient différents paramètres : vitesse, pression et température. Les équations gouvernantes sont comme suit :

- Equation de conservation de la masse (équation de continuité).
- Equation de conservation de la quantité de mouvement.
- Equation de l'énergie.

**III.4 Hypothèses**

Cette étude a été effectuée en s'appuyant sur les hypothèses suivantes :

- Ecoulement est de nature turbulente, il est considéré comme bidimensionnel et stationnaire
- Fluide est incompressible.

- Caractéristiques physiques du fluide constantes.
- Profils de vitesse et de température à l'entrée sont uniformes et constants.

### III.5 Equations gouvernantes

#### III.5.1 Equation de Continuité

Cette formule traduit le principe de la conservation des masses dans le volume de contrôle. Mathématiquement, elle se présente comme suit

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

#### III.5.2 Equation de quantité de mouvement

La relation entre les propriétés d'un fluide en mouvement et les forces qui le produisent peut être déterminée à l'aide du principe de conservation des impulsions. Ce principe est exprimé dans l'équation suivante :

Suivant x :

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

Suivant y :

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

#### III.5.3 Equation d'énergie

$$u \frac{\Delta T}{\Delta x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho C_p} \quad (5)$$

### Equations de turbulence *k-ε Réalisable*

Ce modèle semi-empirique est basé sur les variables d'énergie cinétique turbulente  $k$  et de dissipation  $\varepsilon$ . Dans de nombreuses applications, le modèle  $k-\varepsilon$  réalisable est favorisé étant donné qu'il fournit des mesures plus exactes pour la vitesse de dissémination des jets plats et ronds.

Les deux équations de turbulence sont :

#### Equations énergie cinétique $k$

$$\frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k + \Delta_k \quad (6)$$

**Equation de la dissipation visqueuse  $\varepsilon$** 

$$\frac{\partial(\rho u_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + P_\varepsilon + \Delta_\varepsilon + \rho C_{1\varepsilon} S_\varepsilon \quad (7)$$

$$P_k = \mu_t S^2 \quad (8)$$

$$P_\varepsilon = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \quad (9)$$

$$\Delta_k = -\rho \varepsilon \quad (10)$$

$$\Delta_\varepsilon = -\rho C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} \quad (11)$$

On peut modeler la viscosité turbulente  $\mu_t$  comme suit :

$$\mu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (12)$$

La viscosité turbulente est un paramètre largement utilisé dans les équations pour l'énergie, le moment, la dynamique turbulente et le taux de dissipation turbulent. Les constantes empiriques sont fournies comme suit

$$C_{\varepsilon 1} = 1.44, C_{\varepsilon 2} = 1.9, \sigma_k = 1, \sigma_\varepsilon = 1.22 \quad (13)$$

**III.5.4 Nombres adimensionnels**

Des équations sans dimension sont utilisées pour rationaliser et trouver des solutions générales aux problèmes physiques.

**Facteur de Colburn J**

$$J = \frac{Nu}{Re.Pr^{\frac{1}{3}}} \quad (14)$$

**Efficacité relative  $\eta$** 

$$\eta = \frac{\left(\frac{J}{J_s}\right)}{\left(\frac{f}{f_s}\right)^{\frac{1}{3}}}$$

(15)

**Nombre de Reynolds ( $Re$ )**

Il s'agit d'une quantité sans dimension pour caractériser les propriétés de l'écoulement, notamment dans les écoulements turbulents. Il est déterminé par des facteurs tels que la viscosité, la densité et une longueur de référence spécifique.

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} \quad (16)$$

Le diamètre hydraulique  $D_h$  est défini par la relation :

$$D_h = \frac{4Sp}{P} = 2H_{\text{moy}} \quad (17)$$

**Nombre de Prandtl ( $Pr$ )**

$Pr$  montre l'efficacité relative du transfert de quantité de mouvement et de chaleur par le biais de la diffusion.

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (18)$$

**Nombre de Nusselt ( $Nu$ )**

Il s'agit d'un nombre sans dimension utilisé pour représenter le coefficient de transfert thermique lors des opérations de transfert thermique.

$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda} \quad (19)$$

### Coefficient de frottement $f$

Le coefficient de frottement moyen est donné par :

$$f = \frac{(\frac{\Delta p}{L})D_h}{\frac{1}{2}\rho u^2} \quad (20)$$

$\Delta p$  représente la chute de pression entre l'entrée et la sortie du tube circulaire

$$\Delta p = p_{moy,e} - p_{moy,s} \quad (21)$$

Les nombres du Nusselt moyen sont donnés par les relations :

$$Nu(x) = \frac{Dh}{\lambda} h(x) \quad (22)$$

### III.6. Conditions aux limites

Pour aborder le système d'équations que nous avons mis en place plus tôt, il est essentiel de rassembler les conditions aux limites liées à chaque variable dépendante. Dans ce cas-ci, nous avons retenu les éléments suivants :

**Tableau.III.2.** Conditions aux limites

Limites	Condition thermique
Entrée de l'air pour les ailettes : $x=0, y \text{ de } \frac{-H}{2} < y < \frac{H}{2}$	$T_{en} = 298K$
Entrée de l'eau pour les tubes :	$T_{en} = 323K$

### III.7. Propriétés du fluide

Dans notre étude, nous avons utilisé l'écoulement de l'air à travers les ailettes qui est utilisé comme fluide procédé traversant les tubes qui contiennent de l'eau comme fluide caloporteur, le cuivre est utilisé comme matériau pour l'ensemble des tubes avec leurs propriétés thermo physiques énumérées au tableau III.4.

Tableau.III.3. Propriétés physiques du fluide utilisé (l'air a  $T=323K$ )

Propriétés physiques	Symboles	Valeurs
Masse volumique ( $kg/m^3$ )	$\rho$	1.225
La conductivité thermique ( $kg/m.K$ )	K	0.0242
Capacité thermique spécifique ( $kg/kg.K$ )	Cp	1006.43
Viscosité dynamique (Pa.s)	$\mu$	0.00001789

### III.8. Méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis implique l'intégration des équations aux dérivées partielles au sein du volume entourant chaque nœud de la grille. Cette méthode a des caractéristiques qui la rendent particulièrement performante pour l'étude des flux turbulents. Elle est également reconnue pour sa fiabilité exceptionnelle et sa compétence à gérer des équations qui comportent des termes sources complexes et non linéaires.

#### III.8. 1. Principe de la méthode des volumes finis

Les méthodes de volumes finis se fondent sur l'intégration des équations aux dérivées partielles au sein du volume de contrôle lié à chaque nœud du maillage. Cette approche maintient certains atouts clés pour l'étude des flux turbulents, y compris une solidité algorithmique sans pareille et la capacité de gérer efficacement des systèmes d'équations qui peuvent comporter des termes sources non linéaires et extrêmement complexes. Ces avantages font d'elle un instrument privilégié dans la modélisation numérique des phénomènes turbulents.

#### III.8.2. Volume de contrôle

Le nœud principal P, qui se trouve au centre du volume de contrôle, est cerné par les faces nord, sud, est et ouest. Les points adjacents sont E et W sur l'axe des x, et N et S sur l'axe des y, comme le montre la Figure III.2. On évalue les grandeurs scalaires comme la pression p et la température T aux points nodaux de la grille principale, alors que les vecteurs telles que la vitesse axiale u et la vitesse radiale v sont déterminés sur les surfaces du volume de contrôle du maillage principal, déterminé précédemment (vitesse axiale sur les faces s et n, vitesse radiale sur les faces w et e).

Plusieurs équations de conservation sont incorporées à l'échelle du volume de contrôle dans le but d'établir les variables scalaires et vectorielles liées au problème.

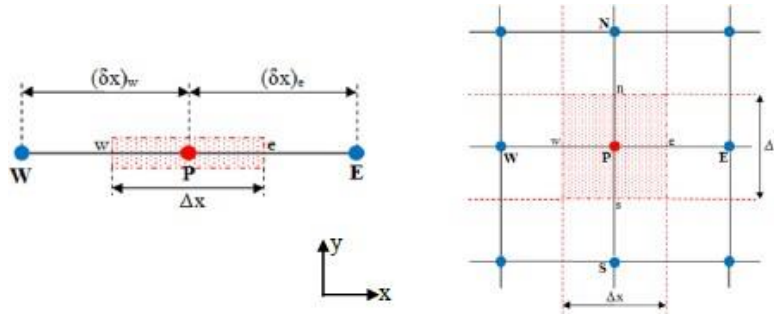


Figure III.2. Volume de contrôle pour des situations différentes, (a) 1D, (b) 2D,

### III.9. Outil de simulation Gambit et Fluent

#### III.9.1 Gambit

##### III.9.1.1 Présentation de la géométrie dans Gambit

Pour notre simulation, le travail sous Gambit est de procéder comme suit :

##### ➤ Création de la géométrie

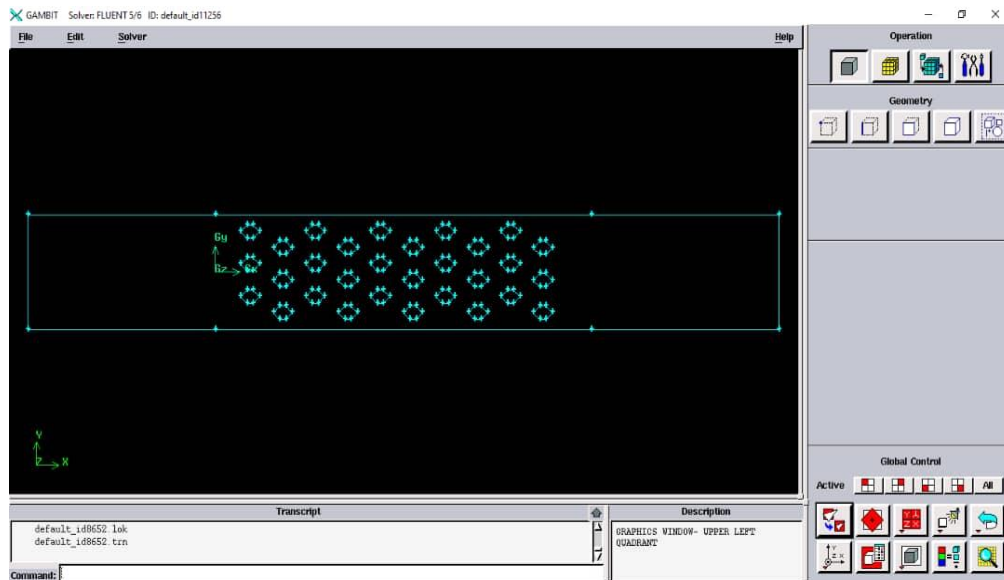


Figure III.3. Création de la géométrie du canal avec des tubes.

##### ➤ Vérification du maillage

##### ➤ Spécification de la nature des zones et les conditions aux limites

Enregistrement du fichier « Mesh ».

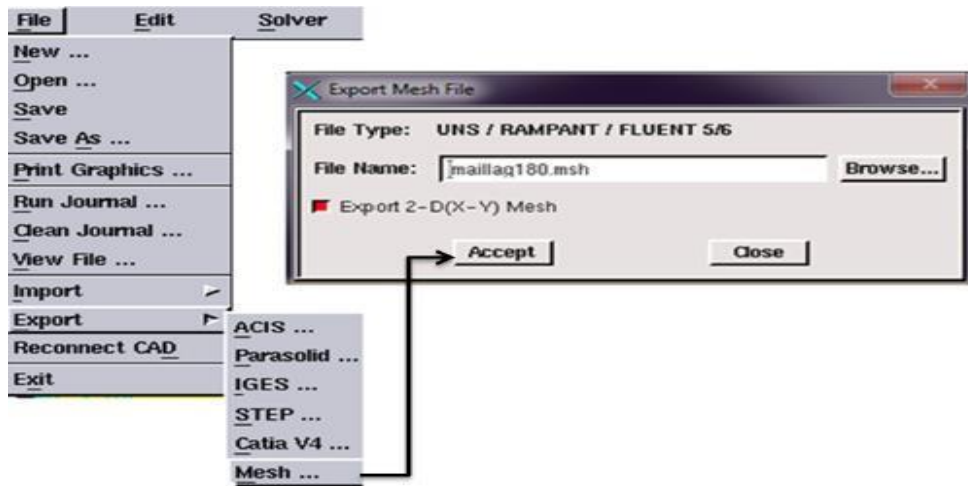


Figure III.4. Exportation du maillage.

