REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE MOHAMED BOUDIAF - M'SILA

FACULTE DES SCIENCES
DEPARTEMENT PHYSIQUE
N° : Ph/ENR/03/2022

DOMAINE : Sciences de la matière
FILIERE : Physique
OPTION : Physique Énergétique et Energies renouvelables

Mémoire présenté pour l'obtention
Du diplôme de Master Académique

Par: Ali saoucha Khawla et Laaouar Soumia

Intitulé

Prédiction numérique des caractéristiques thermo-hydrauliques développées dans un échangeur thermique de tubes à ailettes sinusoïdales

Soutenu le 23 /06/2022 devant le jury composé de:

Dr. NAHOUI Azzedine	Université Mohamed Boudiaf-M'sila	Président
Dr. TAHROUR Farouk	Université Mohamed Boudiaf-M'sila	Rapporteur
Dr. HADDAD Zakaria	Université Mohamed Boudiaf-M'sila	Examinateur

Année universitaire : 2021/2022

Remerciements

Tout d'abord, nous remercions Dieu et le remercions de nous avoir fait réussir dans ce travail. Al Hamdou lillah.

À celui qui a éclairé l'esprit des autres par son savoir

À ceux qui nous ont accompagnés tout au long de notre recherche

Nous tenons également à remercier profondément l'encadreur **Dr. TAHROUR Farouk**, pour son aide et ses conseils avisés.

Nos remerciements s'adressent aussi au **Dr. NAHOUI Azzedine** pour son acceptation de participer et présider ce jury est une grande preuve de confiance sur la qualité du travail.

Nos remerciements vont également à monsieur **Dr. HADDAD Zakaria**. C'est un grand honneur qu'il nous fait par son acceptation d'être un membre de jury d'évaluation. Nous le remercions pour sa confiance quant à l'appréciation de ce travail.

Nous tenons également à remercier le responsable du département de physique le docteur **SALMI Mohamed** et tous les enseignants du département de physique et particulièrement les enseignants de la spécialité physique énergétique et énergies renouvelables.

Dédicace

Je dédie cet humble travail à celui qui a été la source de lumière et d'optimisme, mon père **Abd el-Qader**, et à celui qui m'a tiré la main pour achever la route. C'est ma mère **Sharifa**.

Je le dédie aussi à mes frères et sœurs, **Murad**, **Shaima, Jaber, Abd el- Haq** et **Rihana**, et à tous les membres de ma **famille**, en particulier mon oncle **Jamal**.

Je n'oublie pas mes amis **Marwa**, **Masouda** et **Roukaya**, en particulier mon collègue **Khawla**.

Carrière réussie et que Dieu les bénisse tous.

Laaouar Soumia

Dédicace

À celui qui j'aurais aimé être avec moi aujourd'hui. À la sécurité qui m'était absente. À l'âme pure de mon père – que Dieu ait pitié de lui – pour **Lakhmisi**.

Au dernier répertoire et qui m'a appris le combat, à ma super mère **Malika**.

Au deuxième père et pilier de la maison, mon cher frère, **Taki el-Din**, au futur médecin et ma jumelle, **Maissa**, à la joie de la maison **Safiya**, et au dernier né, **Abd el-nour**.

À toute la famille **Ali saoucha**.

A ma cousine Iman, à mon ami d'enfance Hadjar, aux amis du parcours universitaire, Masouda, Samra, Marwa, Hassiba…, et à tous ceux que j'ai connus dans ma vie.

À la science… et ses pionniers… et ses étudiants.

Je dédie cet humble travail, qu'Allah m'en profite et vous en fasse bénéficier.

Ali saoucha Khawla

ملخص

في هذه الدراسة، أحدى عشر نموذج من المبادلات الحرارية ذات الأنابيب المسطحة مع زعانف متموجة تم دراستها باستخدام نموذج تدفق الهواء المضطرب $k-\omega(SST)$ لبرنامج Fluent. الهدف من هذه الدراسة هو تقييم تأثير سعة الموجة $(0,25 \le A \le 2,5mm)$ و عدد الموجات $(1 \le N_{ond} \le 5)$ على الخصائص الحرارية و الهيدروليكية لمبادل حراري ذو صفين متداخلين من الأنابيب في المجال $2200 \le \mathrm{Re} \le 10100$. لوحظ أن معدل التبادل الحراري وانخفاض الضغط يزدادان مع سعة الموجة وعدد الموجات. ينخفض معامل الأداء العام K بزيادة A و Re. بالنسبة للمجال $3900 \le \mathrm{Re} \le 10100$ ، توفر الزعانف ذات $N_{ond} = 4$ و $A = 0,25mm$ القيم الأعلى لـ K. ومع ذلك ، عند القيمة $Re = 2200$ ، ينخفض المعامل K مع زيادة A عند جميع قيم Re.

الكلمات المفتاحية : مبادل حراري، زعنفة متموجة، عدد الموجات، سعة الموجة، فلونت.

Abstract

In this study, eleven configurations of flat tubes with sinusoidal wavy fins heat exchangers are examined numerically using the $SST\,(k-\omega)$ turbulence model of Fluent. The purpose of the present investigation is to analyze the influence of wave amplitude $(0,25 \le A \le 2,5mm)$ and waves number $(1 \le N_{ond} \le 5)$ on the thermal-flow characteristics of staggered two-row bundles for a range of $2200 \le \mathrm{Re} \le 10100$. It has been observed that the thermal exchange rate and the pressure drop increase with wave amplitude A and the number of waves N_{ond}. The global performance coefficient K decrease with augmented A and Re. For a range $3900 \le \mathrm{Re} \le 10100$, the wavy fins with $N_{ond} = 4$ and $A = 0,25mm$ provide the most outstanding values of K. However, at $Re = 2200$, the K coefficient decrease with augmented N_{ond} for all Re.

Keywords: Heat exchanger, Sinusoidal wavy fin, waves number, wave amplitude, Fluent.

Résumé

Dans cette étude, onze géométries d'échangeurs thermiques de tubes plats à ailettes sinusoïdales sont numériquement examinées à l'aide du modèle de turbulence $SST\,(k-\omega)$ de Fluent. L'objectif de cette investigation est d'analyser l'effet de l'amplitude $(0,25 \le A \le 2,5mm)$ et du nombre d'onde $(1 \le N_{ond} \le 5)$ sur les caractéristiques thermo-hydrauliques d'un faisceau de deux rangées de tubes en quinconce pour l'intervalle $2200 \le \mathrm{Re} \le 10100$. Il a été observé que l'échange thermique et la perte de charge augmentent avec l'amplitude des ondes A et le nombre d'ondes N_{ond}. Le coefficient de performance global K diminue avec l'augmentation de A et Re. Pour l'intervalle $3900 \le \mathrm{Re} \le 10100$, les ailettes ondulées avec $N_{ond} = 4$ et $A = 0,25mm$ fournissent les valeurs les plus élevées de K. Cependant, à $\mathrm{Re} = 2200$, le coefficient K diminue avec l'augmentation de N_{ond} quelque soit la valeur de Re.

Mots-clés: Echangeur de chaleur, Ailette sinusoïdale, Nombre d'ondes, Amplitude, Fluent.

Sommaire

Sommaire……..... i

Liste des figures……..……..……..... iii

Liste des tableaux……..……..……. vi

Nomenclature……... vii

Introduction générale……..……..……..….... 1

Chapitre 1. Recherche Bibliographique

1.1 Définition de l'échangeur de chaleur……..…....……... 3

1.2 Principe de fonctionnement……...……...…...……. 4

1.3 Classification des échangeurs de chaleur…….....…. 4

1.3.1 Classification selon leurs procédés de transfert thermique……. 5

A. Échangeurs à contact direct……. 5

B. Échangeurs à contact indirect……..…..…….. 5

1.3.2 Classification selon la nature du matériau de l'échangeur……..…. 5

1.3.3 Classification selon le sens d'écoulement……..……..….... 5

1.3.4 Classement suivant la construction géométrique…….…...… 6

1.4 Efficacité d'un échangeur de chaleur……..……..…….. 9

1.5 Applications des échangeurs de chaleur……..……... 9

1.6 Généralités sur les Ailettes……..……..……. 11

1.6.1 Définition…….…… 11

1.6.2 Géométries des ailettes……..……..…… 11

A. Ailettes continues……..…...…...……... 11

B. Ailettes indépendantes……..……..…… 12

1.7 Effet des paramètres géométriques……..…..…. 15

1.7.1 Effet du diamètre extérieur des tubes……..…..... 15

1.7.2 Effet de l'espacement inter-tubes……..…..……. 18

1.7.3 Effet de l'arrangement des tubes et du nombre de rangées…….. 19

1.7.4 Effet de la géométrie d'ailette……..……..…….. 21

1.7.4.1 Ailettes continues……...…….…… 21

1.7.4.2 Ailettes indépendantes……...…..……. 24

1.7.5 Effet de l'amplitude et de la longueur d'onde…….....……. 28

Références…….…….……. 30

Chapitre 2. Approche numérique

2.1 Introduction…… 35

2.2 Equations gouvernant le problème étudié…… 36

2.3 Méthode de résolution…… 36

2.3.1 Méthode des volumes finis…… 37

2.4 Régime d'écoulement…… 38

2.4.1 Modèle k-ω standard…… 38

2.4.2 Modèle k-ω SST…… 39

2.5 Simulation numérique…… 39

2.5.1 Domaine de calcul…… 39

2.5.2 Conditions aux limites…… 41

2.5.3 Maillage…… 42

2.5.4 Propriétés physiques…… 43

2.6 Outils de simulation GAMBIT et FLUENT…… 43

2.6.1 GAMBIT…… 43

2.6.2 Vue globale…… 44

2.6.3 Création de la géométrie…… 45

2.7 Code FLUENT…… 46

2.7.1 Procédure de calcul…… 46

Références …… 51

Chapitre 3. Résultats et discussion

3.1 Introduction…… 52

3.2 Détermination des paramétrés thermo-hydrauliques…… 52

3.3 Résultats et discussion…… 54

3.3.1 Effet de l'amplitude…… 54

3.3.2 Effet du nombre d'ondes…… 58

3.3.3 Effet du nombre de Reynolds…… 62

Références…… 64

Conclusion générale..... 65

Liste des figures **Page**

Figure 1.1 Schéma du principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur ……..……..…….. 4
Figure 1.2 Échangeurs à contact indirect ……..……... 5
Figure 1.3 Classification des échangeurs selon le sens des écoulements……..... 6
Figure 1.4 Une vue schématique d'un échangeur compact de plaques à ailettes ondulées ...……..… 6
Figure 1.5 Certaines géométries d'ailettes à bandes décalées ……...……..…… 7
Figure 1.6 Echangeur de chaleur à tubes et calandre ……...……..…. 7
Figure 1.7 Échangeur de chaleur à double tube ……..……..…. 8
Figure 1.8 Différents géométries d'un échangeur thermique tube à ailettes ……..…. 9
Figure 1.9 Applications des échangeurs de chaleur ……...…. 10
Figure 1.10 Différentes géométries de l'ailette continue: (a) ailettes ondulées lisses (b) ailette persiennes et (c) ailettes planes ……..……..…. 12
Figure 1.11 Tube à ailette circulaire avec l'emplacement angulaire des perforations……..……... 13
Figure 1.12 Cylindre de moteur Honda CB Unicorn 150 avec (a) Ailettes rectangulaires (b) Ailettes circulaire modifiée (c) Ailettes angulaires modifiée (d) Ailettes incurvées modifiée ……..... 13
Figure 1.13 Géométries d'ailette annulaire : (a) ailettes en forme d'étoile perforée (b) ailette circulaire ondulée et (c) ailette dentelée ……..……..…….. 14
Figure 1.14 Les paramètres définissant la géométrie d'un échangeur de tubes à ailettes sinusoïdales ……... 15
Figure 1.15 Effet de diamètre extérieur des tubes sur : (a) coefficient de transfert convectif (b) chute de pression ……..……..……..... 17
Figure 1.16 Effet du diamètre des tubes sur le nombre de Nusselt, le facteur de frottement, le coefficient de transfert convectif et la chute de pression pour $Re = 3000$ ……...…… 18
Figure 1.17 Effet du nombre de Reynolds et du nombre de rangées sur : (a) nombre de Nusselt et (b) facteur de frottement …….....…….... 20
Figure 1.18 Schéma des cinq configurations d'ailettes testées ……..……..…… 22
Figure 1.19 Schéma des tubes à ailettes : (A) ailette circulaire, (B) ailette dentelée, (C) ailette spirale sertie, (D) ailette plaque plane, (E) ailette ondulée, (F) ailette avec un paire des inserts delta ……. 23
Figure 1.20 Géométries des ailettes : (A) ailette ondulée traditionnelle, (B) ailette ondulée perforé, (C) ailettes ondulées en quinconce, (D) ailette ondulée discontinue ……...…… 24
Figure 1.21 Ailette circulaire avec et sans dentelures ……...……... 25
Figure 1.22 Formes d'ailettes examinées dans la référence ……..……...……. 25

Figure 1.23 Comparaison des efficacités des ailettes ……..…….. 26
Figure 1.24 Géométries des ailettes comparées dans la référence ……..... 27
Figure 1.25 Schéma des conceptions d'ailettes étudiées : (a) ailette circulaire concentrique (b) ailette circulaire excentrique (c) ailette perforée (d) ailette dentelée et (e) ailette en forme d'étoile ……. 28
Figure 1.26 Dessine schématique d'un échangeur de chaleur avec : (a) ailettes ondulées en chevrons et (b) ailettes sinusoïdales……..……...…… 29
Figure 2.1 Géométrie d'un échangeur de tubes plats à ailettes sinusoïdales……..…….. 35
Figure 2.2 Volume de contrôle typique pour une situation 3D……..……... 37
Figure 2.3 Domain de calcul en 2D d'un échangeur de tubes plats à ailettes sinusoïdales…….....…..... 40
Figure 2.4 Domain de calcul en 3D et conditions aux limites……...…...…… 41
Figure 2.5 Maillage généré pour un échangeur de tubes plats à ailettes sinusoïdales……...……...… 43
Figure 2.6 Vue globale de la fenêtre Gambit…… 44
Figure 2.7 Détails du menu principale de Gambit……...…… 45
Figure 2.8 La géométrie sur Gambit en 3D……..….... 45
Figure 2.9 La géométrie dessinée en 3D, (a) tube plat (b) ailettes ondulées avec deux tubes……..… 46
Figure 2.10 Définition du modèle de calcul……..… 47
Figure 2.11 Définition du model de turbulence……..…….. 47
Figure 2.12 Définition des propriétés des matériaux…….….. 48
Figure 2.13 Insertion des valeurs de référence…….… 48
Figure 2.14 Spécifications des conditions aux limites……..… 49
Figure 2.15 Choix des schémas de discrétisation…….… 49
Figure 2.16 Choix des critères de convergence……... 50
Figure 2.17 Enregistrement des données insérées……..……..... 50
Figure 2.18 Lancement des itérations ……..…… 50
Figure 3.1 Méthode de calcul de l'enthalpie totale……..... 54
Figure 3.2 Méthode de calcul de la pression totale……... 55
Figure 3.3 Effet de l'amplitude sur le flux thermique échangé……. 56
Figure 3.4 Contours de températures pour deux valeurs d'amplitude, à *Re*= 10100..... 57
Figure 3.5 Effet de l'amplitude sur la chute de pression……... 58
Figure 3.6 Variation du coefficient de performance en fonction de l'amplitude et du Re……..... 59
Figure 3.7 Effet du nombre d'ondes sur le flux thermique échangé……. 60
Figure 3.8 Contours de températures pour deux valeurs du nombre d'ondes, à *Re*= 10100…… 61

Figure 3.9 Effet du nombre d'ondes sur la chute de pression……... 62
Figure 3.10 Variation du coefficient de performance en fonction du nombre d'ondes et de *Re*……. 63

Liste des tableaux **Page**

Tableau 2.1 Dimensions des échangeurs de chaleur utilisés dans la présente étude…..... 41

Tableau 2.2 Conditions aux limites ……..……...… 42

Tableau 3.1 Effet du nombre de Reynolds sur le flux thermique, la chute de pression et le coefficient de performance pour deux valeurs de A ……..... 64

Tableau 3.2 Effet du nombre de Reynolds sur le flux thermique, la chute de pression et le coefficient de performance pour deux valeurs de N_{ond} 64

Nomenclature

Symboles Latins	Signification	Unité
C_p	Chaleur spécifique	[J/(kg. K)]
D_t	Diamètre de tubes	[m]
E	Epaisseur d'ailettes	[m]
h	Coefficient de transfert convectif	[W/m^2.K]
H_e	Enthalpie à l'entrée	[J]
H_s	Enthalpie à la sortie	[J]
K	le coefficient de performance	[/]
L	Longueur du tube	[m]
$\dot{m}$	Débit massique de fluide	[kg/s]
P_l	Le pas longitudinal	[m]
P_t	Le pas transversal	[m]
ΔP	Perte de charge	[Pa]
S	Espacement inter-ailettes	[m]
S_p	Section de passage	[m^2]
T_{chau}^{ent}	Température d'entrée du fluide chaud	[K]
T_{fori}^{ent}	Température d'entrée du fluide froid	[K]
$\dot{V}$	Débit volumique	[m^3/s]
x, y, z	Variables d'espace	[m]

Lettre grecques

Symboles	Signification	Unité
η	Efficacité d'un échangeur	[/]
λ	Conductivité thermique	[W/m. K]
λ_a	Conductivité de l'ailette	[W/m. K]
λ_{al}	Conductivité de l'aluminium	[W/m. K]
λ_{air}	Conductivité de l'air	[W/m. K]
λ_t	Conductivité turbulent	[W/m. K]
μ	Viscosité dynamique	[kg/m. s]
ρ	Masse volumique	[kg/m^3]
φ	Flux de chaleur	[W]

Introduction générale

Les échangeurs de chaleur tubes à ailettes sont l'un des échangeurs thermique les plus utilisés, qui sont mis en œuvre dans plusieurs applications industrielles telles que les systèmes de climatisation, la réfrigération, les radiateurs automobiles, les centrales électriques, les équipements de traitement, les centrales solaires thermodynamiques,…etc. Dans ce type d'échangeurs, le fluide avec un coefficient de transfert thermique plus élevé (liquide) s'écoule à l'intérieur des tubes et l'autre avec un coefficient de transfert plus faible (air) s'écoule à l'extérieur des tubes, où s'adaptent des surfaces d'ailettes (plates, circulaires, dentelées,…etc.) pour atténuer le déséquilibre de la conductance thermique (hA) des deux côtés. Les tubes, qui peuvent être de forme circulaire, ovale ou plate et disposés en ligne ou en quinconce, peuvent résister à une pression élevée (jusqu'à 3000 kPa) de sorte que le fluide à haute pression circule facilement à l'intérieur des tubes sans fuite.

Dans les processus d'échange thermique à travers les échangeurs de chaleur, la grande résistance thermique est du côté du gaz (80% de la résistance thermique totale) où des ailettes métalliques sont ajoutées pour développer davantage les performances du côté gaz. Parmi les différentes géométries disponibles, les ailettes ondulées ont été largement utilisées dans les systèmes de climatisation et de réfrigération. Les ailettes ondulées assurent une large surface d'échange thermique avec une perte de pression modérée en raison du mélange efficace du fluide générés par les tourbillons dans le sens de l'envergure et dans le sens du courant. Cependant, l'addition des ailettes ondulées cause l'augmentation du prix des échangeurs, leur poids et la puissance de pompage du fluide requise dans le cas de la convection forcée. Pour cette raison, il existe de nombreuses recherches dans la littérature sur l'amélioration des performances de ces éléments.

Dans ce contexte de recherche, nous avons effectué dans ce travail de mémoire une investigation numérique approfondie sur l'impacte de la géométrie des ailettes sinusoïdales (effet de l'amplitude et de la longueur d'onde) et de nombre de Reynolds sur le transfert convectif et la physique d'écoulement turbulent d'un échangeur de chaleur. Avec deux rangées de tubes en arrangement quinconce, onze géométries avec différentes amplitudes d'onde (0,25−2,5 mm) et nombre d'ondes (1−5 ondes) sont analysées avec $2200 \le \mathrm{Re} \le 10100$. Afin d'estimer la topologie d'écoulement et les distributions détaillées de température dans l'air et les ailettes, la technique des calculs de la dynamique des fluides (CFD) par le code de calcul Fluent 6.2 employant la méthode des volumes finis a été utilisée dans nos simulations.

Le présent manuscrit comporte trois chapitres:

Le premier chapitre : dans la première partie de ce chapitre, on a donné des notions de base sur le domaine des échangeurs de chaleur. La deuxième partie présente un état de l'art très important concernant l'effet de plusieurs paramètres géométriques (diamètre du tube, espacements inter-tubes, amplitude et longueur d'onde,….etc.) sur les performances de l'échangeur de chaleur. Les principaux objectifs et raisons d'approfondir ce travail sont donnés à la fin de ce chapitre.

Le deuxième chapitre : nous avons donné, dans ce chapitre, une présentation générale de la modélisation numérique d'un écoulement turbulent incompressible du fluide associé avec un transfert de chaleur. Une présentation des équations aux dérivés partielles régissant le problème, du domaine de calcul et des conditions aux limites imposées dans le logiciel sont indiqués. Ensuite, nous avons mentionné les étapes à suivre pour exécuter une simulation avec le code de calcul Fluent 6.2.

Le troisième chapitre : ce dernier chapitre de ce manuscrit rapporte les résultats numériques liés au cas d'échangeur thermique avec deux rangées de tubes à ailettes sinusoïdales. L'influence des dimensions de l'ailette ondulée (amplitude et longueur d'ondes) sur le flux thermique échangé, la chute de pression et le coefficient de performance est abordée. Les résultats sont présentés sous formes des graphes et des tableaux, ils sont interprétées et comparés avec ceux trouvés dans la littérature.

Ces trois chapitres sont clôturés par une conclusion générale où les résultats numériques ainsi que les perspectives de notre étude seront présentés brièvement.

1.1 Définition de l'échangeur de chaleur

Les échangeurs de chaleur sont des dispositifs thermiques qui permettent et facilitent le transfert de chaleur généralement entre deux fluides ou plus. Les échangeurs de chaleur sont la pierre angulaire de nombreux procédés énergétiques (climatisation, chauffage…) et industriels (récupération de chaleur, radiateur, compresseurs…). Leur conception tend toujours à atteindre les objectifs suivants: amélioration de la performance, réduction du rapport masse/coût et prolongation de la durée de vie. Aussi, toutes les recherches déjà publiées visent à maximiser leur efficacité et/ou à minimiser leur volume et leur masse.

L'architecture des échangeurs dépend essentiellement de l'application, de l'environnement, de l'utilisation et des conditions de fonctionnement (température et pression). En effet, chaque type d'application nécessite une hiérarchisation spécifique des priorités. Par exemple, pour des applications de récupération de chaleur à partir de fluides chimiquement agressifs, la résistance chimique des matériaux de construction est le premier critère. En revanche, pour des applications dans des domaines aéronautiques ou des véhicules terrestres, la priorité est donnée à la réduction de l'encombrement et de la masse ainsi qu'à l'augmentation de leurs performances. En général, le dimensionnement de l'échangeur est fait en fonction des données suivantes :

- Conditions physiques d'entrée et de sortie des fluides (température et débit).
- Performances thermiques.
- Pression et pertes de charges.
- Volume (encombrement) et masse de l'échangeur.

Dans la construction des échangeurs thermique, le compromis entre la performance thermique et les pertes de charge est contrôlé par la compacité et par l'écoulement des fluides. Le volume, la masse et la durée de vie d'échangeurs sont directement liés aux matériaux utilisés pour leur construction. La plupart du temps, ils sont construits avec des matériaux conducteurs thermiques comme les métaux et les céramiques. Néanmoins, malgré leur faible conductivité thermique, les polymères peuvent présenter des avantages compétitifs (résistance à la corrosion, légèreté, facilité de mise en forme, faible coût …) par rapport aux matériaux de construction traditionnelle.

1.2 Principe de fonctionnement

L'échangeur thermique a pour rôle de transférer l'énergie calorifique d'un fluide vers un autre, ceci sans les mélanger. Dans le cas d'un système de chauffage ou de production d'eau chaude, un premier fluide dit « chauffant », considéré comme le fluide primaire, sert à chauffer le fluide secondaire. Le même fluide peut être conservé son état physique ou se présenter successivement sous les deux phases (liquide et gaz). Pour un bon échange, les deux fluides doivent être à deux températures différente, c'est pour cela que l'un est chaud et l'autre froid. Pour effectuer le transfert de chaleur, l'échangeur thermique a besoin d'un matériau qui soit assez conducteur afin d'optimiser l'échange, tout en limitant le plus possible les déperditions de chaleur. Dès lors que le transfert de chaleur s'effectue entre les deux fluides, alors l'échangeur thermique a pleinement accompli sa mission. Toutefois, ils utilisent tous les principes de base de transfert d'énergie présentés sur le schéma ci-dessous :

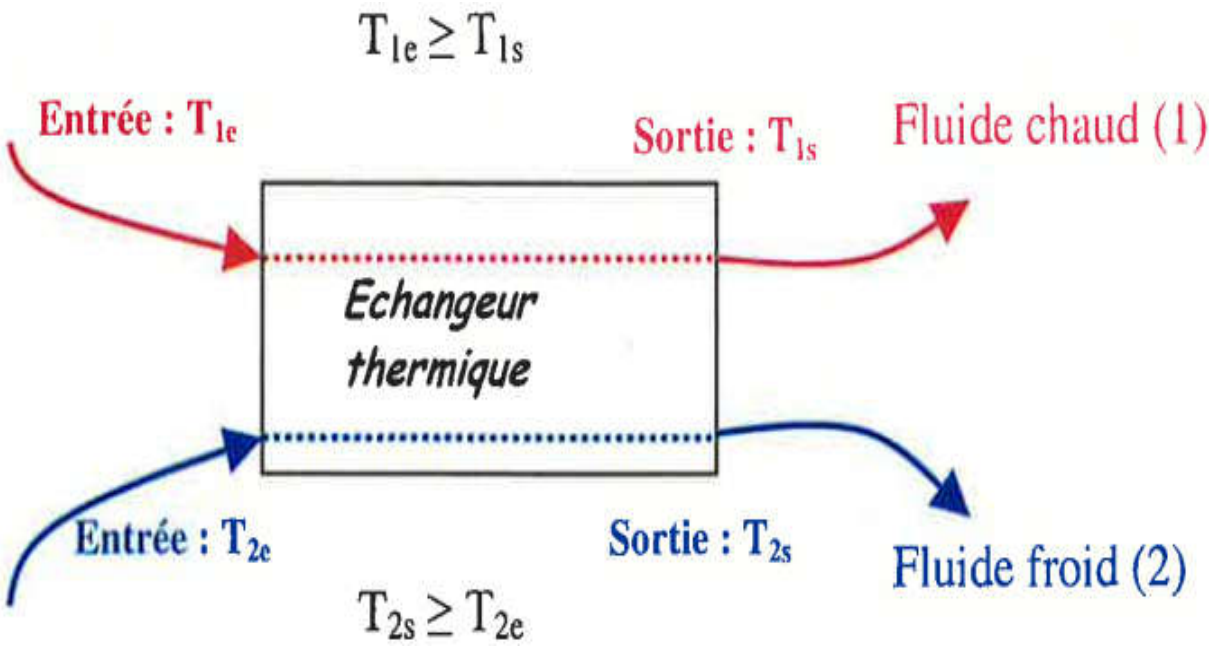


Figure 1.1 Schéma du principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur [1].

