



Université Larbi Ben M'hidi -Oum El Bouaghi-
Faculté des Sciences et des Sciences Appliquées
Département De Génie Mécanique



Thèse de Doctorat LMD

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Par

Mr. Fares DJEFFAL

Sujet:

**Contribution à l'étude de la convection forcée autour
des tubes munis des différents types d'ailettes**

Soutenue publiquement en Novembre 2022

Devant le jury composé de:

Mameri Abdelbaki	Pr	Univ- Oum El Bouaghi	Président
Bordja Lyes	Pr	Univ- Oum El Bouaghi	Rapporteur
Tahrour Farouk	MCB	Univ- de M'Sila	Co-rapporteur
Bouزيد Sihem	MCA	Univ- Oum El Bouaghi	Examineur
Harnane Yamina	MCA	Univ- Oum El Bouaghi	Examineur
Demagh Yassine	Pr	Univ- Batna 2	Examineur

Remerciements

Avant tout, je tiens à remercier le bon Dieu tout puissant qui nous a donné toutes les capacités, la santé et la force pour réaliser ce modeste travail.

Cette thèse est l'aboutissement d'un travail, certes personnel, mais qui n'aurait pu voir le jour sans l'aide de nombreuses personnes. Je tiens donc ici à remercier tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à la réalisation de cette étude.

Et tout d'abord mon directeur de thèse, Mr. " BORDJA Lyes ", Professeur au département de génie mécanique, Université Larbi BEN M'HIDI d'OUM EL BOUAGHI. J'exprime toute ma reconnaissance à lui pour son soutien et sa gentillesse.

Je tiens également à remercier profondément mon co-encadreur Mr. " Farouk TAHROUR", Docteur à l'Université de M'sila pour son aide et ses conseils avisés. Je voudrais le remercier de m'avoir donné sa confiance pour mener à bien ce travail. J'ai particulièrement apprécié le soutien qu'il a pu m'apporter et les moyens scientifiques qu'il sait mettre à disposition.

Mes remerciements s'adressent aussi au Professeur " MAMERI Abdelbaki " pour son aide, son acceptation de participer et présider ce jury est une grande preuve de confiance sur la qualité du travail.

Je tiens également à exprimer mes sincères remerciements aux membres du jury, le professeur Yassine DEMAGH de l'université de BATNA 2, le docteur Sihem BOUZID ainsi que le docteur Yamina HARNANE maîtres de conférences à l'université Larbi BEN M'HIDI d'OUM EL BOUAGHI d'avoir accepté de lire et juger la présente thèse et ce malgré leurs préoccupations et les moments difficiles qu'ils ont vécus dans cette période.

A mes parents...

الملخص

خصص هذا العمل لدراسة نقل الحرارة المزدوج في المبادلات الحرارية ذات الأنابيب مع زعانف دائرية و متموجة. تم إجراء الحسابات الرقمية ثلاثية الأبعاد باستخدام نموذج تدفق الهواء المضطرب $k-\varepsilon(RNG)$ لبرنامج Ansys Fluent. الهدف هو تحديد تأثير بياضوية واستواء الأنابيب بزعانف دائرية وتأثير الطول الموجي و / أو سعة الزعانف المموجة ، على الخصائص الحرارية و الهيدروليكية لصفين وثلاثة صفوف من الأنابيب بترتيب متداخل. أولاً تم عرض ومناقشة تأثير هذه الأبعاد على نقل الحرارة و فيزياء التدفق بالقرب من الزعانف وخلف الأنابيب. تمت مقارنة النتائج التي تم الحصول عليها والتحقق من صحتها مع النتائج التجريبية الأخرى المتاحة. يزداد التبادل الحراري و ينقص انخفاض الضغط مع زيادة الإهليلجية واستواء الأنابيب. في جميع أرقام رينولدز، حققت الزعانف المتموجة ذات السعة و طول الموجة المنخفضتين أعلى القيم لمعيار الفعالية العام.

الكلمات المفتاحية : أشكال الأنابيب، زعنفة متموجة، مبادل حراري، سعة الموجة، فلوانت

Résumé

Ce travail a été consacré à l'étude des transferts de chaleur conjugués dans les échangeurs de chaleur de tubes à ailettes circulaires et ondulés. Des calculs numériques en 3D ont été réalisés à l'aide de la méthode RANS basée sur le modèle de turbulence $k-\varepsilon(RNG)$ du logiciel Ansys Fluent. L'objectif est d'évaluer l'effet du rapport d'axe et de la planéité des tubes à ailettes circulaires et de la longueur d'onde et/ou de l'amplitude des ailettes ondulées, sur les caractéristiques thermo-hydrauliques pour deux et trois rangées de tubes décalées. Premièrement, l'influence de ces paramètres sur le transfert de chaleur et la physique de l'écoulement turbulent près des ailettes et derrière les tubes est présentée et discutée. Les résultats obtenus ont été comparés et validés avec d'autres résultats expérimentaux disponibles. L'échange thermique augmente mais les pertes de charge diminuent avec l'ellipticité et la planéité des tubes. À tous les nombres de Reynolds, les ailettes ondulées avec les faibles valeurs d'amplitude et de nombre d'ondes ont atteint les valeurs les plus élevées du critère de performance global.

Mots-clés: formes des tubes; ailette sinusoïdal; échangeur de chaleur; amplitude d'onde; Fluent

Abstract

This work was devoted to the study of conjugate heat transfers in circular and wavy finned-tube heat exchangers. 3D numerical simulations have been performed using RANS based $k-\varepsilon(RNG)$ turbulence model of the software Ansys Fluent. The objective is to assess the effect of axis ratio and flatness of annular-finned tubes, and wavelength and/or amplitude of wavy fins, on thermal-flow characteristics for two and three-row staggered banks. At first, the influence of these parameters on heat transfer and turbulent flow physics near the fins and behind the tubes is presented and discussed. The numerical findings has been validated by comparison the obtained results with other available experimental results. The heat exchange increase but the pressure losses decrease according to the axis ratio and the flatness of tubes. At all Re values, the wavy fins with the lowest values of amplitude and number of waves reached the highest values of the global performance criterion.

Keywords: tube shapes; sinusoidal wavy fin; heat exchanger; wave amplitude; Fluent

Table des Matières

Liste des Figures	iv
Liste des Tableaux	vii
Nomenclature	viii
Introduction Générale	1

Chapitre 1 Recherche Bibliographique

1.1 C'est quoi un échangeur de chaleur?.....	4
1.2 Classification des échangeurs de chaleur.....	4
1.3 Effet des paramètres géométriques.....	7
1.3.1 Effet de la forme et de diamètre des tubes.....	8
1.3.2 Effet de l'espacement et de l'arrangement des tubes.....	15
1.3.3 Effet de l'épaisseur et du matériau de construction des ailettes.....	17
1.3.4 Effet de l'espacement inter-ailettes	20
1.3.5 Effet de la géométrie des ailettes.....	23
1.3.6 Effet de la géométrie des tubes à ailettes ondulées.....	29
1.3.7 Effet du nombre de Reynolds.....	33
1.4 Intensification des performances d'un échangeur thermique.....	34
1.5 Conclusion de la recherche bibliographique.....	38
1.6 Objectif de la thèse.....	40

Chapitre 2 Etude numérique

2.1 Equations générales de conservation.....	42
2.2 Equations gouvernant le problème étudié.....	43
2.3 Méthode de résolution.....	46
2.4 Simulation numérique.....	49
2.4.1 Introduction	49
2.4.2 Domaine de calcul.....	51

2.4.3 Maillage et critères de convergence.....	55
2.4.4 Conditions aux limites.....	59
2.4.5 Définition des propriétés physique	61

Chapitre 3 Résultats et discussion : Ailettes circulaires

3.1 Introduction.....	63
3.2 Définition des paramètres.....	63
3.3 Validation des résultats numériques obtenus.....	66
3.4 Comportement de l'écoulement et du transfert thermique associé.....	66
3.5 Effet de la forme du tube sur les caractéristiques thermo-hydrauliques.	69
3.5.1 Cas des tubes elliptiques.....	69
3.5.2 Cas des tubes plats.....	72
3.6 Impact de la forme du tube sur les performances thermo-hydrauliques.	75

Chapitre 4 Résultats et discussion : Ailettes sinusoïdales

4.1 Introduction.....	78
4.2 Définition des paramètres adimensionnels	78
4.3 Validation du modèle numérique	79
4.4 Caractéristiques de l'écoulement et de transfert thermique associé.....	80
4.5 Effet de l'amplitude des ailettes sinusoïdales.....	84
4.6 Effet du nombre d'ondes.....	87
4.7 Impact des paramètres d'amplitude et de nombre d'onde sur les performances thermo-hydrauliques.....	90

Conclusion générale.....	93
---------------------------------	-----------

Références.....	96
------------------------	-----------

Liste des figures

Fig. 1.1	Vue schématique d'un échangeur compact de plaques à ailettes ondulées	5
Fig. 1.2	Exemples de géométries d'ailettes à bandes décalées	5
Fig. 1.3	Echangeur de chaleur à tubes et calandre	6
Fig. 1.4	Échangeur de chaleur à double tube	7
Fig. 1.5	Différentes géométries d'un échangeur thermique tube à ailettes	7
Fig. 1.6	Schéma des tubes : (a) tube en forme d'œuf et (b) tube en forme de goutte avec réglage de l'angle d'attaque de l'écoulement	10
Fig. 1.7	Variation de la géométrie des tubes plats et ovales dans l'étude de Zeeshan et al. [10] (RMN = rayon du petit axe, RMX = rayon du grand axe)	14
Fig. 1.8	Variation des différents paramètres de performance avec Re_a d'un échangeur de tubes en arrangement quinconcé : (a) cas des tubes elliptique ; (b) cas des tubes plats	14
Fig. 1.9	Exemples de différents pas d'ailettes dans les ECs de tubes à ailettes en spirale serties	21
Fig. 1.10	Distributions de température entre deux ailettes pour la première et la quatrième rangée d'un faisceau de tubes décalé	22
Fig. 1.11	Tube à ailette circulaire avec l'emplacement angulaire des perforations	24
Fig. 1.12	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 pair des inserts delta	25
Fig. 1.13	Cylindre de moteur Honda CB Unicorn 150 avec (a) Ailettes rectangulaires (b) Ailettes circulaire modifiée (c) Ailettes angulaires modifiée (d) Ailettes incurvées modifiée	26
Fig. 1.14	Géométries des ailettes : (A) ailette ondulée traditionnelle, (B) ailette ondulée perforé, (C) ailettes ondulées en quinconce, (D) ailette ondulée discontinue	27
Fig. 1.15	Tube avec trois géométries d'ailette annulaire	28
Fig. 1.16	Tube plat à ailettes annulaires : (a) ailette circulaire pleine, (b) ailette circulaire à broches intégrées, (c) ailette segmentée à broches intégrées	28
Fig. 1.17	Dessin schématique d'un échangeur de chaleur avec : (a) ailettes ondulées en chevrons et (b) ailettes sinusoidales	30
Fig. 1.18	Tubes elliptiques à ailettes ondulées avec différents géométries de GV	32
Fig. 1.19	Les différents inserts de tube utilisés	35