### III.9.2 Fluent

Les modèles numériques de dynamique des fluides sont couramment employés pour simuler, représenter et étudier les flux de fluides ainsi que le transfert thermique. Elles donnent aux utilisateurs l'opportunité d'améliorer les performances des nouvelles conceptions tout en diminuant les temps de mise sur le marché, les risques et les dépenses connexes.

Fluent est un logiciel généralement utilisé dans différents domaines de l'industrie.

Il se consacre à la modélisation des écoulements de fluides, y compris la vitesse du courant, la température et d'autres variables.

#### III.9.2.1 Etapes générales

##### III.9.2.1.1 Importation de la géométrie «Mesh»

###### ➤ Ouvrir la version de Fluent

On va choisir la résolution 2ddp.

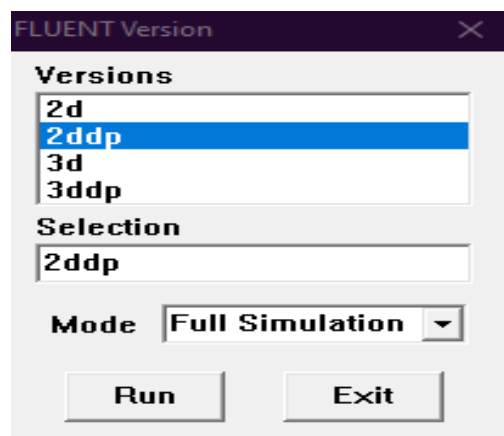


Figure III.5. Type de résolution.

Pour commencer la simulation il faut importer le fichier « . mesh » généré sous Gambit.

**File ==>Read ==>Case...**

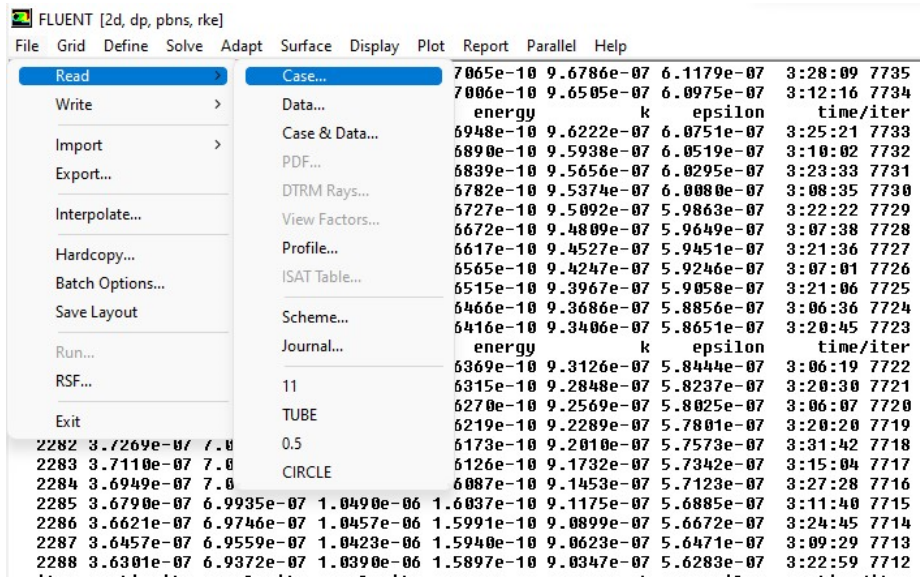


Figure III.6. Importation de la géométrie.

➤ **Vérification du maillage importé**

**Mesh==>Check...**

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

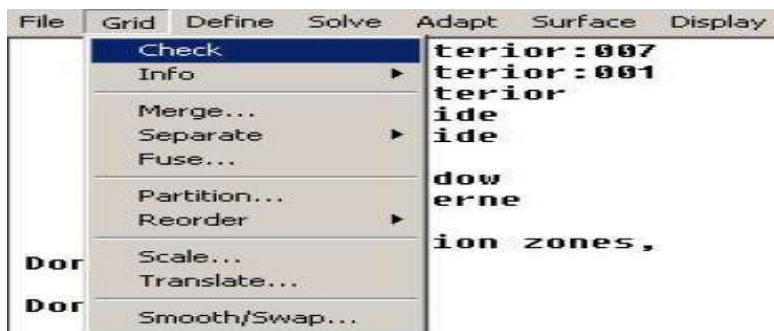


Figure III.7. Vérification du maillage sous Fluent.

➤ **Vérification de l'échelle**

**Mesh ==>Scale ...**

C'est pour vérifie l'unité.

➤ **Choix du solveur**

**Define==>Models==>Solver ...**

Pour préciser le solveur de propriété.

➤ **Affichage de la grille**

Display==>Grid ...

Pour afficher le maillage et vérifier les conditions aux limites définies au préalable dans Gambit.

➤ **Choix la formulation de l'équation d'énergie**

Define ==>Models==>energy...

C'est la formulation de l'équation d'énergie.

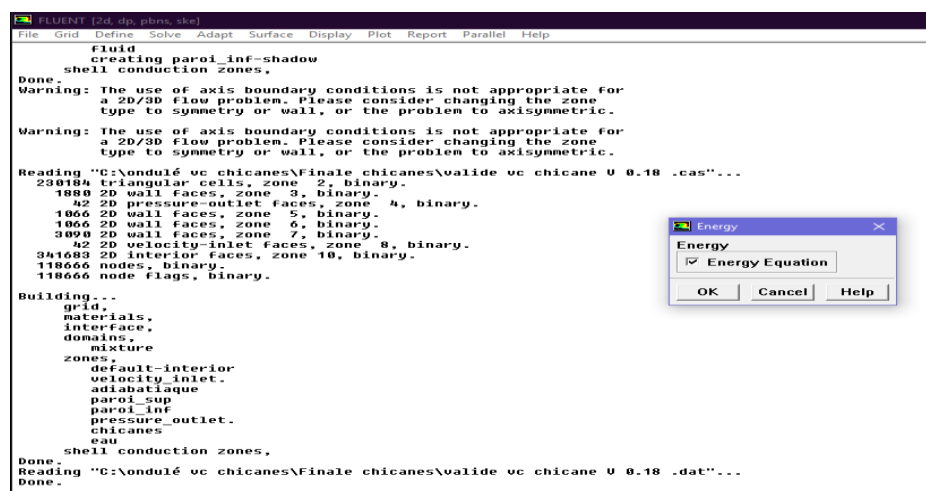


Figure III.8. Etablir l'équation d'énergie.

➤ **Choix du modèle de turbulence**

Define ==>Models ==>Viscous...

Pour définir le modèle de régime de l'écoulement.

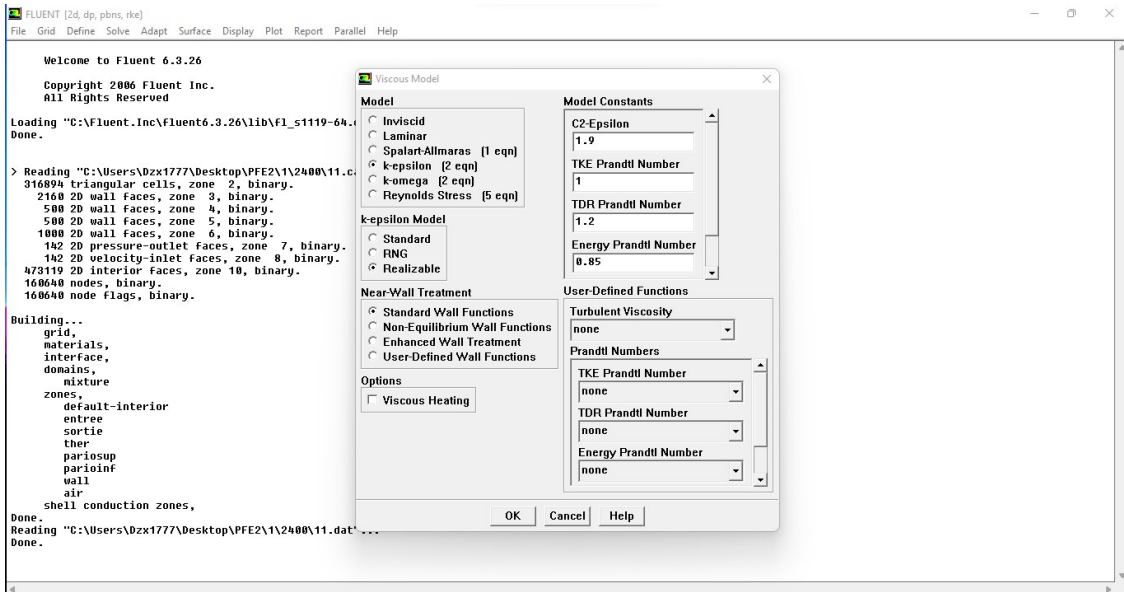


Figure III.9. Choix du modèle de turbulence.

➤ Définition des caractéristiques des matériaux

Define ==>Materials....

Les caractéristiques du fluide sont chargées à partir de la bibliothèque de données de Fluent.

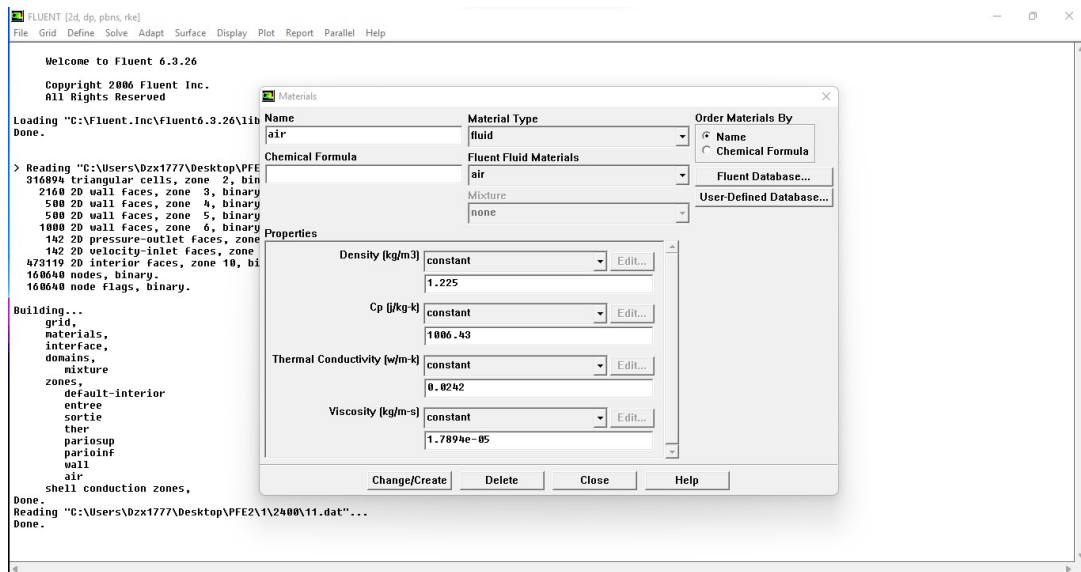


Figure III.10. Définition des caractéristiques du fluide.

➤ Définition condition aux limites

Define ==>Boundary condition...

Les conditions aux limites de chaque frontière seront établies en utilisant la fonction "fenêtre des conditions aux limites". Après avoir sélectionné chaque frontière pertinente (entrée, sortie,

paroi supérieure, paroi inférieure, fluide, les tubes hexagonaux), les conditions aux limites correspondantes seront introduites.

Il existe de nombreuses conditions, notamment :

- **Velocity inlet** : Dans le cas d'un écoulement incompressible ou légèrement compressible, lorsque la vitesse d'entrée est donnée.
- **Pressure outlet** : On l'utilise pour simuler l'écoulement du fluide à la sortie, sans disposer au préalable des valeurs précises de vitesse et de pression à ce point de sortie.
- **Wall** : Employés pour définir une paroi.