1.3 Classification des échangeurs de chaleur

Plusieurs critères permettent la classification des échangeurs de chaleur, selon la nature (liquide-liquide, liquide-gaz, gaz-gaz) ou la phase des fluides (monophasique, diphasique), leur forme (plaques, tubes…), leur processus de fabrication, ou leur compacité.

1.3.1 Classification selon leurs procédés de transfert thermique

Selon leurs procédés de transfert, les échangeurs de chaleur sont classés en deux types :

A. Échangeurs à contact direct : Le type le plus simple comprend un récipient ou une canalisation dans lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la même température finale. Exemple: les dégazeurs, les désurchauffeurs de vapeur…

B. Échangeurs à contact indirect : Ils sont utilisés dans le cas où il est nécessaire de travailler avec deux fluides sans qu'ils perdent leurs propriétés particulières, c'est-à-dire sans les mélanger.

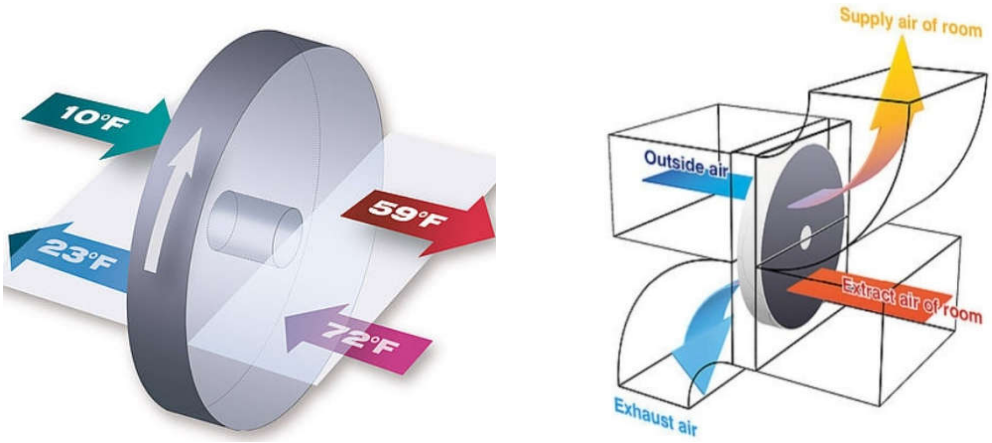


Figure 1.2 Échangeurs à contact indirect.

1.3.2 Classification selon la nature du matériau de l'échangeur

Dans la plupart du temps, les échangeurs de chaleur sont construits avec des matériaux conducteurs thermiques comme les métaux et les céramiques. Néanmoins, malgré leur faible conductivité thermique, les polymères peuvent présenter des avantages compétitifs (résistance à la corrosion, légèreté, facilité de mise en forme, faible coût …) par rapport aux matériaux de construction traditionnelle. Ils permettent une réduction significative de la masse et du coût et une prolongation de la durée de vie. De plus, les plastiques offrent une liberté de conception importante permettant d'envisager la construction d'échangeurs à géométrie compacte et complexe.

1.3.3 Classification selon le sens d'écoulement

La géométrie d'écoulement à l'intérieur de l'appareil peut diverger en fonction de la construction de l'échangeur de chaleur. Cependant, les deux flux de fluide ne sont jamais

mélangés, seul un transfert de chaleur a lieu entre les deux. Les types d'écoulement possibles sont les suivantes: écoulements à contre-courant, à courant parallèle, croisés.

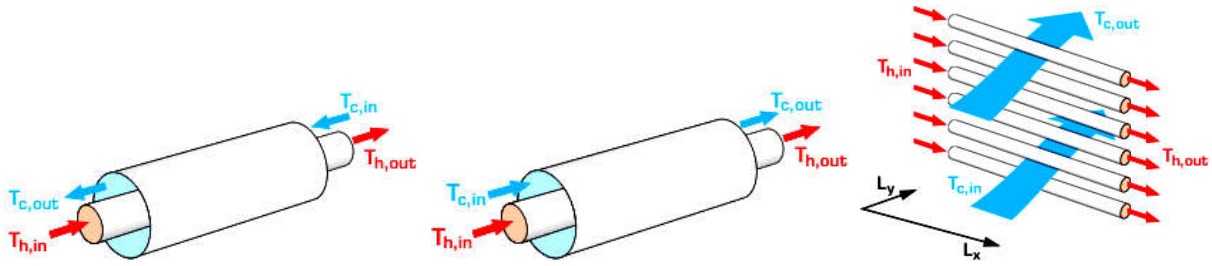


Figure 1.3 Classification des échangeurs selon le sens des écoulements [2].

1.3.4 Classement suivant la construction géométrique

Les échangeurs de chaleur sont fabriqués selon différentes mesures telles que la procédure de transfert, la géométrie structurelle et la disposition des composants [3]. Différents types d'échangeurs de chaleur seront mentionnés dans cette section.

- Échangeurs de chaleur compacts dans lesquels le taux d'échange de chaleur par unité de volume est élevé (supérieur à 700). Ce type d'échangeurs de chaleur comprend un ensemble compact de tubes ou de surfaces à ailettes planes [3]. Les échangeurs de chaleur de ailettes plaques planes sont des échangeurs thermiques compacts composés d'un certain nombre de plaques parallèles (généralement appelées plaques de séparation), comme illustré à la Figure 1.4.

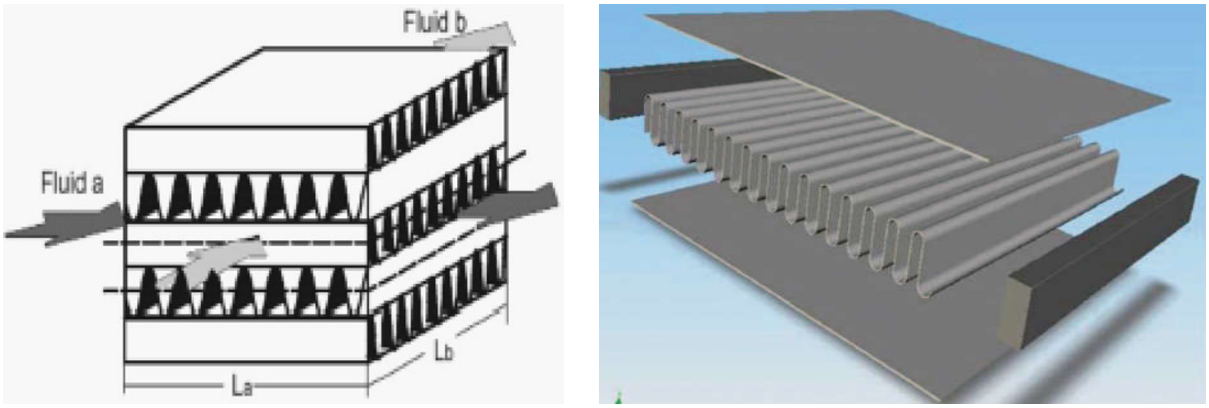


Figure 1.4 Vue schématique d'un échangeur compact de plaques à ailettes ondulées [4].

Les plaques sont fixées les unes aux autres au moyen d'ailettes de formes et de géométries différentes. Ces chemins à ailettes sont en fait le chemin par lequel passe le flux

dans l'échangeur de chaleur. Des plaques plus épaisses sont sélectionnées pour bloquer les côtés du chemin de passage d'écoulement. Les ailettes à bande décalées sont parmi les ailettes les plus couramment utilisées dans ces échangeurs de chaleur. Une vue schématique de ce type d'ailette est représentée sur la figure 1.5. Ce type d'ailette a une efficacité de transfert de chaleur élevée, un compactage acceptable et une fiabilité élevée.

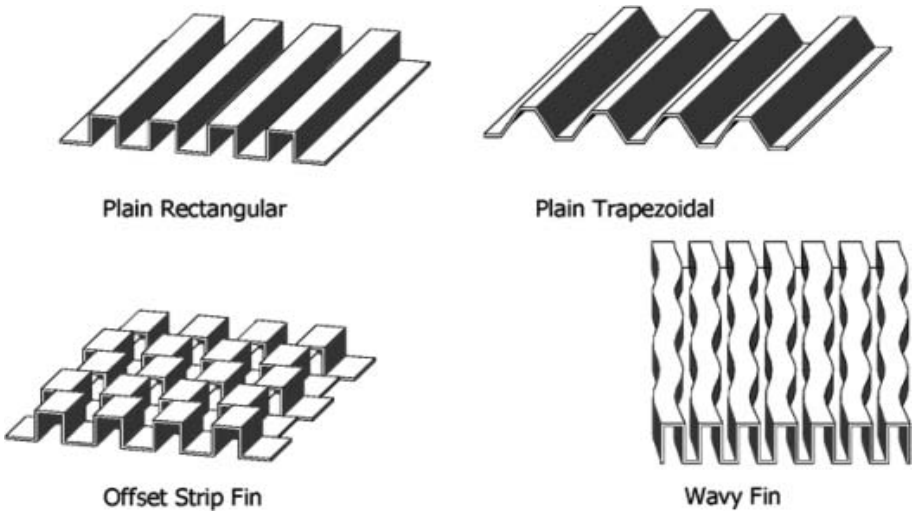


Figure 1.5 Certaines géométries d'ailettes à bandes décalées [4].

- Échangeur de chaleur tube et calandre qui est considéré comme un type d'échangeurs de chaleur à tubes. Cet échangeur de chaleur est l'un des équipements de transfert de chaleur les plus courants dans l'industrie. Près de 85 % des échangeurs de chaleur utilisés dans les raffineries, les pétrochimies et les centrales électriques sont des échangeurs de chaleur tube et calandre [5]. Bien que cet échangeur de chaleur ne soit pas nécessairement compact, sa grande capacité et sa géométrie structurelle l'ont rendu adapté à la plupart des applications industrielles Figure 1.6.

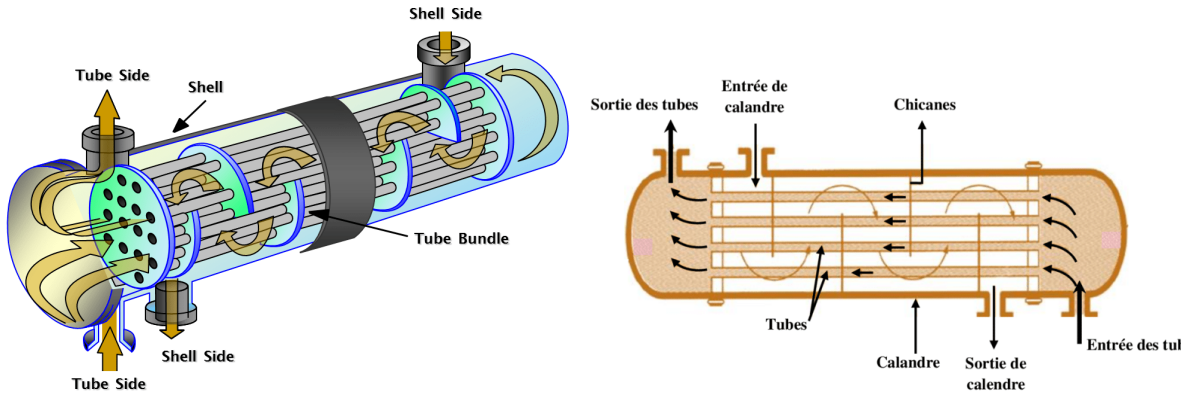


Figure 1.6 Echangeur de chaleur à tubes et calandre.

- Échangeur de chaleur à double tube composé d'un tube droit ou d'un tube à ailettes placé dans un autre tube de diamètre supérieur. Dans certains types de cet échangeur de chaleur, un groupe de tuyaux est placé dans des tuyaux plus grands. Les échangeurs de chaleur à tube dans le tube, ou échangeurs de chaleur à double tube, sont spécialement conçus pour chauffer ou refroidir des produits à faible et moyenne viscosité. Le grand avantage des échangeurs de chaleur Tube-dans-tube est de pouvoir traiter des produits avec des fibres ou des particules, sans risque de colmatage [6]. Ce type d'échangeur peut réaliser également un écoulement à contre-courant pur, ce qui permet d'obtenir un croisement de température, de sorte que le fluide froid peut être chauffé au dessus de la température de sortie du fluide chaud.

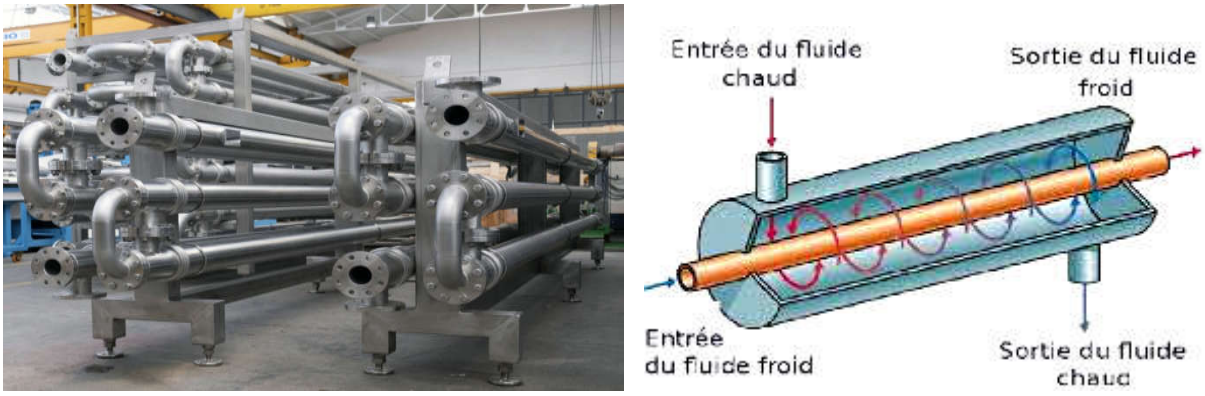


Figure 1.7 Échangeur de chaleur à double tube [6].

- Echangeurs de chaleur tubes à ailettes sont l'un des échangeurs thermique les plus utilisés, qui sont mis en œuvre dans des applications industrielles polyvalentes telles que les systèmes de climatisation, la réfrigération, les radiateurs automobiles, les centrales électriques, les équipements de traitement, …etc. Dans ce type d'échangeurs de chaleur, le fluide avec un coefficient de transfert de chaleur plus élevé (le liquide) s'écoule à l'intérieur des tubes et l'autre avec un coefficient de transfert de chaleur plus faible (air) s'écoule à l'extérieur des tubes, où s'adaptent des surfaces d'ailettes (plates, circulaires, dentelées,…etc.) appréciables pour atténuer le déséquilibre de la conductance thermique (hA) des deux côtés. Les tubes, qui peuvent être de formes circulaire, ovale ou plate et disposés en ligne ou en quinconce, peuvent résister à une pression élevée (jusqu'à 3000 kPa) de sorte que le fluide à haute pression circule normalement à l'intérieur des tubes sans fuite [7].

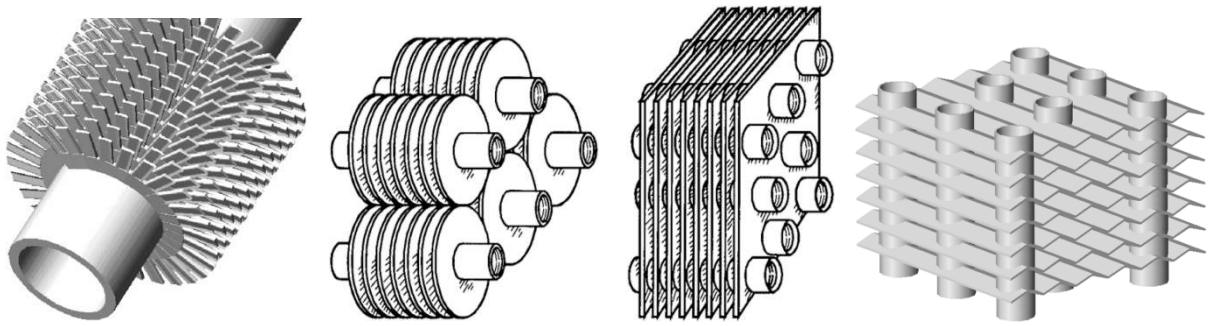


Figure 1.8 Différents géométries d'un échangeur thermique tube à ailettes [8-10].

1.4 Efficacité d'un échangeur de chaleur

L'efficacité d'un échangeur thermique est le rapport de la puissance thermique réellement échangée à la puissance d'échange maximum théoriquement possible, avec les mêmes conditions d'entrées des fluides (nature, débit,..) dans l'échangeur.

L'efficacité d'un échangeur est un nombre adimensionnel inférieur ou égal à l'unité $(0 \le \eta \le 1)$ [11].

$$\eta = \frac{Q}{Q_{max}} \tag{1.1}$$

Q_{max} : L'un des deux fluides subit un changement de température égal au gradient de température maximum existant dans l'appareil. Ce flux de chaleur maximum de transfert est obtenu lorsqu'un des fluides (capacité thermique la plus faible) sort à la température d'entrée de l'autre, alors :

$$Q_{max} = \left(\dot{m}C_p\right)_{min}\left(T_{chau}^{ent} - T_{froi}^{ent}\right) \tag{1.2}$$

1.5 Applications des échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur sont utilisés dans de nombreux domaines, tel que :

- Les chaudières, dont les échangeurs permettent de produire de l'eau de chauffe en récupérant l'énergie des produits de combustion.
- Les radiateurs d'appartements permettent, à l'aide d'eau de chauffe, de chauffer l'air des locaux où ils sont installés pour notre confort.

- L'eau chaude sanitaire peut être produite en réchauffant de l'eau du robinet à l'aide d'un circuit fermé de chauffage, a priori impropre à la consommation humaine, sans dénaturer l'eau traitée.
- Les machines frigorifiques, qu'il s'agisse d'un réfrigérateur, d'un climatiseur ou d'une pompe à chaleur, où ils sont indispensables.
- Le refroidissement de fluides chauds, pour éviter des dommages dus à une température trop élevée ; c'est le cas typique du radiateur automobile.
- Comme interface entre un circuit primaire et un circuit secondaire, pour assurer le confinement d'une zone sensible, typiquement dans une centrale nucléaire.
- Le recyclage de la chaleur de récupération avant son rejet dans le milieu extérieur, comme le fait un récupérateur sur air vicié dans les centrales de turbines à gaz.

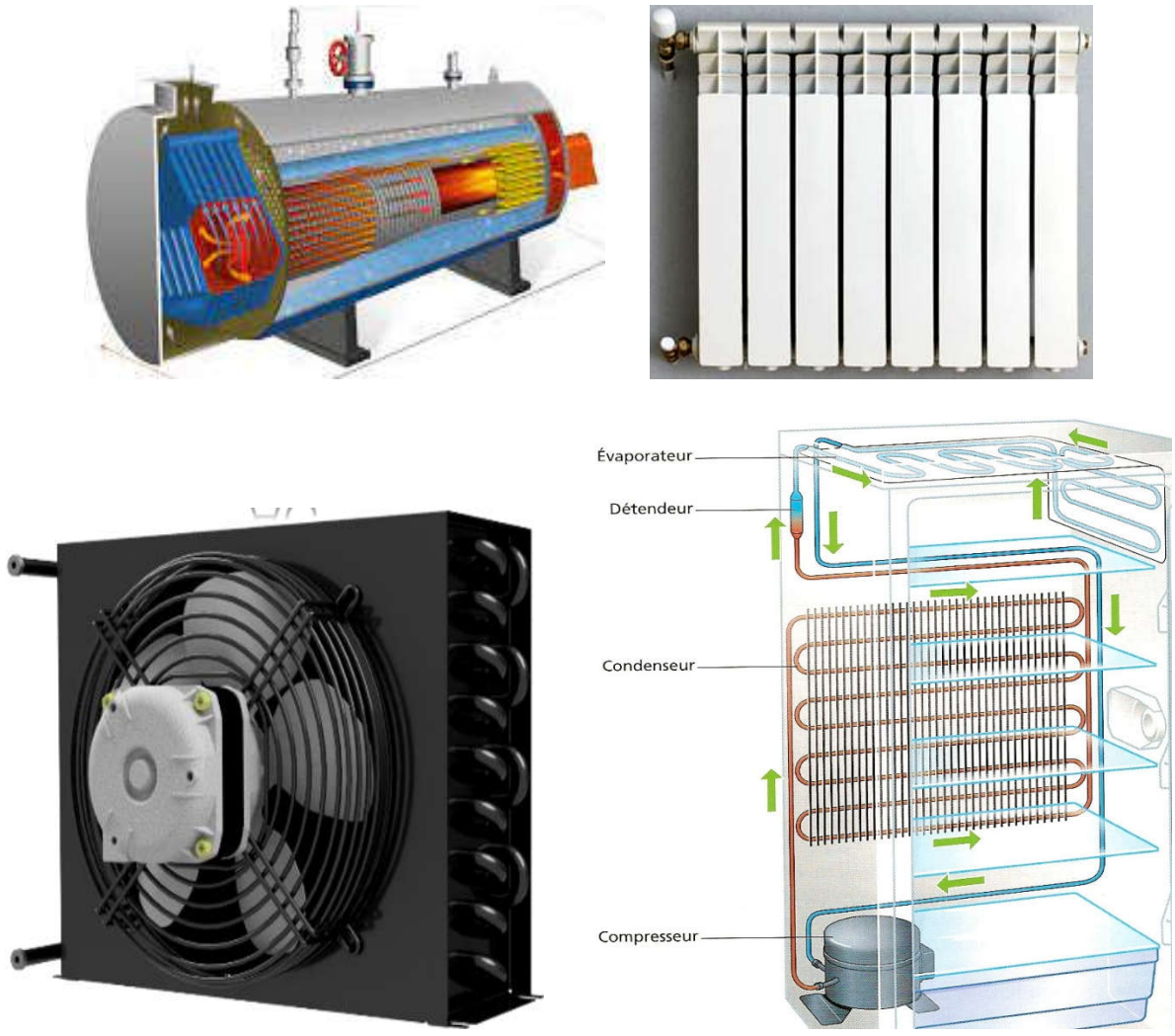


Figure 1.9 Applications des échangeurs de chaleur.

1.6 Généralités sur les Ailettes

1.6.1 Définition

L'ailette est une surface étendue s'étendant à partir des surfaces ou des objets dans lesquels être augmenté. Ces ailettes sont généralement constituées de matériaux à haute conductivité thermique tels que: l'aluminium ou le cuivre.

Une ailette visant à augmenter la surface de contact avec un fluide extérieur pour augmenter les échanges convectifs, et donc le transfert de chaleur. Les ailettes permettent aussi de détruire les couches limites thermique et dynamique et d'augmenter le mélange de l'écoulement. La chaleur se propage par conduction à travers l'ailette qui est refroidi ou réchauffé (par convection) par le fluide environnant.

D'une autre parte, l'ailette permet aussi de créer des perturbations et de la turbulence au niveau de l'écoulement du fluide entourant l'ailette (elle permet d'augmenter le niveau de la turbulence et minimiser l'épaisseur de la couche limite), donc elle permet d'intensifier le transfert convectif dans la partie extérieur de l'ailette. Il est utilisé dans les moteurs à combustion interne, les transformateurs électriques, les tubes de condenseur dans les systèmes de réfrigération,…etc.

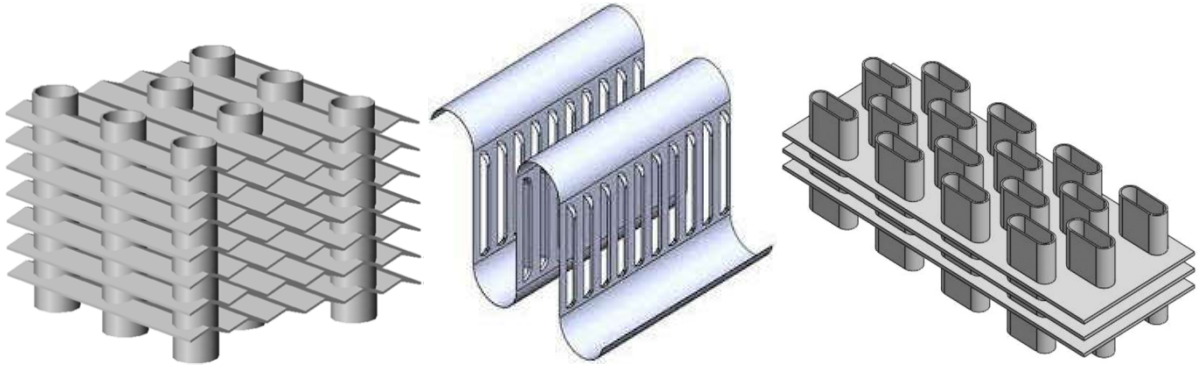
1.6.2 Géométries des ailettes

Les différents types d'ailettes sont regroupés en deux grandes parties

- ✓ Ailettes continues.
- ✓ Ailettes indépendantes.

A. Ailettes continues

Les ailettes continues sont traversées par plusieurs tubes de formes circulaire, elliptique ou plate, elles sont souvent fabriquées par emboutissage puis fixées par dilatation des tubes. Un collet fixe l'écartement entre les ailettes, elles peuvent être planes ou ondulées. L'ondulation provoque une perturbation de l'écoulement qui améliore l'échange thermique. Les trois principaux types d'ailettes sont les ailettes plans et lisses, les ailettes ondulées et les ailettes persiennes (voir la figure 1.10) [12].



(a) (b) (c)

Figure 1.10 Différentes géométries de l'ailette continue: (a) ailettes ondulées lisses (b) ailette persiennes et (c) ailettes planes [13, 14].

B. Ailettes indépendantes

Les faisceaux de tubes à ailettes annulaires ont été largement utilisés dans les systèmes de génération de chaleur en raison de son faible coût de fabrication et de son rendement élevé. En outre, la géométrie de ce type d'ailettes nécessite une amélioration du transfert de chaleur et de la puissance de pompage avec des volumes, des poids et des coûts de plus en plus petits. Ainsi, dans le passé, de nombreuses conceptions d'ailettes annulaires ont été conçues par les chercheurs afin d'optimiser les caractéristiques thermiques et hydrauliques de l'échangeur de chaleur.