Fig. 1.20 Techniques d'intensification des performances d'un échangeur thermique	38
Fig. 2.1 Le principe du calcul numérique	46
Fig. 2.2 Géométries d'un échangeur de chaleur : (a) tubes à ailettes circulaire et (b) tubes à ailettes sinusoïdales	50
Fig. 2.3 Schéma de différentes géométries des tubes elliptiques et plats	50
Fig. 2.4 Domaine de calcul d'un faisceau de tubes à ailettes circulaires, avec les conditions aux limites: (a) section longitudinale (b) section transversale (c) domaine de calcul en 3D avec les conditions aux limites	52
Fig. 2.5 Domaine de calcul d'un échangeur à ailettes sinusoïdales : (a) section longitudinale, (b) section transversal, (c) domaine de calcul en 3D avec les conditions aux limites	54
Fig. 2.6 Maillage généré pour un échangeur de tubes à ailettes circulaires	57
Fig. 2.7 Maillage généré pour un échangeur de tubes à ailettes sinusoïdales	58
Fig. 2.8 Variation des valeurs de y^+ sur la surface de l'ailette à une vitesse d'entrée élevée	59
Fig. 3.1 Comparaison entre les résultats numériques et les résultats expérimentaux de Benmachiche et al. [1] : (a) Flux thermique ; (b) chute de pression.	66
Fig. 3.2 Vecteurs de vitesse représentant la formation de la région de sillage derrière la deuxième rangée (a) cas de tubes ovales, (b) cas de tubes plats	68
Fig. 3.3 Contours de température au milieu de l'épaisseur de l'ailette pour toutes les géométries de tube ovale	69
Fig. 3.4 Contours de température au milieu de l'épaisseur de l'ailette pour toutes les géométries de tube plat	70
Fig. 3.5 Comparaison des formes de tubes elliptique à différentes Re : (a) Flux thermique échangé,(b) coefficient de transfert convectif (c) facteur de Colburn	71
Fig. 3.6 Comparaison des formes de tubes elliptique à différentes Re : (a) chute de pression ; (b) facteur de frottement	72
Fig. 3.7 Comparaison des formes de tubes plats à différentes Re : (a) Flux thermique échangé, (b) coefficient de transfert convectif et (c) facteur de Colburn	73
Fig. 3.8 Comparaison des formes de tubes plats à différents nombres de Reynolds : (a) chute de pression et (b) facteur de frottement	74
Fig. 3.9 Effet de la forme des tubes elliptiques et du nombre de Reynolds sur : (a) Critère d'évaluation de performance et (b) Critère de performance globale	76

Fig. 3.10 Effet de la forme des tubes plats et du nombre de Reynolds sur : (a) Critère d'évaluation de performance et (b) Critère de performance globale	77
Fig. 4.1 Comparaison entre les présents résultats numériques et les données expérimentales de Youn et Kim [6] (Barre d'erreur expérimentale : $\pm 12\%$ pour j et $\pm 10\%$ pour f)	79
Fig. 4.2 Lignes de courant le long de la direction d'écoulement pour : (a) $A = 0,75mm$ et (b) $A = 2,5mm$, Avec $Re = 2700$	80
Fig. 4.3 Lignes de courant pour (a) $N_{ond} = 2$ et (b) $N_{ond} = 6$ avec $A = 1,75mm$ et $Re = 2700$	81
Fig. 4.4 Contours de température autour de l'ailette sinusoïdale pour deux valeurs d'amplitude et de nombre d'ondes, à $Re = 2700$	82
Fig. 4.5 Contours de pression sur l'ailette sinusoïdale pour deux valeurs d'amplitude et de nombre d'ondes, à $Re = 2700$	83
Fig. 4.6 Effet de l'amplitude de l'ailette sinusoïdale sur le flux thermique échangé	84
Fig. 4.7 Effet de l'amplitude de l'ailette sinusoïdale sur le facteur de Colburn	85
Fig. 4.8 Effet de l'amplitude de l'ailette sinusoïdale sur le facteur de frottement	86
Fig. 4.9 Effet de l'amplitude sur l'efficacité de l'ailette sinusoïdale	86
Fig. 4.10 Effet de nombre d'ondes sur le flux thermique échangé	87
Fig. 4.11 Effet de nombre d'ondes sur le facteur de Colburn	88
Fig. 4.12 Effet de nombre d'ondes sur le facteur de frottement	89
Fig. 4.13 Effet de nombre d'ondes sur l'efficacité de l'ailette	89
Fig. 4.14 Effet de l'amplitude de l'ailette sur (a) le critère d'évaluation de performance P_{EC} et (b) le critère de performance globale G_{PC} .	91
Fig. 4.15 Effet du nombre d'ondes sur (a) le critère d'évaluation de performance P_{EC} et (b) le critère de performance globale G_{PC}	92

Liste des Tableaux

Tableau 2.1 Valeurs des constantes du modèle $k - \varepsilon$ (<i>RNG</i>)	45
Tableau 2.2 Dimensions de l'échangeur à ailettes sinusoïdales	51
Tableau 2.3 Dimensions des tubes à ailettes circulaires	51
Tableau 2.4 Schémas numériques et critères de convergence	56
Tableau 2.5 Résultats de l'étude de l'indépendance du maillage pour le cas des ailettes circulaires	57
Tableau 2.6 Résultats de l'étude de l'indépendance du maillage pour le cas des ailettes sinusoïdales	58
Tableau 2.7 Propriétés physiques de l'air en fonction de la température	61

Nomenclature

Notations latines

A	Amplitude d'onde	[mm]
C_p	Capacité calorifique à pression constante	[J/kg.K]
D_t	Diamètre extérieur de tube circulaire	[mm]
D_a	Diamètre extérieur d'ailette	[mm]
E	Energie totale	[J]
E_a	Epaisseur d'ailette	[mm]
f	Facteur de frottement	[-]
j	Facteur de Colburn	[-]
h	Coefficient d'échange thermique	[W/m ² .K]
k	Energie cinétique turbulent	[m ² /s ²]
\dot{m}	Débit massique d'écoulement	[kg/s]
Nu	Nombre de Nusselt	[-]
N_{ond}	Nombre d'ondes	[-]
P	Pression	[Pa]
ΔP	Perte de charge	[Pa]
P_l	Pas longitudinale inter-tubes	[mm]
P_t	Pas transversal inter-tubes	[mm]
φ	Flux de chaleur	[W]
Re	Nombre de Reynolds	[-]
S_a	Pas inter-ailettes	[mm]
S_{ail}	Surface de l'ailette	[m ²]
S_t	Surface du tube	[m ²]
T	Température	[K]
ΔT	Différence de température	[K]
V	Vitesse moyenne de l'écoulement	[m/s]
x, y, z	Position dans un repère orthonormé	[mm]
y^+	Distance de paroi sans dimension	[-]

Notations grecques

α_p	Nombre de Prandtl inverse	
λ	Conductivité thermique	[W/m.K]
ε	Dissipation de l'énergie cinétique turbulente	[m ² /s ³]
η	Efficacité	[-]
μ	Viscosité dynamique	[kg/m.s]
μ_t	Viscosité dynamique turbulente	[kg/m.s]
ν	Viscosité cinématique	[m ² /s]

ρ Masse volumique [kg/m³]

Indices

a Ailette
eff Effective
ent Entrée
max Maximale
sor Sortie
t Tube
tur Turbulent

Introduction générale

Au cours de la seconde moitié du XX^e siècle, l'importance des échangeurs de chaleur a énormément augmenté du point de vue de la conservation de l'énergie, de la conversion, de la récupération et de la mise en œuvre réussie de nouvelles sources d'énergie. Son importance augmente également du point de vue des préoccupations environnementales telles que la pollution thermique, la pollution de l'air, la pollution de l'eau et l'élimination des déchets. Les échangeurs de chaleur sont utilisés dans plusieurs domaines tel que : l'énergie solaire thermique et thermodynamique, transport, climatisation et la réfrigération, réfrigération, cryogénie, récupération de chaleur, géothermique, en plus d'être des composants clés de nombreux produits industriels disponibles sur le marché. Ces dispositifs permettent de transférer de l'énergie thermique (enthalpie) entre deux ou plusieurs fluides, entre une surface solide et un fluide, ou entre des particules solides et un fluide, à différentes températures et en contact thermique. Sans aucun doute, le but principal des échangeurs thermique est de dissiper la chaleur générée à son environnement pour maintenir les meilleures conditions de fonctionnement thermique du système.

Les techniques d'amélioration du transfert de chaleur sont largement utilisées dans de nombreuses applications du processus de chauffage pour permettre une réduction du poids et de la taille ou pour améliorer les performances des échangeurs de chaleur. Ces techniques sont classées en techniques actives et passives. La technologie active nécessite une source d'alimentation (modification) externe, contrairement à la technologie passive. L'amélioration des performances des échangeurs de chaleur augmente l'efficacité des systèmes énergétiques associés. Différentes méthodes passives ont été utilisées pour intensifier les performances des échangeurs de chaleur avec une augmentation abordable de la perte de charge, telles que l'insertion d'ailettes (annulaires ou continues), insertion des générateurs de vortex, la modification de la géométrie des tubes et des ailettes, et l'utilisation de fluides de fonctionnement aux propriétés thermo-physiques améliorées (nanofluides). Dans les applications typiques, l'air est utilisé du côté des ailettes où la résistance thermique dépasse de loin celle du côté du tube en raison de la conductivité thermique et de la masse volumique de l'air extrêmement faibles. Par conséquent, des augmentations thermiques sont souvent nécessaires du côté air pour compenser les mauvaises performances de transfert de chaleur.