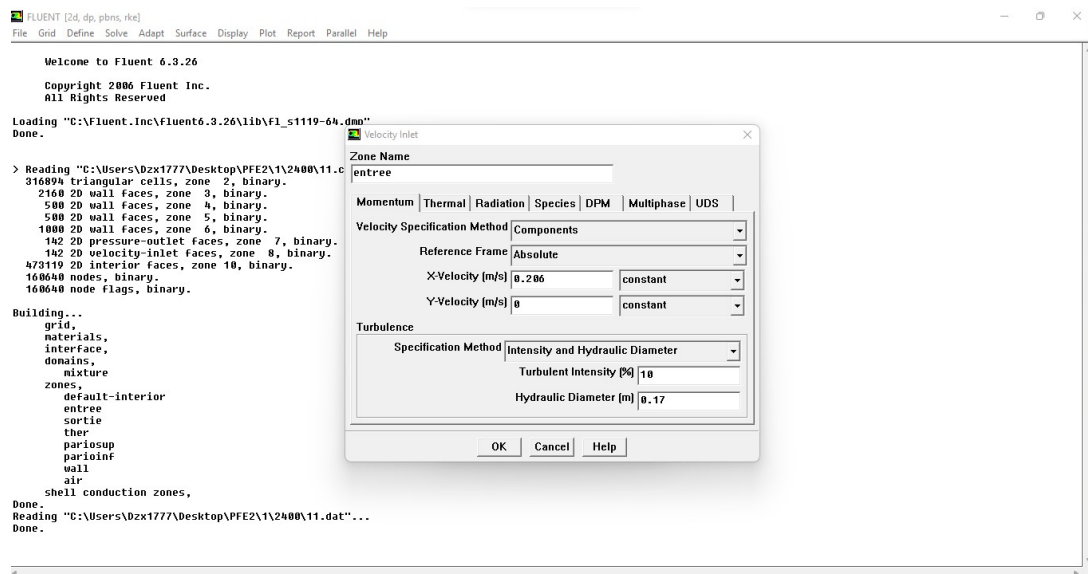


Figure III.11. Définition des conditions aux limites.

### ➤ Choix de solution

Solve==> intialize ==>initialize...

Cela sert à initialiser le champ d'écoulement avec une valeur de départ.

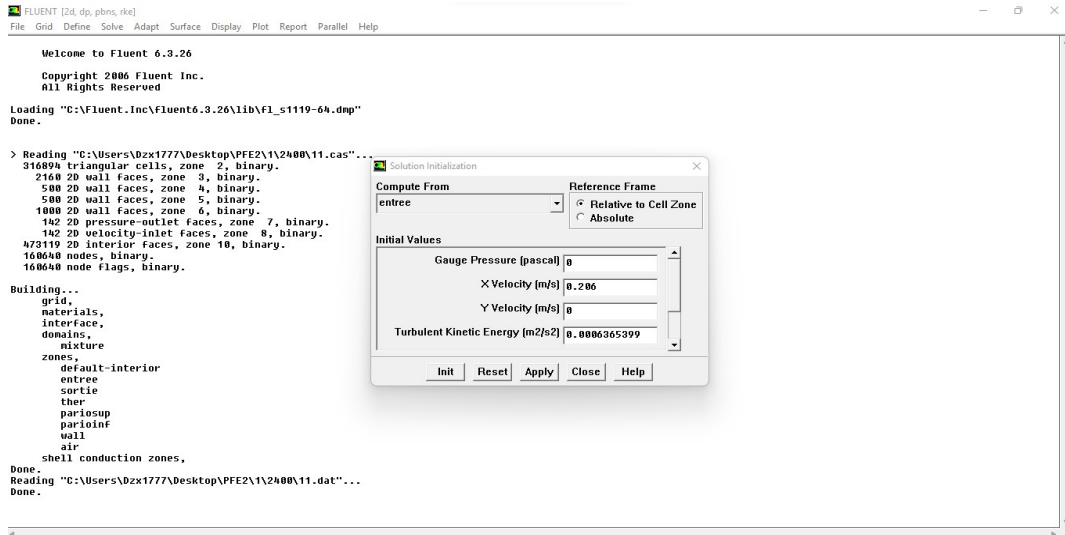


Figure III. 12. Initialisation de la vitesse et température à l'entrée.

**Solve ==>Monitors==>Residual...**

Activez l'option "plot" dans la fenêtre de surveillance des résidus et sélectionnez une valeur de 1000 pour faciliter les calculs.

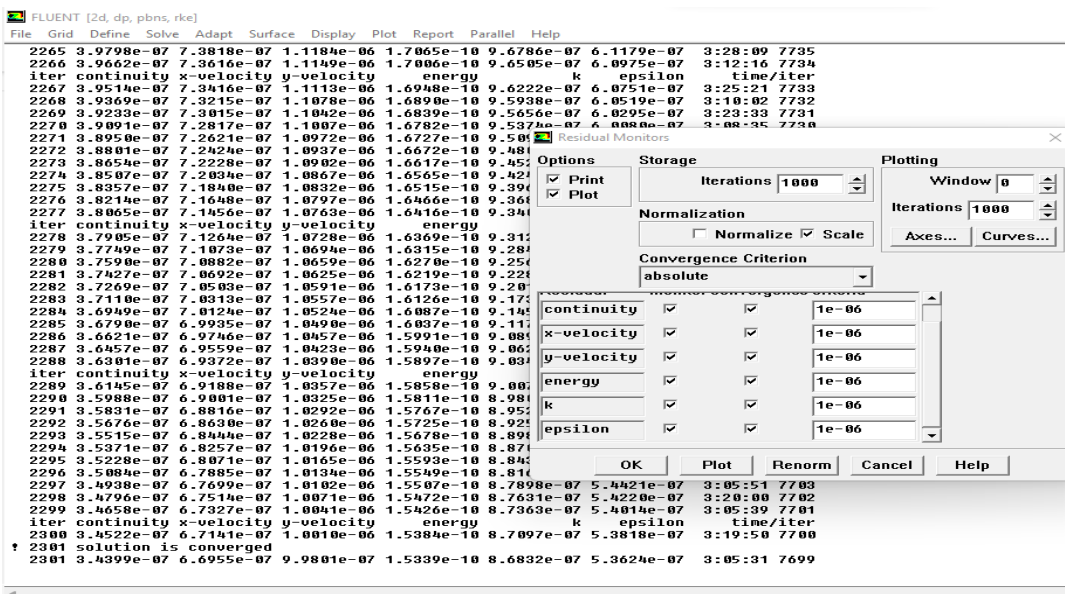


Figure III.13. Résiduels monitors.

**Solve==>Iterate...**

Les itérations sont effectuées jusqu'à ce que la convergence soit atteinte.

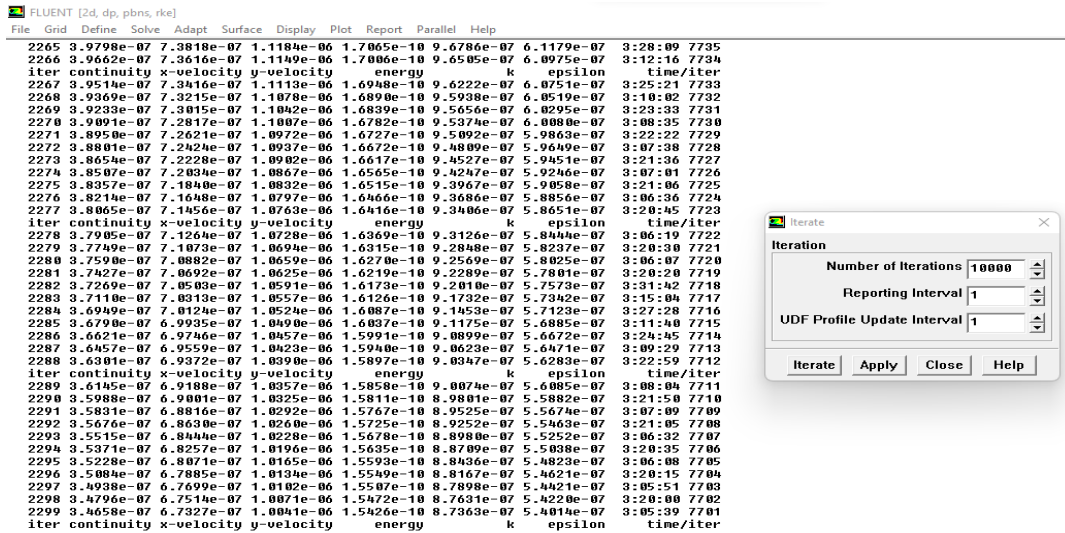


Figure III.14. Lancement les itérations.

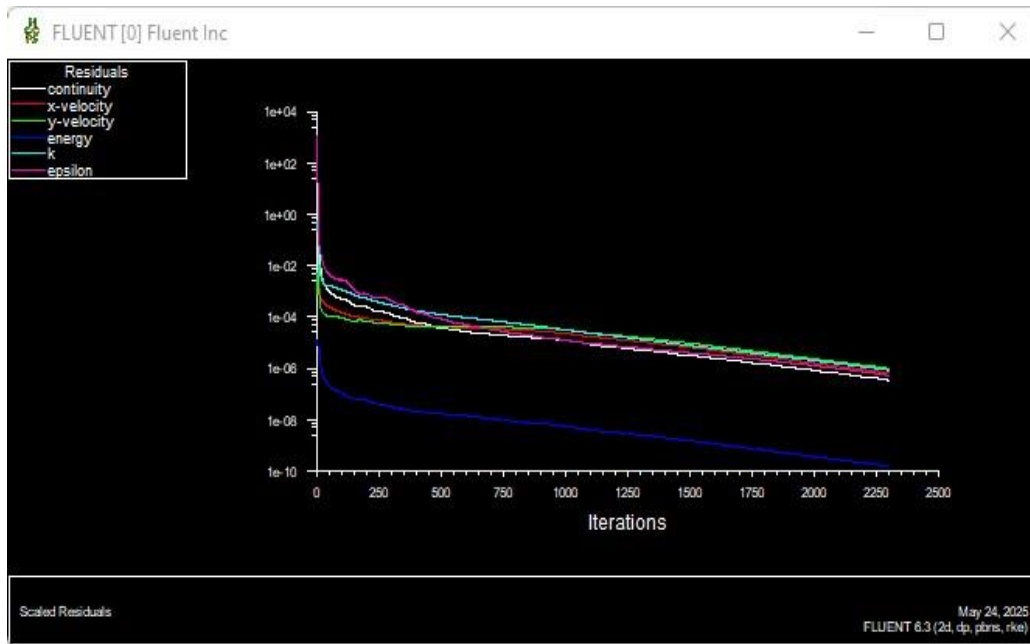


Figure III. 15. Fenêtre des itérations

➤ Maillage de la géométrie

Il est conseillé d'utiliser un logiciel de simulation pour effectuer le prétraitement. Ce programme peut créer des grilles structurées ou non, dans divers systèmes de coordonnées tels que le système cartésien, polaire, cylindrique ou axisymétrique. Il propose aussi l'option de concevoir des maillages complexes en 2D ou 3D, qu'ils soient de forme rectangulaire ou triangulaire.