L'effet de l'insertion des trous et de leur emplacement angulaire sur le transfert thermique a été inspecté expérimentalement par Karabacak et Yakar [15]. Pour Re supérieur à la valeur critique, ils ont remarqué que le nombre de Nusselt Nu est supérieur d'environ 12% pour les ailettes circulaires perforés que celui des ailettes conventionnelles pleins. De plus, Banerjee et al. [16] étudie numériquement un tube à ailettes annulaire perforé pour améliorer le transfert de chaleur et réduire la perte de charge (Fig. 1.11). Ils trouvent que le coefficient de transfert de chaleur et le flux de chaleur des ailettes perforées ont augmenté respectivement de 7,07 % et 5,96 %. Les résultats montrent aussi que, une seule perforation à 120° a fourni des résultats favorables avec une augmentation de 1,70 % du flux thermique et 2,23 % du coefficient de convection, alors qu'il y avait une augmentation relativement plus faible (seulement 1,39 %) de la chute de pression ΔP .

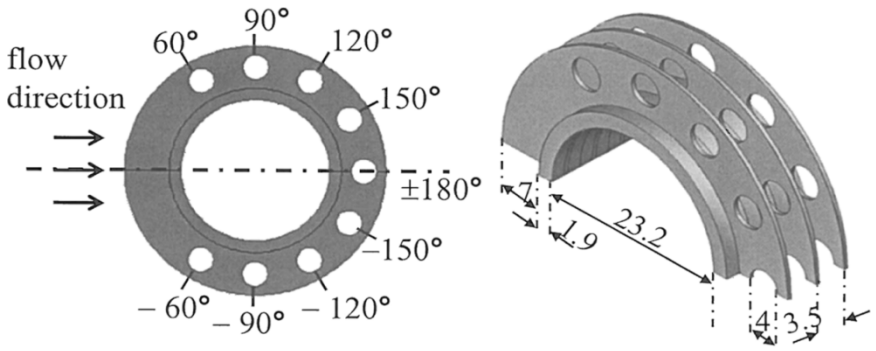


Figure 1.11 Tube à ailette circulaire avec l'emplacement angulaire des perforations [16].

Sonawane et al. [17] analysent l'effet de la géométrie, épaisseur, espacement et orientation des ailettes sur les performances d'un moteur Honda CB Unicorn 150 ayant six ailettes en alliage d'aluminium 204 et 6061. Sur la base de l'analyse numérique des valeurs du flux thermique et des valeurs de rapport puissance/poids, ils concluent que les performances thermiques des ailettes du moteur Honda peuvent être améliorées avec une géométrie rectangulaire lorsqu'elle est remplacée par une géométrie circulaire qui peut améliorer le taux de transfert de chaleur de 19% alors que le rapport poids/puissance peut être amélioré de 7 %. Pour les autres géométries d'ailettes, la répartition du flux de chaleur n'était pas uniformément répartie et des points froids étaient en cours de développement pendant la simulation.

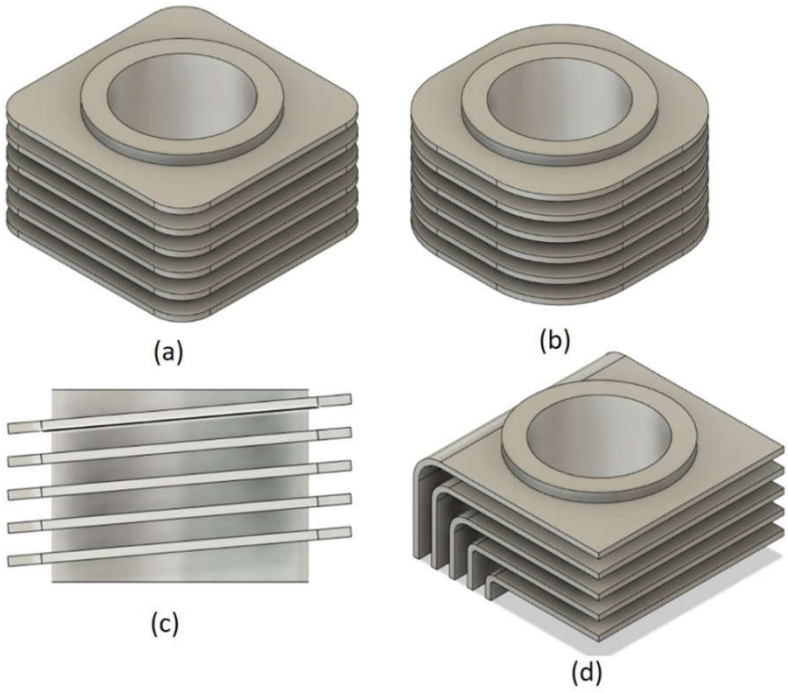
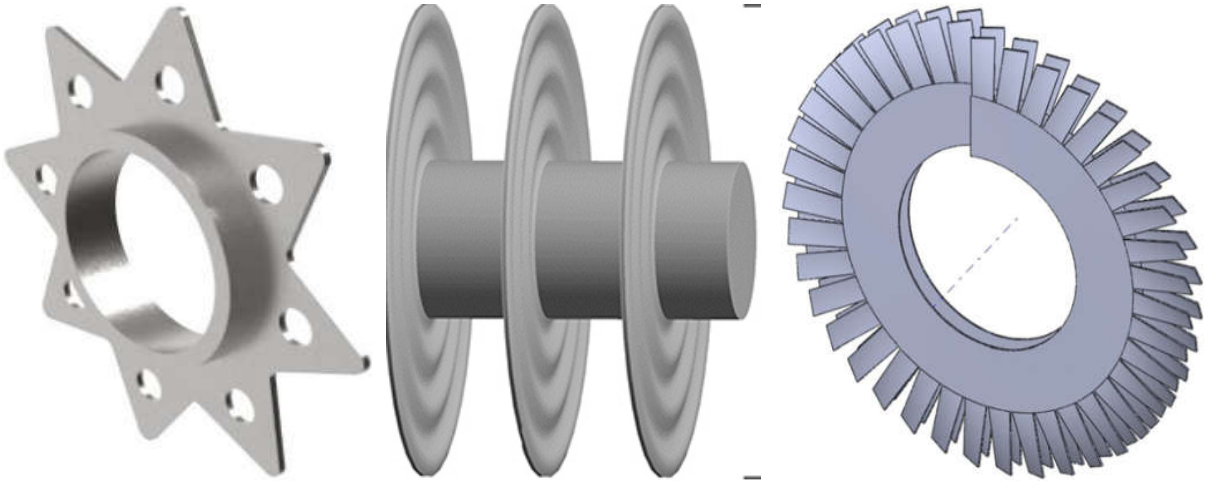


Figure 1.12 Cylindre de moteur Honda CB Unicorn 150 avec (a) Ailettes rectangulaires (b) Ailettes circulaires modifiées (c) Ailettes angulaires modifiées (d) Ailettes incurvées modifiées [17].

Dans un faisceau de trois rangées de tubes, Lemouedda et al. [18] ont effectué une étude numérique comparative des performances thermiques des différents types d'ailettes dentelées. La première partie d'étude compare la performance thermique des tubes à ailettes avec et sans dentelures. La deuxième partie concerne l'effet du vrillage de la partie extérieure d'ailette sur la performance des tubes à ailettes dentelées. Bošnjaković et al. [19] traitent la possibilité de réduire davantage la masse de l'échangeur de chaleur avec des ailettes en étoile par le percement des ailettes de trous Ø2, Ø3, et Ø4 mm. Avec l'utilisation du code de calcul Ansys 17.2, ils ont déterminé l'influence de chaque perforation sur les caractéristiques thermique et dynamique d'un échangeur de chaleur pour $2300 \leq Re \leq 16000$. Avec une réduction de la masse des ailettes à 17,65 % (pour Ø4 mm), les ailettes perforées avaient un transfert de chaleur supérieur de 5,5 % à 11,3 % que les ailettes sans perforation. Les chercheurs montrent aussi que les ailettes perforées avaient 51,8% de masse en moins que les ailettes annulaires, avec une augmentation du nombre de Nusselt jusqu'à 26,5%.

Plus récemment, Siddhartha et al. [20] ont étudié numériquement les performances thermiques d'un cylindre horizontal à ailettes annulaire ondulées. Des calculs ont été effectués pour divers paramètres géométriques et conditions d'écoulement dans le transfert convectif naturel et en régime laminaire. Les résultats révèlent que les ailettes ondulées sont plus performant que les ailettes plates à un nombre de Rayleigh plus élevé et au-delà de la valeur optimale du rapport S/D_t .



(a) (b) (c)

Figure 1.13 Géométries d'ailette annulaire : (a) ailettes en forme d'étoile perforée (b) ailette circulaire ondulée et (c) ailette dentelée [18-20].

1.7 Effet des paramètres géométriques

Plusieurs paramètres affectant les caractéristiques thermo-hydrauliques des échangeurs à faisceaux tubulaires tels que : la forme et le diamètre du tube, arrangement et espacement inter-tubes, espacement inter-ailette, amplitude et longueur d'onde (figure 1.14). L'effet de ces paramètres sera détaillé dans cette section.

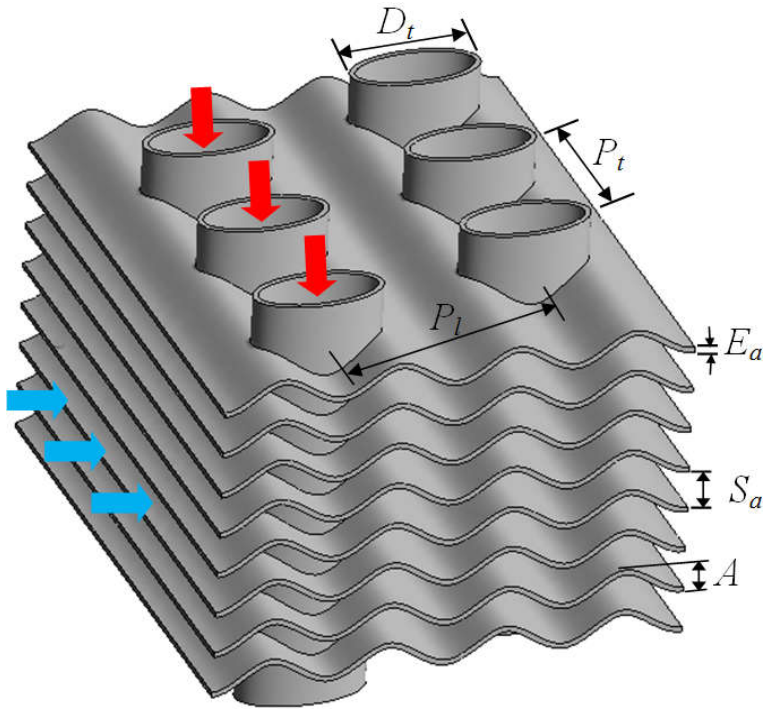


Figure 1.14 Les paramètres définissant la géométrie d'un échangeur de tubes à ailettes sinusoïdales.

1.7.1 Effet du diamètre extérieur des tubes

La recirculation du fluide dans la région du sillage (zones thermiquement mortes derrière les tubes) et la perte de charge due à la force de traînée sont largement affectées par la forme du tube [21]. Aussi, d'après l'expression de calcul du nombre de Reynolds, le diamètre des tubes a un impact direct est important sur la valeur de Re, et donc sur la nature du régime d'écoulement du fluide (laminaire ou turbulent) [22]. Par conséquent, la modification des formes et de diamètre des tubes dans les échangeurs de chaleur compacts de tubes ailetés est parmi les techniques prometteuses pour améliorer le taux de transfert de chaleur et réduire les pertes de charge. Pour cela, de nombreuses études, expérimentales ainsi que numériques, ont été réalisées par les chercheurs visant à analyser l'impact de ce paramètre géométrique sur les caractéristiques thermo-hydrauliques de ces dispositifs thermiques.

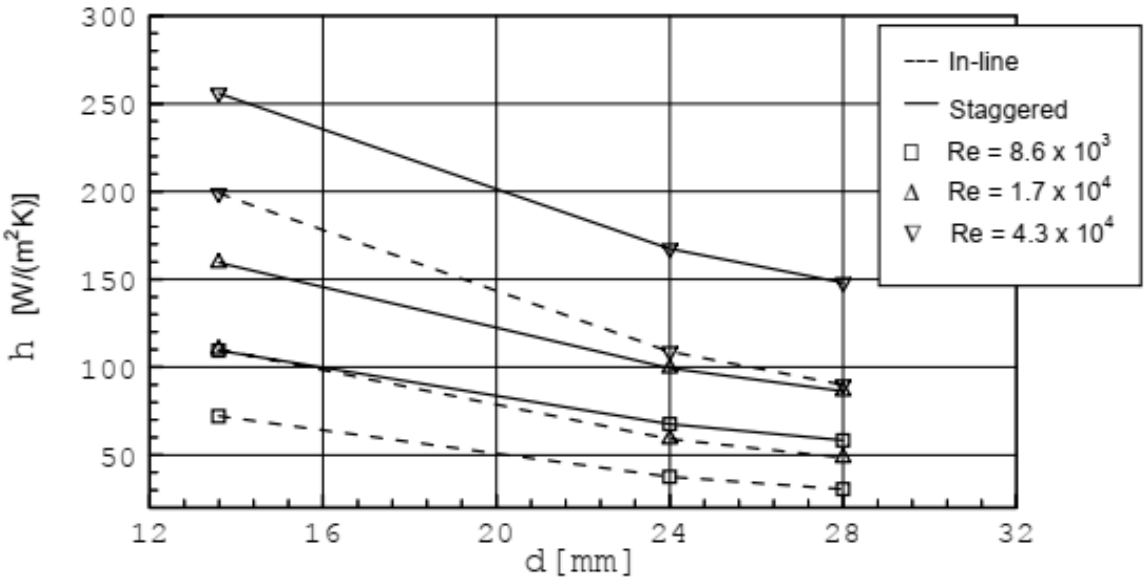
Avec deux rangées de tubes à ailettes plaques planes, Torikoshi et al. (1995) [23] montrent qu'il n'y a pas un effet significatif du changement de diamètre des tubes sur le coefficient de transfert thermique moyen [24]. Avec des petits diamètres des tubes, Wang et al. (2000) [25] ont montré expérimentalement que l'effet du diamètre des tubes sur la performance thermique et dynamique d'un échangeur de chaleur est très lié au pas d'ailettes. Cependant, la chute de pression pour $D_t = 10,23mm$ est 5-15% plus grande que celle de $D_t = 8,51mm$.

Mon et Gross (2003) [26] ont étudié l'effet du diamètre des tubes sur les caractéristiques dynamiques et thermiques d'un faisceau de quatre rangées à ailettes circulaires pour un nombre de Reynolds $\left(8,6\times10^3 \le Re \le 4,3\times10^4\right)$. Ils ont constaté que pour les deux types d'arrangement des tubes et sous un rapport P_t/D_t fixe, le coefficient de transfert convectif et les pertes de charges diminuent avec l'augmentation du diamètre des tubes, tandis que l'efficacité de l'ailette augmente (voir la figure 1.15). Ce comportement est le résultat du fait que la région de sillage derrière les tubes devient plus grande chaque fois que le diamètre des tubes augmente. Quantitativement, les résultats trouvés montrent qu'une augmentation de diamètre de tube de 13,59mm à 24mm résulte une diminution de la chute de pression de 66,7% pour l'arrangement alignée et de 61,1% pour l'arrangement quinconce.

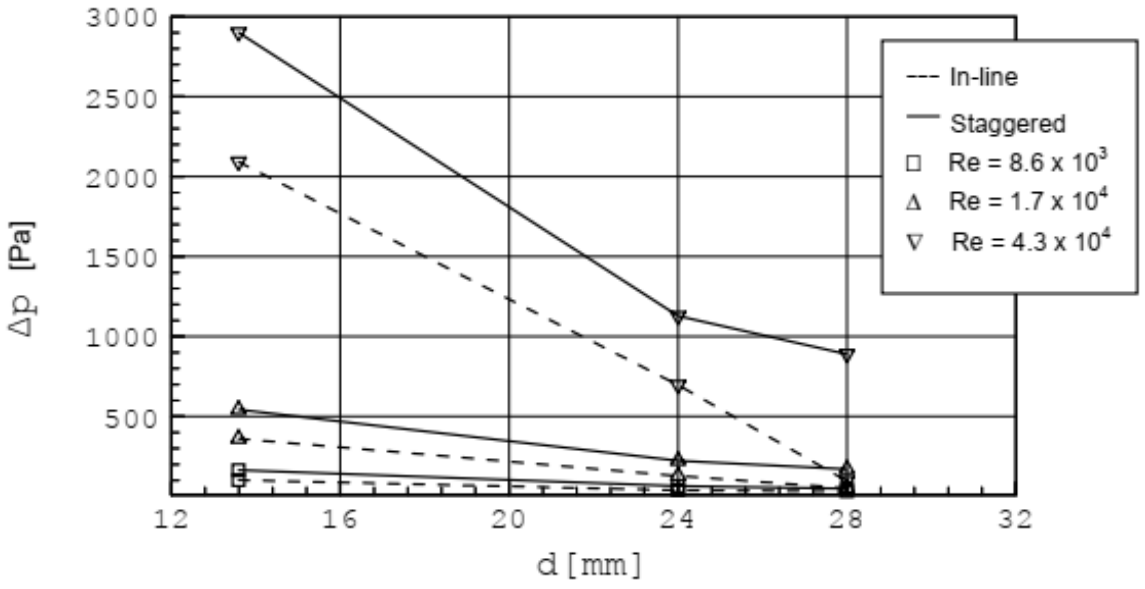
Xie et al. (2009) [22] effectuent une analyse numérique sur un modèle d'échangeur avec trois rangées de tubes à ailettes plaques planes. Ils analysent l'effet du diamètre de tube sur les caractéristiques de transfert thermique et de l'écoulement. Le diamètre de tube est varié de 16 à 20 millimètres. Les résultats obtenus par les chercheurs (voir la figure 1.16) indiquent que le nombre de Nusselt Nu et le facteur de frottement f augmentent avec le diamètre des tubes. Cependant, le coefficient de transfert convectif h et la chute de pression ΔP diminuent avec l'augmentation de diamètre des tubes.

Une étude numérique tridimensionnelle et une comparaison entre le modèle côté air et le modèle côté air/eau d'un échangeur de chaleur à ailettes planes a été réalisée par Borrajo-Peláez et al. [27]. Ils analysent l'influence des paramètres comme le nombre de Reynolds, le pas inter-ailettes, le diamètre du tube, la longueur des ailettes et l'épaisseur des ailettes sur le transfert de chaleur et les performances de ce type d'échangeur thermique. Une forte dépendance du nombre de Nusselt avec le diamètre du tube est observée. Aussi, une grande

amélioration du transfert de chaleur par convection avec l'augmentation du diamètre des tubes est obtenue. Les résultats des modèles côté air et côté air/eau sont très similaires. Cependant, la présence de tubes de grand diamètre entraîne une croissance du coefficient de frottement et une dégradation des performances mécaniques.



(a)



(b)

Figure 1.15 Effet de diamètre extérieur des tubes sur : (a) coefficient de transfert convectif (b) chute de pression [26].

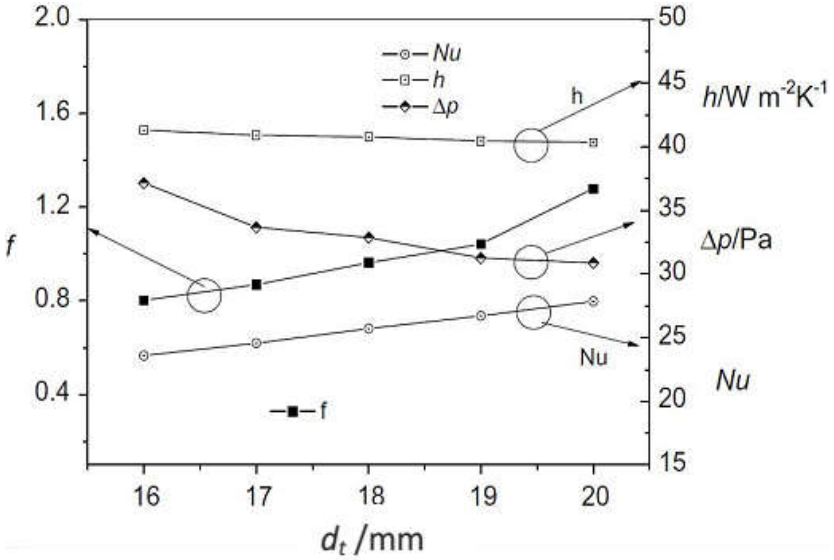


Figure 1.16 Effet du diamètre des tubes sur le nombre de Nusselt, le facteur de frottement, le coefficient de transfert convectif et la chute de pression pour $Re = 3000$ [22].

1.7.2 Effet de l'espacement inter-tubes

Mirkovic (1974) [28] indique que les nombres de Nusselt et d'Euler augmentent parallèlement avec l'augmentation du pas transversal des tubes. En outre, l'auteur montre que l'agrandissement de l'espacement longitudinal des tubes, pour l'arrangement décalé, diminue les nombres du *Nu* et d'*Eu*. Sparrow al. (1985) [29][29][30], ont montré que si le rapport espacement transversal sur le diamètre d'ailette $\left(P_t / D_a\right)$ diminue de 1,52 à 1,07 le nombre adimensionnel de *Nu* augmente de 35 %. À des nombres de Reynolds plus élevés $\left(Re = 3,2 \times 10^4\right)$, le nombre de *Nu* est relativement peu sensible au pas longitudinal P_l. Par contre, dans le cas de deux rangées de tubes en arrangement quinconcé, le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation de P_l, atteint une valeur maximum à $\left(\frac{P_l}{D_a} = 2,05\right)$ puis il diminué.

El-Shaboury et Ormiston [31] ont effectué une analyse numérique sur le transfert convectif forcée laminaire dans des bancs de tubes sans ailettes avec l'arrangement en ligne et ont constaté que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du pas longitudinal et la diminution du pas transversal. Ils montrent aussi que la chute de pression augmente de manière significative à mesure que le rapport entre l'espacement transversal et le

diamètre des tubes (P_t/D_t) est réduit. Pour un rapport (P_t/D_t) fixe, la chute de pression augmente légèrement avec l'augmentation du rapport (P_l/D_t).

1.7.3 Effet de l'arrangement des tubes et du nombre de rangées

La recherche d'un nombre optimum des rangées et de nouveaux types d'arrangement du faisceau de tubes à ailettes est l'une des directions importantes d'amélioration des performances thermiques et hydrodynamiques des échangeurs de chaleur. Les recherches ci-dessous ont traité cet axe d'optimisation des échangeurs thermiques.

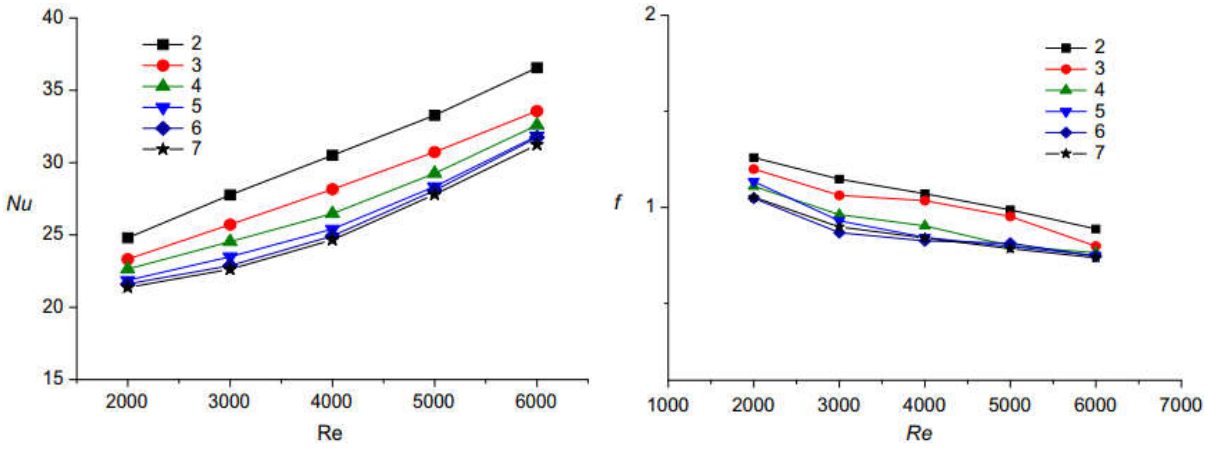
Rich [32] (1975) a effectué des tests expérimentaux sur quatorze modèles d'échangeur de chaleur, il a trouvé que la chute de pression ne dépend pas du nombre de rangées des tubes.

L'écoulement d'air laminaire et le transfert de chaleur par convection forcée dans les faisceaux de tubes circulaires décalés ont été étudiés numériquement par Wang et al. [33]. Trois rapports de pas de tube de 1,25 - 1,5 et 2 avec des configurations de tube carré tourné et triangle équilatéral avec 10 rangées de tubes pour deux nombres de Reynolds de 100 et 300 ont été testés. Les auteurs ont constaté qu'une diminution du rapport de pas de tube entraîne une augmentation des coefficients de transfert de chaleur et de frottement. En général, les coefficients de frottement et de transfert de chaleur local sont inférieurs dans la configuration carrée tourné par rapport à la configuration triangle équilatéral au même rapport de pas de tube.

Au moyen de la méthode thermo-vision infrarouge, Ay et al. [34] ont montré que le coefficient d'échange convectif moyen pour un faisceau de trois rangées de tubes en arrangement décalés est de 14-32% plus grand que celui de l'arrangement en ligne. Xie et al. [22] (2009) réalisent une simulation numérique en trois dimensions basées sur l'algorithme SIMPLE en coordonnées cartésiennes, pour voir l'influence du nombre de rangées sur un transfert thermique laminaire. La figure ci-dessous donne la variation du nombre de Nusselt Nu et le facteur de frottement f en fonction du nombre de Reynolds et pour un nombre de rangées allant de 2 jusqu'à 7. Les auteurs ont remarqué, que les caractéristiques du transfert de chaleur et de la chute de pression sont indépendants du nombre de rangées quand $N \geq 6$. Dans la même étude, les chercheurs comparent les isothermes pour $N = 2$ et $N = 7$. Ils

trouvent qu'un plus grand gradient de température existe autour des tubes pour $N = 2$ que pour $N = 7$, indiquant un plus grand flux thermique entre les tubes et le fluide extérieur.