Aussi, les chercheurs montrent que les caractéristiques de transfert de chaleur et d'écoulement du fluide sont fortement affectées par la forme des ailettes et des tubes en raison de certaines structures d'écoulement spéciales telles que la séparation de l'écoulement sur les tubes, les vortex en fer à cheval développé autour des tubes et la région de sillage derrière les tubes. 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.

Les ailettes continues en forme ondulée sont largement utilisées dans la climatisation et la réfrigération pour améliorer les performances des échangeurs de chaleur de tubes à ailettes. La caractéristique ondulée des ailettes assure une large surface d'échange thermique avec une perte de charge modérée grâce au mélange efficace de l'écoulement généré par les tourbillons dans le sens du courant. Pour cela, de nombreuses études de recherche numériques et expérimentales ont été menées pour améliorer les caractéristiques thermo-hydrauliques côté-air des dispositifs thermiques en concevant et en comparant les performances de différentes géométries des ailettes et des tubes.

Dans ce contexte de recherche, nous avons effectué dans ce travail de thèse une investigation numérique approfondie sur l'impact de la géométrie des ailettes sinusoïdales (amplitude et longueur d'onde) et de différentes formes de tubes plats et elliptiques à ailettes circulaires et ondulées sur le transfert convectif et la physique d'écoulement turbulent d'un échangeur de chaleur. Dans le cas d'un échangeur à ailettes circulaires, l'objectif est d'évaluer l'effet de la planéité du tube et du rapport d'axe des tubes elliptiques sur les caractéristiques thermo-hydrauliques d'un faisceau à trois rangées de tubes en quinconce pour $2600 \leq Re \leq 10200$. Cependant, pour le cas d'un échangeur à ailettes sinusoïdales, douze géométries avec différentes amplitudes d'onde (0,75-2,5 mm) et nombre d'ondes (2-6 ondes) sont analysées avec $800 \leq Re \leq 2700$. Afin d'estimer la topologie d'écoulement et les distributions détaillées de pression et de température dans l'air et les ailettes, la technique des calculs de la dynamique des fluides (CFD) par le code de calcul Ansys Fluent employant la méthode des volumes finis a été utilisée dans nos simulations.

Le présent manuscrit comporte quatre chapitres :

Le premier présente les études intéressantes du domaine des échangeurs de chaleurs. Dans la première partie de ce chapitre, on a donné des notions de base concernant la conception de ces dispositifs. La deuxième partie présente un état de l'art très important

concernant l'effet de plusieurs paramètres géométriques sur les performances de l'échangeur de chaleur. Cet état de l'art est complété par une revue bibliographique, sur les techniques d'intensification des performances énergétique de ces dispositifs. Les principaux objectifs et raisons d'approfondir ce travail sont donnés à la fin de ce chapitre.

Une présentation générale de la modélisation numérique d'un écoulement incompressible du fluide avec un transfert de chaleur associé est faite dans le deuxième chapitre. Une présentation des équations aux dérivés partielles régissant le problème, du domaine de calcul et des conditions aux limites imposées dans le code de calcul Ansys Fluent. Une étude sélective du maillage nous permettra de choisir le plus convenable pour ce type de géométries.

Ensuite, le troisième chapitre a été consacré à la présentation des résultats numériques concernant le cas d'un faisceau de trois rangées de tubes à ailettes circulaires. L'impact de la géométrie des tubes sur les contours de température et de vitesse a été présenté et analysé. Le critère d'évaluation des performances et le critère de performance globale sont utilisés pour évaluer et comparer les performances thermiques et d'écoulement de chaque forme de tube.

Le quatrième et le dernière chapitre de ce manuscrit rapporte les résultats numériques liées au cas d'échangeur thermique avec deux rangées de tubes à ailettes sinusoïdales. L'influence des dimensions de l'ailette ondulée sur les caractéristiques thermique et dynamique est abordée. Les résultats sont présentés sous formes des graphes et des tableaux, ils sont interprétés et comparés avec ceux trouvés dans la littérature.

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

Chapitre 1.

Recherche Bibliographique

1.1 C'est quoi un échangeur de chaleur ?

Un échangeur de chaleur est une machine qui transfère la chaleur d'un fluide à un ou plusieurs autres fluides de températures différentes. En conséquence, les échangeurs de chaleur sont mis en œuvre dans toutes les applications industrielles et commerciales, et même dans les aspects de la vie normale liés au transfert d'énergie.

Chaque être vivant est en quelque sorte équipé d'un échangeur de chaleur. Des fluides chauds circulent depuis l'entrée de l'échangeur jusqu'à leur sortie en cédant une partie de leur enthalpie à des fluides froids qui, eux aussi, circulent entre des entrées et des sorties distinctes de celles des fluides chauds.

Les échangeurs de chaleur sont largement utilisés dans différentes unités industrielles telles que les centrales électriques, les raffineries, les industries du moulage des métaux et du verre, les industries alimentaires et médicales, la fabrication du papier, la pétrochimie, les entrepôts frigorifiques, les systèmes de chauffage et de refroidissement pour les bâtiments, les centrales solaire thermodynamique, la géothermie, les véhicules, et enfin les industries électroniques,...etc [1].

1.2 Classification des échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur sont fabriqués selon différentes mesures telles que la procédure de transfert, la structure de la géométrie et la disposition des composants. 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 $700W/m^3$). Ce type d'échangeurs de chaleur comprend un ensemble compact de tubes ou de surfaces à ailettes planes [1]. Les échangeurs de chaleur à ailettes plaques planes sont des échangeurs thermique compacts composés d'un certain

nombre de plaques parallèles (généralement appelées plaques de séparation), comme illustré sur la Figure (1.1).

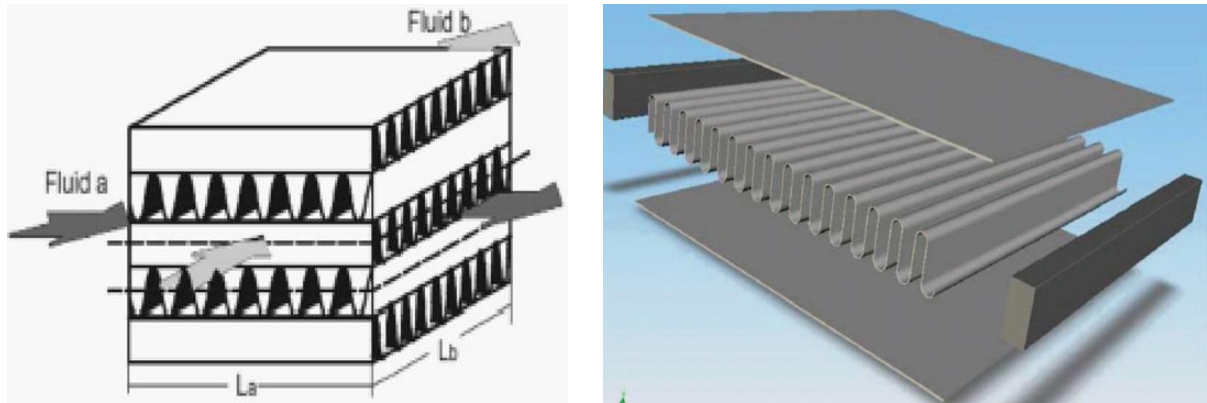


Fig. 1.1 Vue schématique d'un échangeur compact de plaques à ailettes ondulées [2].

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 l'écoulement 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 (1.2). Ce type d'ailette a une efficacité de transfert de chaleur élevée, un compactage acceptable et une fiabilité élevée.

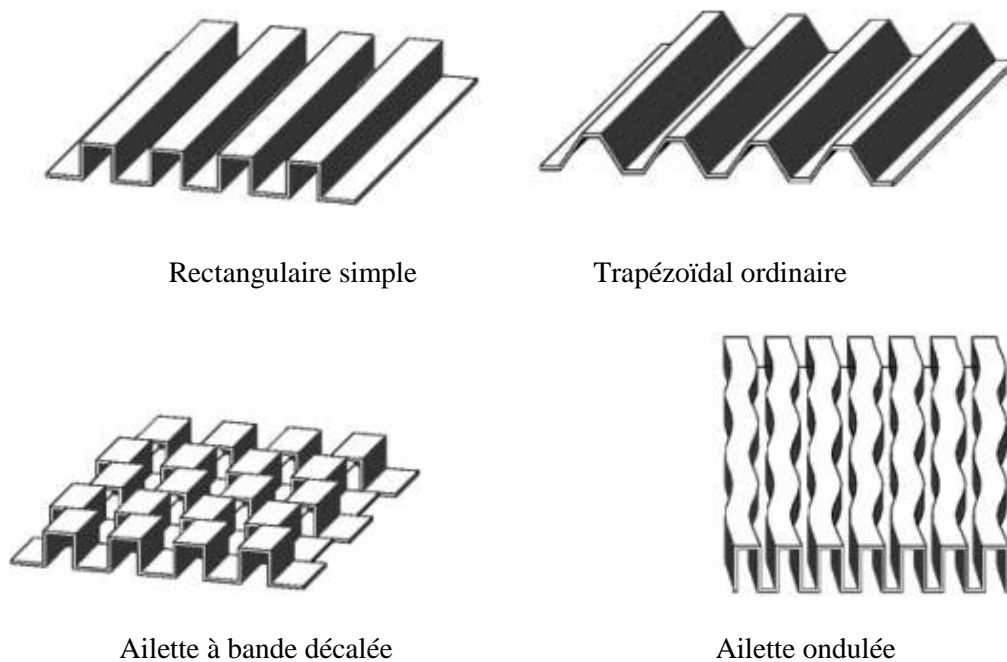


Fig. 1.2 Exemples de géométries d'ailettes à bandes décalées [2].

- 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 [3]. 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 (Fig. 1.3).