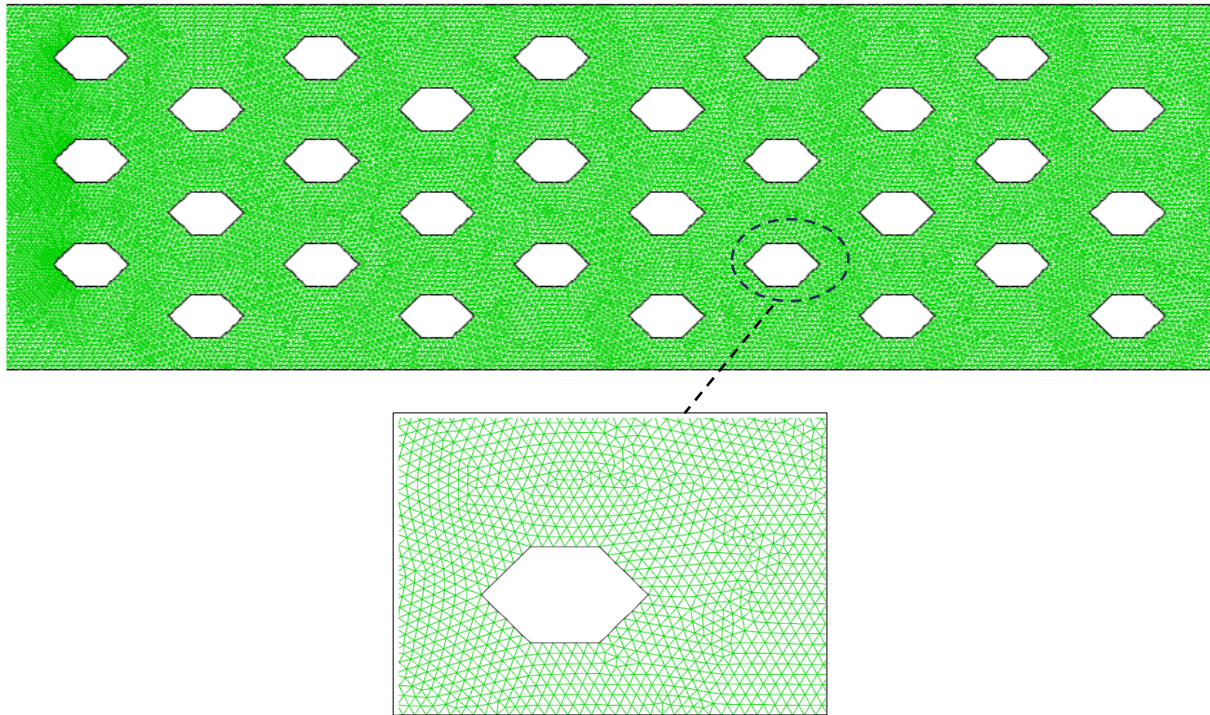


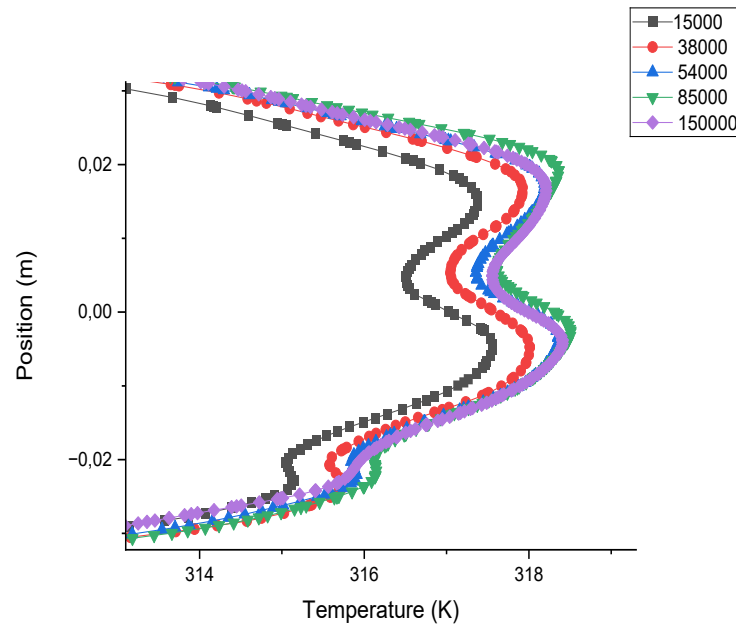
Figure III.16. Maillage structuré du domaine de calcul.

### III. 10. Indépendance de maillage

Pour garantir la précision des calculs numériques, une vérification de l'indépendance du maillage a été effectuée pour un écoulement d'air à  $Re=6000$  entourant un tube hexagonal présentant un rapport latéral  $b/a=0,5$ . Sur cinq grilles testées, comprenant respectivement 15 000, 38 000, 54 000, 85 000 et 150 000 mailles.

L'étude des résultats, en particulier de la température statique selon la position radiale, a démontré que les différences entre les maillages de 85 000 et 150 000 étaient de moins de 1 %, tandis que celles entre les maillages de 54 000 et 85 000 demeuraient en dessous de 2 %.

Cependant, la grille de 15 000 mailles révélait des disparités significatives, indiquant une résolution inadéquate. Donc, le maillage de 85 000 cellules a été retenu pour la suite des simulations, offrant un bon compromis entre précision des résultats et temps de calcul.



**Figure III.17.** Validation de l'indépendance du maillage par profil de température statique.

### III.11 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les modèles physiques et mathématiques qui régissent les phénomènes de convection forcée turbulente et stationnaire dans un échangeur de chaleur à ailettes et tubes hexagonaux avec différents rapports latéraux. Les résultats obtenus à partir des simulations seront présentés et examinés en détail dans le chapitre suivant.

# **Chapitre IV**

## **Résultats et discussions**

**IV.1 Introduction**

Ce chapitre représente les résultats issus de l'analyse du comportement thermo-hydraulique d'un écoulement d'air dans un échangeur de chaleur à tubes munis d'ailettes. L'étude vise principalement à évaluer les performances thermiques et hydrauliques associées aux configurations de tubes hexagonaux et circulaires, dans le but d'optimiser l'efficacité des échangeurs de chaleur en explorant une géométrie non conventionnelle.

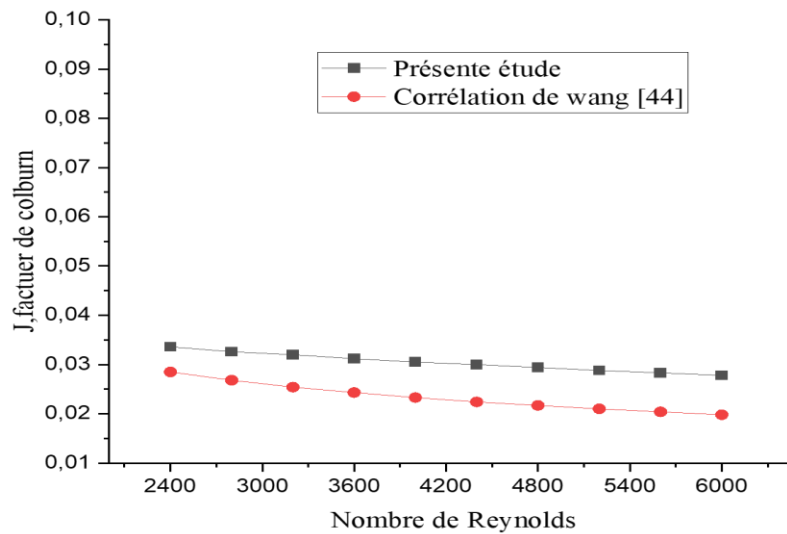
Les résultats sont interprétés à travers l'examen des champs de vitesse et de température, ainsi que des performances de transfert de chaleur, caractérisées par le facteur de Colburn et le facteur de frottement. Une attention particulière est portée à l'influence de la géométrie hexagonale sur les mécanismes de convection thermique et sur le développement de l'écoulement autour des surfaces des tubes.

Le chapitre se conclut par une synthèse de principales observations tirées de l'étude.

**IV.2 Validation des résultats de simulation**

La figure IV.1. Ci-dessous met en parallèle les résultats numériques obtenus dans cette étude avec ceux issus de la corrélation expérimentale réalisée par Wang [44], pour des nombres de Reynolds allant de 2400 à 6000. On constate que le facteur de Colburn  $J$  décroît avec l'augmentation du nombre de Reynolds, tant pour les résultats de cette recherche que pour ceux de la corrélation de Wang, ce qui est en accord avec le comportement prévu dans les régimes d'écoulement analysés.

Dans cette recherche, les valeurs obtenues surpassent constamment celles de Wang, présentant un écart relativement stable sur toute la plage du nombre de Reynolds. On peut imputer cette différence à des variations dans les conditions aux limites, les propriétés géométriques ou les techniques de modélisation employées. L'adéquation des tendances valide les résultats numériques obtenus et témoigne de la fiabilité du modèle utilisé dans le contexte de cette étude.



**Figure IV.1.** Comparaison de facteur de colburn avec les résultats expérimentaux de wang [44].

### IV.3 Résultats et discussions

#### IV.3.1 Paramètres thermiques

##### IV.3.1.1 Nombre de Nusselt moyen

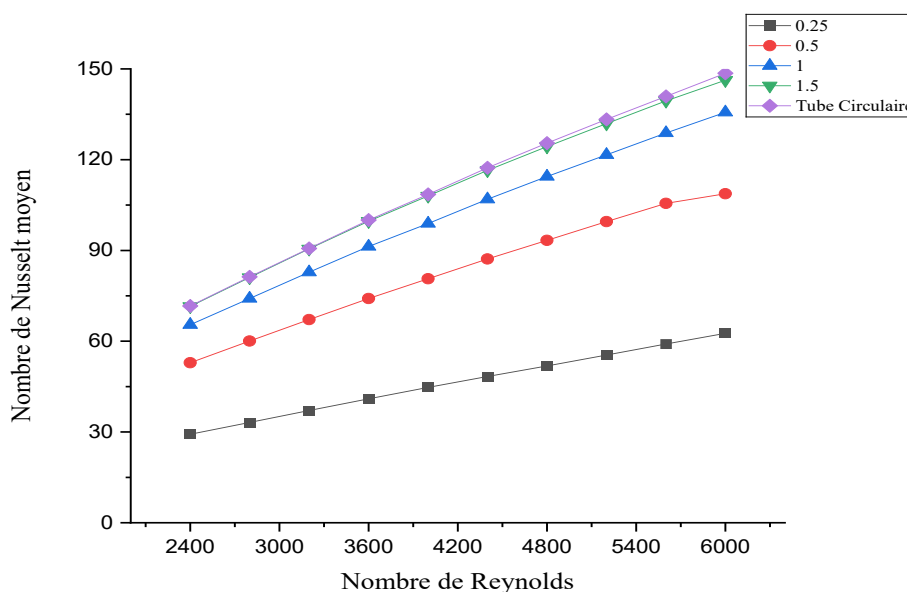
La figure IV.2. Illustre l'évolution du nombre moyen de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour les configurations à tubes hexagonaux et circulaires. Il apparaît nettement que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds pour l'ensemble des cas considérés, cette tendance étant liée à l'effet direct de la vitesse d'écoulement sur le transfert thermique convectif.

Le taux du transfert thermique s'améliore avec l'augmentation du rapport  $b/a$ . Le tube hexagonal présentant un rapport  $b/a=0,25$  affiche un taux de transfert thermique plus faible, tandis que celui ayant un rapport  $b/a=1,5$  parvient à atteindre des valeurs proches de celles du tube circulaire.

La forme avec un rapport  $b/a=0,25$  est très aplatie ou anguleuse, et s'éloigne donc beaucoup d'un cercle. Cela entraîne une moins bonne répartition de l'écoulement autour du tube et une perturbation plus forte du transfert thermique.

Au rapport  $b/a=1,5$  la forme géométrique du tube hexagonal devient très proche de celle d'un cercle, en termes de périmètre hydraulique et de surface mouillée par l'écoulement. Cela signifie que les caractéristiques de l'écoulement (profil de vitesse, stagnation, pertes de charge, etc.)

Et les mécanismes de transfert thermique s'apparentent de plus en plus à ceux observés dans un tube circulaire classique.



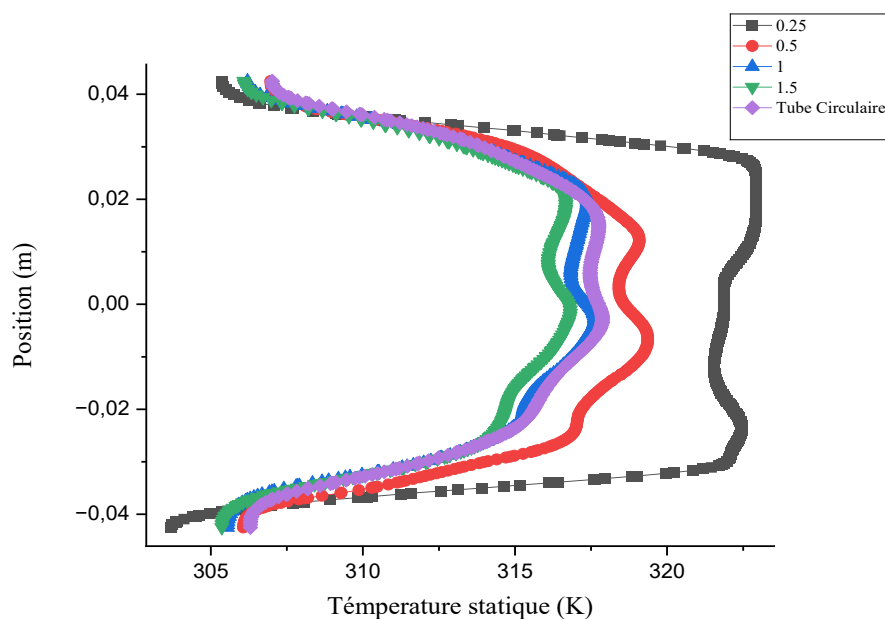
**Figure IV.2.** Nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds

#### IV.3.1.2 Distribution de la température moyenne dans les tubes hexagonaux et circulaires

La figure IV.3. illustre la distribution de la température moyenne de l'air en fonction de la position transversale au sein de différents types de conduits à la sortie de l'échangeur. Les géométries considérées comprennent des tubes hexagonaux avec des rapports  $b/a = 0,25, 0,5, 1$  et  $1,5$ , ainsi qu'un tube circulaire de référence. On observe que la température varie de manière symétrique par rapport à l'axe central du conduit, ce qui est typique d'un écoulement pleinement développé et d'un transfert thermique stabilisé.