Le faible gradient de température autour les trois dernières tubes pour $N = 7$ est dû principalement à la zone morte d'écoulement composée après chaque tube, ce qui réduit de façon non négligeable le taux de transfert thermique.



(a) (b)

Figure 1.17 Effet du nombre de Reynolds et du nombre de rangées sur : (a) nombre de Nusselt et (b) facteur de frottement [22].

Une étude numérique tridimensionnelle a été réalisée par Kong et al. [35] pour clarifier les performances d'écoulement et de transfert de chaleur côté air dans des faisceaux de tubes à ailettes plats et fendus, pour cinq valeurs du pas de tubes longitudinal (25 mm, 30 mm, 35 mm, 40 mm et 45 mm) et du pas transversal inter-tubes (25 mm, 30 mm, 35 mm, 40 mm et 45 mm). Les résultats montrent que le facteur de frottement varie peu avec le pas des tubes, cependant le nombre de Nusselt diminue de façon notable avec l'augmentation des espacements longitudinal et transversal inter-tubes. La détermination de la variation du critère d'évaluation des performances montrent que de meilleures performances thermo-hydrauliques peuvent être obtenues en réduisant les pas inter-tubes où les configurations optimales des faisceaux de tubes ailettes avec des pas inter-tubes de 35 mm à 40 mm sont recommandées pour les échangeurs de chaleur refroidis par air.

Récemment, les caractéristiques thermo-hydrauliques du fluide dans le cas d'un faisceau de tubes (en forme de gouttes) en arrangement décalées ont été étudiées

numériquement par Deeb [36] pour l'intervalle $\left(3{,}18\times10^{3} \le Re \le 3{,}25\times10^{4}\right)$, avec de valeurs de P_l 37 et 46,25 mm. Des corrélations entre le nombre de Nusselt moyen $\overline{Nu}$ et le facteur de frottement f en termes de Re et P_l pour les faisceaux de tubes étudiés ont été présentées. Les résultats de ce travail de recherche indiquent qu'un faisceau de tubes en forme de goutte avec $P_l = 46{,}25$ mm a un transfert de chaleur plus intense avec moins de résistance hydrodynamique par rapport à un faisceau avec $P_l = 37$ mm.

1.7.4 Effet de la géométrie d'ailette

L'addition des ailettes conduite à une augmentation du prix des échangeurs, leur poids et la puissance de pompage du fluide requise dans le cas de la convection forcée. Pour cette raison, il existe de nombreuses recherches dans la littérature sur l'optimisation des profiles d'ailettes.

1.7.4.1 Ailettes continues

Une étude expérimentale a été effectuée par Giovanni et Umberto (2001) [37] sur l'intensité du transfert de chaleur et de la chute de pression dans les échangeurs de tubes avec différents géométries d'ailette (plate, ondulée, à persiennes ou à petites ailettes). Les résultats obtenus sur 15 prototypes de faisceaux testés montrent que le type d'ailette influence fortement sur la performance de l'échangeur de chaleur. Cependant, les ailettes à persiennes donnent généralement des meilleurs résultats que ceux des ailettes ondulées.

Tang et al. (2007) [38], ont effectué une simulation numérique tridimensionnelle des propriétés de transfert de chaleur et de frottement dans l'air pour les échangeurs de chaleur à 6 rangées de tubes avec cinq géométries d'ailettes : ailette plane, ailette à persiennes, ailette avec générateurs de vortex et ailettes avec deux formes et positions des inserts (voir la figure 1.18). Ils ont constaté qu'une ailette à persiennes donne un transfert de chaleur et une chute de pression plus élevé que les autres ailettes. Les résultats montrent également que l'ailette plane offre les plus faibles taux de transfert de chaleur et de la chute de pression, avec un nombre de Re varié de 4000 à 8000. Lorsque le nombre de Re est inférieur à environ 5100, les auteurs ont trouvé que l'ailette avec des générateurs de vortex donne des meilleures performances que la deuxième ailette à des inserts mixtes.

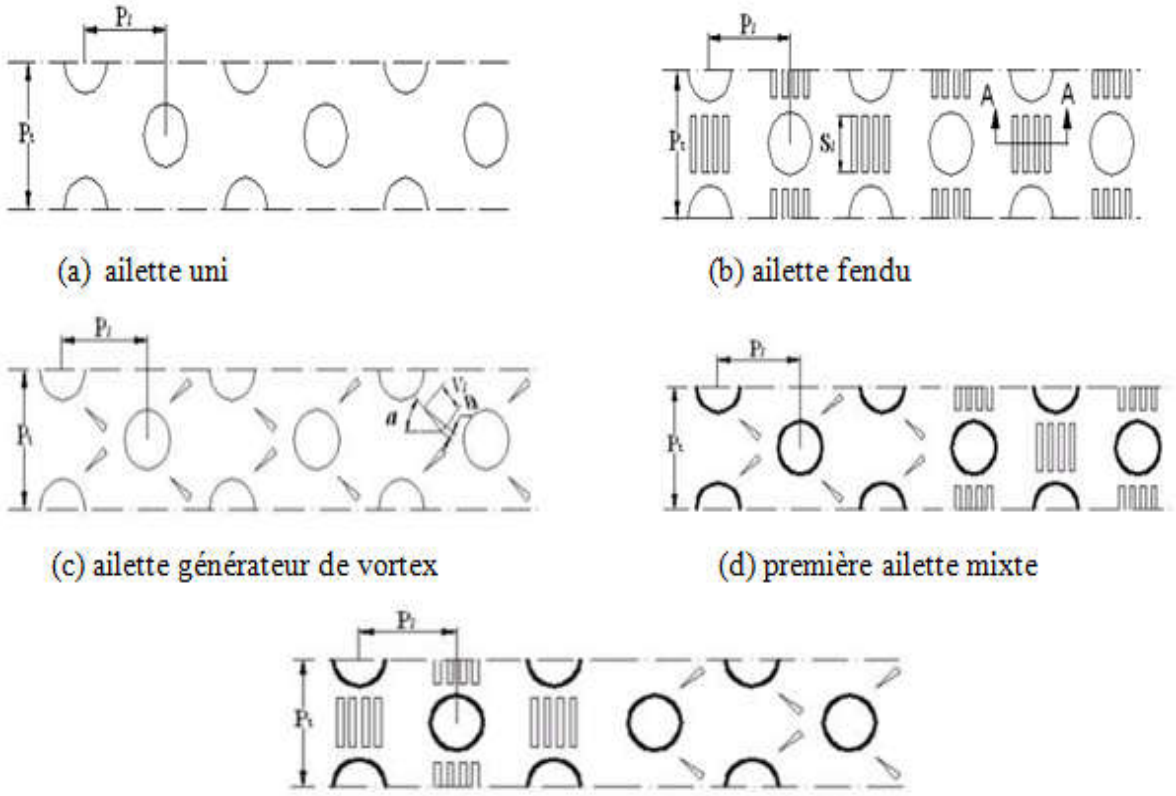


Figure 1.18 Schéma des cinq configurations d'ailettes testées [38].

Kumar et al. [39] (2017) ont utilisé le code de calcul Open FOAM vs 2.2 pour comparer les caractéristiques thermo-hydrauliques des ailettes annulaires de forme (circulaire, ailette spirale sertie, ailette dentelée) et des ailettes continues de forme (plaque plane, ondulée et ailette avec un paire des inserts delta). Avec un nombre de *Re* fixe, les résultats de ce travail de recherche montrent que le rapport du transfert de chaleur sur la puissance de pompage des ailettes annulaire est de 140-170%, il est plus élevé par rapport aux ailettes continues. Cependant, l'efficacité d'ailette est variée dans l'intervalle 77-83% pour les ailettes annulaires et de 55-66% pour les ailettes continues avec une variation du nombre de Reynolds dans l'intervalle $(2500 \leq \mathrm{Re} \leq 4000)$. Parmi les ailettes annulaires examinées, seulement l'ailette spirale sertie fournit un facteur de qualité de volume plus élevé par rapport aux ailettes continues. En général, les chercheurs ont affirmé qu'un échangeur de chaleur plus compact peut être conçu en utilisant des ailettes continues mais avec un coût de la puissance de pompage plus élevé.

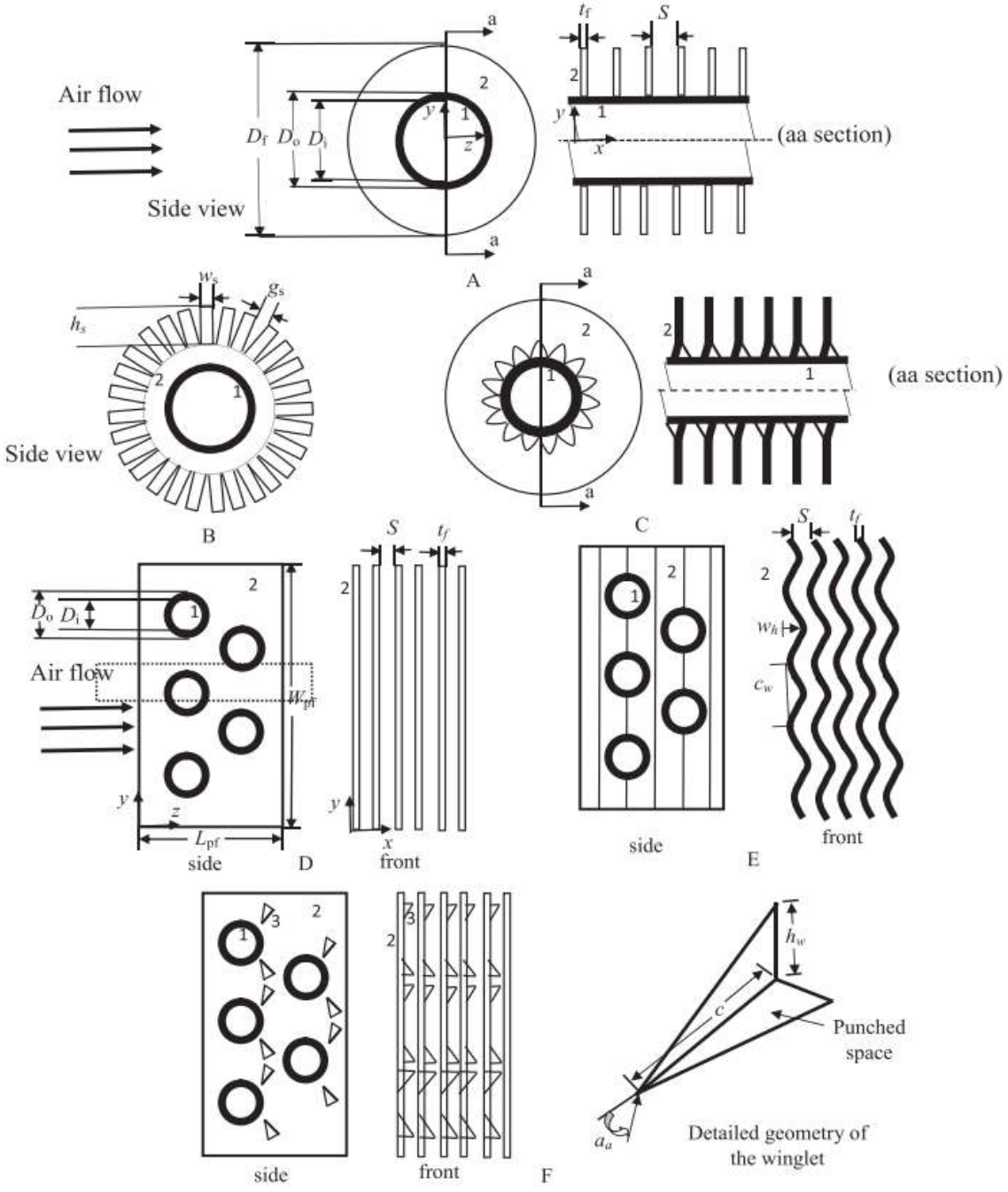


Figure 1.19 Schéma des tubes à ailettes : (A) ailette circulaire, (B) ailette dentelée, (C) ailette spirale sertie, (D) ailette plaque plane, (E) ailette ondulée, (F) ailette avec un paire des inserts delta [39].

Pour augmenter le flux thermique échangé par un échangeur de chaleur à ailettes ondulées, trois nouvelle géométries, à savoir ailettes ondulées perforés, ailettes ondulées en arrangement quinconce et ailettes ondulées discontinus, ont été proposé et étudiés numériquement par Xue et al. [40] (voir Fig. 1.20). Les auteurs ont constaté qu'en raison de l'écoulement tourbillonnaire et du mélange efficace du fluide, toutes les techniques proposés

pour le perfectionnement du transfert chaleur ont des avantages par rapport à l'ailette ondulée traditionnel. D'une autre part, grâce aux critères d'évaluation des performances, l'ailette ondulée en quinconce a un avantage pour le cas des petits rapports (amplitude/longueur d'onde). Cependant, avec l'augmentation de ce rapport d'ondulation, cette prédominance est progressivement dépassée par l'ailette ondulée perforée. Les résultats de ce travail montrent aussi que l'avantage de l'ailette ondulée discontinue est la plus petite et presque reste invariable.

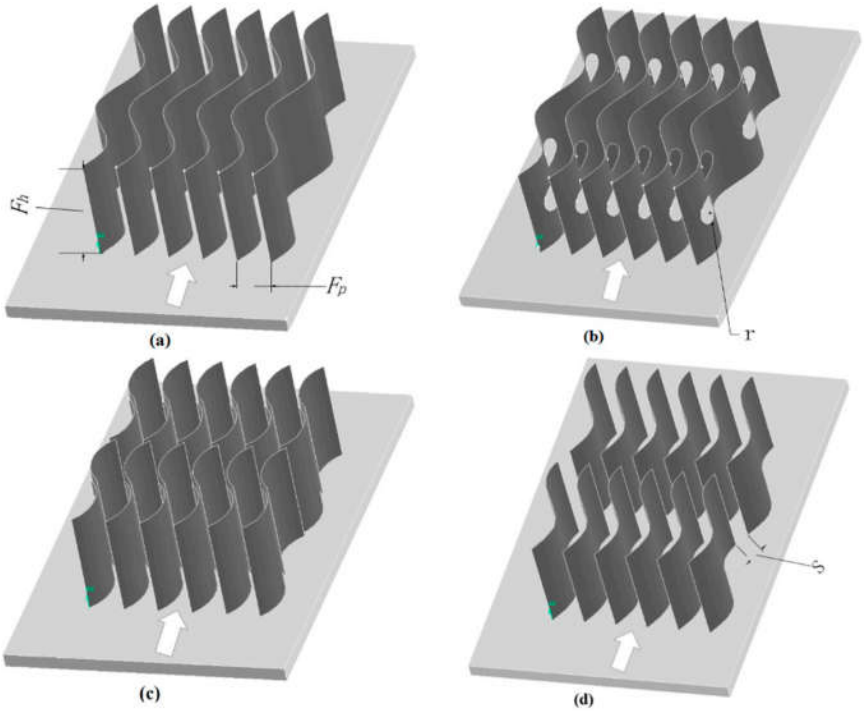


Figure 1.20 Géométries des ailettes : (A) ailette ondulée traditionnelle, (B) ailette ondulée perforé, (C) ailettes ondulées en quinconce, (D) ailette ondulée discontinue [40].

1.7.4.2 Ailettes indépendantes

Dans un faisceau de trois rangées de tubes, Lemouedda et al. (2011) [18] ont effectué une étude numérique comparative des performances thermiques pour deux types d'ailettes dentelées. Le nombre de *Re* est varié dans l'intervalle (600 à 2600). La première partie d'étude compare la performance thermique des tubes à ailettes avec et sans dentelures. La deuxième partie concerne l'effet du vrillage de la partie extérieure d'ailette, d'un angle de 0 jusqu'à 25°, sur la performance des tubes à ailettes dentelées. Les investigations numériques effectuées dans cette étude montrent l'avantage des ailettes dentelées en améliorant la performance d'un

tube ailettes. C'est principalement dû au fait que l'interruption des ailettes dans ces dispositifs améliore la reconstruction de la couche limite près des surfaces de transfert thermique et augmente le niveau de mélange du fluide dans le domaine d'écoulement.

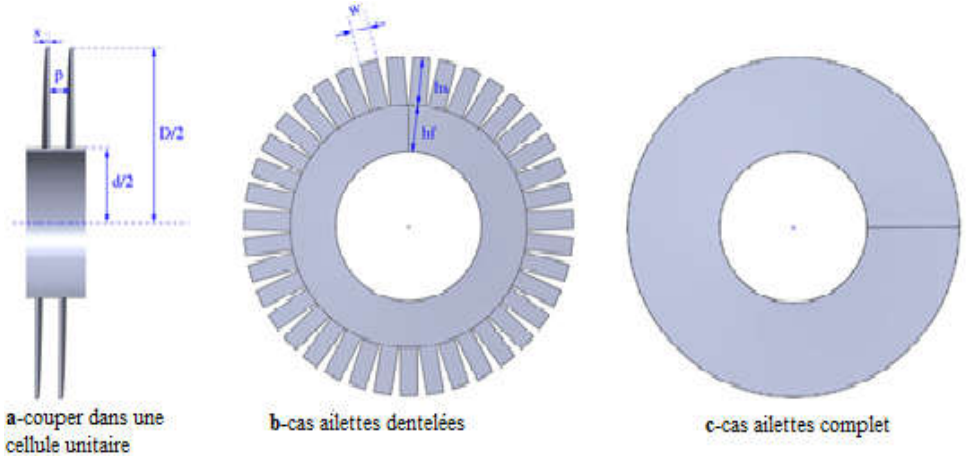


Figure 1.21 Ailette circulaire avec et sans dentelures [18].

La technique de pliage d'ailettes et des tubes ovales à ailettes incomplètes ont été proposé par Pis'mennyi [41] afin d'augmenter la performance des ailettes annulaires. L'analyse expérimentale faite ici montre que le perfectionnement marqué du transfert de chaleur, sans croissance excessive de la trainée aérodynamique, peut être atteint en améliorant le parcours du fluide entrant dans le faisceau. Selon les paramètres de pliage d'ailettes, l'arrangement des tubes et le nombre de *Re*, l'augmentation du coefficient de transfert de chaleur convectif s'étend de 15% à 77%. Il trouve qu'il y a une croissance de la trainé près de 40% à 117% en comparaison avec l'utilisation d'ailettes plates. L'étude montre également qu'un faisceau de tubes ovales à ailettes incomplets ne réduit pas le flux thermique d'un faisceau de tubes.

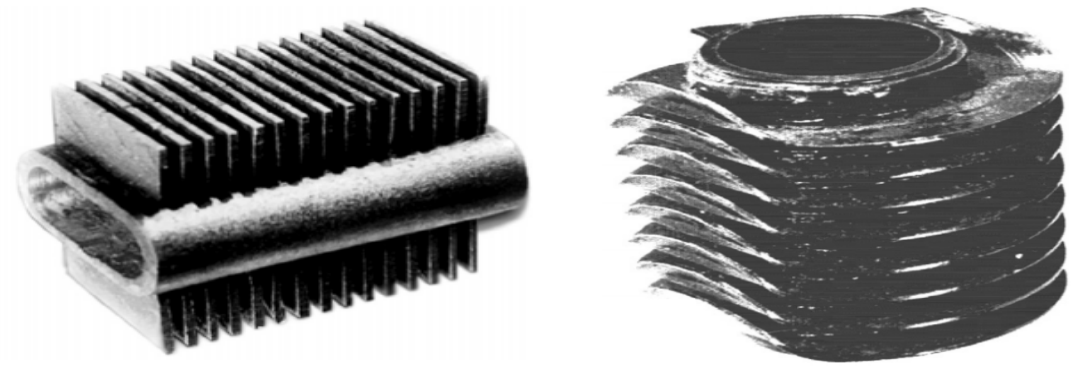


Figure 1.22 Formes d'ailettes examinées dans la référence [41].

Le logiciel Maple v.16 a été utilisé par Mehemmai et al. (2016) [42], afin d'étudier le transfert de chaleur autour de différents profils d'ailette. Ils ont constaté que l'augmentation de la conductivité thermique et de l'épaisseur des ailettes et la réduction du coefficient d'échange de chaleur amélioraient l'efficacité des ailettes. Suivant les courbes de la figure ci-dessous, l'ailette triangulaire est la plus performante de différents types d'ailettes examinées. Ce travail de recherche indique aussi que l'efficacité des ailettes diminue avec l'augmentation de la longueur d'ailette L et du coefficient d'échange thermique h . Cependant, cette efficacité augmente avec l'augmentation de la conductivité thermique λ et de l'épaisseur d'ailette E_a .

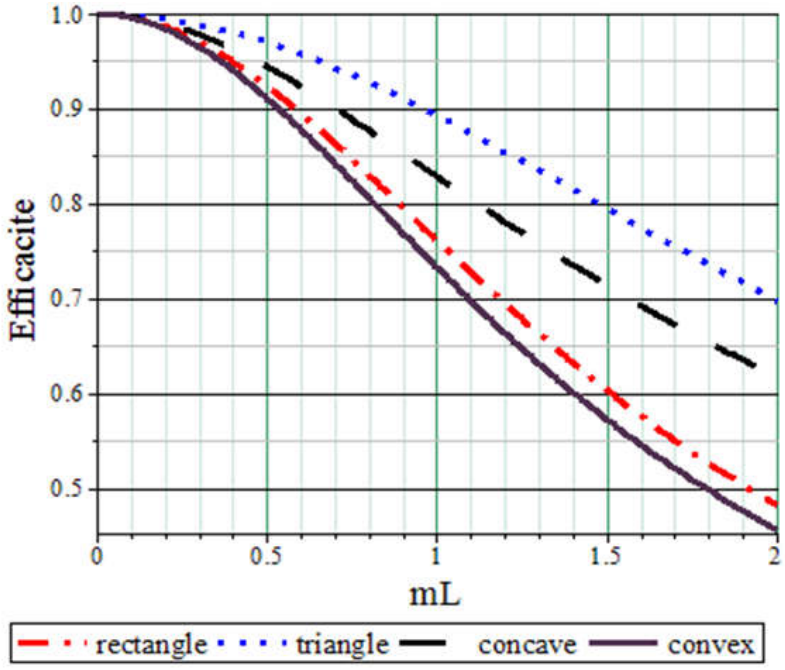


Figure 1.23 Comparaison des efficacités des ailettes [42].

La méthode des différences finies avec les données expérimentales de la température a été utilisée par Chen et al. (2018) [43] pour estimer le coefficient de transfert de chaleur sur un tube à ailette elliptique. Après cela, le code de calcul Fluent avec ses différents modèles d'écoulement et les coefficients de transfert de chaleur prévus sont employés pour déterminer la température et la vitesse de l'écoulement, la température de la surface d'ailette et le coefficient de transfert convectif de l'ailette. Les résultats publiés dans cet article montrent aussi que l'efficacité d'une ailette annulaire elliptique est supérieure que celle d'une ailette annulaire circulaire.

Dans le travail de recherche de Nemati et al. (2020) [44], un échangeur de chaleur à quatre rangées de tubes à ailettes annulaires a été optimisé en variant localement la forme des ailettes annulaires. L'objectif principale de cette investigation et de comparer entre le cas classique (tous les rangées sont à ailettes circulaires) et un cas des ailettes mixtes (l'une des rangées est à ailettes circulaires et les trois autre rangées sont à ailettes elliptiques, voir la Fig. 1.24). Ils sont montrés que les ailettes elliptiques minimisent la chute de pression et la génération d'entropie, tandis que les ailettes de forme circulaire à la première rangée peuvent être utilisées pour maximiser le transfert de chaleur. Les résultats montrent également que, pour le scénario dans lequel la densité de transfert de chaleur est maximale et la chute de pression est minimisée, la chute de pression est réduite jusqu'à 31%, le poids des ailettes est réduit jusqu'à 23%, avec aussi une diminution de 14% du transfert de chaleur total côté air, par rapport au cas où toutes les ailettes à travers le faisceau de tubes sont circulaires.

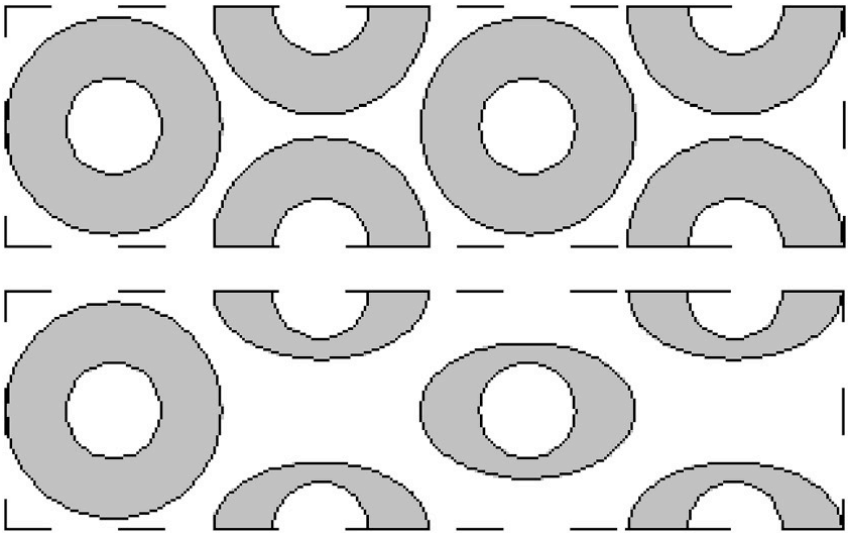


Figure 1.24 Géométries des ailettes comparées dans la référence [44].

Récemment, une investigation numérique détaillée a été réalisé par Tahrour et al. [45] afin de comparer les performances thermo-hydrauliques de cinq géométries des ailettes annulaires : ailette circulaire concentrique, tube à ailette circulaire excentrique, ailette perforée, ailette dentelée et ailette en forme d'étoile (Figure 1.25). Pour toutes les ailettes, l'effet de l'espacement inter-ailettes et du nombre de Reynolds sur les caractéristiques thermique et dynamique d'un faisceau de trois rangées de tubes ailettes a été étudié. Les résultats trouvés montrent que, quelle que soit la valeur du nombre de Reynolds, l'ailette concentrique fournie le critère d'évaluation de performance P_{EC} le plus bas, tandis que l'ailette

dentelé a donné les valeurs plus élevées de P_{EC}. En termes de critère de performance globale massique M_{GPC}, l'ailette en forme d'étoile fournit les valeurs plus élevées de M_{GPC} par rapport aux ailettes concentrique (41 à 73 % plus élevé) et de l'ailette excentrique (29 à 54 % plus élevé).