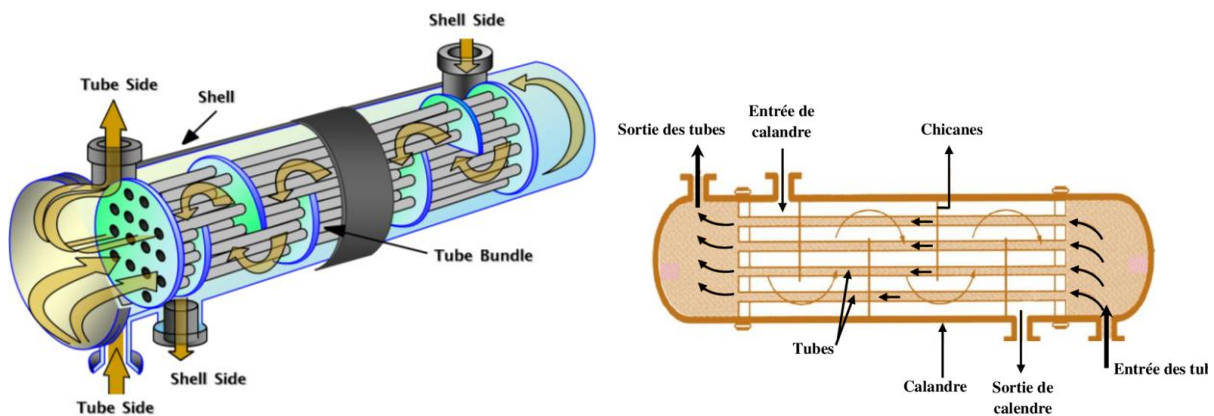


Fig. 1.3 Echangeur de chaleur à tubes et calandre.

- 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 [4]. 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.

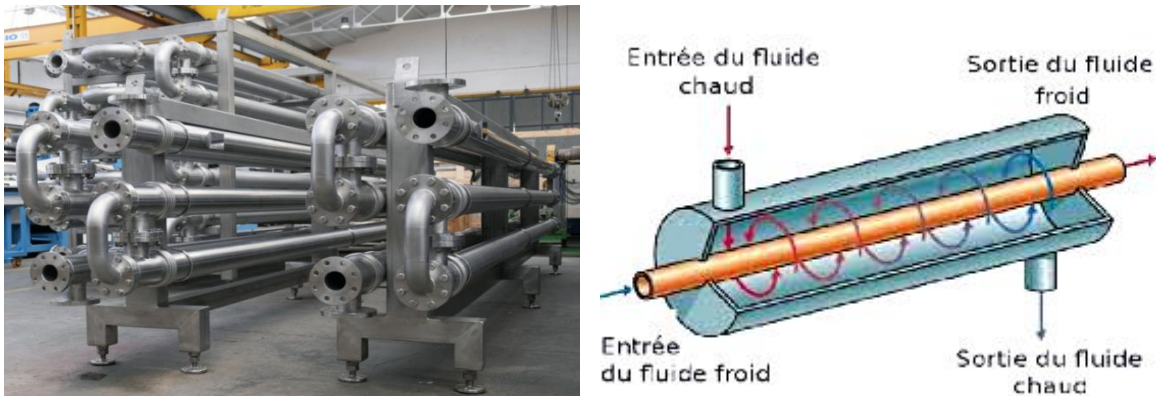


Fig. 1.4 Échangeur de chaleur à double tube [4].

- Echangeurs de chaleur tubes à ailettes sont l'un des échangeurs thermiques 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, ...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 (hS) des deux côtés. Les tubes, qui peuvent être de forme circulaire, ovale ou plate sont 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 [5].

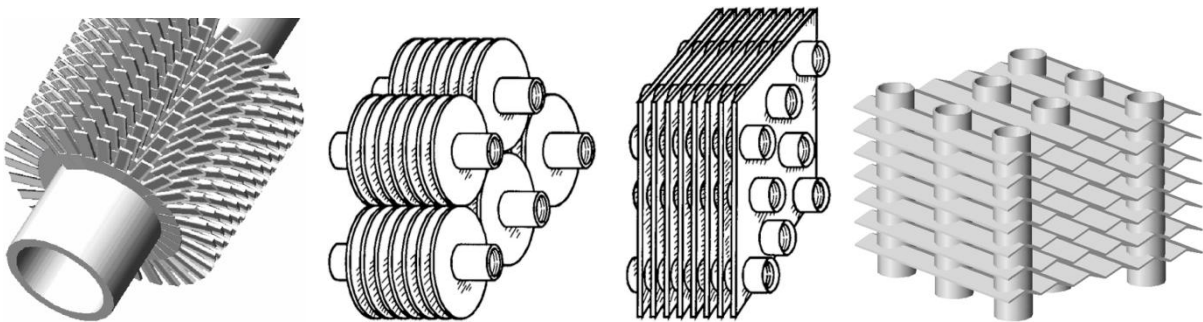


Fig. 1.5 Différentes géométries d'un échangeur thermique tube à ailettes [6-8].

1.3 Effet des paramètres géométriques

Les conditions d'écoulement et la géométrie des tubes à ailettes influencent principalement les caractéristiques thermique et dynamique dans les échangeurs de chaleur

(ECs) de tubes avec et sans ailettes. Le transfert de chaleur et la chute de pression d'un faisceau de tubes sans ailettes et à ailettes sont affectés par de nombreux autres facteurs, et la communication entre ces facteurs rend les problèmes de conception considérablement compliqué.

Plusieurs paramètres affecte les caractéristiques thermo-hydrauliques des ECs à faisceaux tubulaires tels que : la vitesse d'écoulement du fluide, la forme et le diamètre du tube, l'arrangement et l'espacement inter-tubes, l'espacement inter-ailettes,...etc. L'effet de ces paramètres sera détaillé dans ce qui suit.

1.3.1 Effet de la forme et de diamètre 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 [9]. Aussi, d'après l'expression du nombre de Reynolds, le diamètre des tubes a un impact direct et important sur la valeur de Re , et donc sur la nature du régime d'écoulement du fluide (laminaire ou turbulent) [10]. Par conséquent, la modification des formes et de diamètre des tubes dans les échangeurs de chaleur 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 améliorer les caractéristiques thermo-hydrauliques côté-air de ces dispositifs énergétiques en concevant et en comparant les performances de différentes géométries de tubes.

Jang et Yang [11] ont mené une étude expérimentale et numérique sur quatre rangées de tubes ailetés en arrangement quinconcé et ont découvert que dans des conditions sèches, le rapport entre le coefficient de transfert de chaleur et de la perte de charge pour un tube elliptique est 1,5 fois celui d'un tube circulaire. S. M. Saboya et F. E. M Saboya [12] ont mené des expériences pour déterminer le coefficient de transfert convectif moyen pour les échangeurs de tubes elliptiques à ailettes planes. Ils ont constaté que le remplacement du tube circulaire par un tube elliptique n'affecte pas négativement le coefficient de transfert moyen. De plus, l'efficacité élevée des ailettes et la faible chute de pression par rapport au tube circulaire offrent de meilleures performances globales. Erekan et al. [13] ont effectué une simulation en 3D à l'aide du code ANSYS Fluent et ont constaté que l'ellipticité croissante du tube à ailettes augmente le taux de transfert de chaleur avec moins de chute de pression.

En outre, une investigation numérique comprenant des simulations CFD a été réalisée par Sun et Zhang [14] pour voir l'impact des rangées de tubes, l'espacement transversal et longitudinal inter-tubes, la vitesse de l'écoulement et l'espacement entre les ailettes sur l'efficacité d'un échangeur de tubes elliptiques à ailettes planes avec $500 \leq Re \leq 1500$. Contrairement aux travaux de recherche précédents, le transfert de chaleur par convection côté air et côté tube, et le transfert de chaleur par conduction à travers les ailettes et les tubes sont résolus simultanément dans le modèle CFD. Leurs résultats révèlent qu'à une vitesse de l'air élevée ou à un débit d'eau faible, l'augmentation du rapport d'axe (ellipticité) des tubes augmente l'efficacité thermo-hydraulique, alors qu'à une vitesse de l'air faible ou un débit d'eau élevé, l'effet inverse se produit.

Le code de calcul Fluent a été utilisé par Mon [15] pour analyser l'impact du diamètre extérieur des tubes D_t sur les performances d'un faisceau de quatre rangées de tubes à ailettes circulaires avec $(8,6 \times 10^3 \leq Re \leq 4,3 \times 10^4)$. Les résultats numériques de ce travail de recherche montrent que, sous un nombre de Re et un rapport (P_t/D_a) fixes, le coefficient de transfert convectif h et les pertes de charges ΔP diminuent avec l'augmentation du diamètre des tubes, tandis que l'efficacité de l'ailette augmente. Une autre investigation numérique a été réalisée par Xie et al. [10] afin de voir l'influence de D_t sur l'efficacité de l'échangeur de chaleur de trois rangées de tubes à ailettes plaques planes. Ils ont constaté que, sous un nombre de Reynolds fixe, le nombre de Nusselt Nu et le facteur de frottement f augmentent avec l'augmentation du diamètre du tube D_t . Cependant, le coefficient de transfert de chaleur h et la chute de pression diminuent avec l'augmentation de D_t puisque l'augmentation du diamètre des tubes signifie une diminution de la vitesse du fluide, qui a comme conséquence la diminution du coefficient de transfert thermique et de la chute de pression aussi.

Zhang et al. [16] ont étudié expérimentalement et numériquement la convection forcée sur un seul tube circulaire et sur des tubes en forme d'œuf avec un écoulement croisé. Les simulations ont été effectuées pour le nombre de Reynolds $(4 \times 10^3 \leq Re \leq 5 \times 10^4)$ avec différents rapports d'axe (1–1,5–2–3–4 et 5). Ils ont constaté que la valeur du coefficient de frottement diminue avec l'augmentation du rapport d'axe. Les résultats ont indiqué aussi que le tube en forme d'œuf aide l'écoulement en retardant le point de séparation par rapport à un tube circulaire. L'effet de l'angle d'attaque sur les caractéristiques d'écoulement du fluide

autour d'un seul tube en forme de goutte est étudié, pour la première fois, expérimentalement et numériquement par Deeb [17, 18] pour l'intervalle ($13,2 \times 10^3 \leq Re \leq 30,4 \times 10^3$) et l'angle d'attaque d'écoulement ($\theta = 0^\circ - 50^\circ$ et $130^\circ - 180^\circ$). Les résultats du tube en forme de goutte ont été comparés à ceux d'un tube circulaire ayant le même diamètre équivalent. Il a été constaté que les tubes en forme de goutte retardent la séparation de la couche limite sur la paroi du tube et que cette nouvelle géométrie des tubes montre sa supériorité sur la forme circulaire en termes de réduction de la traînée et du facteur de frottement f dans les mêmes conditions de fonctionnement. Les valeurs de f pour la disposition de $\theta = 50^\circ$, 150° et 170° sont inférieures à celles obtenues pour un tube circulaire d'environ 2,6 à 2,9 ; 2,6 et 2,6 à 3,2 fois, respectivement. Cependant les valeurs les plus élevées du facteur de qualité de surface se sont produites à $\theta = 170^\circ$, qui étaient plus élevées que celles obtenues pour le tube circulaire d'environ 437 à 677 %.