Parmi les configurations étudiées, le tube hexagonal avec un rapport  $b/a = 0,25$  présente le profil de température le plus étalé, révélant une distribution thermique moins homogène, caractérisée par un cœur d'écoulement plus chaud et des zones périphériques plus froides.

À l'inverse, les tubes hexagonaux avec des rapports  $b/a = 1$  et  $1,5$  ainsi que le tube circulaire, affichent des profils de température plus resserrés, traduisant une meilleure uniformité thermique dans la section transversale de l'écoulement.



**Figure IV.3.** Distribution de la température moyenne dans les tubes hexagonaux et tube circulaire.

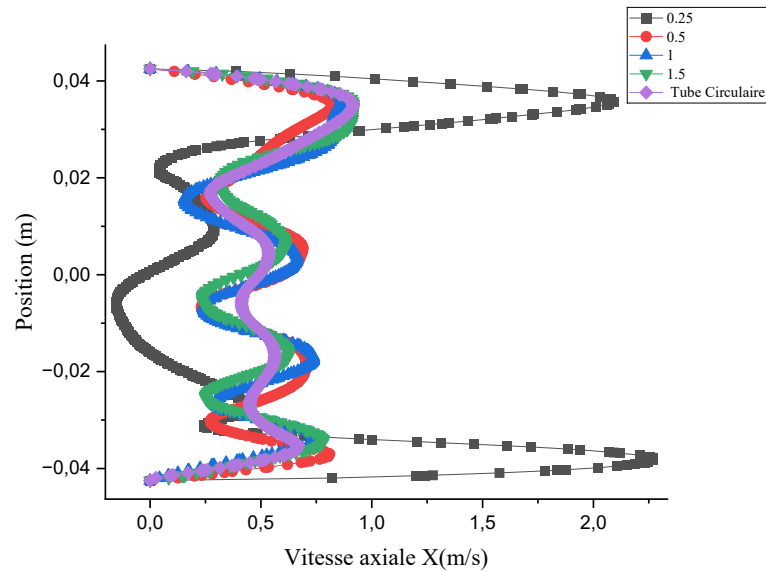
#### IV.3.1.3 Distribution de la vitesse axiale dans les tubes hexagonaux et circulaires

La figure IV.4. illustre la distribution de la vitesse axiale de l'écoulement d'air pour un nombre de Reynolds de 6000 en fonction de la position transversale pour les différentes géométries de conduits analysées. Il ressort que la forme du profil de vitesse varie sensiblement selon la géométrie du conduit, influençant directement le comportement de l'écoulement et, par conséquent, l'intensité du transfert thermique.

Le tube hexagonal avec un rapport  $b/a=0,25$  se distingue par un profil de vitesse particulièrement large et plat, présentant une vitesse maximale nettement plus élevée que dans les autres configurations. Ce type de profil traduit un écoulement concentré au centre, avec un faible taux de mélange transversal.

À l'inverse, les tubes hexagonaux ayant des rapports  $b/a=1$  et  $1,5$  ainsi que le tube circulaire, montrent des profils de vitesse plus étalés et ondulés. Cette forme suggère un meilleur mélange du fluide à l'intérieur du conduit et une répartition plus uniforme de la vitesse, conditions favorables à un transfert de chaleur plus efficace. Notamment, le tube hexagonal avec  $b/a=1,5$  présente un profil de vitesse très proche de celui du tube circulaire, indiquant une dynamique d'écoulement similaire. Cette observation révèle un bon compromis entre l'intensité de la vitesse et l'uniformité du champ d'écoulement, contribuant à des performances thermiques optimales.

Le tube hexagonal  $b/a=0,5$  se situe dans une configuration intermédiaire, avec une vitesse encore relativement concentrée au centre, traduisant un comportement fluide moins favorable que les géométries plus évoluées.



**Figure IV.4.** Distribution de la vitesse axiale dans les tubes hexagonaux et tube circulaire

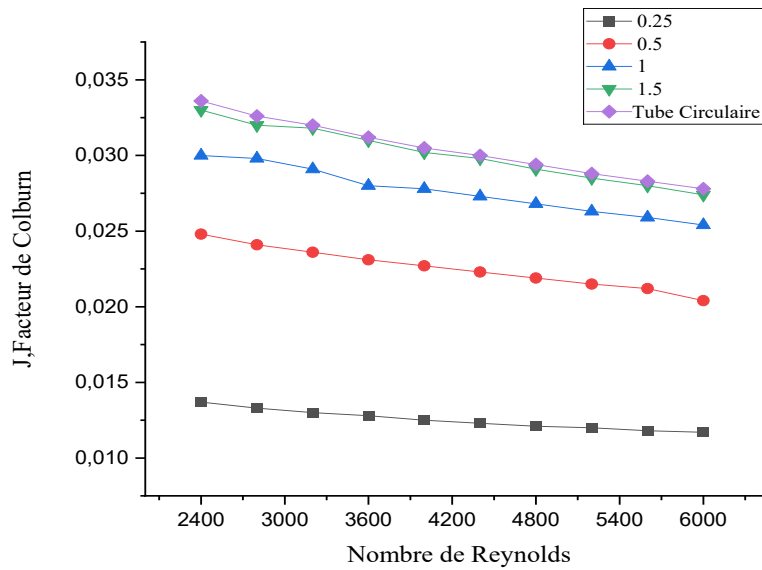
### IV.3.2. Paramètres dynamiques

#### IV.3.2.1 Facteur de Colburn

La figure IV.5. Montre l'évolution du facteur de Colburn en fonction du nombre de Reynolds pour différentes configurations de tubes hexagonaux, comparées à un tube circulaire de référence.

Il est observé que les valeurs du facteur de Colburn diminuent avec la réduction du rapport  $b/a$  des tubes hexagonaux. Parmi les configurations étudiées, les tubes présentant des rapports  $b/a=1$  et  $1,5$  offrent les meilleures performances, avec des valeurs proches de celles obtenues pour le tube circulaire.

De manière générale, le facteur de Colburn décroît avec l'augmentation du nombre de Reynolds. La raison derrière ceci s'explique par le fait qu'à des vitesses d'écoulement plus élevées, le temps de contact entre le fluide et la paroi du tube est réduit, ce qui limite l'échange thermique le long de la surface. Ce comportement est typique des régimes à convection forcée, où l'intensité du transfert de chaleur dépend fortement du développement thermique de l'écoulement.



**Figure IV.5.** Facteur de colburn J en fonction de nombre de Reynolds.

#### IV.3.2.2 Facteur de frottement moyen

La figure IV.6. Présente la comparaison du facteur de frottement moyen  $f$  pour les différentes géométries de tubes étudiées. On observe une diminution du facteur de frottement avec l'augmentation du nombre de Reynolds, traduisant une baisse progressive de la résistance à l'écoulement.

L'influence du rapport  $b/a$  sur le comportement dynamique est particulièrement marquée. Le tube hexagonal avec un rapport  $b/a=0,25$  enregistre les valeurs de facteur de frottement les plus élevées, indiquant des pertes de charge importantes dues à une géométrie peu favorable à l'écoulement. À l'opposé, les tubes hexagonaux présentant des rapports  $b/a=1$  et  $1,5$  montrent les valeurs les plus faibles du facteur de frottement, comparables, voire inférieures à celles du tube circulaire.

Ces résultats suggèrent que l'optimisation du rapport  $b/a$  peut non seulement améliorer les performances thermiques, mais également réduire les pertes de charge, contribuant ainsi à une conception plus efficace des échangeurs de chaleur.

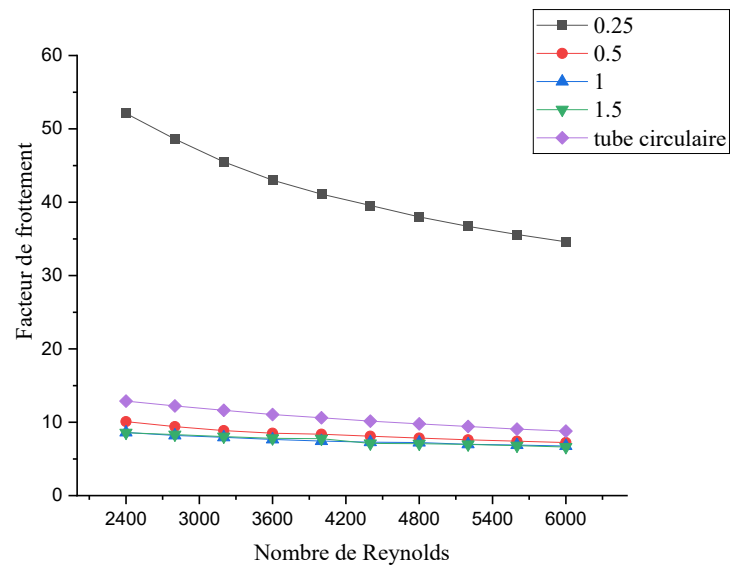
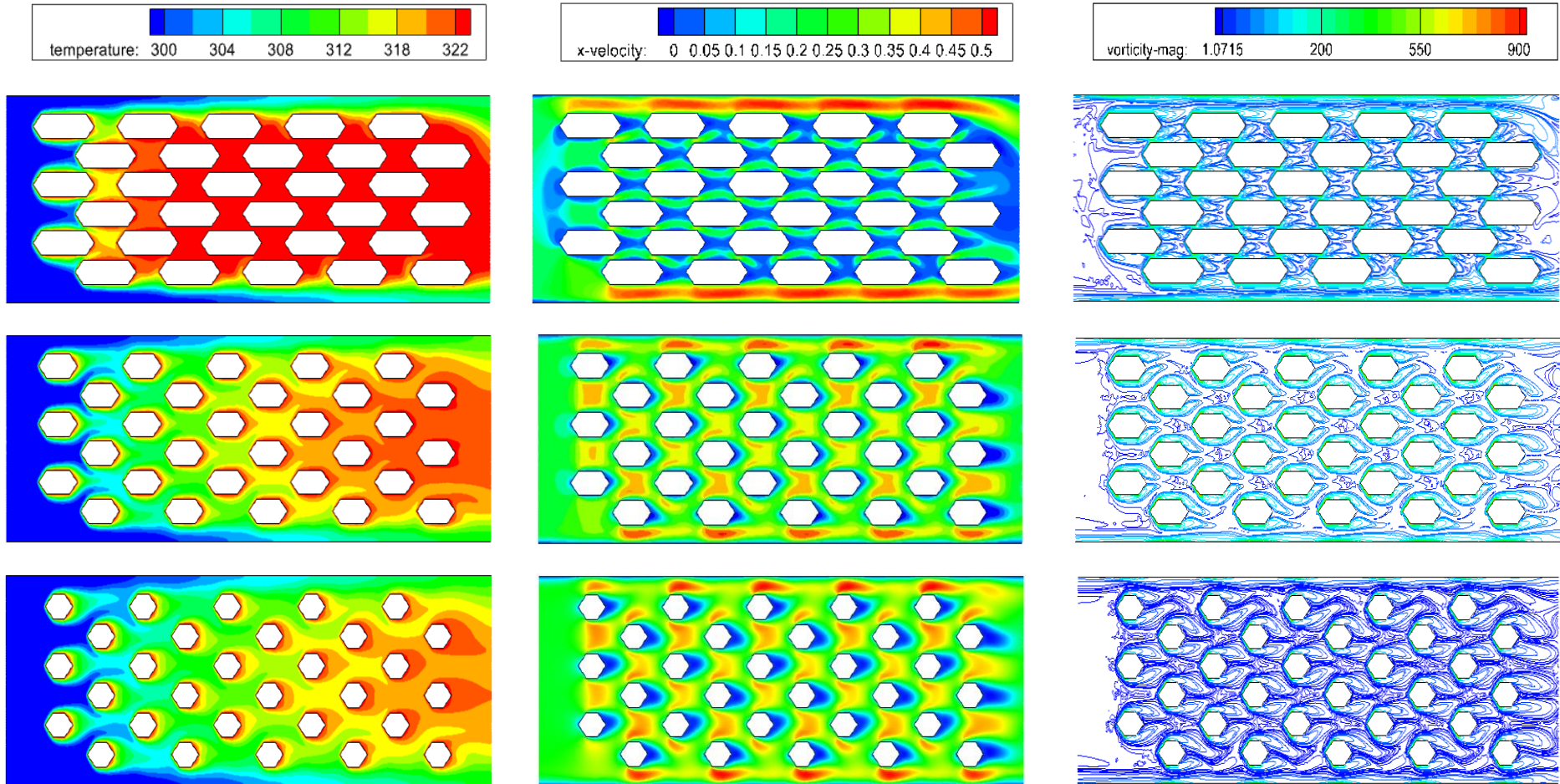
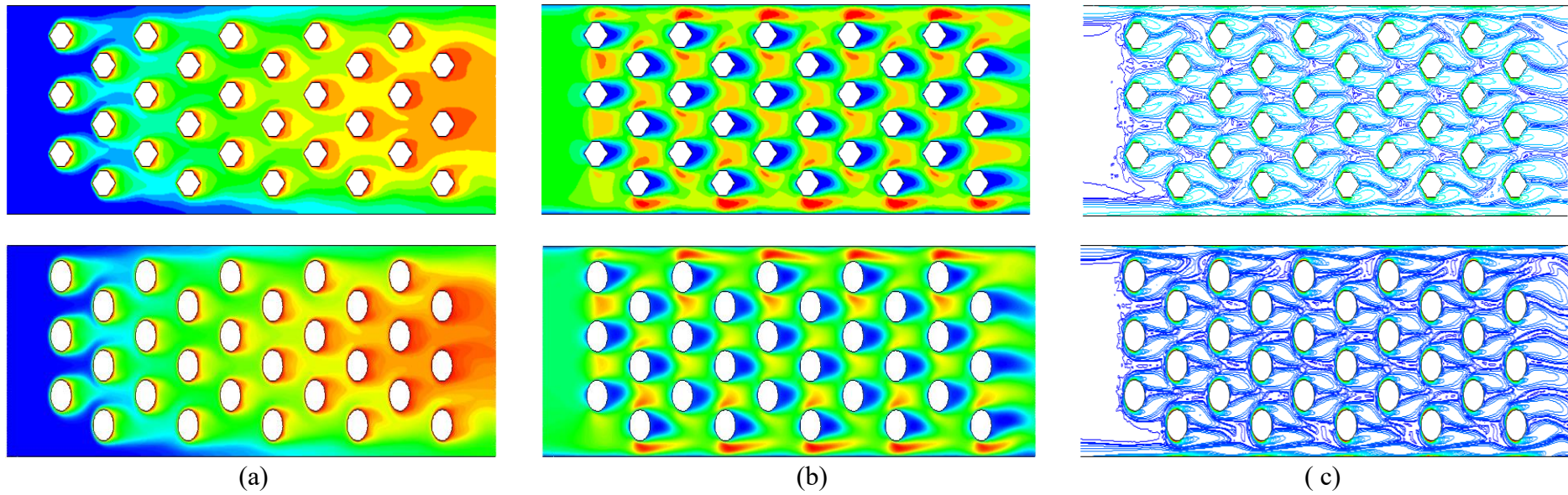