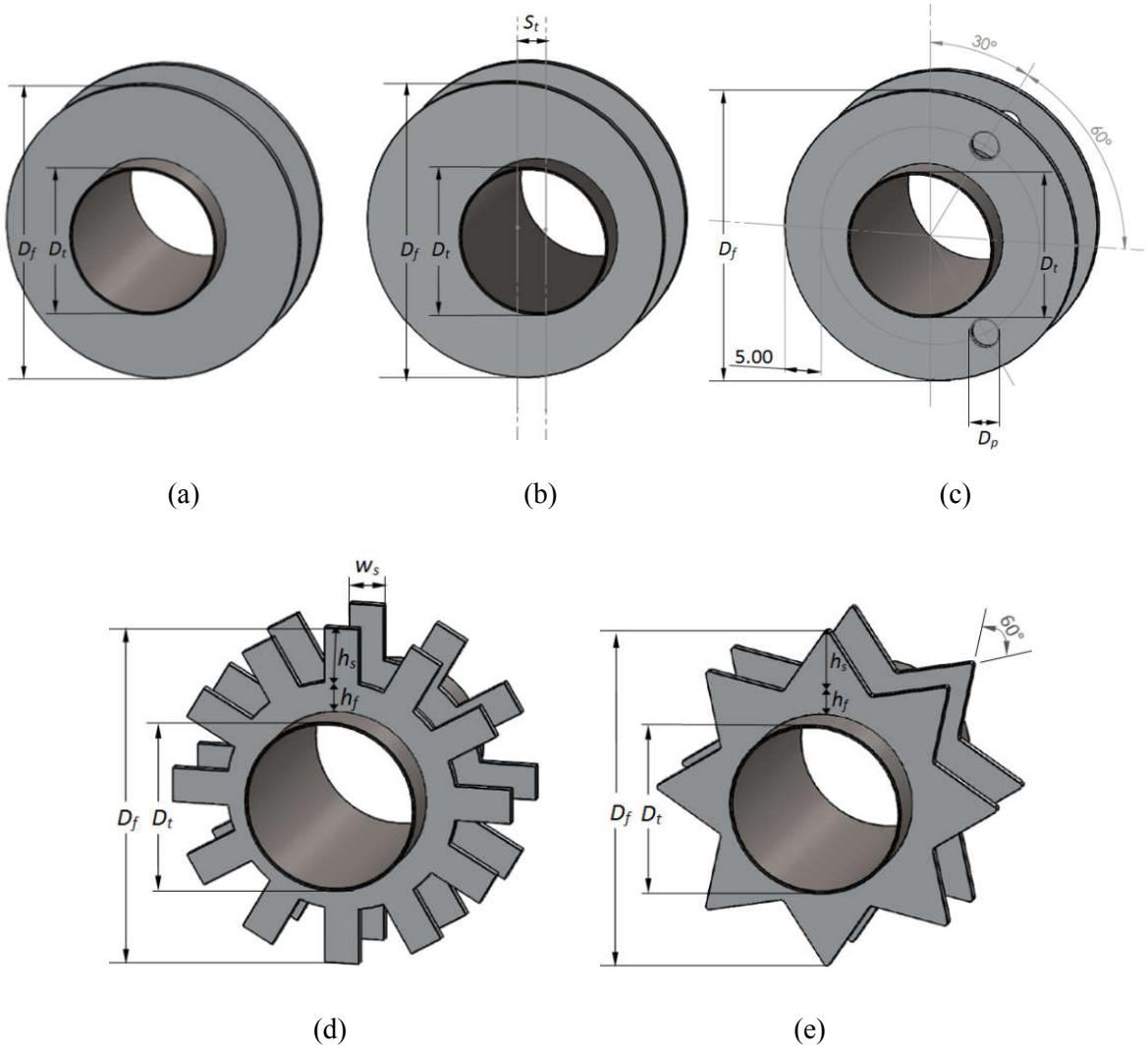


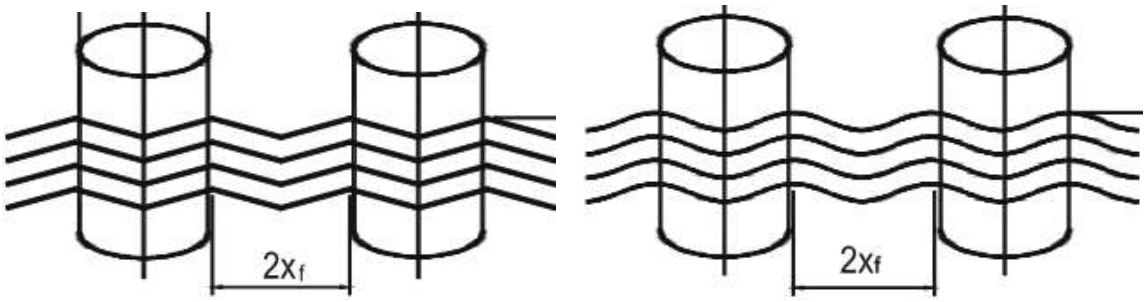
Figure 1.25 Schéma des conceptions d'ailettes étudiées : (a) ailette circulaire concentrique (b) ailette circulaire excentrique (c) ailette perforée (d) ailette dentelée et (e) ailette en forme d'étoile [45].

1.7.5 Effet de l'amplitude et de la longueur d'onde

Dans l'échange thermique par convection forcée entre un liquide et un gaz, la grande résistance thermique est du côté du gaz où des ailettes métalliques ont été utilisées pour améliorer l'échange thermique au côté gaz. Parmi les différentes géométries disponibles, les ailettes ondulées ont été largement utilisées dans les systèmes de climatisation et de

réfrigération. Les ailettes ondulées assurent une large surface d'échange thermique avec une perte de pression modérée en raison du mélange efficace du fluide générés par les tourbillons dans le sens de l'envergure et dans le sens du courant.

Youn et Kim [46] ont étudié 29 modèles d'échangeurs thermiques avec différentes hauteurs d'ailettes, espacements et nombres de rangées. Les résultats ont été obtenus pour le cas d'une configuration d'ailettes en chevrons et sinusoïdales (Fig. 1.26). Ils ont rapporté que la géométrie ondulée sinusoïdale fournit un rapport j/f inférieur à celui de la forme ondulée en chevrons.



(a) (b)

Figure 1.26 Dessin schématique d'un échangeur de chaleur avec : (a) ailettes ondulées en chevrons ; (b) ailettes sinusoïdales [46].

Des simulations numériques en 3D ont été réalisées par Cheng et al. [47] pour analyser les performances de transfert de chaleur en régime laminaire dans les échangeurs thermique à ailettes ondulés. Les résultats numériques montrent que l'augmentation de l'amplitude des ondes, du diamètre du tube ou de nombre d'ondes entraine l'augmentation du facteur de frottement et du nombre de Nusselt Nu , et le taux d'augmentation du facteur de frottement est supérieur à celui du Nu . Aussi, une plus faible chute de pression et un échange thermique important a été obtenue avec un espacement élevé inter- ailettes. Au contraire, l'impact a été inversé aux faibles valeurs de Re pour les caractéristiques de transfert de chaleur.

Un ensemble de tests expérimentaux et de simulations numériques ont été menés par Dong et al. [48-50] sous différentes formes des ailettes ondulées. Il est montré que l'amplitude et la longueur de l'ondulation ont un impact distinct sur les caractéristiques d'écoulement et d'échange thermique de l'ailette. Les corrélations proposées dérivées par la méthode de régression linéaire multiple peuvent prédire jusqu'à 95 % des données de test à ± 10 %.

Références

[1] F. Michel, "Optimisation des Échangeurs Compacts à Ailettes : Etude Numérique et Expérimentale," in *Ecole Doctorale Mécanique et Energétique*. GRENOBLE 1: Thèse de doctorat, Université de JOSEPH FOURIER-GRENOBLE 1, 2003, pp. 246.

[2] "https://www.gunt.de/images/download/changeurs-de-chaleur-connaissances-de-base_french.pdf," date de consultation : 26/03/2022.

[3] M. Altwieb, R. Mishra, A. M. Aliyu, and K. J. Kubiak, "Heat Transfer Enhancement by Perforated and Louvred Fin Heat Exchangers," in *Energies*, vol. 15, 2022.

[4] P. K. Das and I. Ghosh, "Thermal Design of Multistream Plate Fin Heat Exchangers: A State-of-the-Art Review," *Heat Transfer Engineering*, vol. 33, pp. 284-300, 2012.

[5] A. Bartwal, A. Gautam, M. Kumar, C. K. Mangrulkar, and S. Chamoli, "Thermal performance intensification of a circular heat exchanger tube integrated with compound circular ring-metal wire net inserts," *Chemical Engineering and Processing - Process Intensification*, vol. 124, pp. 50-70, 2018.

[6] "www.sacome.com," Date de consultation : 27/03/2022.

[7] R. K. Shah and D. P. Sekulic, *Fundamentals of heat exchanger design*. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, 2003.

[8] M. Torresi, A. Saponaro, S. M. Camporeale, and B. Fortunato, "CFD Analysis of the Flow Through Tube Banks of HRSG," presented at ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air, 2008.

[9] A. Sadeghianjahromi and C.-C. Wang, "Heat transfer enhancement in fin-and-tube heat exchangers - A review on different mechanisms," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 137, pp. 110470, 2021.

[10] Bhuiyan, A. Islam, and M. Amin, "Numerical study of 3D thermal and hydraulic characteristics of wavy fin-and-tube heat exchanger," *Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT)*, vol. 3(3), pp. 1-9, 2012.

[11] B. cherif, *Calcule et technologie des échangeur de chaleur*, 2012.

[12] E. Ammari, "Echangeurs de chaleur liés au système de refroidissement solaire à adsorption: dimensionnement d'un aéroréfrigérant," in *Génie Mécanique*. Biskra: Université Mohamed Kheider Biskra, Algérie, 2013, pp. 93.

[13] A. A. Bhuiyan and A. K. M. S. Islam, "Thermal and hydraulic performance of finned-tube heat exchangers under different flow ranges: A review on modeling and experiment," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 101, pp. 38-59, 2016.

[14] T. A. Tahseen, M. Ishak, and M. M. Rahman, "An overview on thermal and fluid flow characteristics in a plain plate finned and un-finned tube banks heat exchanger," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 43, pp. 363-380, 2015.

[15] R. Karabacak and G. Yakar, "Forced convection heat transfer and pressure drop for a horizontal cylinder with vertically attached imperforate and perforated circular fins," *Energy Conversion and Management*, vol. 52, pp. 2785-2793, 2011.

[16] R. K. Banerjee, M. Karve, J. H. Ha, D. H. Lee, and Y. I. Cho, "Evaluation of enhanced heat transfer within a four row finned tube array of an air cooled steam condenser," *Numerical Heat Transfer*, vol. Part A 61, pp. 735-753, 2012.

[17] C. R. Sonawane, P. Rath, N. Vats, S. Patekar, P. Verma, and A. Pandey, "Numerical simulation to evaluate the thermal performance of engine cylinder Fins: Effect of fin geometry and fin material," *Materials Today: Proceedings*, 2021.

[18] A. Lemouedda, A. Schmid, E. Franz, M. Breuer, and A. Delgado, "Numerical investigations for the optimization of serrated finned-tube heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, pp. 1393-1401, 2011.

[19] M. Bosnjakovic, A. Cikic, S. Muhic, and M. Stojkov, "Numerical analysis of tube heat exchanger with perforated star-shaped fins," in *Fluids*, vol. 5, 2020.

[20] Siddhartha, S. Rath, and S. K. Dash, "Thermal performance of a wavy annular finned horizontal cylinder in natural convection for electronic cooling application," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 128, pp. 105623, 2021.

[21] M. Zeeshan, S. Nath, and D. Bhanja, "Numerical study to predict optimal configuration of fin and tube compact heat exchanger with various tube shapes and spatial arrangements," *Energy Conversion and Management*, vol. 148, pp. 737-752, 2017.

[22] G. Xie, Q. Wang, and B. Sunden, "Parametric study and multiple correlations on air-side heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with large number of large-diameter tube rows," *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, pp. 1-16, 2009.

[23] K. Torikoshi and G. N. Xi, "A numerical steady of flow and thermal fields in finned tube heat exchangers," presented at ASME Heat Transfer Division, 1995.

[24] K. Torikoshi and G. N. Xi, "A Numerical steady of flow and thermal fields in finned and tube heat exchangers," *Presented at ASME HeatTransfer Division*, 1995.

[25] C.-C. Wang and K.-Y. Chi, "Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I: new experimental data," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, pp. 2681-2691, 2000.

[26] M. S. Mon, "Numerical investigation of air-side heat transfer and pressure drop in circular finned-tube heat exchangers," Doctorat thesis, Technische Universitat Bergakademie Freiberg, Germany, 2003.

[27] R. Borrajo-Pelàez, J. Ortega-Casanova, and J. M. Cejudo-Lopez, "A three-dimensional numerical study and comparison between the air side model and the air/water side model of a plain fin-and-tube heat exchanger," *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, pp. 1608-1615, 2010.

[28] Z. Mirkovic, "Heat transfer and flow resistance correlation for helically finned and staggered tube banks in cross flow," in *Heat Exchangers: Design and Theory*, N. H. Afgan and E. U. Schlünder, Eds.: Hemisphere, Washington, 1974, pp. 559-584.

[29] E. M. Sparrow and F. Samie, "Heat transfer and pressure drop results for one- and two-row arrays of finned tubes," *International Journal Heat Mass Transfer*, vol. 28, pp. 2247-2259, 1985.

[30] H. Nemati and M. Moghimi, "Numerical Study of Flow Over Annular-Finned Tube Heat Exchangers by Different Turbulent Models," *CFD Letters*, vol. 6, pp. 101-112, 2021.

[31] A. M. F. El-Shaboury and S. J. Ormiston, "Analyses of laminar forced convection of air cross flow in in-line tube banks with non square arrangements," *Numerical Heat Transfer*, vol. 48, pp. 99–126, 2005.

[32] D. G. Rich, "The effect of the numbre of tubes rows on heat transfer performance of smooth plate fin-and-tube heat exchangers," *ASHRAE Transfer*, vol. 81, pp. 307-317, 1975.

[33] Y. Q. Wang, L. A. Penner, and S. J. Ormiston, "Analysis of laminar forced convection of air for crossflow in banks of staggered tubes," *Numerical Heat Transfer Applications*, vol. 38, pp. 819-845, 2000.

[34] H. Ay, J. Y. Jang, and Y. Jer-Nan, "Local heat transfer measurements of plate finned-tube heat exchangers by infrared thermography," *International Journal Heat and Mass Transfer*, vol. 45, pp. 4069-4078, 2002.

[35] Y. Q. Kong, L. J. Yang, X. Z. Du, and Y. P. Yang, "Air-side flow and heat transfer characteristics of flat and slotted finned tube bundles with various tube pitches," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 99, pp. 357-371, 2016.

[36] R. Deeb, "Effect of longitudinal spacing on the flow and heat transfer for staggered drop-shaped tubes bundle in crossflow," *Physical-Chemical Kinetics in Gas Dynamics*, vol. 21, pp. 1-16, 2020.

[37] L. Giovanni and M. Umberto, "An experimental investigation of heat transfer and friction losses of interrupted and wavy fins for fin-and-tube heat exchangers," *International Journal of Refrigeration*, vol. 24, pp. 409-416, 2001.

[38] L. H. Tang, G. N. Xie, M. Zeng, and Q. W. Wang, "Numerical simulation of fin patterns on air-side heat transfer and flow friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers," presented at ASCHT07, First Asian Symposium on Computational Heat Transfer and Fluid Flow, Xi'an, China, October 18–21, 2007.

[39] A. Kumar, J. B. Joshi, and A. K. Nayak, "A comparison of thermal-hydraulic performance of various fin patterns using 3D CFD simulations," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 109, pp. 336-356, 2017.

[40] Y. Xue, Z. Ge, X. Du, and L. Yang, "On the heat transfer enhancement of plate fin heat exchanger," *energies*, vol. 11, pp. 1398, 2018.

[41] E. N. Pis'mennyi, "Heat transfer enhancement at tubular transversely finned heating surfaces," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 70, pp. 1050-1063, 2014.

[42] M. MEHEMMAI, H. REZIK, and A. MEHIRA, "Comparaison des efficacités des ailettes en cascade," presented at Third International Conference on Energy, Materials, Applied Energetics and Pollution, Constantine.Algeria, October 30-31, 2016.

[43] H.-T. Chen, Y.-L. Hsieh, P.-C. Chen, Y.-F. Lin, and K.-C. Liu, "Numerical simulation of natural convection heat transfer for annular elliptical finned tube heat exchanger with experimental data," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 127, pp. 541-554, 2018.

[44] H. Nemati, M. A. Moghimi, P. Sapin, and C. N. Markides, "Shape optimisation of air-cooled finned-tube heat exchangers," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 150, pp. 106233, 2020.

[45] F. Tahrour, H. Ahmad, H. Ameur, T. Saeed, H. Abu-Zinadah, and Y. Menni, "3D numerical study and comparison of thermal-flow performance of various annular finned-tube designs," *Journal of Ocean Engineering and Science*, 2022.

[46] B. Youn and N. H. Kim, "An experimental investigation on the airside performance of fin-and-tube heat exchangers having sinusoidal wave fins," *Heat Mass Transfer*, vol. 43, pp. 1249-1262, 2007.

[47] Y. P. Cheng, T. S. Lee, and H. T. Low, "Numerical prediction of periodically developed fluid flow and heat transfer characteristics in the sinusoid wavy fin-and-tube heat exchanger," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 40, pp. 3981-90, 2009.

[48] J. Dong and J. Chen, "Heat transfer and pressure drop correlations for the wavy and flat tube heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, pp. 2066-2073, 2007.

[49] J. Dong and J. Chen, "Experimental and numerical investigation of thermal-hydraulic performance in wavy fin-and-flat tube heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, pp. 1377-1386, 2010.

[50] J. Q. Dong, L. Su, Q. Chen, and W. W. Xu, "Experimental study on thermal-hydraulic performance of a wavy fin-and-flat tube aluminum heat exchanger," *Applied Thermal Engineering*, vol. 51, pp. 32-39, 2013.

2.1 Introduction

Ce chapitre présente la description physique et mathématique de la résolution du problème de l'échangeur de tubes plats à ailettes ondulées (Voir Fig. 2.1), ainsi que les dimensions de l'échangeur sous le domaine de dépendance du calcul et les conditions aux limites qui servent ce problème. Ces conditions sont prises en compte pour résoudre les équations de transfert de chaleur et de la dynamique du fluide et obtenir les résultats souhaités. La résolution analytique de ces équations n'est pas facile, nous avons donc utilisé la simulation numérique par le code de calcul Fluent V.6.2 installé sur un ordinateur pour économiser le temps et le coût des calculs.

Le logiciel disponible pour la simulation de l'écoulement turbulent du fluide Fluent a été utilisé pour déterminer le champ de vitesse et de température dans un faisceau de tubes ailetès. Fluent est basé sur la méthode des volumes finis et demande de l'utilisateur de fournir un maillage du domaine de calcul, les propriétés physiques et les conditions aux limites.

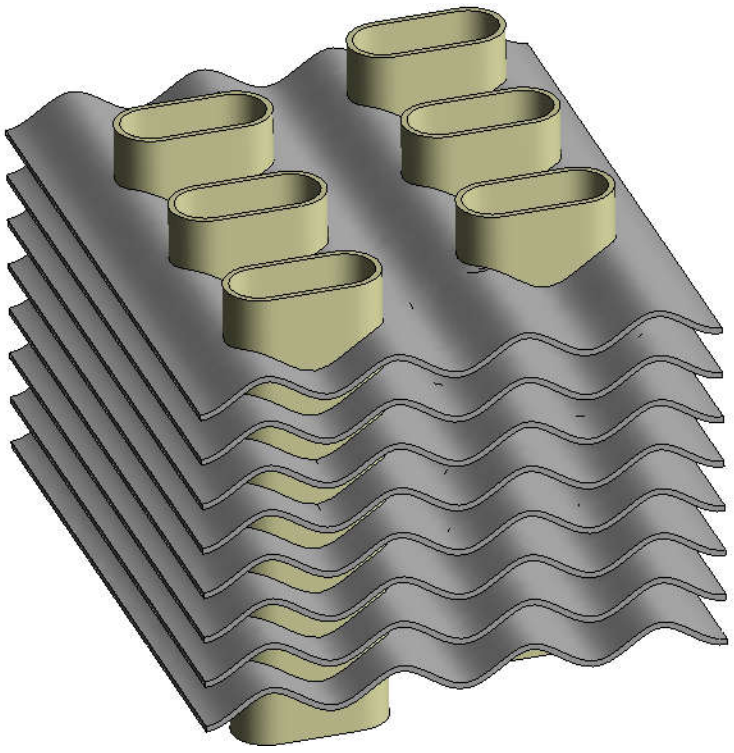


Figure 2.1 Géométrie d'un échangeur de tubes plats à ailettes sinusoïdales.

2.2 Equations gouvernant le problème étudié

Avec un écoulement incompressible turbulent est stationnaire :

- Continuité

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \qquad \text{avec i= (x, y, z)} \tag{2.1}$$

- Quantité de mouvement

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_i u_j + P\delta_{ij} - \mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_i}\right) + \overrightarrow{\rho u_i' u_j'}\right) = 0 \tag{2.2}$$

La contrainte de Reynolds est définir suivante l'approximation de Boussinesq par :

$$-\rho\overrightarrow{u_i' u_j'} = \mu_t\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\left(\rho\lambda_{air} + \mu_t\frac{\partial u_i}{\partial x_i}\right)\delta_{ij} \tag{2.3}$$

- Equation d'énergie

$$\frac{\partial}{\partial x_i}\left(u_i(\rho E + P)\right) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left((\lambda_{air} + \lambda_t)\frac{\partial T}{\partial x_i}\right) \tag{2.4}$$

Dans la région solide des ailettes, l'équation d'énergie qui a été résolue dans le régime stationnaire prend la forme suivante :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\lambda_a\frac{\partial T}{\partial x_i}\right) = 0 \tag{2.5}$$

λ_a et λ_t sont, respectivement, la conductivité de l'ailette la conductivité thermique turbulente.

2.3 Méthode de résolution

Tous les phénomènes physiques sont soumis à un système d'équations aux dérivées partielles ci-dessus qui doivent être résolues afin de connaître les propriétés du champ de chaleur et du champ de l'écoulement. Malheureusement, il est pratiquement impossible de trouver une solution analytique et précise pour de tels systèmes car ces équations sont très complexes, c'est-à-dire qu'elles sont non linéaires d'une part et conjuguées d'autre part. Dans ce cas, le recours à des méthodes numériques est nécessaire et la méthode numérique appropriée doit être choisie pour obtenir les bons résultats tout en gardant à l'esprit les limites

et les conditions initiales. Il existe essentiellement trois méthodes de résolution de ces équations :

- ✓ La méthode des différences finis (**MDF)**.
- ✓ La méthode des volumes finis (**MVF)**.
- ✓ La méthode des éléments finis (**MEF)**.

Le choix de l'utilisation de telle méthode numérique va dépendre essentiellement du type et de la complexité du problème à résoudre : la nature du fluide, le comportement thermodynamique, la modélisation du milieu et le problème stationnaire ou in stationnaire.

Dans la présente étude, on utilisera la méthode des volumes finis, car elle présente des avantages considérables du fait qu'elle soit simple, sa fiabilité quandt aux résultats, son adaptation au problème physique, sa garantie pour la conservation de masse et de quantité de mouvement et de tout scalaire transportable sur chaque volume de contrôle et dans tout le domaine de calcul, ce qui n'est pas le cas pour les autres méthodes numériques.

2.3.1 Méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis est une méthode de résolution d'équations aux dérivées partielles comme les équations de Navier-Stokes sous la forme d'équations algébriques. Les paramètres physiques sont approximés à des nœuds discrets entourés de volumes finis dans le domaine du problème (voir la Fig. 2.2).

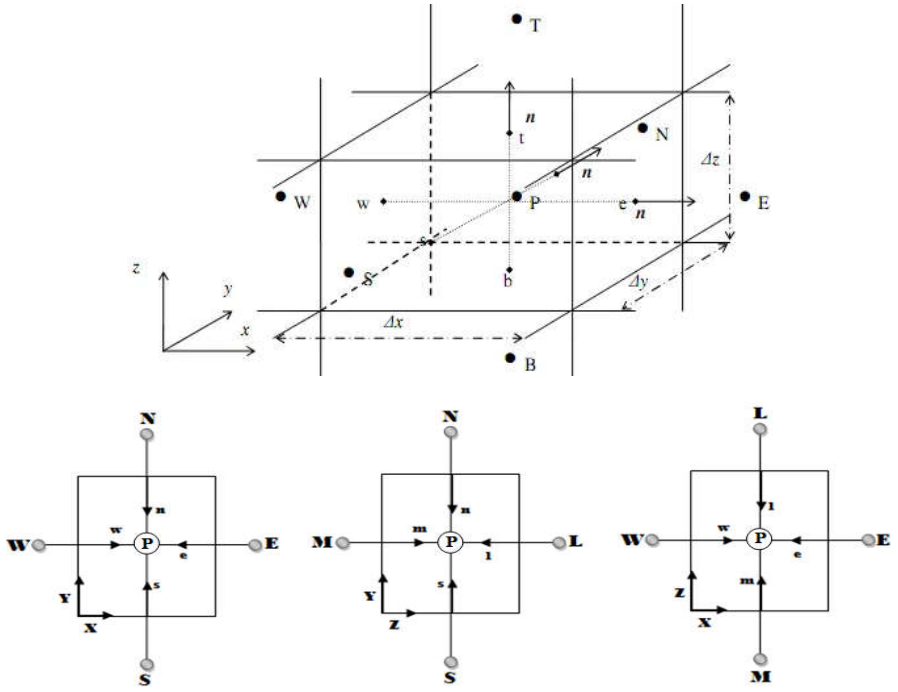


Figure 2.2 Volume de contrôle typique pour une situation 3D.

La méthode des volumes finis MVF, comme la MEF, est basée sur un maillage non structuré (par exemple triangulaire). Par conséquent, il convient aux géométries irrégulières et complexes. MVF a un autre avantage sur MEF pour les problèmes de mécanique des fluides.

En revanche, MVF est basé sur la forme intégrale des lois de conservation, plutôt que sur leur forme différentielle. Cela conduit à plus de précision/stabilité, en particulier pour les gradients nets à l'intérieur d'un domaine, également appelé propriété de capture de choc. Pour expliquer cela plus clairement, la dynamique de l'écoulement peut être décrite par la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Alternativement, les lois de conservation peuvent être exprimées par des équations intégrales.

Le principe de la méthode des volumes finis consiste essentiellement à :

- ✓ La discrétisation du domaine considéré en volumes de contrôle
- ✓ La formulation intégrale des équations différentielles aux dérivées partielles.
- ✓ Le choix d'un schéma représentant la variation de la quantité physique et l'assemblage des diverses équations.
- ✓ Le modèle doit être stable est convergent.