L'écoulement et le transfert de chaleur dans un faisceau de tubes en forme de came disposés en quinconce sont étudiés expérimentalement par Bayat et al. [19]. Les résultats montrent que le coefficient de traînée et le nombre de Nusselt dépendent de la position du tube dans le faisceau et du nombre de Reynolds. De plus, la chute de pression de ce faisceau de tubes est d'environ 92 à 93 % inférieure à celle d'un faisceau de tubes circulaire et, par conséquent, les performances thermo-hydrauliques de ce faisceau de tubes sont d'environ 6 fois supérieures à celles du cas de tubes circulaires.

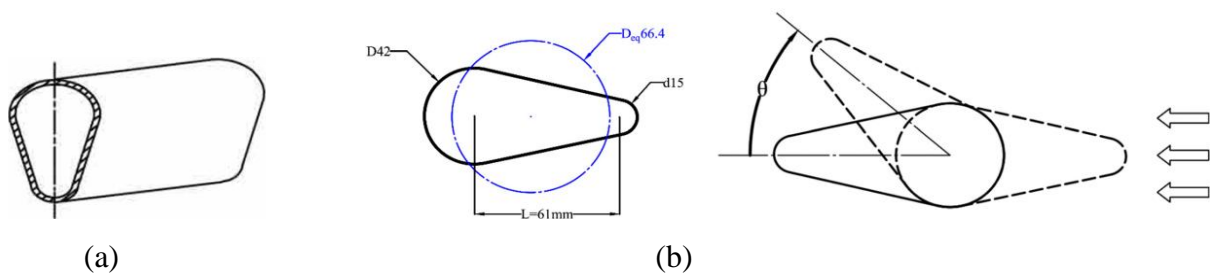


Fig. 1.6 Schéma des tubes : (a) tube en forme d'œuf [16] et (b) tube en forme de goutte avec réglage de l'angle d'attaque de l'écoulement [17, 18].

L'utilisation d'échangeurs de chaleur à tube circulaire est particulièrement courante dans les applications de refroidissement. Cependant, il a été déterminé qu'il provoque une perte de charge élevée par rapport aux tubes plats. Par conséquent, l'utilisation d'échangeurs de chaleur conçus avec des tubes plats est proposée par plusieurs chercheurs.

Fiebig et al. [20] ont utilisé la technique de la thermographie à cristaux liquides pour mesurer le transfert de chaleur local sur l'ailette plate d'un échangeur de chaleur de tubes plats avec l'intervalle du nombre de Reynolds de 600 à 3000. Avec un arrangement quinconcé des tubes, les tourbillons longitudinaux n'augmentent le transfert de chaleur que marginalement (10 %) pour les tubes circulaires mais considérablement (100 %) pour les tubes plats. De plus, un échangeur de tubes plats, avec des générateurs de vortex GV donne presque deux fois plus de transfert de chaleur et seulement la moitié de perte de pression qu'un échangeur correspondant aux tubes conventionnel circulaires.

La technique de sublimation du naphthalène a été utilisée par Yoo et al. [21] pour calculer les coefficients d'échange thermique locaux dans les échangeurs thermiques de tubes à ailettes plaques planes avec et sans générateurs de vortex GV, et pour les tubes circulaires et plats. Pour le cas des échangeurs à GV, les tubes plats assurent un échange thermique important par rapport à la forme circulaire classique des tubes. De plus, dans le cas des échangeurs thermiques sans GV, le coefficient d'échange thermique convectif des tubes plats est inférieur à celui des échangeurs à tubes circulaires. La méthode des volumes finis a été utilisée par Haitham et al. [22] pour étudier un écoulement laminaire en deux dimensions d'un faisceau de deux rangées de tubes circulaires et plats. Ils trouvent que, du point de vue du transfert de chaleur, les tubes circulaires sont plus performants que les tubes plats. Cependant, du point de vue de la perte de charge, les échangeurs de tubes plats sont plus performants qu'un échangeur de tubes circulaires.

Dans l'étude de Dogan et al. [23], les performances des échangeurs thermiques de tubes à ailettes plats en arrangement quinconcé de tubes elliptiques (avec différentes valeurs d'ellipticité) fonctionnant dans un système de refroidissement ont été étudiées numériquement à l'aide du logiciel ANSYS-Fluent 19.0. La relation entre la structure de l'écoulement et le transfert de chaleur–chute de pression a été expliquée en détail. Le tube circulaire a les valeurs les plus élevées du facteur de Colburn j . D'autre part, le tube circulaire a également créé une perte de charge plus élevée par rapport aux autres modèles. Cependant, la perte de charge la plus faible a été obtenue pour le tube elliptique avec une ellipticité de $e = 0,307$. Sahel et al. [24] ont fait une étude numérique pour voir l'effet de la taille du tube plat sur les performances thermiques d'un faisceau de tubes plats en ligne. L'écoulement laminaire a été considéré avec des nombres de Reynolds variant de 50 à 800. Ils ont conclu que le coefficient de transfert de chaleur diminue à mesure que la taille du tube plat augmente.

Récemment, Unger et al. [25] ont étudié numériquement l'impact de l'arrangement du faisceau de tubes, dimensions des tubes plats, pas transversal et longitudinal inter-tubes sur les échanges thermiques par convection naturelle. Ils ont observé que le tube circulaire et le tube plat avec un rapport d'axe de 1: 2,1 étaient les configurations les plus efficaces. Le comportement de l'écoulement d'air sur des tubes plats et circulaires est étudié par Darbari et Alavi [26] en utilisant la méthode de Taguchi pour déterminer les facteurs de performance et leurs valeurs optimales. Trois types de tubes plats, avec des rapports axiaux de 1,5 – 2 et 2,5 sont considérés en comparaison avec des tubes circulaires et deux conditions aux limites de température constante et de flux de chaleur constant sont appliquées sur la paroi du tube. Les résultats montrent que, bien que le rapport axial a un effet majeur sur la force de traînée, il a peu d'impact sur le taux de transfert de chaleur, et la condition aux limites de la paroi du tube devient plus efficace. Alnakeeb et al. [27] ont mené des simulations numériques pour étudier les détails thermiques et hydrauliques d'une ailette plate avec une vitesse d'entrée d'air variable ($0,5 \leq V_{ent} \leq 3,5 \text{ m/s}$) et un rapport d'axes des tubes plats (0,33–1). Les résultats de la simulation indiquent que la réduction du rapport hauteur/largeur du tube plat de 1 à 0,33 a réduit la perte de pression de 33,7 % (à $V_{ent} = 0,5 \text{ m/s}$) et de 57,3 % (à $V_{ent} = 3,5 \text{ m/s}$). De plus, la performance énergétique a augmenté de 52,9% (à $V_{ent} = 0,5 \text{ m/s}$) et 111,5 % (à $V_{ent} = 3,5 \text{ m/s}$). Les coefficients de transfert de chaleur et la chute de pression ont été étudiés expérimentalement par Jassim et al. [28] pour l'écoulement d'air sur des faisceaux de tubes circulaires et plats en arrangement aligné. Le nombre de Reynolds calculé à partir du diamètre extérieur du tube circulaire ou le diamètre extérieur transversal du tube plat est varié entre 133 et 800. Les résultats indiquent que le gain relatif du nombre de Nusselt global est d'environ 32,5 à 60,6 % dans les tubes plats, tandis que la réduction du facteur de frottement est d'environ 11 à 30,6 %.

La comparaison entre plusieurs géométries de tube est très importante pour sélectionner une forme plus performante du tube. Dans ce contexte, pour l'intervalle ($50 \leq Re \leq 350$), Fullerton et Anand [29] ont conclu numériquement que Nu du tube circulaire est meilleur que le tube plat ou elliptique. Cependant, si Nu et f doivent être considérés, le tube plat ou ovale peut être un meilleur choix. Mellal et al. [30] ont réalisé un modèle numérique bidimensionnel pour analyser les performances thermiques d'un échangeur de chaleur de tubes à ailettes avec différentes formes de tubes (circulaire, plate, elliptique et en

forme d'œuf dans les deux orientations : gauche et droite) en arrangement aligné. Les résultats montrent que le coefficient de transfert de chaleur d'un tube circulaire est supérieur de 18% à celui d'un tube plat, et qu'il génère une perte de charge modérée d'environ 10% dans les mêmes conditions. Néanmoins, le tube elliptique offre les pertes de charge les plus faibles par rapport aux autres configurations. Zeeshan et al. [9] ont évalué les performances d'un échangeur à ailettes plaques planes en utilisant une forme de tube circulaire, elliptique et plat (avec quatre rapports d'axes et de planéité, Fig. 1.7) avec sept rangées de tubes en arrangement décalés ou en ligne. Pour le cas de l'arrangement quinconcé de tubes, la figure 1.8 présente les résultats de l'effet de la géométrie des tubes sur la variation du coefficient de transfert convectif h , chute de pression ΔP et du critère de performance ϕ/P_f (rapport entre le flux thermique échangé et la puissance de pompage) pour le cas des tubes elliptiques (Fig. 1.8a) et des tubes plats (Fig. 1.8b). À partir de la fig. 1.8(a), on peut noter que l'OS4 (voir la figure 1.7) présente un coefficient de transfert de chaleur et une chute de pression plus élevés par rapport aux autres tubes pour toutes les valeurs de Re . La figure montre également que le tube elliptique ayant le rapport d'axes le plus élevé (OS1) (voir la figure 1.7) est la configuration optimale basée sur le critère d'évaluation de performance considéré. Il montre une augmentation du coefficient de transfert de chaleur de 13,99 % à $Re = 400$ et de 4,99 % à $Re = 900$. De plus, la chute de pression est réduite de 39,94 % à un nombre de Reynolds plus élevé ($Re = 900$) par rapport à la forme de tube circulaire.