Figure IV. 6. Facteur de frottement moyen en fonction de Reynolds pour différents cas étudiés

IV.3.3 Distribution de température, Champs de vitesse axiale et amplitude de vorticité :

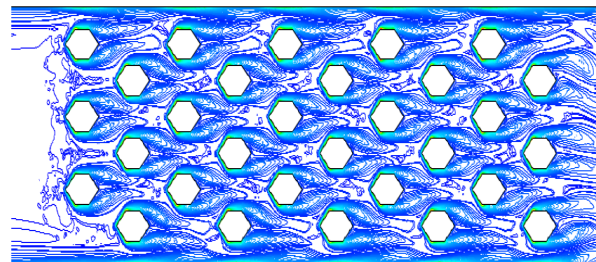
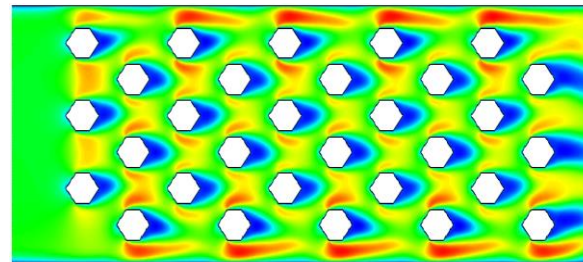
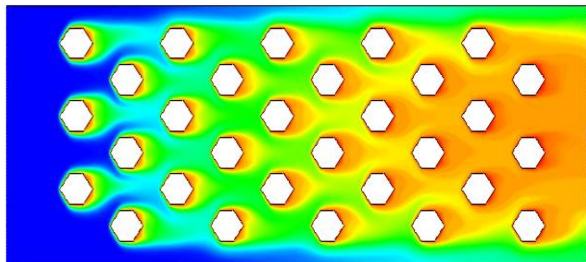
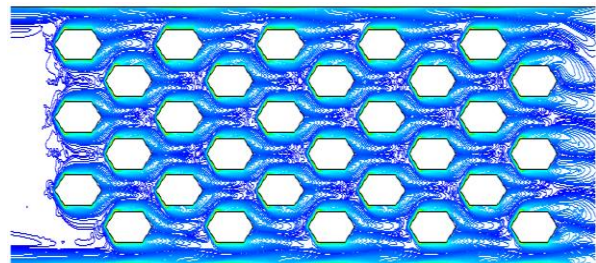
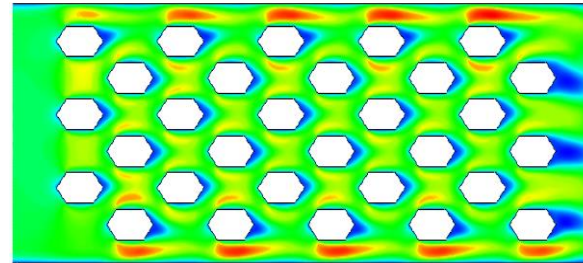
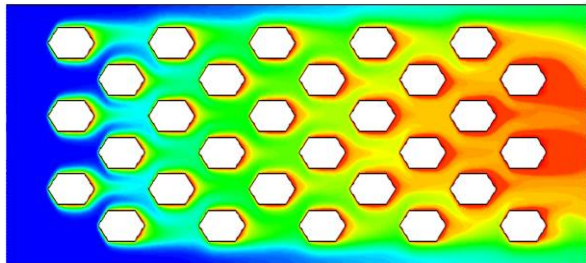
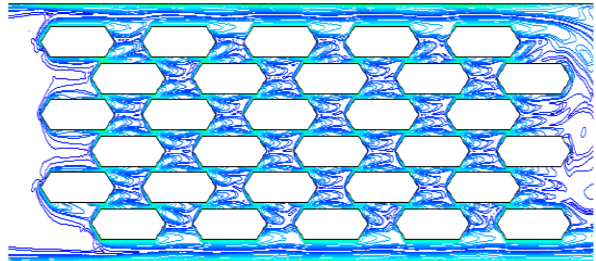
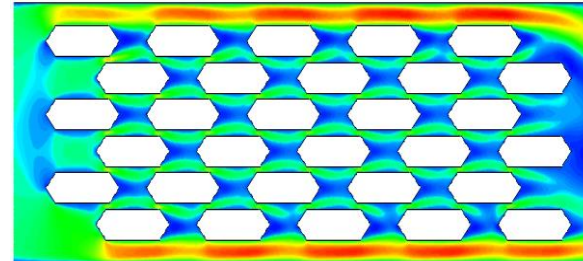
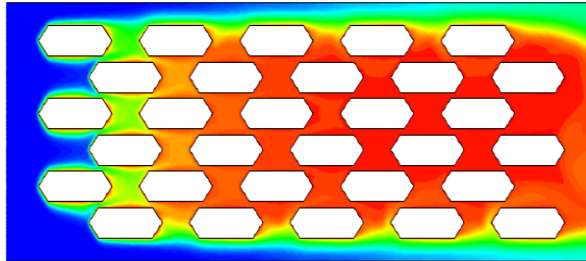
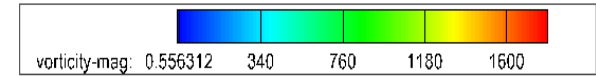
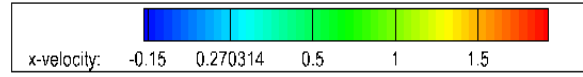
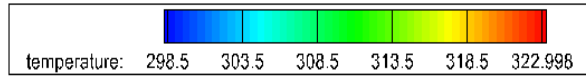
➤ Pour:  $Re=2400$

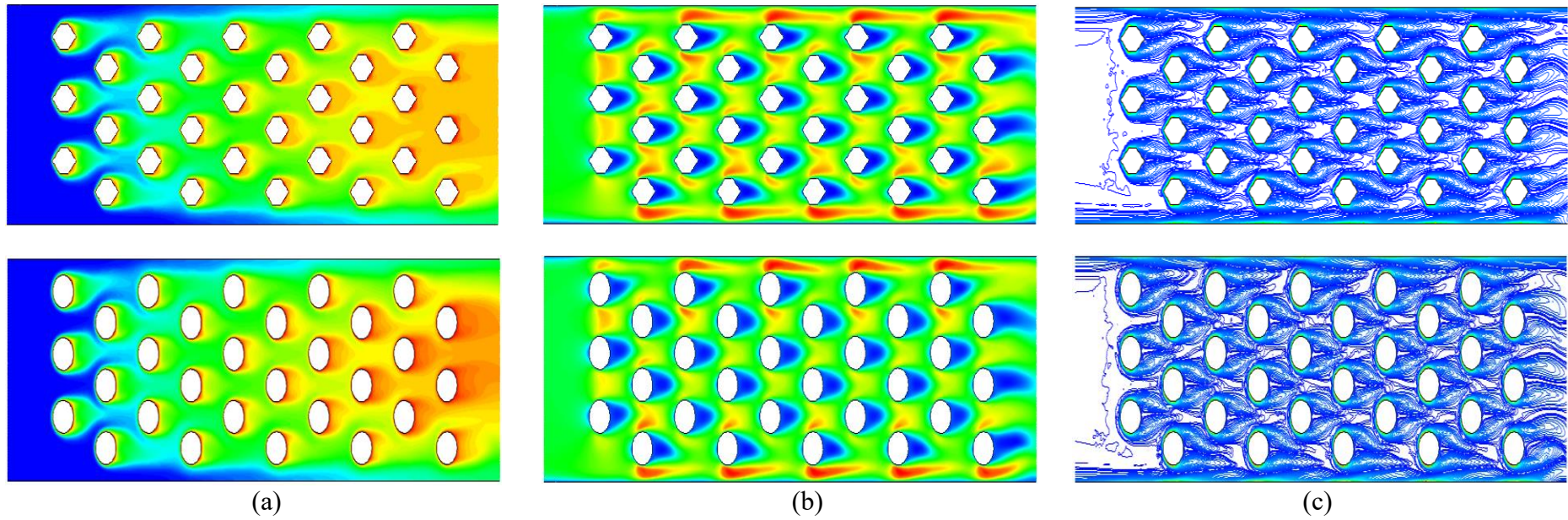




**Figure IV.7.** Distribution de température (a), Champs de vitesse axiale(b), Amplitudes de vorticité (c), pour  $Re = 2400$