2.4 Régime d'écoulement

Dans la présente investigation numérique on s'intéresse beaucoup plus au transfert thermique à la surface extérieure de l'échangeur, qui est dominé par la convection forcée turbulente. Comme ce mode de transfert thermique est intimement lié avec la structure de l'écoulement du fluide, il est nécessaire et important de choisir le modèle de turbulence convenable. Selon des études numériques antérieures pour le cas des échangeurs à ailettes ondulées [1-3], dans ce travail de recherche, des simulations numériques en cas stationnaire ont été effectuées par le modèle de turbulence $k-\omega(SST)$.

2.4.1 Modèle k-ω standard

Dans le calcul de la dynamique des fluides, le modèle de turbulence $k-\omega$ est un modèle empirique basé sur deux équations, qui est utilisé comme approximation pour les équations de Navier – Stokes moyennes de Reynolds (équations RANS). Le modèle tente de prédire la turbulence par deux équations aux dérivées partielles pour deux variables, k et ω, la première

variable étant l'énergie cinétique de turbulence (k) tandis que la seconde (ω) est le taux spécifique de dissipation de l'énergie cinétique de turbulence *k* en énergie thermique interne.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+P_k-Y_k \tag{2.6}$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_i \omega)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\omega}\right)\frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right]+P_\omega-Y_\omega \tag{2.7}$$

2.4.2 Modèle k-ω SST

Le modèle de turbulence $k-\omega$ *SST* (shear-stress transport) est un modèle de viscosité turbulente à deux équations qui est utilisé pour de nombreuses applications aérodynamiques. Il a été conçu pour éviter la sensibilité de l'écoulement libre du modèle $k-\omega$ standard. Il s'agit d'un modèle hybride combinant les modèles $k-\omega$ et $k-\varepsilon$. Une fonction de fusion active le modèle $k-\omega$ près des parois et le modèle $k-\varepsilon$ dans l'écoulement libre du fluide. Cela garantit que ce modèle approprié est utilisé dans tout le champ d'écoulement [4].

- ✓ Les modèles SST présentent moins de sensibilité aux conditions de flux libre (écoulement à l'extérieur de la couche limite) que les autres modèles de turbulence.
- ✓ Le limiteur de contrainte de cisaillement aide le modèle $k-\omega$ à éviter une accumulation d'énergie cinétique turbulente excessive près des points de stagnation.
- ✓ Les modèles SST fournissent une plate forme pour des extensions supplémentaires telles que SAS(Scal Adaptive Simulation) et la transition laminaire-turbulence.

2.5 Simulation numérique

La simulation numérique est un processus de calcul effectué sur un ordinateur (simulant un phénomène physique et le traduisant en un ensemble de lois) lorsque la programmation met en œuvre un modèle mathématique d'un système physique. Des simulations numériques sont nécessaires pour étudier le comportement de systèmes dont les modèles mathématiques sont trop complexes pour fournir des solutions analytiques, comme dans la plupart des systèmes non linéaires. Les simulations sont efficaces plus elles sont proches de la réalité (plus elles respectent fidèlement les lois de la physique).

2.5.1 Domaine de calcul

La figure 2.3 montre la configuration de l'échangeur de chaleur de tubes plats à ailettes sinusoïdales. L'air froid circule entre les ailettes sinusoïdales tandis que le fluide chaud circule à l'intérieur des tubes plats. Les corps solides comprenant les ailettes ondulées sinusoïdales sont en aluminium avec une conductivité thermique $\lambda = 202,4 W/m.K$. Les valeurs des paramètres géométriques de base d'un faisceau de deux rangées de tubes à ailettes sinusoïdales sont récapitulées dans le tableau 2.1.

Dans ce travail, nous avons examiné différentes amplitudes A et nombre d'ondes N_{ond} (longueur d'onde). Le domaine de calcul en 3D avec ses dimensions et ses conditions aux limites pour la simulation est représenté sur la Figure 2.4.

Le domaine de calcul à considérer dans cette étude est limité par les lignes droites qui présentent les conditions de la symétrie. Dans la direction (y), les lignes de symétrie sont passées à travers les planes centrées entre deux ailettes adjacentes. Suivant l'axe (z), les lignes de symétries sont passées à travers les centres des tubes et le plane centré entre deux lignes adjacentes des tubes. Pour obtenir une vitesse uniforme de l'écoulement à l'entrée, la zone d'entrée est étendue 10 fois l'espacement inter-ailettes S_a, cependant, la zone de sortie est étendue 30 fois S_a pour éviter le retour de l'écoulement d'air [5, 6].

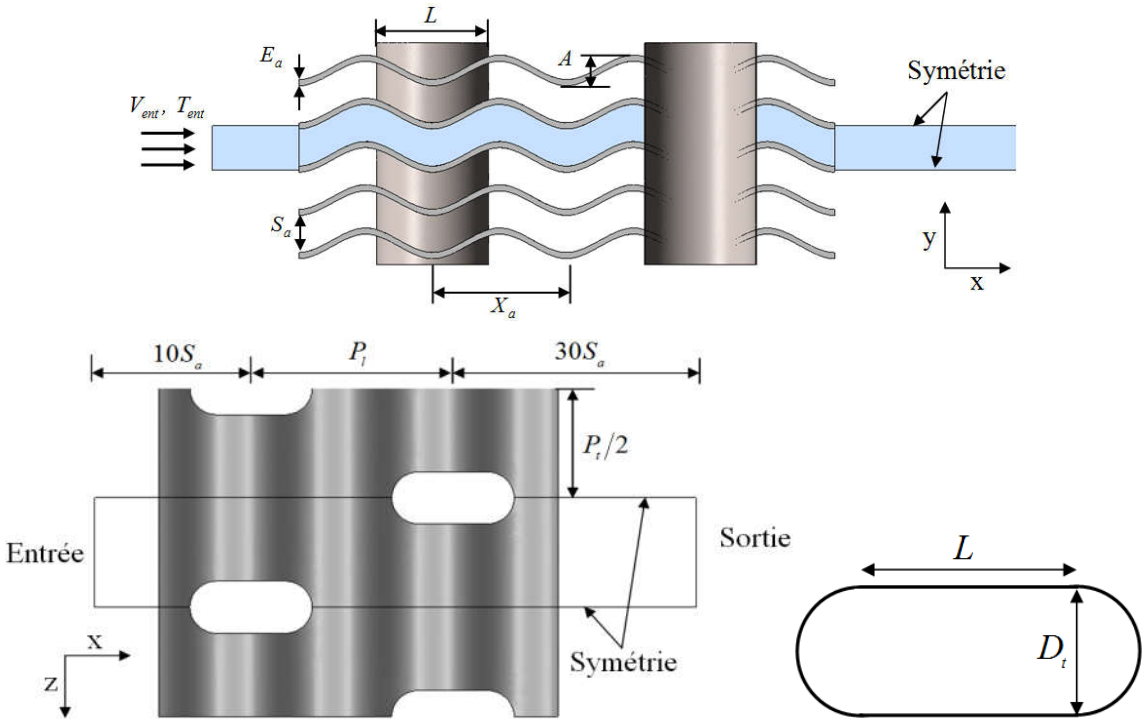


Figure 2.3 Domain de calcul en 2D d'un échangeur de tubes plats à ailettes sinusoïdales.

Paramètres	**Longueur (mm)**
Longueur du tube, L	7,3
Diamètre de tubes, D_t	6
Espacement inter-ailettes, S	1,7
Epaisseur d'ailettes, E	0,4
Le pas transversal, P_t	20
Le pas longitudinal, P_l	25
Nombre d'ondes, N_{ond}	1–2–3–4–5
Amplitude d'onde, A	0,25–0,5–0,75–1–1,5–2–2,5

Tableau 2.1 Dimensions des échangeurs de chaleur utilisés dans la présente étude.

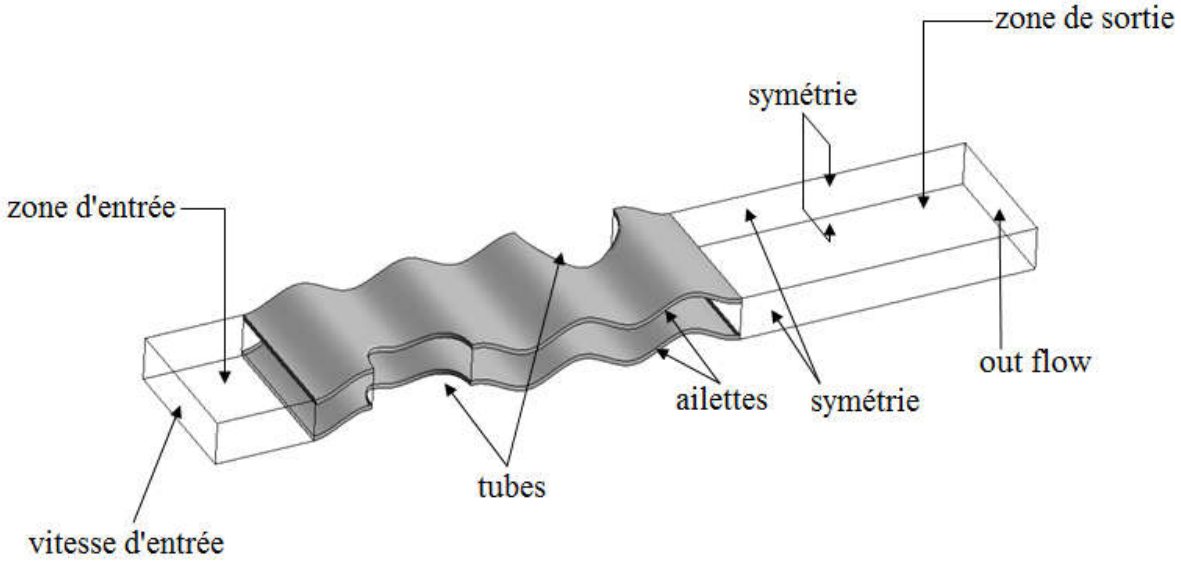


Figure 2.4 Domain de calcul en 3D et conditions aux limites.

2.5.2 Conditions aux limites

Pour évaluer le transfert de chaleur et de la quantité de mouvement dans un échangeur de chaleur, les conditions aux limites doit être placé dans toutes les frontières du domaine de calcul. Les détails des conditions aux limites, illustrés dans la figure 2.4, sont donnés sur le tableau 2.2.

Surface physique	**Température**	**Vitesse**	**Pression**
Entrée	Valeur fixe (293K)	Vitesse fixe (4-18 m/s)	Atmosphérique
Surface des ailettes	Calculé par Fluent	Egale à zéro	Calculé par Fluent
Surfaces extérieures des tubes	Valeur fixe (353K)	Egale à zéro	Calculé par Fluent
Faces supérieures et inférieure de symétrie	$\frac{\partial T}{\partial y}=0$	$\frac{\partial u}{\partial y}=\frac{\partial w}{\partial y}=0,\ v=0$	$\frac{\partial p}{\partial y}=0$
Cotés droit et gauche de la symétrie	$\frac{\partial T}{\partial z}=0$	$\frac{\partial u}{\partial z}=\frac{\partial v}{\partial z}=0,\ w=0$	$\frac{\partial p}{\partial z}=0$
Sortie	$\frac{\partial T}{\partial x}=0$	$\frac{\partial u}{\partial x}=\frac{\partial v}{\partial x}=\frac{\partial w}{\partial x}=0$	$\frac{\partial P}{\partial x}=0$

Tableau 2.2 Conditions aux limites.

2.5.3 Maillage

La création de la géométrie, ainsi que le maillage se font sous le progiciel "Gambit". Ce mailleur propose des solutions étendues pour les géométries les plus compliquées. La génération du maillage et l'incorporation des conditions aux limites sont indispensables avant d'entamer tout autre objectif. Sous GAMBIT, plusieurs types de maillage peuvent être utilisés : structurés, non structurés ou hybrides. Plus le nombre de mailles est élevé, plus que la précision des calculs et les résultats obtenus sont proches de la réalité.

Une étude du maillage a été réalisée dans le but de s'assurer que les résultats obtenus après les calculs ne soient affectés par la taille du maillage. Pour le cas d'un échangeur de tubes plats à ailettes sinusoïdales, l'indépendance des résultats avec le maillage est étudiée pour $A=2,5mm$ et $N_{ond}=6$ ondes sous la valeur la plus élevée de la vitesse d'entrée de l'écoulement. D'après les résultats obtenus, 1,25 million de cellules hexaédriques est sélectionné pour tous les simulations numériques.

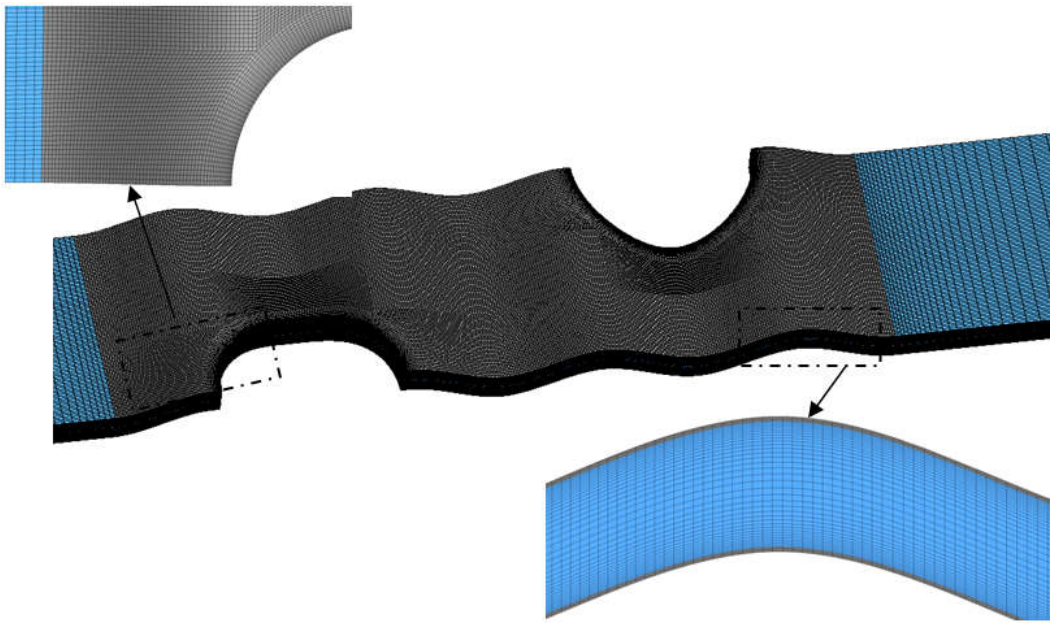


Figure 2.5 Maillage généré pour un échangeur de tubes plats à ailettes sinusoïdales.

2.5.4 Propriétés physiques

Le calcul des nombres adimensionnels tel que : le nombre de Reynolds, le nombre de Nusselt, le facteur de Colburn et le coefficient de frottement est basé sur les propriétés physiques du fluide de travail qui dépendent généralement de la température et de la pression.

Dans le présent travail, les propriétés du fluide de travail sont supposées constantes et sont prises pour la température moyenne de l'air dans tout le domaine de calcul sélectionné. Donc, les propriétés thermo-physiques de l'air sont : $\rho = 1,225\, kg/m^3$, $C_p = 1006,43\, J/kg.K$, $\lambda_{air} = 0,0242\, W/m.K$ et $\mu = 1,7894 \times 10^{-5}\, kg/m.s$.

Dans les échangeurs de chaleur, les tubes sont généralement fabriqués en cuivre en raison de sa malléabilité et de sa ductilité. Les ailettes est en aluminium et toutes les surfaces solides sont propres sans aucune résistance thermique supplémentaire. Les propriétés thermo-physique de l'aluminium sont: $\lambda_{al} = 202,4\, W/m.K$; $\rho_{al} = 2719\, kg/m^3$; $C_p = 871\, J/kg.K$.

2.6 Outils de simulation GAMBIT et FLUENT

2.6.1 GAMBIT

Le Gambit c'est un ensemble d'outils intelligents pour la construction de formes géométriques et de maillage.

Le mailleur « Gambit » est un prétraitement au logiciel de simulation. Il permet de générer un maillage structuré ou non structuré en coordonnées cartésiennes, polaires, cylindriques ou axisymétriques. Il peut réaliser des maillages complexes en deux ou trois dimensions avec des mailles de type rectangle ou triangle. Ce logiciel est utilisé pour définir et créer le modèle d'étude (surface ou volume) et**:**

- ✓ Dessiner des formes géométriques et les importer à partir d'autres programmes.
- ✓ Travail de maille de différents types.
- ✓ Tester le maillage.
- ✓ Déterminer les propriétés des surfaces.
- ✓ Exportation.

2.6.2 Vue globale

Après avoir lancé le logiciel, l'interface de l'utilisateur est montrée sur la figure 2.6.

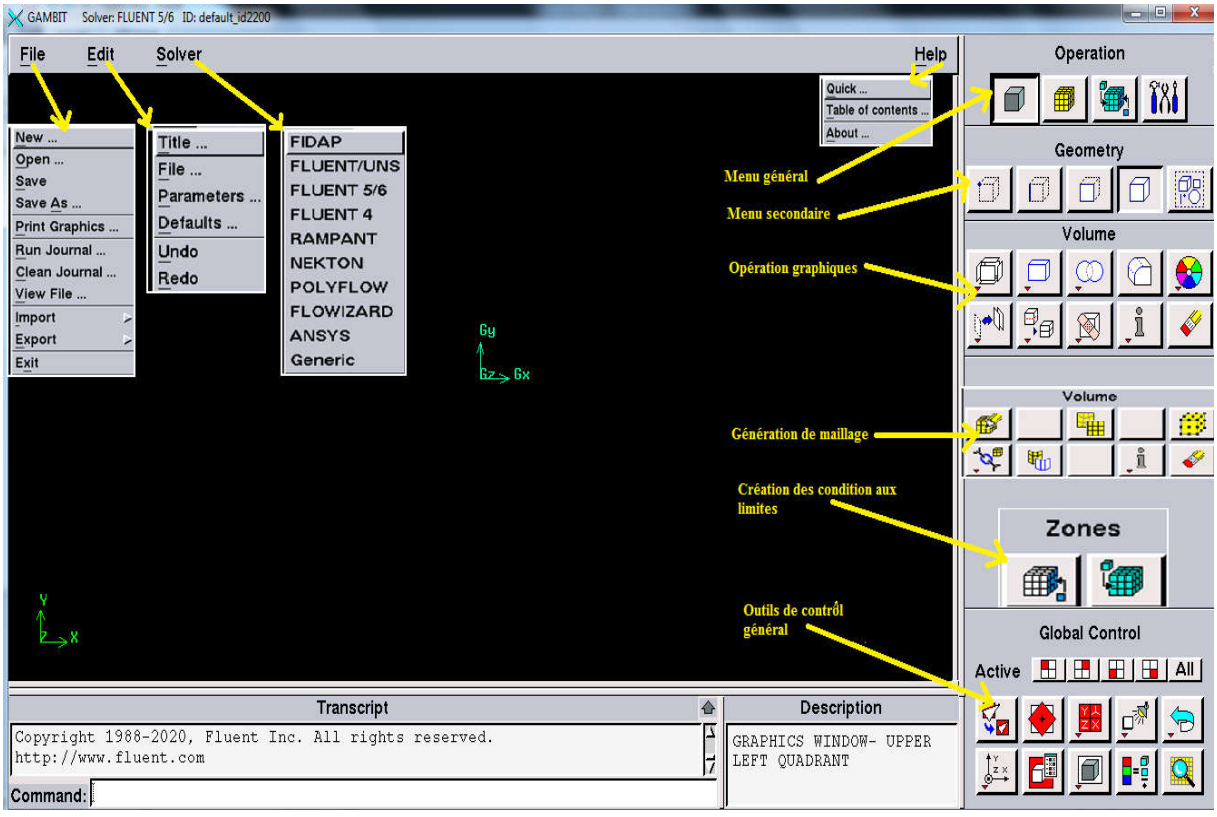


Figure 2.6 Vue globale de la fenêtre Gambit.

Les détails de la fenêtre principale sont affichés dans la figure 2.7.

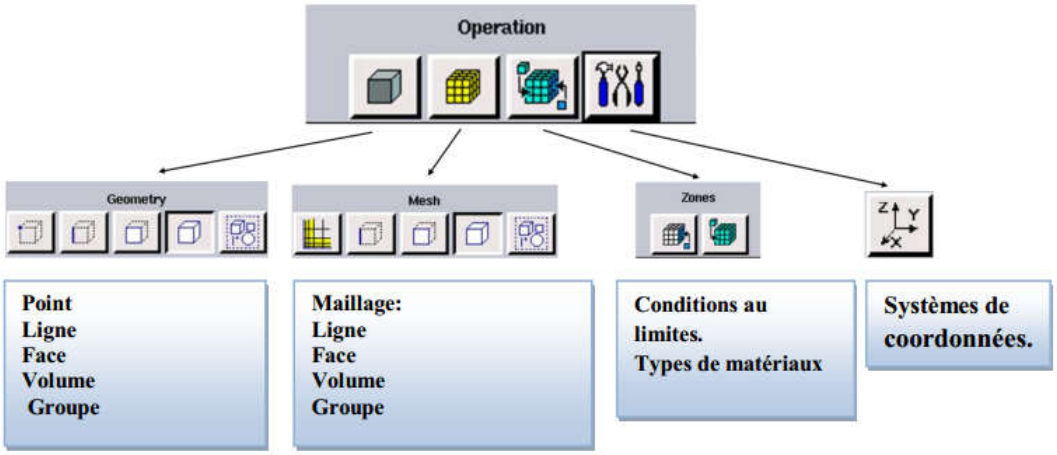


Figure 2.7 Détails du menu principale de Gambit.

2.6.3 Création de la géométrie

Notre géométrie est construite sur Gambit en 3D, vu sa complexité on a choisi de l'établir point par point, relier entre eux dans différentes directions les lignes sont crées, ensuite les faces sont formées pour obtenir en dernier les volumes qu'on a regroupé sous trois groupes (le tubes, les deux ailettes, puis les domaines d'entrée et de sortie).

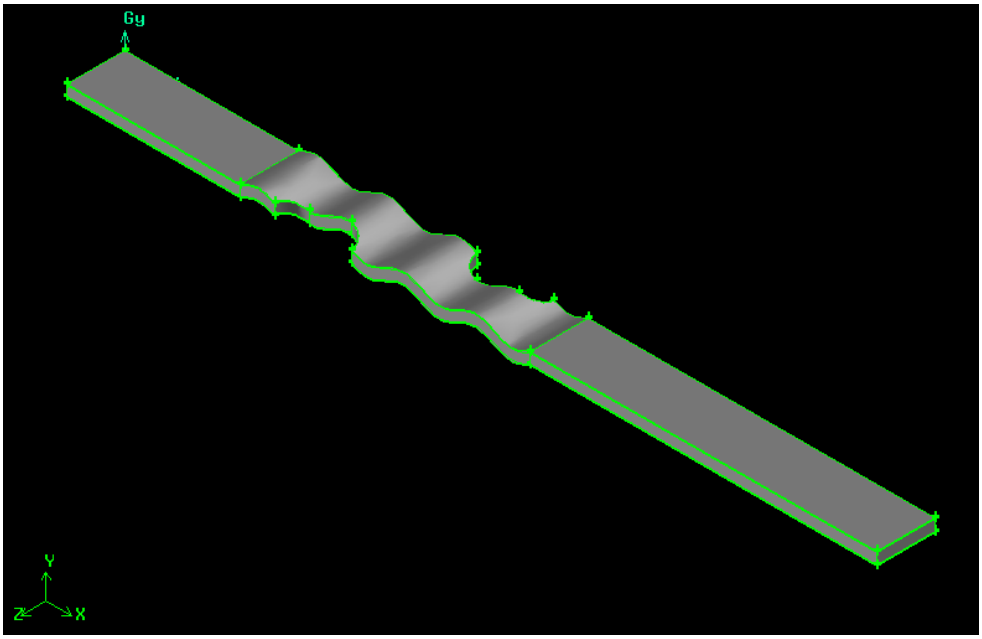
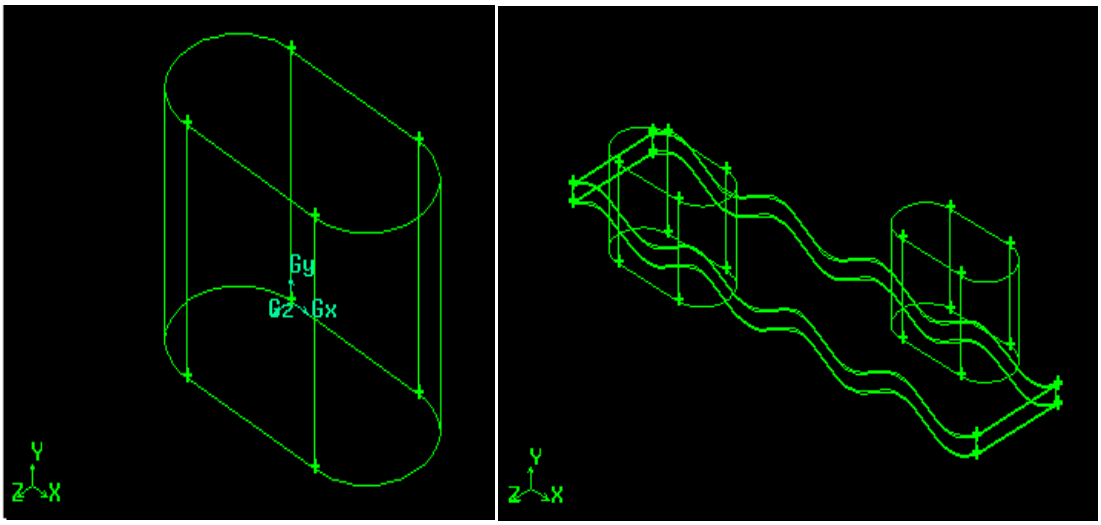


Figure 2.8 La géométrie sur Gambit en 3D.

Cette géométrie a été développée de l'intérieur vers l'extérieur, où nous avons d'abord conçu deux tubes plats, puis nous avons dessiné les deux ailettes ondulées "corps solides en aluminium " qui contiennent les deux tubes précédents, et enfin, le domaine d'entrée et de sortie ont été placés "domaine du fluide".



(a) (b)

Figure 2.9 La géométrie dessinée en 3D, (a) tube plat (b) ailettes ondulées avec deux tubes.

2.7 Code FLUENT

FLUENT est un programme qui simule le mouvement des fluides de manière algorithmique à partir de l'ordinateur pour gagner du temps et des efforts. C'est la raison pour laquelle on le choisit pour réaliser notre simulation.