Similairement à la forme des tubes elliptiques, les résultats de la fig. 1.8(b) indiquent que la diminution de la planéité augmente le coefficient de transfert de chaleur avec une pénalité de chute de pression importante. Disposer les tubes plats en quinconce peut être utile lorsque la planéité est élevée comme dans le cas de FS1, mais à mesure que la planéité diminue comme dans FS4, la chute de pression augmente également considérablement jusqu'à 49,37% à $Re_a = 900$ en raison de la vitesse plus élevée résultant du blocage de l'écoulement. A partir de la figure 1.8(b), on remarque aussi que lorsque la planéité augmente, la puissance requise par le ventilateur diminue, donc de meilleures performances peuvent être obtenues en augmentant la planéité. Ainsi, la configuration FS1 montre les valeurs les plus élevées de ϕ/P_f par rapport aux autres configurations.

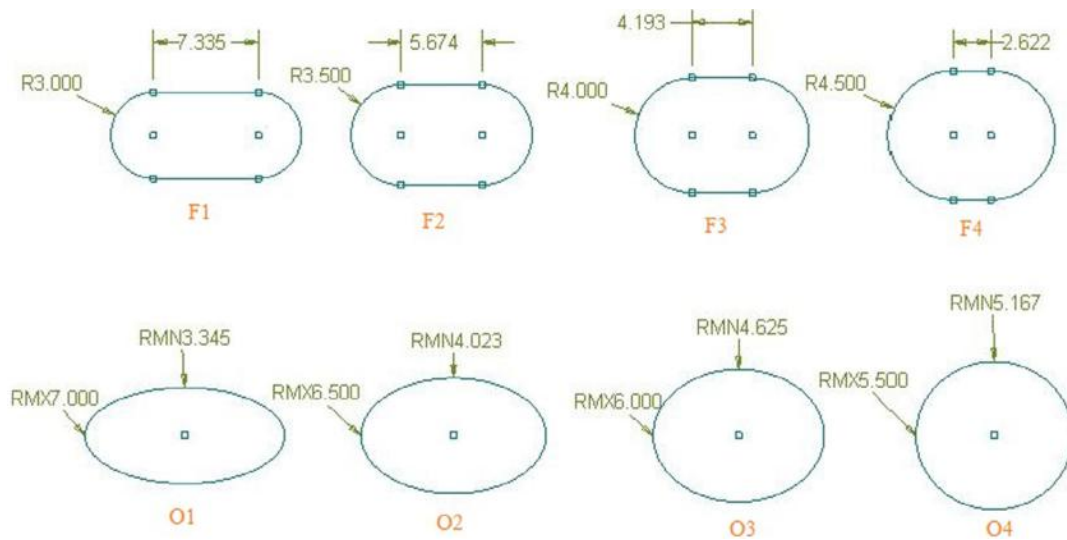


Fig. 1.7 Variation de la géométrie des tubes plats et ovales dans l'étude de Zeeshan et al. [9] (RMN = rayon du petit axe, RMX = rayon du grand axe).

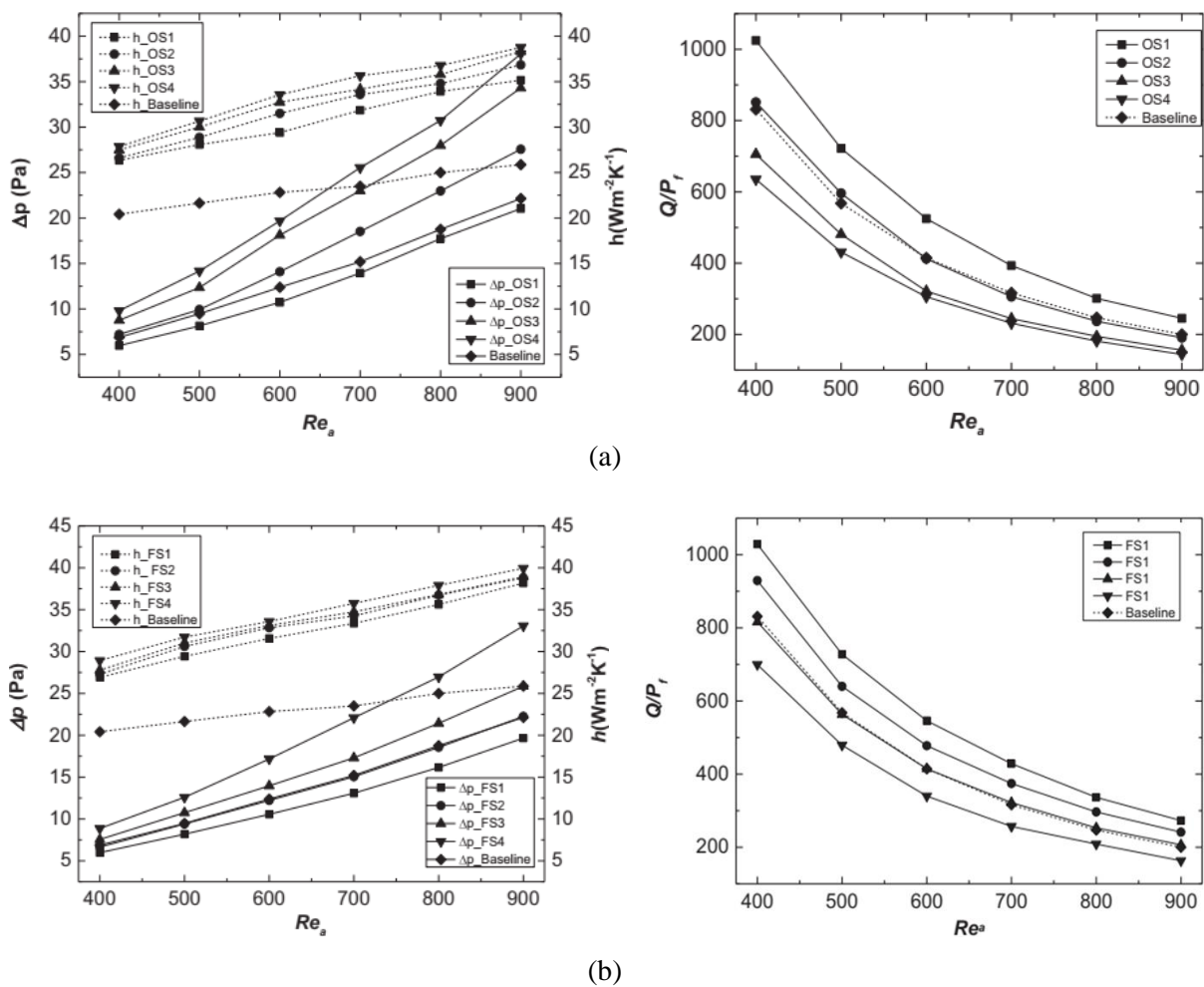


Fig. 1.8 Variation des différents paramètres de performance avec Re_d d'un échangeur de tubes en arrangement quinconcé : (a) cas des tubes elliptique ; (b) cas des tubes plats [9].

1.3.2 Effet de l'espacement et de l'arrangement des tubes

Outre l'effet du diamètre et de la forme du tube, l'intensité de la turbulence à l'intérieur d'un faisceau de tubes ailetés dépend de l'espacement longitudinal (P_l), transversal (P_t), de l'arrangement des tubes et de la vitesse de l'air. Par conséquent, le transfert convectif et la chute de pression dans le faisceau de tubes varient en fonction de ces paramètres. Lorsque le pas transversal des tubes a été modifié, l'existence d'une influence claire sur la perte de charge au niveau de l'air latéral au tube a été observée, alors qu'il y avait un manque de changement significatif dans les performances de transfert de chaleur [31]. Pour la configuration en quinconce des tubes à ailettes circulaires, le coefficient de transfert de chaleur est plus grand pour le pas transversal le plus étroit [31, 32]. Il apparaît que la vitesse de l'air au niveau du plus petit canal entre les ailettes devient plus élevée lorsque le pas transversal diminue et cet impact conduit à des valeurs plus élevées de la perte de charge et du coefficient de transfert de chaleur. D'autre part, les auteurs ont indiqué qu'une extension du pas longitudinal inter-tubes dans la configuration en quinconce conduit à des diminutions des nombres de Nusselt Nu et d'Euler Eu .

L'écoulement laminaire d'air et le transfert de chaleur par convection forcée dans les faisceaux décalés de tubes circulaires 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 et deux valeurs du nombre de Reynolds (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.

Dans l'étude numérique de Bahaidarah et al. [34], les auteurs ont considéré un écoulement incompressible bidimensionnel laminaire et permanent sur des faisceaux de deux rangées de tubes plats en arrangement aligné et en quinconce. La performance globale de la configuration en ligne pour des valeurs du rapport ($P_l/D_t = 2$) et ($P_l/D_t = 6$) est préférable car elle fournit un taux de transfert de chaleur plus élevé pour tous les nombres de Reynolds, à l'exception de la valeur ($Re = 25$). Comme prévu, les arrangements décalés des tubes

fonctionnent mieux que la configuration en ligne du point de vue du transfert de chaleur. Xie et al. [10] réalisent une simulation numérique en trois dimensions basées sur l'algorithme SIMPLE en coordonnées cartésiennes, pour voir l'influence des espacements inter-tubes sur un transfert thermique laminaire. Ils ont remarqué que, sous un nombre de Re fixe, le nombre de Nu diminue et le flux thermique augmente avec l'augmentation de l'espacement transversal et longitudinal entre les tubes. El-Shaboury et Ormiston [35] ont effectué une analyse numérique sur le transfert convectif forcé 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 le pas 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_t/D_t).

Dans le même contexte, Benarji et al. [36] et Tahseen et al. [37] ont montré que, indépendamment de la forme du tube, la configuration décalée des échangeurs thermique de tubes avec et sans ailettes donnent un taux de transfert de chaleur élevé et une faible chute de pression par rapport à la configuration en ligne. Kim [38] a étudié l'effet de l'espacement longitudinal sur les caractéristiques d'écoulement pour le faisceau de tubes en ligne en écoulement croisé en utilisant le code CFD FLUENT. Il a été constaté que le pas longitudinal ne joue pas un rôle important dans le transfert de chaleur lorsque le rapport (P_t/D_t) est supérieur à 2,7. Cependant, il est recommandé d'utiliser la corrélation de Zukauskas pour le dimensionnement thermique d'un échangeur de chaleur lorsque ($P_t/D_t > 2,7$).