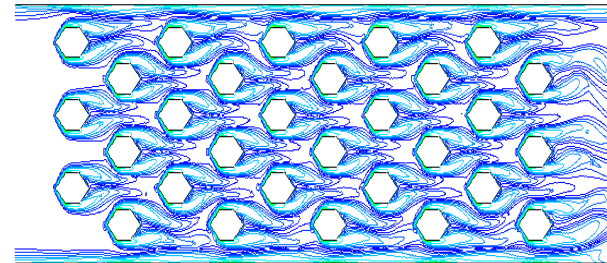
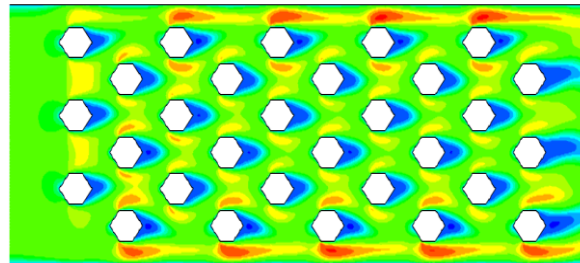
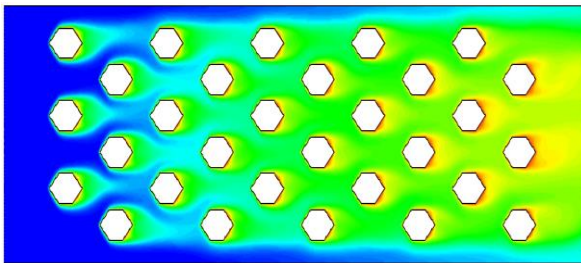
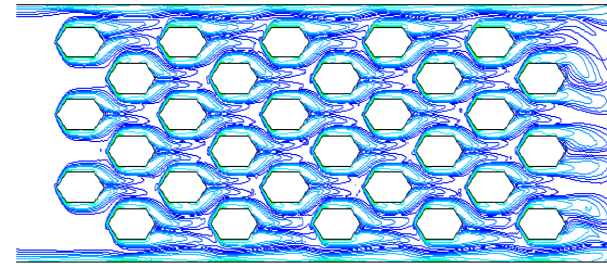
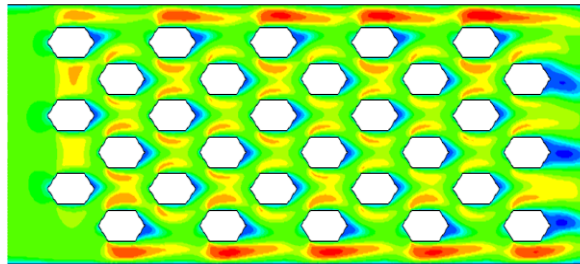
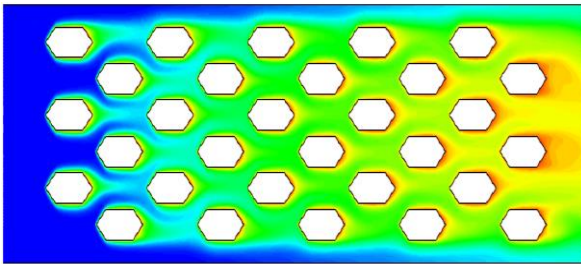
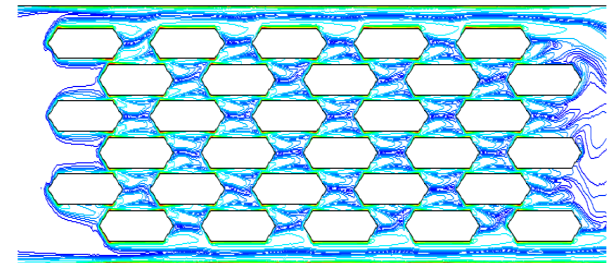
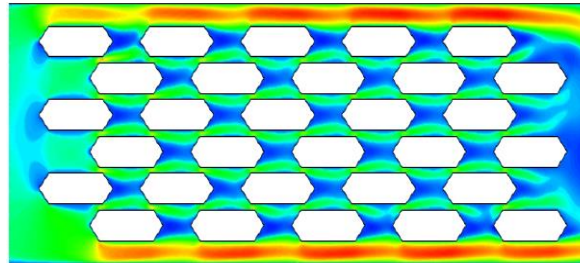
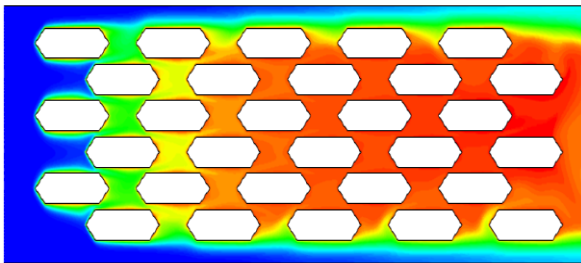
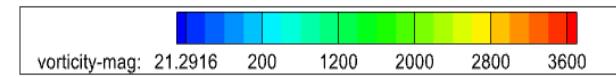
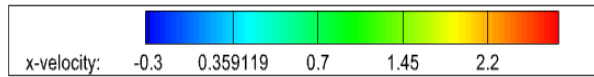
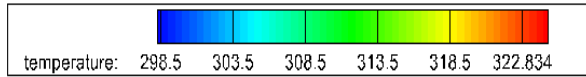
➤ Pour:  $Re = 4000$

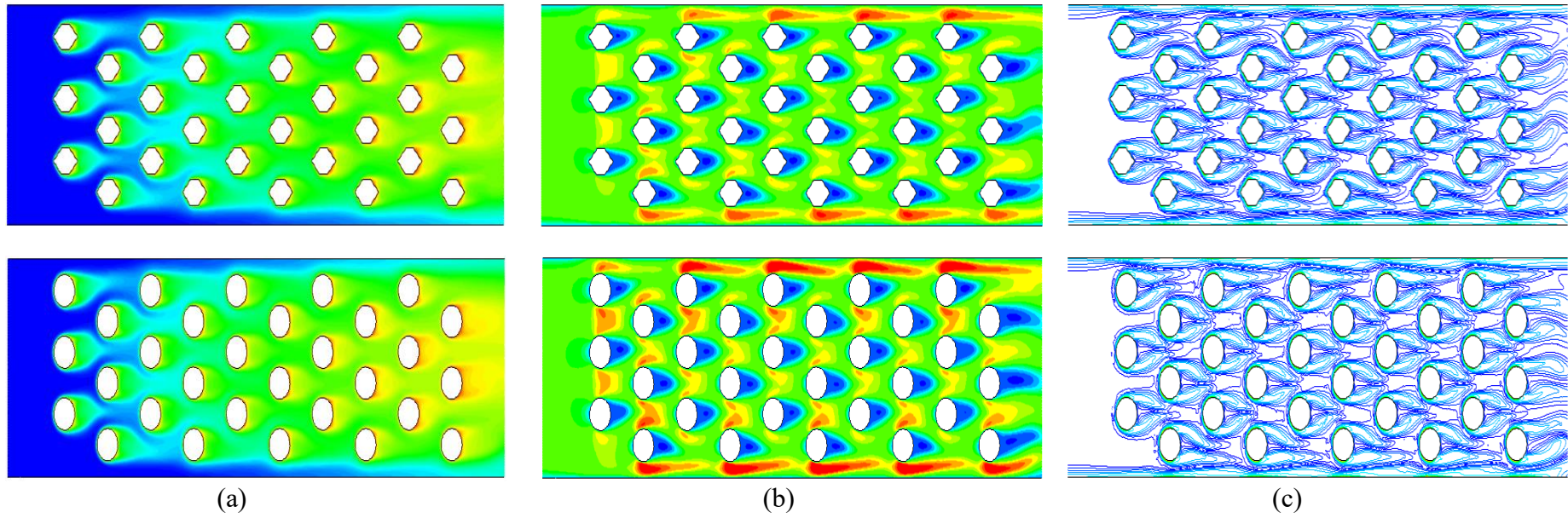




**Figure IV.8.** Distribution de température (a), Champs de vitesse axiale(b), Amplitudes de vorticité (c), pour  $Re = 4000$

➤ Pour:  $Re = 6000$





**Figure IV.9.** Distribution de température (a), Champs de vitesse axiale(b), Amplitudes de vorticité (c), pour  $Re = 6000$

Les figures IV.7., IV.8. Et IV.9. Illustrent respectivement les champs de température, de vitesse axiale et de vorticité pour différentes géométries des tubes hexagonaux avec des rapports  $b/a=0,25, 0,5, 1$  et  $1,5$ , ainsi qu'aux tubes circulaires de référence, et pour trois valeurs du nombre de Reynolds : 2400, 4000 et 6000.

- **Pour  $Re = 2400$**

L'analyse des champs de température met en évidence l'effet important des tubes hexagonaux à grand rapport  $b/a = 1$  et  $1,5$ , qui favorisent un gradient de température plus uniforme, traduisant un transfert thermique plus performant.   l'inverse, les tubes avec un faible rapport  $b/a = 0,25$  génèrent des zones mortes thermiques importantes.

Le champ de vitesse révèle que les tubes hexagonaux perturbent davantage l'écoulement que la configuration circulaire. Les formes allongées, notamment  $b/a=1,5$  engendrent de larges zones de recirculation en aval, intensifiant le mélange du fluide, ce qui est favorable au transfert thermique.

Quant aux champs de vorticité, ils confirment ces observations : les tubes hexagonaux aux rapports plus élevés produisent des structures tourbillonnaires plus marquées, ce qui accroît l'efficacité des échanges thermiques par cisaillement accru.

- **Pour  $Re = 4000$**

  ce régime plus élevé, les tubes hexagonaux à grand rapport ( $b/a=1$  et  $1,5$ ) affichent une distribution de température plus homogène dans la section étudiée, indiquant un mélange efficace du fluide.   l'inverse, les géométries à faible rapport ( $0,25$  et  $0,5$ ) présentent des zones de réchauffement plus marquées en aval, signe d'un échange thermique légèrement dégradé.

Les profils de vitesse montrent que les géométries à grand rapport génèrent des zones de recirculations étendues, mais aussi de pertes de charge importantes.

Les champs de vorticité confirment l'analyse, les géométries à grand rapport induisent une vorticité plus intense et mieux répartie, renforçant l'échange thermique au prix d'une résistance hydraulique accrue.   l'inverse, les géométries à faible rapport produisent une vorticité plus modérée, reflet d'un écoulement plus stable.

- Pour  $Re = 6000$

Les contours de température révèlent que les tubes hexagonaux à grand rapport ( $b/a=1$  et  $1,5$ ) assurent une meilleure dissipation thermique, grâce à une extension visible de la zone froide. Ce comportement est lié à un brassage renforcé par des perturbations hydrodynamiques importantes.

Les champs de vitesse mettent en évidence des écoulements complexes pour les grands rapports  $b/a$ , et les tubes circulaires avec de nombreuses zones de recirculation et une déviation accentuée de la couche limite. Cela favorise le transfert de chaleur, mais génère également des chutes de pression importantes. En comparaison, les tubes avec  $b/a=0,25$  et  $0,5$  présentent un écoulement plus lisse, avec des vitesses plus faibles.

Enfin, les champs de vorticité confirment l'effet amplificateur des géométries à grand rapport et circulaires : la vorticité  $\gamma$  est plus intense et localisée, favorisant les échanges thermiques.   l'opposé, les tubes à faible rapport présentent des structures tourbillonnaires plus faibles et ordonnées, synonymes d'un écoulement moins turbulent et d'un transfert thermique moins efficace.

On observe que, pour toutes les géométries, l'augmentation du nombre de Reynolds intensifie les phénomènes d'inertie dans l'écoulement, ce qui se traduit par un renforcement des gradients de vitesse et une réduction des zones mortes thermiques. Cependant, cette intensification est plus marquée dans les configurations à grand rapport  $b/a$ , qui génèrent davantage de recirculations et de structures tourbillonnaires. En revanche, pour les faibles rapports ( $b/a=0,25$  et  $0,5$ ), l'écoulement tend à se stabiliser avec l'augmentation de Reynolds, réduisant l'efficacité du mélange et limitant le gain en transfert thermique.

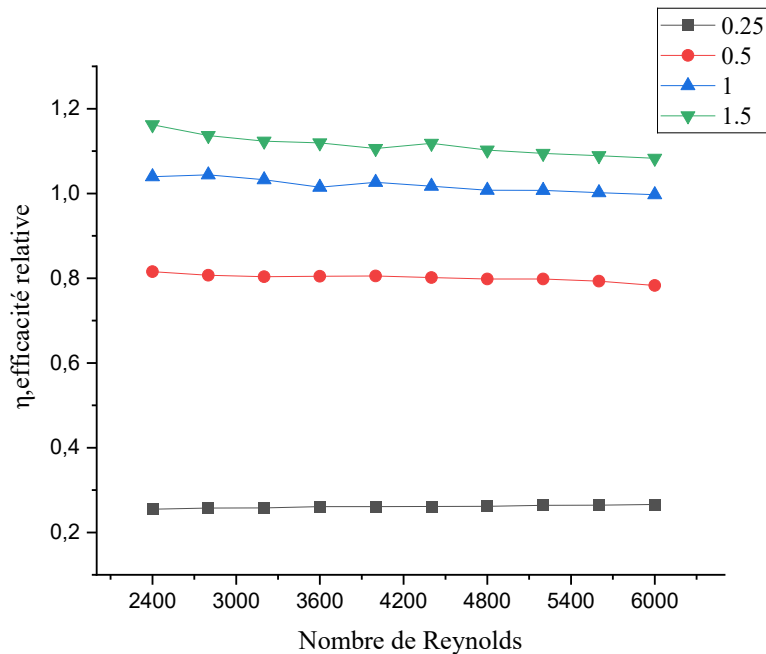
#### IV.3.4 Indice d'efficacité relative

La figure IV.10. illustre l'effet du nombre de Reynolds sur l'efficacité relative pour des tubes hexagonaux présentant différents rapports  $b/a$ . Il apparaît que, pour l'ensemble des configurations, l'efficacité reste globalement constante avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Cela suggère que, dans la plage de régimes étudiée, le mode d'écoulement a une influence limitée sur la performance thermique globale.