Le logiciel FLUENT propose un nombre assez important d'options qui déterminent la forme des équations de bilan et des équations de transport des scalaires supplémentaires. L'utilisateur a le choix entre un écoulement tridimensionnel ou bidimensionnel, monophasique ou multiphasique (homogène ou non), turbulent ou laminaire, permanent ou transitoire.

2.7.1 Procédure de calcul

On peut résumer les différentes étapes de cette approche numérique dans ce qui suit.

Étape 1 : Mise en place du problème (lire le fichier .msh) dans FLUENT

- Démarrer la version "3ddp" de FLUENT.
- Lire le fichier (exemple: N=5.msh " N est le nombre d'ondes de l'ailette).

  File → Read → Case → N=5.cas → OK

  Grid → Check

- Vérifier l'unité des dimensions du domaine de calcul

  Grid → Scale → mm → Scale → Colse

- Choix du type de la solution (Fig. 2.10)

  Define → Models → Solver

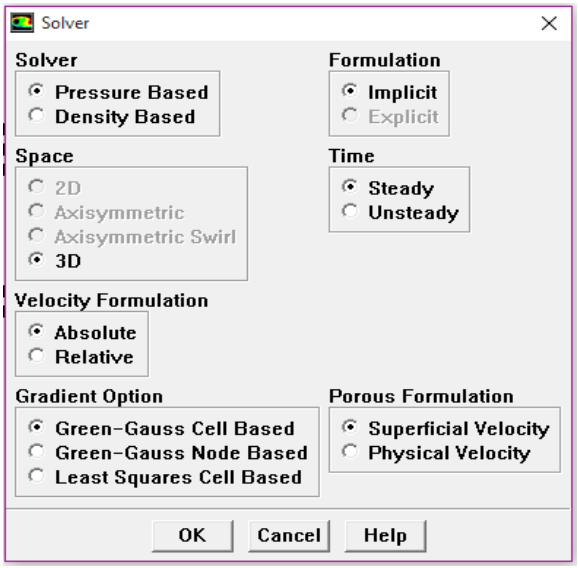


Figure 2.10 Définition du modèle de calcul

- Activation d'utilisation de l'équation d'énergie :

  Define → Models → Energy

- Choix du modèle de la turbulence convenable (Fig. 2.11)

  Define → Models → Viscous

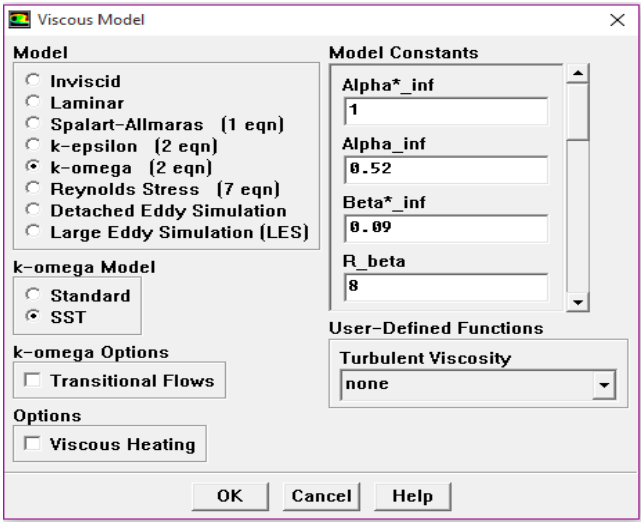


Figure 2.11 Définition du model de turbulence

- Définir les propriétés des matériaux (Fig. 2.12)

  Define → Materials → Solid/fluid

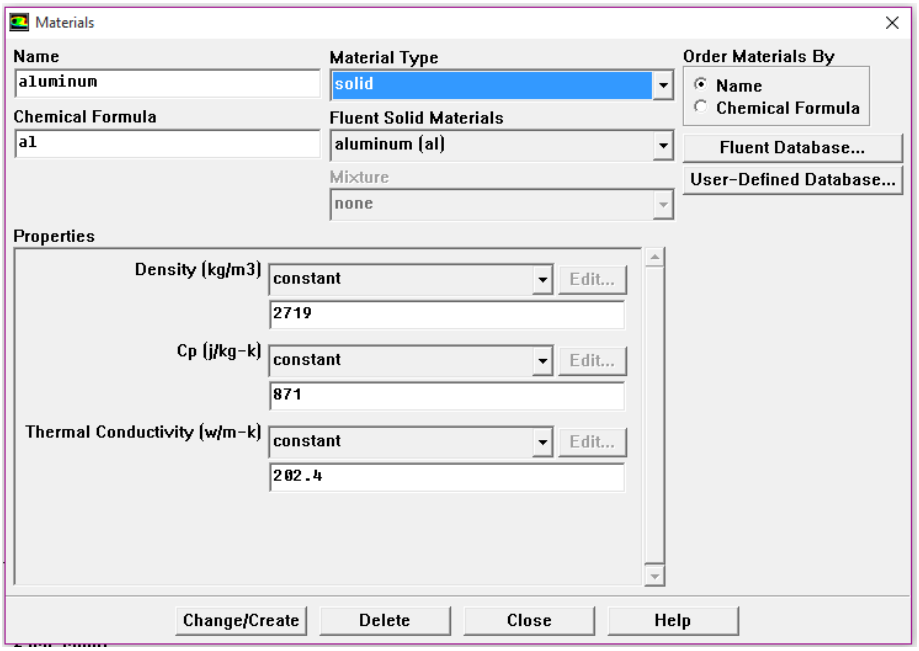


Figure 2.12 Définition des propriétés des matériaux

- Définir les conditions de références : Introduction des conditions de fonctionnement (ici la pression/ pression location, la température, la gravité,..).

  Define → Operating conditions → Gravity

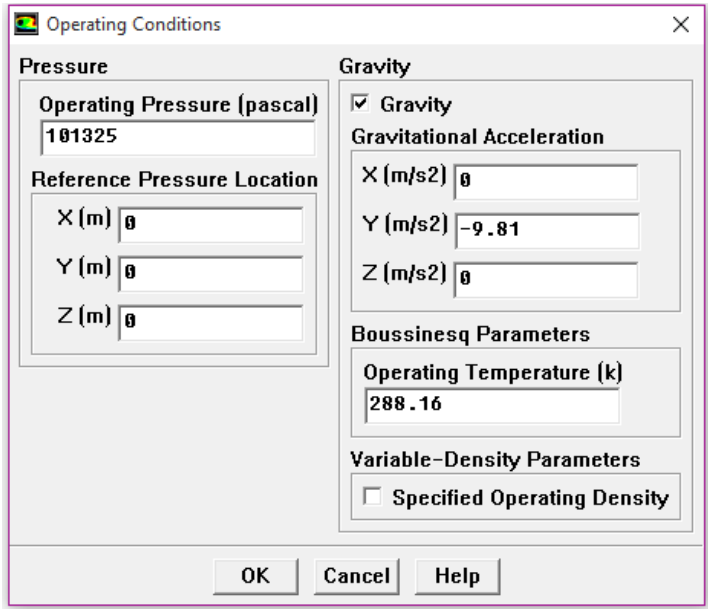


Figure 2.13 Insertion des valeurs de référence.

- Définir les conditions aux limites:

Des conditions aux limites sont spécifiées pour chaque surface du domaine de calcul.

Define → Boundary condition

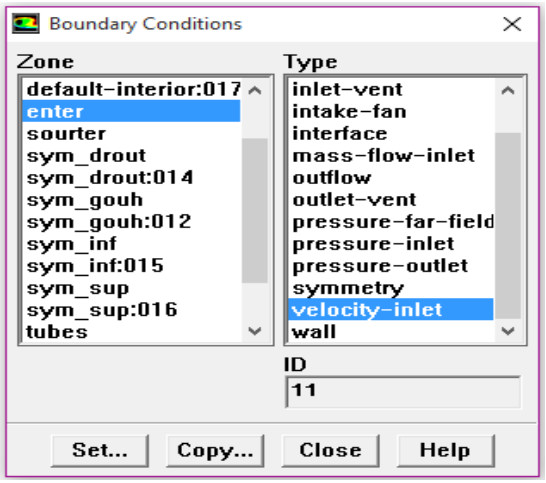


Figure 2.14 Spécifications des conditions aux limites

Étape 2 : solution

Choix du schéma de discrétisation : Pour la pression, les équations de quantité de mouvement et de l'énergie et les deux équations du modèle $k-\omega$, le schéma « Upwind » avec une précision du $2^{éme}$ ordre, est fortement recommandé dans les écoulements de dominance convective. On doit choisir aussi les facteurs de sous relaxations et les algorithmes pour le couplage pression-vitesse (SIMPLE).

Solve → Controls → Solution

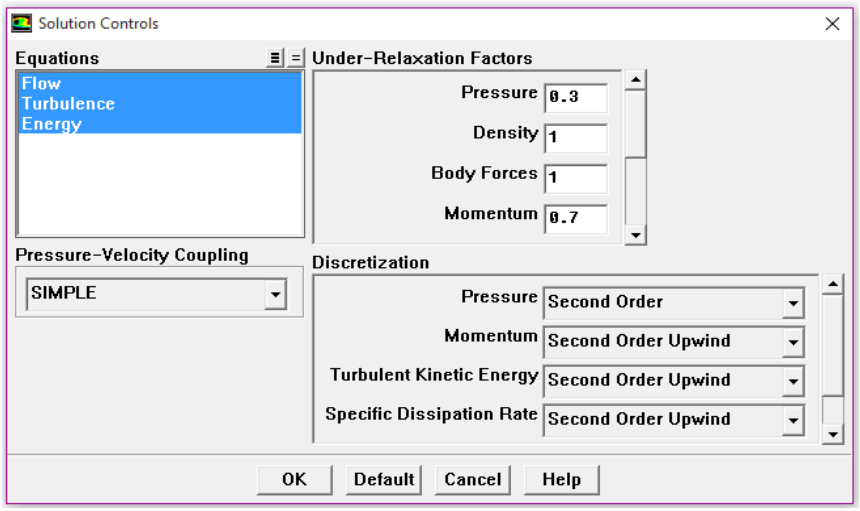


Figure 2.15 Choix des schémas de discrétisation

- Faire activer l'option "plot" dans la fenêtre "**Residual Monitor**" et choisir les critères de convergence : **Solve →Monitors → Residual**

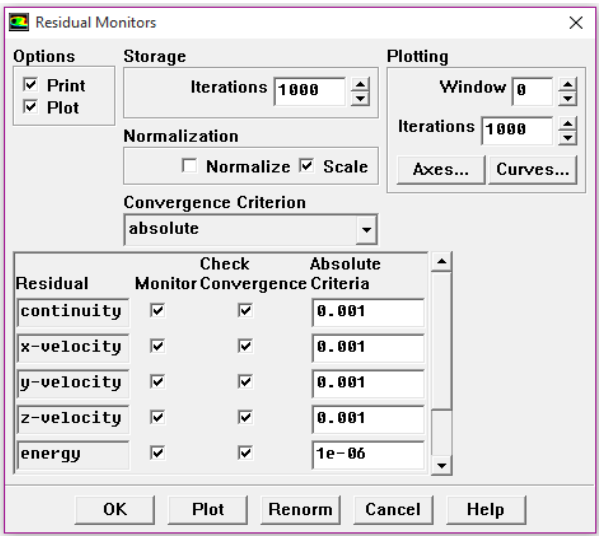


Figure 2.16 Choix des critères de convergence

- Initialisation de tous les variables avant de commencer les calculs : **Solve → Initialize**

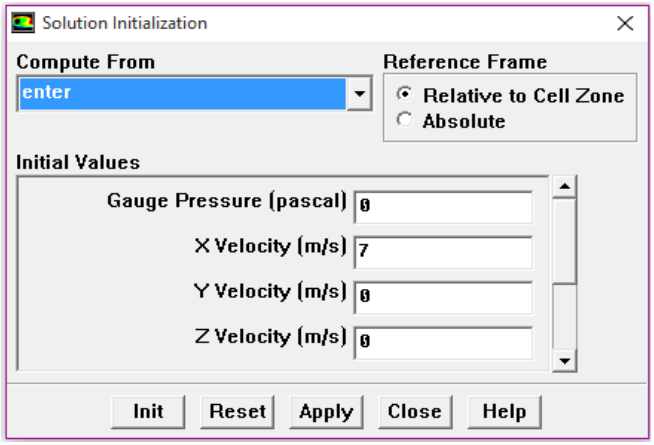


Figure 2.17 Enregistrement des données insérées

- Lancement des itérations jusqu'à la convergence, puis enregistrer les résultats pour entamer ensuite la phase sortie des graphes : **Solve → Iterate**

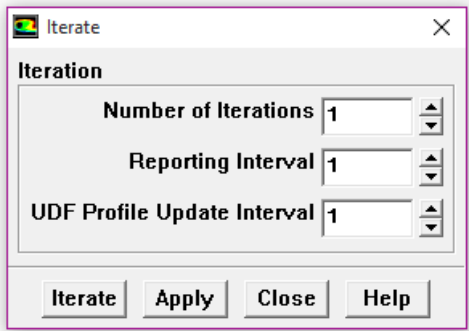


Figure 2.18 Lancement des itérations

Références

[1] B. Lotfi, M. Zeng, B. Sundén, and Q. Wang, "3D numerical investigation of flow and heat transfer characteristics in smooth wavy fin-and-elliptical tube heat exchangers using new type vortex generators," *Energy*, vol. 73, pp. 233-257, 2014.

[2] B. Lotfi, B. Sundén, 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*, vol. 162, pp. 1282-1302, 2015.

[3] W.-X. Chu, W.-J. Sheu, C.-C. Hsu, and C.-C. Wang, "Airside performance of sinusoidal wavy fin-and-tube heat exchangers subject to large-diameter tubes with round or oval configuration," *Applied Thermal Engineering*, vol. 164, pp. 114469, 2020.

[4] H. Nemati and M. Moghimi, "Numerical Study of Flow Over Annular-Finned Tube Heat Exchangers by Different Turbulent Models," *CFD Letters*, vol. 6, pp. 101-112, 2021.

[5] A. Sadeghianjahromi, S. Kheradmand, H. Nemati, J. S. Liaw, and C. C. Wang, "Compound heat transfer enhancement of wavy fin-and-tube heat exchangers through boundary layer restarting and swirled ?ow," *Energies*, vol. 11, pp. 1-9, 2018.

[6] J. Gong, C. Min, C. Qi, E. Wang, and L. Tian, "Numerical simulation of flow and heat transfer characteristics in wavy fin-and-tube heat exchanger with combined longitudinal vortex generators," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 43, pp. 53-56, 2013.

3.1 Introduction

En raison du coefficient de transfert de chaleur plus faible fourni par l'air, l'utilisation des surfaces étendues (ailettes) a été une nécessité dans la conception des échangeurs de chaleur. Parmi les différentes géométries disponibles, les ailettes ondulées ont été largement utilisées dans les applications thermiques, par exemple l'énergie solaire (Singh et al. [1]), les dissipateurs thermiques (Nilpueng al. [2]), les radiateurs d'automobiles (Habibian et al. [3]) et les climatiseurs (Liu et al. [4]).

Ces ailettes génèrent des tourbillons en 3D dans l'écoulement, détruisent la couche limite, augmentent le mélange d'écoulement, par conséquent, il est important d'analyser la structure d'écoulement en fonction des dimensions de ce type d'ailettes. Ainsi, nous présentons, dans ce chapitre, les résultats numériques de l'influence de l'amplitude $\left(0,25 \le A \le 2,5mm\right)$ et de nombre d'ondes $\left(1 \le N_{ond} \le 5\right)$ sur l'intensité de transfert thermique turbulent et la chute de pression à travers un faisceau de deux rangées décalés de tubes plates. Les résultats ont été présentés en termes de la variation du flux thermique $\left(\varphi\right)$, de la chute de pression $\left(\Delta P\right)$ et de critère de performance globale $\left(K\right)$ pour l'intervalle du nombre de Reynolds $2200 \le \mathrm{Re} \le 10100$.

En plus de l'analyse de l'impact des dimensions de l'ailette sinusoïdale sur l'échange thermique et la chute de pression dans ces dispositifs, les résultats de la distribution locale de la température sont illustrées et discutés séparément.

3.2 Détermination des paramétrés thermo-hydrauliques

Le flux thermique échangé pour chaque cas a été calculé par la relation suivante:

$$\varphi = \dot{m} C_p (T_s - T_e) \tag{3.1}$$

$$\varphi = \dot{m}\left(h_s - h_e\right) = H_s - H_e \tag{3.2}$$

Où

$\dot{m} = \rho.V.S$ est le débit massique de l'écoulement d'air.

H_e et H_s sont respectivement les débits massiques d'enthalpie à l'entrée et à la sortie du domaine de calcul, qui sont déterminées à l'aide du code de calcul Fluent:

$$H = \int h \rho V dS \tag{3.3}$$

Report > Surface integrals

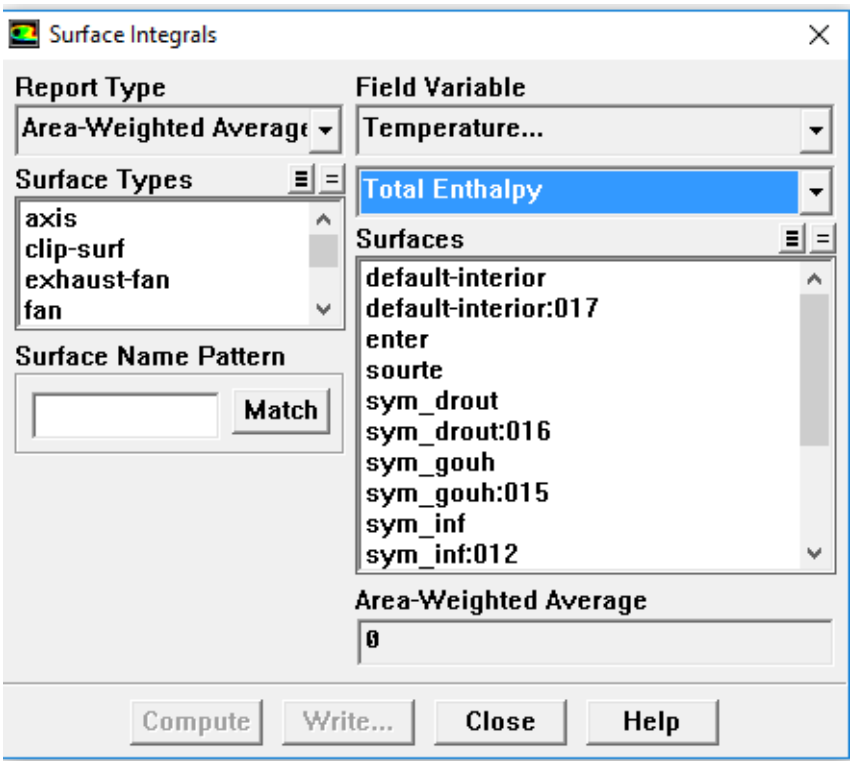


Figure 3.1 Méthode de calcul de l'enthalpie totale.

La connaissance de la perte de charge permet de déterminer la puissance de pompage nécessaire au fonctionnement de l'échangeur de chaleur. Il est donc nécessaire de caractériser les pertes de charge afin de bien concevoir ces dispositifs thermique. La chute de pression ΔP a été déterminée par la relation suivante :

$$\Delta P = P_{ent} - P_{sor} \tag{3.4}$$

La pression totale P à l'entrée et la sortie du domaine d'étude a été évaluée comme suit:

$$P = \frac{\int P.dS}{\int dS} \tag{3.5}$$

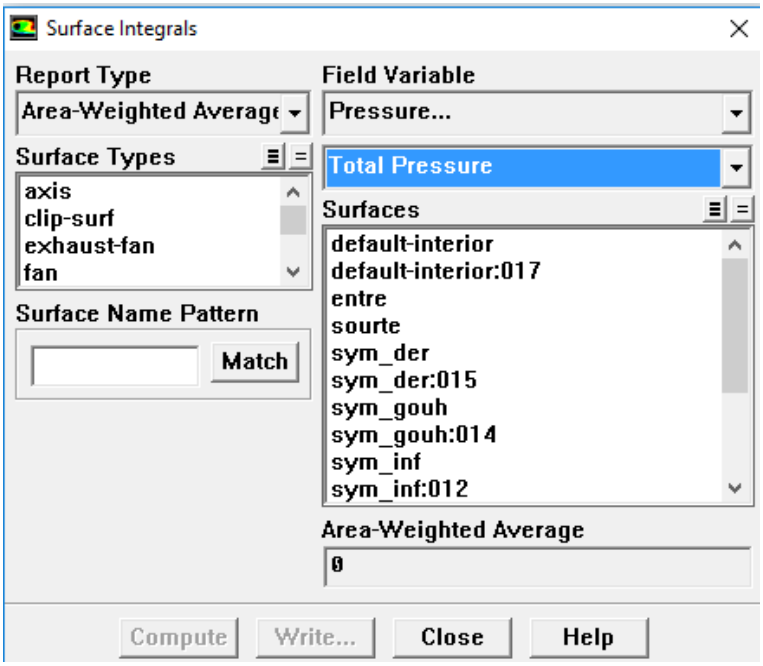


Figure 3.2 Méthode de calcul de la pression totale

Dans la présente étude, le coefficient de performance global K est également utilisé pour déterminer l'efficacité globale de l'échangeur de chaleur avec un volume donné. Il est défini comme le gain du flux thermique échangé par unité de consommation d'énergie [5] :

$$K = \frac{\varphi}{\Delta P \dot{V}} \tag{3.6}$$

$\dot{V} = V.S_p$: Est le débit volumique de l'écoulement du fluide et S_p est la section de passage de l'écoulement.

3.3 Résultats et discussion

3.3.1 Effet de l'amplitude

Pour un espacement d'ailettes $S = 1,7mm$ fixe, un nombre d'ondes $N_{ond} = 4$ et pour l'intervalle de $2200 \le Re \le 10100$, l'impact de l'amplitude des ondes sur les performances de l'échangeur de chaleur est présenté et analysé dans cette partie de mémoire. La variation du flux thermique échangé avec le nombre de Reynolds pour les valeurs d'amplitude d'onde $0.25mm \le A \le 2.5mm$ est représentée sur la figure 3.3.

Pour toutes les valeurs d'amplitude, il y a une amélioration de transfert de chaleur avec l'augmentation de Re en raison de l'échange thermique important à haute vitesse. De plus, le flux thermique augmente avec l'amplitude des ondes où les ailettes sinusoïdales avec $A = 2,5mm$ surpassent les autres ailettes pour toutes les valeurs de *Re*.

Quantitativement, on peut observer que l'échange thermique augmente de 42,5 % (à *Re* = 2200), 48,8 % (à *Re* = 5600) et 43% (à *Re* = 10100) lorsque la valeur d'amplitude passe de 0,25 à 2,5 mm. Cela est dû à l'augmentation utile de la surface d'échange thermique avec l'amplitude des ailettes (l'ailette avec $A = 2,5mm$ peut avoir jusqu'à 10,4% de surface en plus par rapport au cas de $A = 0,25mm$). Des résultats similaires ont été obtenus par Wen et al. [6] pour un canal ondulé sinusoïdal d'un échangeur de chaleur. Ils ont signalé que l'intensité de transfert de chaleur augmente avec l'amplitude de l'onde, en fait, φ peut augmenté de 33,74% (à $A = 7mm$ et une longueur d'onde de $25mm$) par rapport au ailettes plats.

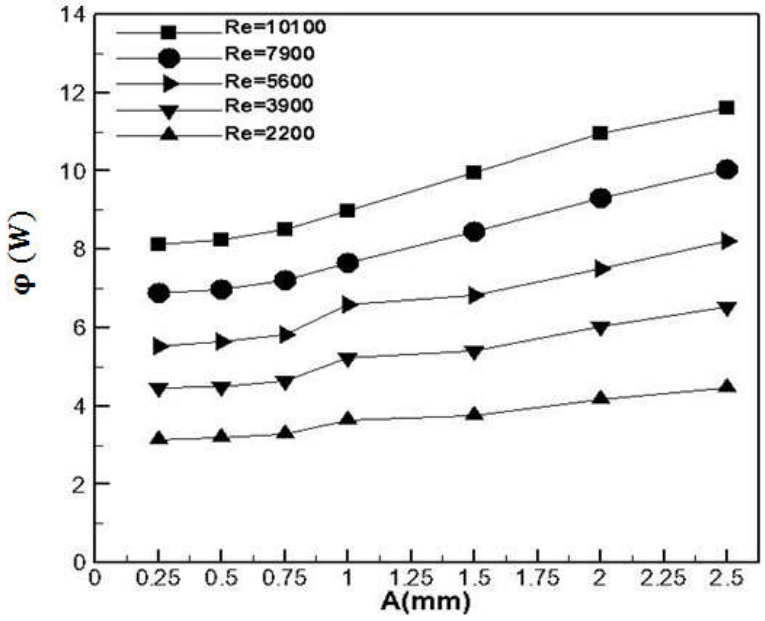
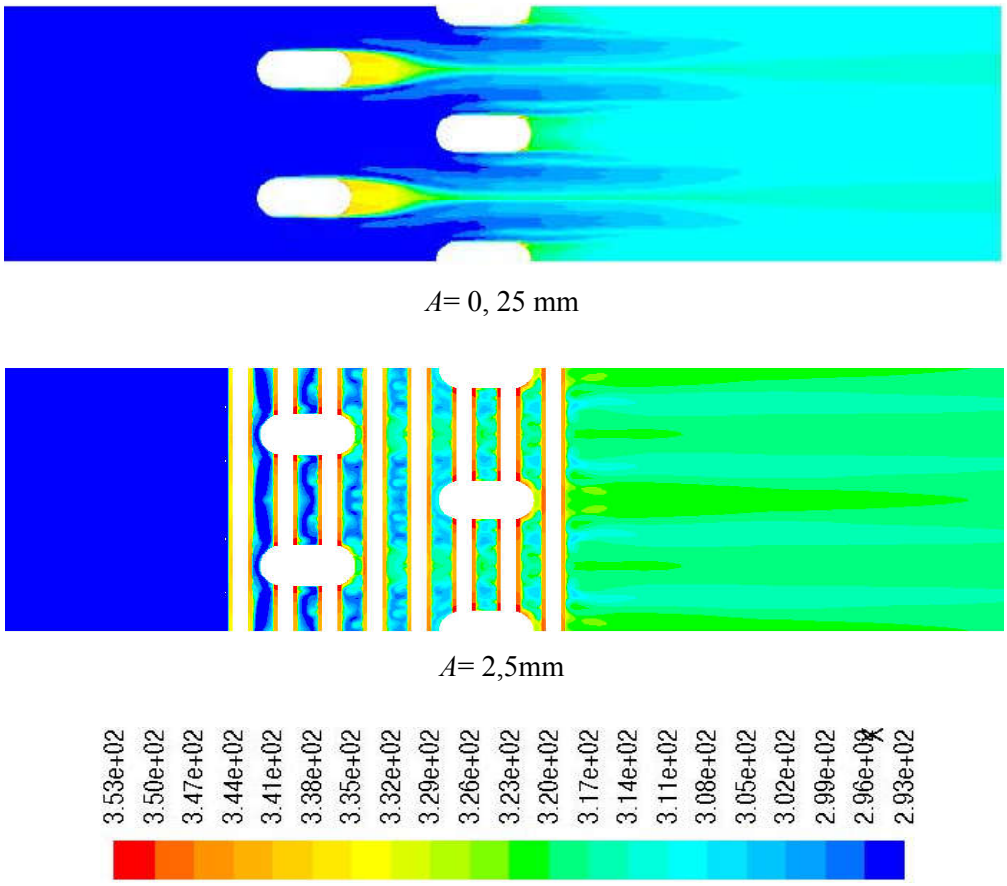


Figure 3.3 Effet de l'amplitude sur le flux thermique échangé.