Une étude numérique tridimensionnelle a été réalisée par Kong et al. [39] pour clarifier les performances d'écoulement et de transfert de chaleur côté air dans des faisceaux de tubes à ailettes plats et fendues, pour cinq valeurs d'espacement longitudinal de tubes (25 mm, 30 mm, 35 mm, 40 mm et 45 mm) et du pas transversal (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 montre que de meilleures performances thermo-hydrauliques peuvent être obtenues en réduisant les pas inter-tubes où les configurations optimales des

faisceaux de tubes ailetés avec des pas inter-tubes de 35 mm à 40 mm sont recommandées pour les échangeurs de chaleur refroidis par air.

Récemment, Lindqvist et al. [40] ont mené des simulations numériques en tenant compte de différents angles de l'arrangement des tubes à ailettes plaques planes. Ils ont suggéré que, du point de vue de la conception de l'échangeur de chaleur, il semblerait avantageux de minimiser autant que possible le pas transversal des tubes, dans les limites des contraintes de fabrication, car cela augmente le transfert de chaleur par unité de perte de charge. 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 [41] pour l'intervalle $(3,18 \times 10^3 \leq Re \leq 3,25 \times 10^4)$, avec des valeurs de P_t de 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_t 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 $P_t = 46,25$ mm a un transfert de chaleur plus intense avec moins de résistance hydrodynamique par rapport à un faisceau avec $P_t = 37$ mm.

Pour un écoulement d'air sur des faisceaux de tubes circulaires et plats en arrangement aligné, Jassim et al. [28] montrent que le nombre de Nusselt global diminue avec l'augmentation du pas transversal pour tous les nombres de Reynolds. D'une autre part, les performances thermiques diminuent avec une augmentation de la valeur de Re , cependant, ils augmentent avec l'augmentation du pas transversal pour une valeur fixe de Re .

1.3.3 Effet de l'épaisseur et du matériau de construction des ailettes

L'étude de l'effet de l'épaisseur E_a et de matériau de fabrication des ailettes sur les performances d'un échangeur de chaleur est indispensable pour minimiser le poids et le coût de fabrication de ces dispositifs. Dans l'intervalle de nombre de Reynolds $(300 \leq Re \leq 7500)$, Wang et al. [42] ont conduit une étude expérimentale, dans un tunnel aérodynamique ouvert, sur 15 modèles d'échangeurs de tubes à ailettes planes. Les auteurs analysent et comparent l'effet des différents paramètres géométriques, y compris le nombre de rangée, espacement inter-ailettes et leurs épaisseurs sur le facteur de Colburn et le coefficient de frottement. Les

données expérimentales obtenues indiquent que E_a a un effet négligeable sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de frottement.

Dans le travail de recherche d'Abu Madi et al. [43], 28 échangeurs de chaleur ont été testés utilisant une soufflerie à circuit ouvert avec une vitesse d'air de 1 à 20 m/s pour plusieurs formes géométriques. Les ailettes plates et ondulées ont été testées et les corrélations en termes de facteurs j et f en fonction du nombre de Reynolds et les paramètres géométriques des échangeurs de chaleur. Ils ont constaté que le facteur j augmente avec la diminution de l'épaisseur des ailettes, cependant, l'épaisseur de l'ailette a un effet négligeable sur le facteur de frottement. Les effets de l'épaisseur des ailettes E_a sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de frottement dans les échangeurs thermique de tubes à ailettes ayant une configuration ondulées en chevrons sont étudiés expérimentalement par Wongwises et Chokeman [44]. D'après les résultats, ils ont constaté que pour le nombre de rangées de tubes $N = 2$, le facteur de Colburn augmente avec l'augmentation de l'épaisseur des ailettes pour l'intervalle de l'espacement inter-ailettes $1,41 \leq S_a \leq 2,54 \text{ mm}$. Pour $N \geq 4$, le facteur Colburn diminue avec l'augmentation de E_a lorsque $Re < 1800$, et augmente avec l'augmentation de E_a lorsque $Re > 2500$. D'une autre part, le facteur de frottement augmente avec l'augmentation de l'épaisseur des ailettes lorsque le pas des ailettes $S_a \leq 1,81 \text{ mm}$. Kuvannarat et al. [45] ont étudié l'impacte de l'épaisseur des ailettes sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de frottement côté air dans les échangeurs de tubes à ailettes ondulés en chevrons dans des conditions de déshumidification. Dix échantillons ont été testés avec une épaisseur d'ailette associée de 0,115 mm et 0,25 mm. Les coefficients de transfert de chaleur pour $E_a = 0,25 \text{ mm}$ sont environ 5 à 50 % plus élevés que ceux pour $E_a = 0,115 \text{ mm}$, tandis que la perte de charge pour $E_a = 0,25 \text{ mm}$ est d'environ 5 à 20 % plus élevée. Une corrélation a été proposée par les chercheurs afin de prédire les performances côté air des ailettes ondulées.

Zeng et al. [46] ont utilisé la méthode de Taguchi pour optimiser les performances d'un échangeur de chaleur avec des générateurs de vortex. Ils ont trouvé que le nombre de Nusselt et le facteur de frottement des échangeurs de chaleur sont presque indépendants du matériau et de l'épaisseur des ailettes. La raison en est que l'épaisseur des ailettes n'affecte que la vitesse frontale de l'écoulement d'air dans l'échangeur de chaleur, et cette influence peut être prise en compte dans le nombre de Reynolds correspondant. En ce sens, l'effet de

l'épaisseur des ailettes sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de frottement pourrait être négligé. Pongsoi et al. [47] ont examiné expérimentalement les performances thermiques des échangeurs de tubes à ailettes en spirale serti où les ailettes étaient constituées de matériaux en cuivre (Cu) et en aluminium (Al). Les résultats ont montré que le matériau des ailettes a un effet négligeable sur les performances thermiques de l'échangeur de chaleur. Cependant, comme prévu, l'efficacité des ailettes en cuivre est supérieure à celle de l'ailette en aluminium. De plus, Bilirgen et al. [48] ont analysé l'effet de l'épaisseur des ailettes circulaires sur les performances d'un échangeur thermique où les ailettes étaient en acier au carbone, en aluminium et en cuivre. L'effet de l'épaisseur des ailettes sur le transfert de chaleur et la chute de pression est moins significatif que l'espacement et la hauteur des ailettes. L'augmentation de l'épaisseur des ailettes a montré de légères augmentations du transfert de chaleur et de modestes augmentations de la chute de pression. Même si le transfert de chaleur augmente avec la conductivité thermique de chaque matériau d'ailette, ils ont signalé que le matériau d'ailette n'a pas d'influence considérable sur le transfert de chaleur en raison du fait que la résistance thermique convective est beaucoup plus grande que la résistance thermique conductrice.

Généralement, la corrosion de la surface des ailettes et des tubes entraîne une détérioration des performances des systèmes d'application de chauffage et de ventilation qui fonctionnent à long terme. Ainsi, beaucoup d'efforts ont été faits pour éliminer l'apparition de corrosion électrochimique. Par exemple, l'impact du matériau des ailettes sur la corrosion a été examiné expérimentalement par Zhao et al. [49]. Ils ont illustré que l'évaporateur à ailettes en cuivre Cu a une plus grande capacité de refroidissement et de coefficient de transfert de chaleur global avant et après l'apparition de la corrosion, en raison de la plus grande conductivité thermique du Cu. De plus, la perte de charge côté air pour les ailettes en aluminium a légèrement augmenté après la corrosion. Cependant, pour les ailettes en Cu, la perte de charge a diminué.

Récemment, Fourar et al. [50] ont examiné numériquement l'impact de l'excentricité des tubes à ailettes circulaires sur la convection naturelle en fonction du diamètre, des épaisseurs, du matériau et de l'espacement inter-ailettes pour $4 \times 10^4 \leq Ra \leq 7 \times 10^4$. Les résultats obtenus indiquent que l'impact de l'excentricité est important dans les ailettes de petit diamètre et les matériaux à haute conductivité. Indépendamment de l'excentricité des ailettes, les ailettes plus épaisses produisent le meilleur transfert de chaleur.

1.3.4 Effet de l'espacement inter-ailettes

Dans les échangeurs de tubes à ailettes, la sélection du bon espacement entre les ailettes S_a est essentielle pour de meilleures performances thermo-hydrauliques. Cela est dû au fait que le transfert de chaleur dépend fortement de la taille de la couche limite sur les surfaces des ailettes, qui, à son tour, sera influencée par l'espace inter-ailettes. Généralement, on s'attend à ce qu'un écoulement avec un petit espace entre les ailettes ait une couche limite épaisse, réduisant ainsi les performances thermiques. Par conséquent, un grand soin doit être pris lors de la détermination de l'espacement des ailettes admissible dans la conception des faisceaux de tubes ailetés. De nombreux chercheurs ont étudié, expérimentalement et numériquement, l'impact de ce paramètre géométrique sur les performances thermo-hydrauliques des ECs.

L'analogie entre transferts de chaleur et de masse (au moyen de la technique de sublimation du naphthalène) pour mesurer le coefficient de transfert de masse a été utilisée par Chen et Ren [51] afin de déterminer les performances de transfert thermique dans les échangeurs à deux rangées de tubes avec ailettes planes. Les résultats trouvés montrent que pour des faibles valeurs du nombre de Reynolds ($Re \leq 7 \times 10^3$), le pas d'ailettes n'influe pas sur le coefficient de transfert thermique. Tandis que pour des valeurs importantes de Re , l'augmentation du pas d'ailettes augmente significativement le transfert thermique jusqu'à la valeur $S_a/D_t = 0,33$, puis il reste constant. Les résultats montrent aussi, que le facteur de frottement f augmente considérablement avec le pas d'ailettes quand $S_a/D_t < 0,193$ et il diminue avec l'augmentation de Re . Mon et Gross [52] ont étudié les effets de l'espacement inter-ailettes sur des faisceaux de tubes à ailettes annulaires à quatre rangées en arrangement décalés et en ligne. Ils ont découvert que la couche limite et les tourbillons en fer à cheval entre les ailettes dépendent essentiellement du nombre de Reynolds et du rapport entre la hauteur et le pas des ailettes.