En revanche, le rapport  $b/a$  a un effet considérable sur les performances globales. Plus ce rapport est élevé, plus l'efficacité relative augmente. Le tube hexagonal avec un rapport  $b/a=0,25$  offre des performances plus faibles, traduisant une géométrie défavorable à l'échange thermique.

À l'inverse, le tube avec un rapport  $b/a=1,5$  dépasse une efficacité relative de 1, indiquant une amélioration notable du transfert thermique par rapport à la configuration de référence.

Ces résultats mettent en évidence que l'optimisation de la géométrie, notamment à travers le rapport  $b/a$ , constitue un levier efficace pour améliorer les performances thermiques des échangeurs, indépendamment du régime d'écoulement.



**Figure IV.10.** Indice d'efficacité relative en fonction de Reynolds pour différents cas étudié.

#### IV.4 Conclusion

Ce chapitre a présenté les résultats de simulation relatifs au comportement thermo-hydraulique d'un échangeur de chaleur à tubes hexagonaux, pour différents rapports géométriques  $b/a=0,25$ ,  $0,5$ ,  $1$  et  $1,5$ , comparés à un tube circulaire de référence.

L'étude a analysé l'évolution du nombre de Nusselt, du facteur de frottement, du facteur de Colburn, ainsi que de l'efficacité relative en fonction du nombre de

## **Conclusion générale**

## Conclusion générale

---

L'amélioration de l'efficacité des échangeurs thermiques est un objectif crucial dans la recherche de performance énergétique, aussi bien du point de vue industriel qu'écologique. Ce mémoire a suivi cette tendance, en se concentrant spécifiquement sur l'analyse numérique d'un échangeur de chaleur à ailettes planes, muni de tubes à section hexagonale, dans le but d'examiner l'impact du ratio de côtés ( $b/a$ ) sur ses performances thermo-hydrauliques. Par le biais de la simulation CFD, diverses configurations ont été examinées et mises en parallèle avec un modèle standard à tubes circulaires. Cela a été fait en utilisant des indicateurs cruciaux tels que le coefficient de Colburn (qu'illustre le transfert thermique), le coefficient de friction (qui indique la perte de charge), ainsi que l'indice d'efficacité relative, qui représente l'équilibre global entre performance thermique et résistance à l'écoulement.

Les résultats ont révélé que les tubes hexagonaux ayant un grand rapport de côtés (particulièrement  $b/a = 1,5$ ) entraînent une diminution notable de la perte de pression, bien qu'il y ait un petit déclin du transfert thermique. Cette configuration affiche donc l'indice d'efficacité relative le plus élevé et se révèle être la plus bénéfique en termes de consommation énergétique totale, surtout dans les systèmes où minimiser les pertes de charge est essentiel. Cette observation souligne l'importance d'étudier des géométries différentes de celles des sections circulaires traditionnelles, en particulier pour la conception d'échangeurs plus compacts, plus performants et financièrement viables.

Pour assurer une performance optimale, l'ajustement de l'écartement des ailettes et de la configuration des tubes est conseillé afin de réduire le surplus thermique et la contrainte hydraulique. On envisage les options suivantes :

1. Diminution de l'écart entre les ailettes pour améliorer la superficie d'échange thermique, tout en s'assurant de ne pas créer une obstruction trop importante au déplacement de l'air.
2. Modification de l'arrangement des tubes (passage d'une configuration en ligne à une configuration alternée, par exemple) afin de favoriser le brassage de l'air et d'optimiser le transfert thermique.
3. Réduction de l'espacement longitudinal et transversal entre les tubes pour équilibrer le transfert thermique et la perte de pression.

## Conclusion générale

---

4. L'utilisation de géométries de tubes optimisées, comme les tubes hexagonaux à rapport de côtés modifié ( $b/a$ ), identifiés comme efficaces dans les résultats numériques.
5. L'intégration de dispositifs de turbulence ou d'ailes ondulées vise à optimiser la convection forcée du côté de l'air.
6. L'utilisation de matériaux avec une conductivité thermique améliorée pour les ailettes et les tubes favorise une dissipation thermique plus efficace.

## **Références bibliographiques**

## Références bibliographiques

---

- [1] Mellari, S., Echangeurs de chaleur en energies renouvelables. universite des freres mentouri constantine 1, 2022.
- [2] Shah, R.K. and D.P. Sekulic, Fundamentals of heat exchanger design, ed. F.o.H.E.D.R.K.S.a.D.P. Sekulic. 2018.
- [3] Zanchini, E., S. Lazzari, and A. Priarone, Improving the thermal performance of coaxial borehole heat exchangers. Energy, 2021.
- [4] Salaouatchi, S. and M. Si Kadir, Etude d'un échangeur de chaleur à tubes et calandre, in Salaouatchi, SofianeSi Kadir, Madjid. 2015.
- [5] ALMI, N.E. and L. BOUDRIOUA, Simulation de l'Effet des Nano-Fluides sur les Performances d'un Échangeur Thermique à Double Tube en U. 2022, Université Kasdi Merbah Ouargla Faculté des hydrocarbures de l'énergie Renouvelable et des sciences de la terre et de l'univers Département des énergies renouvelables.
- [6] Bourret, B., Les échangeurs de chaleur. INSA Toulouse département de Génie Civil. I, 2003.
- [7] BENDJENIDI, B., Simulation d'un échangeur de chaleur air/sol de forme spirale. 2017, Université Kasdi Merbah - Ouargla.
- [8] Ouzani, S., Etude du transfert thermique à travers les ailettes annulaires, in Abdelhamid Ibn Badis University of Mostaganem. 2020.
- [9] Cao, Y., et al., Flow and heat transfer in a plain fin-and-hexagonal tube heat exchanger with different side ratios. Case Studies in Thermal Engineering, 2022. 38: p. 102376.
- [10] Bhattacharyya, S., et al., Numerical simulation of flow and heat transfer around hexagonal cylinder. International Journal of Heat and Technology, 2017. 35.
- [11] Khan, A., et al., Numerical and experimental analysis of shell and tube heat exchanger with round and hexagonal tubes. Energies, 2023.
- [12] Mahato, S.K., et al., Numerical analysis of heat transfer and fluid flow through the twisted square duct (TSD): Nanofluid as working fluid. Journal of Mechanical Science and Technology, 2019

## Références bibliographiques

---

- [13] Tian, X., et al., Numerical study of heat transfer in gravity-driven dense particle flow around a hexagonal tube. *Powder Technology*, 2020.
- [14] Wang, W., et al., Investigation of complex flow and heat transfer mechanism in multi-tube heat exchanger with different arrangement corrugated tube. *International Journal of Thermal Sciences*, 2021.
- [15] Mohsen, O., M. Muhammed, and B. Hasan, Heat Transfer Enhancement in a Double Pipe Heat Exchanger Using Different Fin Geometries in Turbulent Flow. *Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering*, 2020.
- [16] Hussein, H. and B. Freegah, Numerical and experimental investigation of the thermal performance of the double pipe-heat exchanger. *Heat and Mass Transfer*, 2023.
- [17] Yu, Z., et al. Numerical simulation research of influencing factors of fin temperature in finned tube heat exchanger. in Hangzhou, China. 2019.
- [18] Luo, C., et al., Heat transfer enhancement in a novel annular tube with outer straight and inner twisted oval tubes. *Symmetry*, 2020.
- [19] Wang, Z., C. Liu, and S. Zhang. Heat Transfer Characteristics and Energy Efficiency Analysis of Finned Tube Heat Exchangers. 2020.
- [20] Salman, Z.A., Z.K. Kadhim, and H.A. Kamil. A Numerical Simulation Study to Improve Heat Transfer Rate in a Double Pipe Heat Exchanger using Different ways. 2017.
- [21] Hassan, H.A. and V.M. Hameed, Review Different Types of Enhancement on Double Pipe Heat Exchangers by Using Fins. Chemical Engineering Department, Al-Nahrain University, Baghdad, Iraq 2023.
- [22] Zheng, D., et al., Performance analysis of a plate heat exchanger using various nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020.
- [23] Wais, P., Correlation and numerical study of heat transfer for single row cross-flow heat exchangers with different fin thickness. *Procedia Engineering*, 2016.
- [24] Boukerdime, S. and A. Haouam, *optimisation des performances d'un échangeur de chaleur : revue de la littérature*. Laboratoire de Mécanique Industrielle, Département Génie Mécanique, Faculté de Technologie, Université Badji Mokhtar- Annaba, 2022.
- [25] Sławomir, G. and M. Karol, Simulation of temperature distribution and heat transfer coefficient in internally ribbed tubes. *Procedia Engineering*, 2016.

## Références bibliographiques

---

- [26] Lindqvist, K., G. Skaugen, and O.H.H. Meyer, Plate fin-and-tube heat exchanger computational fluid dynamics model. *Applied Thermal Engineering*, 2021. 189.
- [27] Sarfraz, O., Development and validation of a reduced order fin-and-tube heat exchanger model, in *International Journal of Refrigeration*. 2020.
- [28] BARBEDJ, R. and M. Boufareh, dimensionnement d'un échangeur de chaleur pour l'optimisation de gas-lift (Etude des puits OMGZ 801 et OMGZ 81). 2023, Université Kasdi Merbah Ouargla Faculté des Hydrocarbures Energies Renouvelables et Science de la Terre et de l'Univers Département de Production des Hydrocarbures.
- [29] RAGUEB, H. and A. KHALDI, Etude numérique de la performance d'un échangeur thermique à triple pipe par l'utilisation d'un nanofluide hybride. Université Akli Mohand Oulhadje-Bouira, 2020.
- [30] Sghaier, M.J., Les échangeurs thermiques. École nationale de montasir 2017.
- [31] DJAA, M., D'un Echangeur De Chaleur-Cas Radiateur Automobile. 2020, Université Ibn Khaldoun.
- [32] DEHDA, A. and K. KHELIEL, Simulation numérique du transfert thermique dans un échangeur de chaleur coaxial. 2015, Université Ibn Khaldoun.
- [33] BOULTIF, N., Etude d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique en régime permanent et transitoire. 2017, Université Mohamed Khider-Biskra : Biskra.
- [34] BENLIF, F.Z., Simulation numérique de transfert thermique d'un échangeur de chaleur à trois tubes concentriques. 2018, Université Ibn Khaldoun-Tiaret-.
- [35] RAHILA, A., Y. SI AMAR, and H. Benzenine, Etude numérique et expérimentale d'un échangeur de chaleur a doublé tube concentrique en régime permanent, in *Etude numérique et expérimentale d'un échangeur de chaleur a doublé tube concentrique en régime permanent*. 2017.
- [36] Abu Madi, M., R.A. Johns, and M.R. Heikal, Performance characteristics correlation for round tube and plate finned heat exchangers: Equations relatives aux performances d'échangeurs de chaleur constitués de tubes ronds et de plaques à ailettes. *International Journal of Refrigeration*, 2020.
- [37] Zhang, J., et al., A review of heat transfer enhancement techniques in plate heat exchangers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2019.

## Références bibliographiques

---

- [38] Maradiya, C., J. Vadher, and R. Agarwal, The heat transfer enhancement techniques and their Thermal Performance Factor. Basic and Applied Sciences, 2021.
- [39] Yakut, K., et al., Optimum design-parameters of a heat exchanger having hexagonal fins. Applied Energy, 2016.
- [40] Lotfi, B., B. Sunden, and Q. Wang, an investigation of the thermo-hydraulic performance of the smooth wavy fin-and-elliptical tube heat exchangers utilizing new type vortex generators. Applied Energy, 2015
- [41] Kayansayan, N., Heat transfer characterization of plate fin-tube heat exchangers. International journal of refrigeration, 1994.
- [42] Muhammad, E.H., A comparison of the heat transfer performance of a hexagonal pin fin with other types of pin fin heat sinks. neuroquantology 2019.
- [43] Yuan, F., et al., Heat transfer performances of honeycomb regenerators with square or hexagon cell opening. Applied Thermal Engineering, 2017
- [44] Wang, C.-C., et al., Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins. International Journal of Refrigeration, 1996.