La comparaison des contours de température pour deux valeurs d'amplitude d'onde $\left(A = 0,25 \text{ et } A = 2,5mm\right)$ et à $Re = 10100$ est illustré dans la Figure ci-dessous à la section longitudinale de $y = S/2$. Nous pouvons clairement voir qu'il existe un gradient de température significatif avec la direction longitudinal d'écoulement de l'ailette ondulée avec $A = 2,5mm$ comparativement au cas de $A = 0,25mm$, ce qui indique un taux d'échange

thermique global plus important entre les tubes à ailettes ondulées et l'air ambiant. Cela pourrait être dû au fait que l'augmentation de l'amplitude des ondes améliore le mélange du fluide, détruite la couche limite, diminue la région de recirculation derrière les tubes et augmente l'aire de la surface d'échange thermique jusqu'à 11 %. Cela reflète les capacités des ailettes sinusoïdales à affecter l'écoulement moyen et à favoriser le mélange, ce qui conduit à l'amélioration du transfert thermique convectif.



A= 0, 25 mm

A= 2,5mm

Figure 3.4 Contours de températures pour deux valeurs d'amplitude, à *Re*= 10100.

La figure 3.5 montre la variation de la chute de pression ΔP en fonction de l'amplitude A et du nombre de Reynolds. Quelque soit la valeur de l'amplitude, une augmentation du nombre de Reynolds entraîne une augmentation des valeurs de ΔP. Les courbes de cette figure montrent aussi que plus l'amplitude augmente, les pertes de charge augmentent aussi, et cela est due au fait que les cellules de recirculation derrière chaque crête deviennent plus larges et la force de trainée augmente également avec l'augmentation de A. Nous pouvons observer que la valeur de ΔP augmente de 147 à 171% avec l'augmentation de l'amplitude A de 0,25mm jusqu'à 2,5mm. Ces résultats sont en bon accord avec les résultats numériques de

Dong et al. [7], qui ont montré que dans les échangeurs de chaleur de tubes plats à ailettes ondulées avec $A = 2mm$, le facteur de frottement f est supérieur à celui de $A = 1,5mm$ et $A = 1mm$ de 39 % et 83,7 %, respectivement.

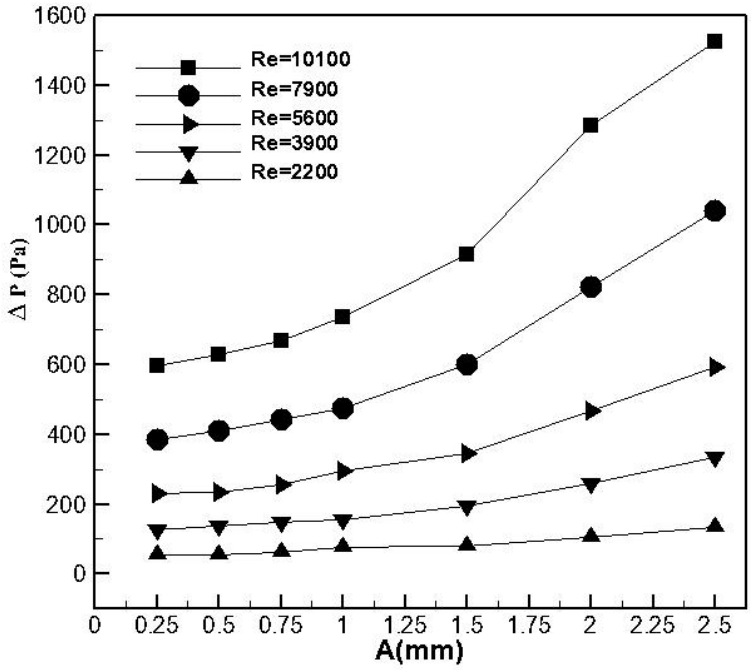


Figure 3.5 Effet de l'amplitude sur la chute de pression.

Dans la conception des échangeurs de chaleur l'objectif est de fournir un transfert thermique important tout en minimisant la puissance de pompage (perte de charge). Par conséquent, le coefficient de performance *K* est utilisé ici pour évaluer l'impact de l'amplitude et du nombre d'ondes sur l'efficacité globale des échangeurs thermique. Avec un nombre d'ondes $N_{ond} = 4$, la figure ci-dessous montre la variation de *K* avec l'amplitude d'onde et le nombre de Reynolds.

Quelle que soit l'amplitude des ailettes sinusoïdales, la valeur de *K* diminue avec l'augmentation de *Re* en raison de l'augmentation rapide de la chute de pression ΔP avec le nombre de *Re* (voir la figure 3.5). Cependant, le coefficient de performance augmente avec la diminution de l'amplitude où le cas de $A = 0,25mm$ donne les grandes valeurs de *K* sur l'intervalle $2200 \le Re \le 10100$, qui est estimée à 10,3 ; 23,6 et 73,9 % supérieure à celle pour $A = 0,75$; 1,5 et $2,5mm$, respectivement. Cela peut être expliqué par l'augmentation lente de

l'échange thermique comparativement avec l'augmentation rapide de la puissance de pompage.

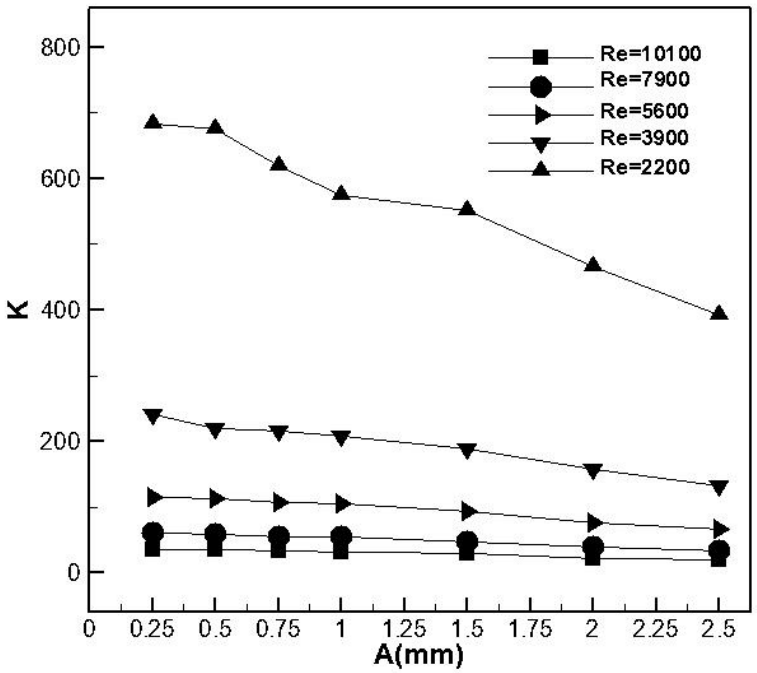


Figure 3.6 Variation du coefficient de performance en fonction de l'amplitude et du Re.

3.3.2 Effet du nombre d'ondes

Des simulations numériques ont été réalisées avec la meilleure valeur d'amplitude $A = 0,25mm$ et pour le nombre d'ondes N_{ond} varié entre 1 et 5 ondes. Les résultats sont présentés en termes du flux thermique échangé φ, chute de pression ΔP et le coefficient de performance globale K.

Les résultats de la figure 3.7 indiquent que le flux thermique φ des ailettes avec cinq ondes est plus important que ceux des autres cas, particulièrement aux valeurs de Reynolds élevées. Par exemple, le flux thermique pour un faisceau de tubes à ailettes avec $N_{ond} = 5$ est supérieur d'environ 6,3 % (à *Re* = 2200) et de 19,3 % (à *Re* = 10100) à celui de l'ailette ondulée avec $N_{ond} = 1$. Comme l'ondulation peut allonger considérablement le chemin de transfert de chaleur ; plus les ondes sont nombreuses, plus la surface d'échange thermique est grande, ce qui améliore l'échange thermique global.

Ces résultats sont compatibles avec la conclusion de Cheng et al. [8], qui ont observé que, pour le cas du régime d'écoulement laminaire, les échangeurs à ailettes ondulés avec 4 ondes possèdent un nombre de *Nu* égale à deux fois celui avec une onde, tandis que le nombre de *Nu* d'une ailette avec 2 ondes n'est que d'environ 20% supérieur à celui d'une ailette à une seule onde.

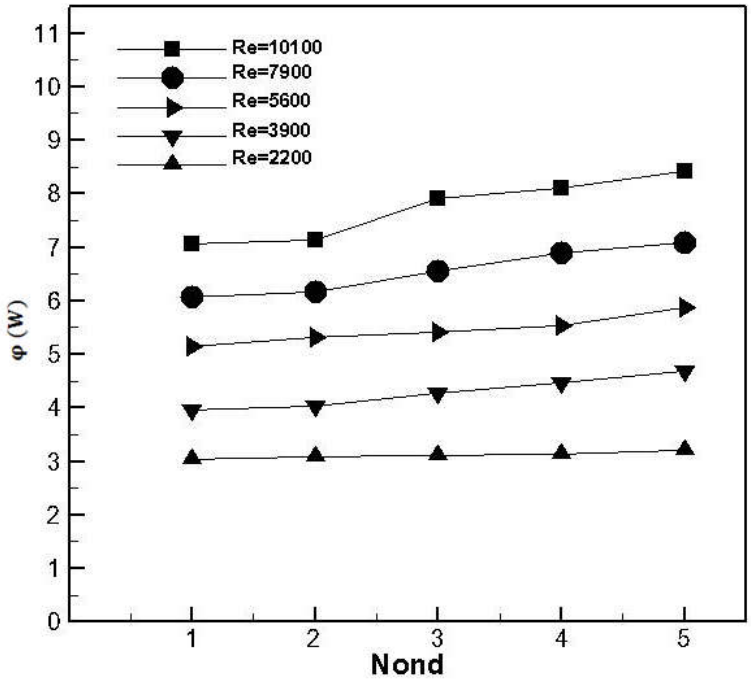


Figure 3.7 Effet du nombre d'ondes sur le flux thermique échangé.

Pour enrichir encore plus notre discussion concernant l'effet du nombre d'onde, nous avons représenté et comparé les contours de température pour deux valeurs du nombre d'ondes $\left(N_{ond}=1 \text{ et } N_{ond}=5\right)$ et à $Re=10100$ (voir la figure ci-dessous). Les contours de température ont été obtenus à la section longitudinale de $y=S/2$ pour une amplitude de $A=0,25mm$. Nous pouvons clairement voir qu'il existe un gradient de température utile avec la direction longitudinal de l'écoulement de l'ailette ondulée avec $N_{ond}=5$ comparativement avec le cas de $N_{ond}=1$, ce qui indique une intensité d'échange thermique plus important entre les surfaces de tubes à ailettes ondulées et l'air ambiant.

Comme illustré sur la figure 3.9, l'ondulation dans le sens de l'écoulement a un effet remarquable sur la chute de pression ΔP en raison d'une force de traînée plus élevée et d'un

plus grand nombre de cellules de recirculation derrière chaque crête d'onde. De plus, l'ailette avec cinq ondes fournit des valeurs de ΔP de 12,2–21,9% et 3,9–13% plus élevés que ceux de l'ailette avec un et trois ondes, respectivement. Les résultats de cette figure montrent également que les valeurs de la chute de pression augmentent avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

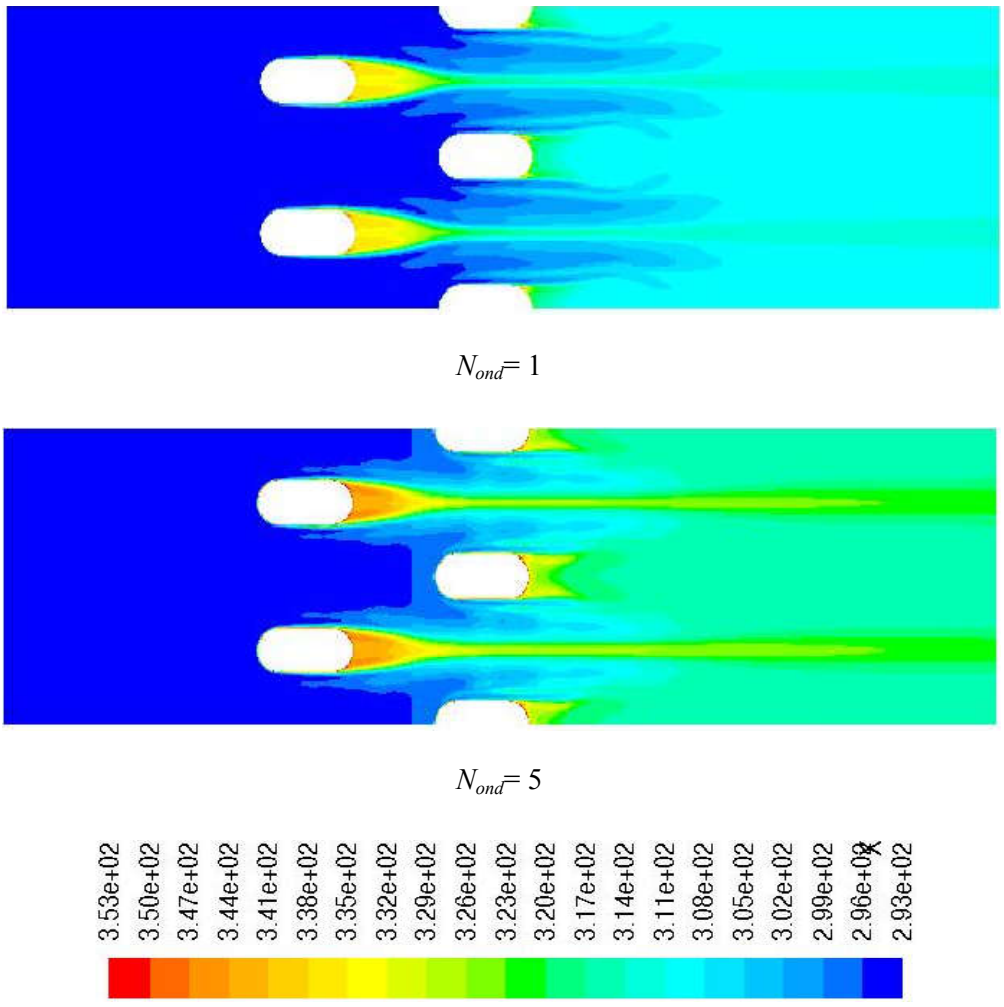


Figure 3.8 Contours de températures pour deux valeurs du nombre d'ondes, à *Re*= 10100 .

Il est prouvé que, lorsque le nombre d'ondes augmente (diminution de la longueur d'onde), le transfert convectif et les pertes de charge augmentent. Par conséquent, il est important d'utiliser le coefficient de performance globale K pour choisir la meilleure ondulation des ailettes. La figure 3.10 donne la variation de K pour différents nombres d'ondes et à une amplitude $A = 0,25mm$.

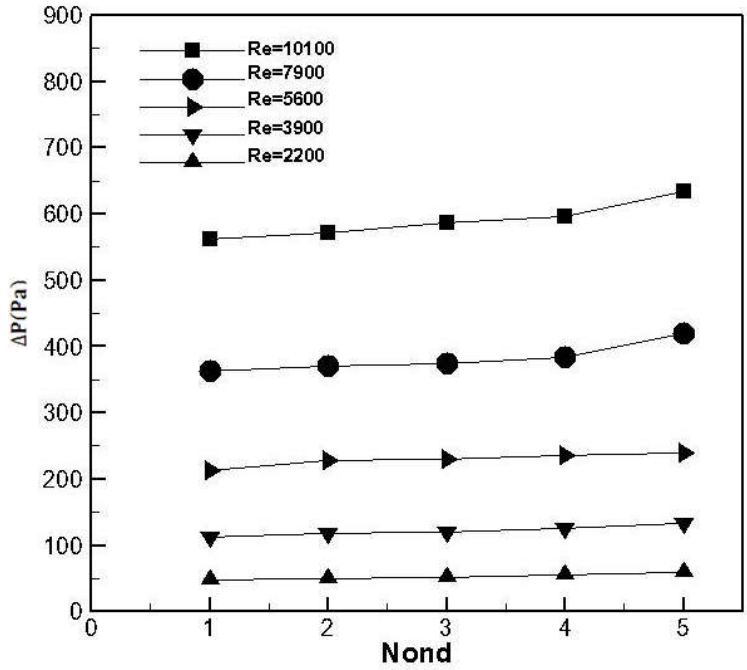


Figure 3.9 Effet du nombre d'ondes sur la chute de pression.

A faible valeurs de Re, le coefficient de performance diminue avec l'augmentation de N_{ond} en raison de l'effet de dominance des pertes de charge par rapport à l'intensité faible de transfert de chaleur. Cependant, une ailette ondulée avec $N_{ond} = 4$ fournit la valeur la plus élevée de K pour l'intervalle $3900 \le Re \le 10100$, qui est estimée de 5,1–10,9% et 2,7–8,1% supérieure à celle pour $N_{ond} = 1$ et $N_{ond} = 5$, respectivement. Les courbes de cette figure montrent aussi que la performance de l'échangeur de chaleur diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

En conclusion, sur la base du coefficient de performance global K, les échangeurs de tubes plats à ailettes ondulées avec les valeurs d'amplitude les plus faibles $A = 0,25mm$ et le nombre d'ondes $N_{ond} = 4$ fonctionnent mieux que les autres géométries.

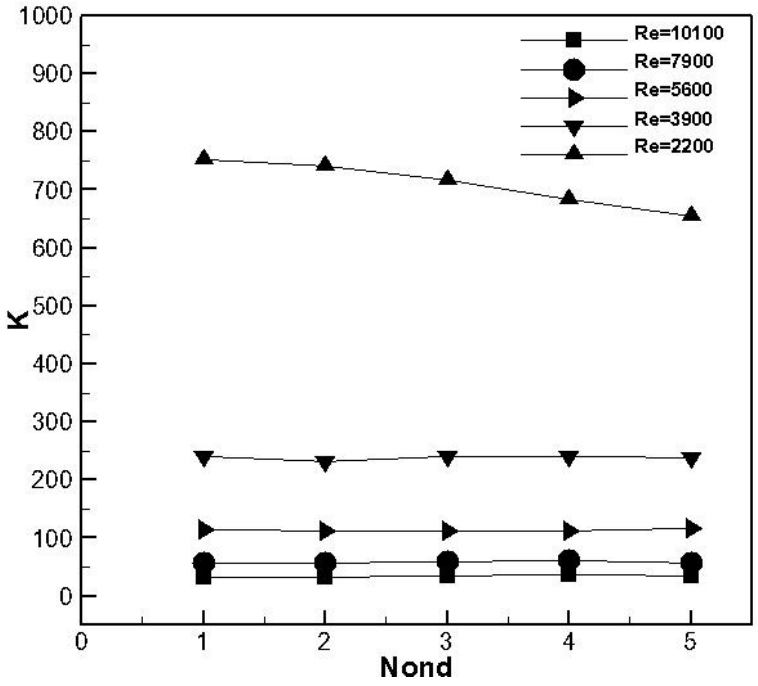


Figure 3.10 Variation du coefficient de performance en fonction du nombre d'ondes et de *Re*.

3.3.3 Effet du nombre de Reynolds

Comme nous avons mentionné dans la partie de la recherche bibliographique, la variation de la valeur du nombre de Reynolds a un impact direct sur les performances des échangeurs de chaleur. Ce nombre adimensionnel (qui représente le rapport entre les forces dynamiques et les forces visqueuses) est dépendant de la vitesse de l'écoulement, la géométrie du corps solide ainsi que de la nature du fluide.

Les tableaux (3.1) et (3.2) représentent, respectivement, la variation du flux thermique échangé φ, les pertes de charge ΔP et du coefficient K en fonction du nombre de Reynolds pour deux valeurs d'amplitude A et du nombre d'ondes N_{ond}. Les résultats présentés dans ces tableaux affirment que, pour toutes les valeurs d'amplitude et du nombre d'ondes, le flux thermique et la chute de pression augmentent avec le nombre de Reynolds. Pour $A = 2,5mm$, l'augmentation de Re entre 2200 et 3900 entraine une augmentation du flux φ par 46% et de la chute de pression ΔP par 146%. Les résultats de ces tableaux montrent aussi que, quelque soit la géométrie de l'ailette ondulée, le coefficient K diminue avec l'augmentation de *Re*.

Re	A= 0,25mm			A= 2,5mm		
	φ	ΔP	K	φ	ΔP	K
2200	3,14	54,72	682,46	4,47	135,6	392,38
3900	4,46	125,74	241,36	6,53	333,53	133,13
5600	5,53	231,90	113,49	8,22	592,47	66,10
7900	6,88	382,94	61,11	10 ,04	1039,83	32,87
10100	8,11	595,77	36,01	11,59	1525,89	20,11

Tableau 3.1 Effet du nombre de Reynolds sur le flux thermique, la chute de pression et le coefficient de performance pour deux valeurs de A .

Re	$N_{ond}=1$			$N_{ond}=5$		
	φ	ΔP	K	φ	ΔP	K
2200	3,03	112,10	721,72	3,21	134,22	655 ,21
3900	3,97	47,97	240,09	4,68	58,46	237,45
5600	5,15	213,55	114,92	5,87	239,53	116,74
7900	6,07	363,32	56,84	7,08	419,00	57,49
10100	7,07	561,26	33,30	8,43	634,36	35,15

Tableau 3.2 Effet du nombre de Reynolds sur le flux thermique, la chute de pression et le coefficient de performance pour deux valeurs de N_{ond} .

Références

[1] S. Singh, S. K. Chaurasiya, and B. S. Negi, "Efficient design of a wavy channel embedded with porous media for solar air heating," *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, vol. 43, pp. 2738-2754, 2021.

[2] K. Nilpueng, H. S. Ahn, D.-W. Jerng, and S. Wongwises, "Heat transfer and flow characteristics of sinusoidal wavy plate fin heat sink with and without crosscut flow control," *Intern. Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 137, pp. 565-572, 2019.

[3] S. H. Habibian, A. Mostafazade Abolmaali, and H. Afshin, "Numerical investigation of the effects of fin shape, antifreeze and nanoparticles on the performance of compact finned-tube heat exchangers for automobile radiator," *Applied Thermal Engineering*, vol. 133, pp. 248-260, 2018.

[4] X. Liu, M. Wang, H. Liu, W. Chen, and S. Qian, "Numerical analysis on heat transfer enhancement of wavy fin-tube heat exchangers for air-conditioning applications," *Applied Thermal Engineering*, vol. 199, pp. 117597, 2021.

[5] M. S. Mon and U. Gross, "Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 1953-1964, 2004.

[6] Z. X. Wen, Y. G. Lv, and P. Zhou, "Numerical study on heat transfer behavior of wavy channel supercritical CO2 printed circuit heat exchangers with different amplitude and wavelength parameters," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 118922, 2020.

[7] J. Dong and J. Chen, "Experimental and numerical investigation of thermal-hydraulic performance in wavy fin-and-flat tube heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, pp. 1377-1386, 2010.

[8] Y. P. Cheng, T. S. Lee, and H. T. Low, "Numerical prediction of periodically developed fluid flow and heat transfer characteristics in the sinusoid wavy fin-and-tube heat exchanger," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 40, pp. 3981-90, 2009.

Conclusion générale

Ce travail de recherche a été dédié à l'étude des phénomènes de transfert de chaleur, la mécanique des fluides et de la simulation numérique dans les échangeurs de tubes plats à ailettes sinusoïdales. Il explore en détail, l'impact de l'amplitude et du nombre d'ondes sur les performances énergétiques d'un échangeur de chaleur. Divers investigations numériques ont été effectuées sur des échangeurs de deux rangées de tubes plats à ailettes sinusoïdales afin de trouver la géométrie optimale d'une ailette ondulée.

Pour le cas des faisceaux de deux rangées de tubes en arrangement quinconcé, onze géométries à différentes amplitudes d'onde (0,25–2,5 mm) et nombre d'ondes (1–5 ondes) ont été analysées pour l'intervalle du nombre de Reynolds $2200 \le \mathrm{Re} \le 10100$. La présente étude montre également, les résultats numériques de l'impact de l'amplitude et du nombre d'ondes sur les contours de température entre les tubes et les ailettes. Les simulations numériques des phénomènes thermo-hydrauliques ont été effectuées en utilisant le code de calcul Fluent v6.2.

L'analyse des différents résultats obtenus dans ce travail de mémoire nous a permis d'arriver aux résultats suivants :

- Le flux thermique échangé et la chute de pression augmentent avec l'amplitude A et le nombre des ondes N_{ond} pour toutes les valeurs du nombre de Re.
- Le coefficient de performance globale K augmente avec la diminution de l'amplitude (l'ailette avec $A = 0,25mm$ donne les grandes valeurs de K, qui sont estimées à 10,3 et 73,9 % supérieure à celle pour $A = 0,75$ et $2,5mm$, respectivement).
- À $Re = 2200$, le coefficient de performance diminue avec l'augmentation de N_{ond}, cependant, une ailette ondulée avec $N_{ond} = 4$ fournit les valeurs les plus élevées de K pour l'intervalle $3900 \le Re \le 10100$, qui est estimée de 5,1–10,9% et 2,7–8,1% supérieure à celle pour $N_{ond} = 1$ et $N_{ond} = 5$, respectivement.
- Dans tous les cas, le gradient de température dans la partie arrière des tubes est faible comparativement avec la région avant les tubes due au fait de la zone de recirculations derrière chaque tube.
- Quelque soit les dimensions de l'ailette ondulée, une augmentation du nombre de Re entraine une augmentation du flux φ, de la chute de pression et une diminution du coefficient K.