Kim et Kim [53] ont étudié expérimentalement l'influence du pas des ailettes sur les performances thermo-hydrauliques d'un EC de tubes circulaires à ailettes plaques planes avec un arrangement quinconcé et aligné des tubes. Les résultats ont montré que, à faible vitesse d'entrée d'air, le facteur de Colburn j augmente proportionnellement avec le pas des ailettes. Cependant, pour de grandes valeurs de vitesse de l'air, la dépendance du transfert thermique

avec le pas des ailettes a diminué. Il a été indiqué dans certains travaux de recherche que l'impact du pas d'ailette sur les performances énergétiques des ECs de tubes circulaires ailetés n'est pas considérable, en particulier pour les pas d'ailettes plus grands [54, 55].

Dans le travail de recherche [47], les chercheurs examine l'effet du matériau et de l'espacement inter-ailettes en spirale serties pour l'intervalle ($4000 \leq Re \leq 13000$). Les ailettes sont constituées de cuivre et d'aluminium avec différents pas d'ailettes ($S_a = 3,2 - 4,2$ et $6,2mm$). Les résultats expérimentaux révèlent que le pas des ailettes a un effet insignifiant sur les caractéristiques de transfert de chaleur (facteur de Colburn j). Cependant, une augmentation détectable du facteur de frottement est observée lorsque le pas des ailettes augmente jusqu'à $S_a = 6,2mm$.

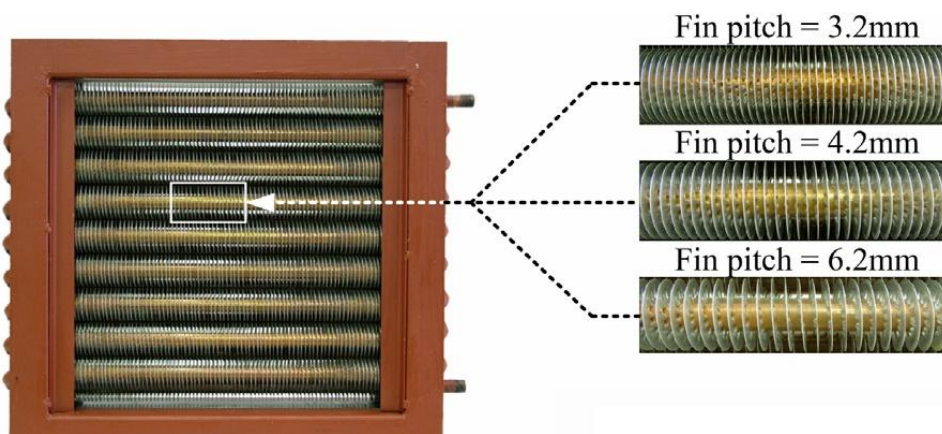


Fig. 1.9 Exemples de différents pas d'ailettes dans les ECs de tubes à ailettes en spirale serties [47].

Les couches limites thermique et dynamique sont développées au fur et à mesure que l'écoulement progressait avec l'ailette à partir du bord d'attaque, entraînant une diminution du coefficient de transfert de chaleur. Au faisceau de tubes avec des espacements inter-ailettes faibles, les deux couches limites se développent pour se toucher, indépendamment du type d'arrangement. Ainsi, l'écoulement d'air ne peut pas pénétrer suffisamment pour atteindre la surface du tube (Fig. 1.10). Le gradient de température à la base des ailettes et à la surface du tube est très faible, ce qui entraînera une diminution du coefficient de transfert de chaleur par convection [56, 57].

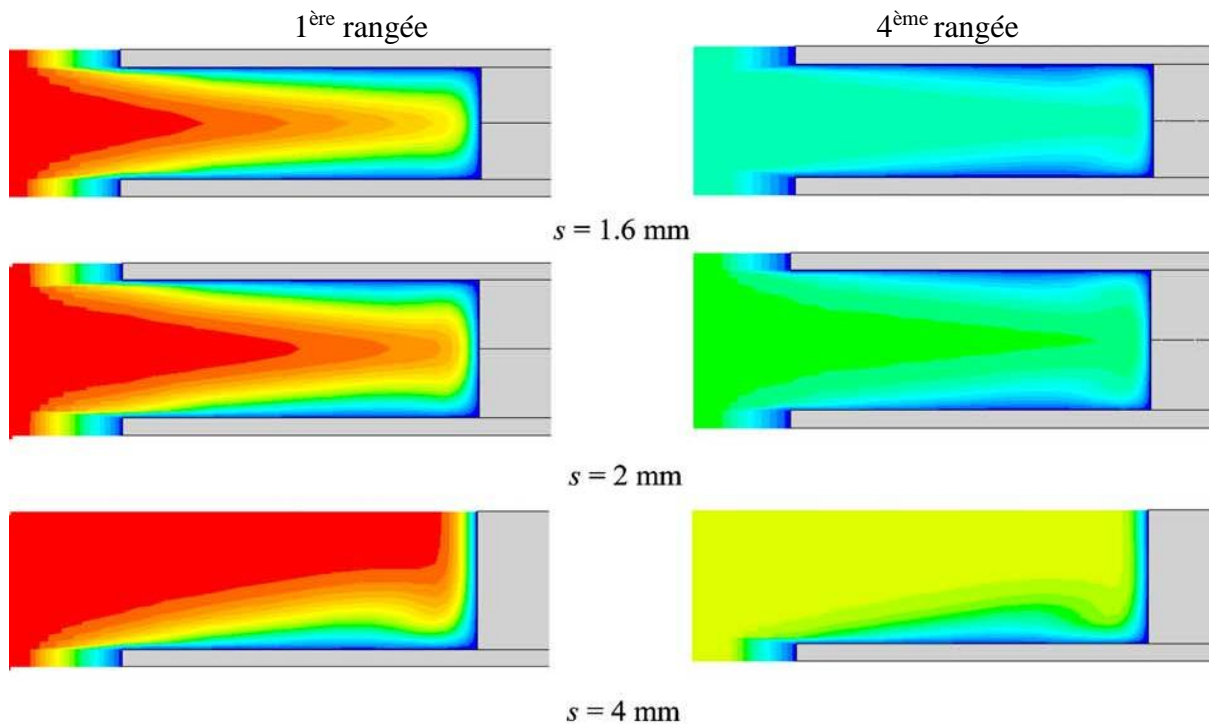


Fig. 1.10 Distribution de température entre deux ailettes pour la première et la quatrième rangée d'un faisceau de tubes décalé [57].

Bilirgen et al. [48] montrent que, pour un rapport entre l'espacement et la hauteur des ailettes circulaires $S_a/h_a > 1,5$ la chute de pression reste relativement constante. D'autre part, il y a une diminution significative de transfert de chaleur lorsque le rapport S_a/h_a passe de 1,5 à 6. Cela suggère que pour la gamme de paramètres utilisés dans cette investigation, il n'y a aucun intérêt à concevoir un tube à ailettes avec $S_a/h_a > 1,5$. Pour des faisceaux de six rangées de tubes à ailettes planes, Kong et al.[58] affirment que le coefficient de transfert de chaleur et la chute de pression diminuent tous deux avec l'augmentation de S_a . Mais lorsque $S_a > 3mm$, le coefficient de transfert convectif varie peu. Pour divers ailettes annulaires (circulaire simple, ailette en spirale serti, ailette dentelé) et ailettes continues (ailette plat, ailette ondulé et ailette avec générateurs des tourbillons), Kumar et al. [59] ont observé que le coefficient de transfert de chaleur diminue avec l'augmentation de S_a en raison de l'augmentation du canal de passage d'écoulement à travers l'échangeur de chaleur. Le transfert de chaleur par unité de puissance de pompage a montré une augmentation avec l'espacement inter-ailettes. Dans l'intervalle du nombre de Reynolds de 3000 à 12000, Kalantari et al. [60] constatent que les ECs de tubes à ailettes planes ont de meilleures performances de transfert de chaleur grâce à

la combinaison entre la longueur d'ailette, un pas d'ailette plus grands et d'un diamètre de tube plus petit.

Pour les tubes plats avec des ailettes plates circulaires, des ailettes à broches circulaires intégrées et des ailettes dentelées à broches intégrées, Unger et al. [61] montrent expérimentalement, que le critère d'évaluation de performance Pec augmente avec S_a . Golparvar et al. [62] montrent que la diminution de l'espacement inter-ailettes, à différentes hauteurs d'ailettes, pour les échangeurs de chaleur à lit adsorbant de tubes à ailettes longitudinaux et annulaires a entraîné une diminution du coefficient de performance (COP), une augmentation de la puissance de refroidissement spécifique (PRC) et aucune valeur optimale de S_a pour maximiser le COP et le PRC. La comparaison des performances côté-air d'un EC de tubes à ailettes sinusoïdales ayant des configurations de tubes circulaires et elliptiques est effectuée expérimentalement et numériquement par Chu et al. [63]. L'effet de S_a sur les performances de transfert de chaleur est faible pour le tube circulaire avec un nombre de rangées entre 2 et 4. Lorsque le nombre de rangées augmente jusqu'à 6, le coefficient de transfert de chaleur peut être amélioré d'environ 10-20% et 9,3-25,2% pour les configurations circulaire et elliptique, respectivement, en augmentant S_a de 1,8 à 3 mm.

1.3.5 Effet de la géométrie des ailettes

L'insertion des ailettes sur un faisceau de tubes d'un échangeur de chaleur augmentent la surface d'échange thermique, le mélange de l'écoulement et ils permettent aussi de détruire les couches limites thermique et dynamique. Cependant, l'addition des ailettes 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 paragraphe, nous présentons une synthèse bibliographique sur l'effet du profil des ailettes.

Kang et Kim [64] ont étudié les caractéristiques thermo-hydrauliques des ailettes gaufrées et l'effet de l'emplacement des gaufres, et ont comparé ses performances avec l'ailette plane simple. Les expériences ont été réalisées sur un modèle agrandi et un modèle prototype dans une soufflerie ouverte. Ils trouvent que, à la même puissance de pompage, les ailettes hybrides, c'est-à-dire lisses à la rangée frontale et gaufrées à la rangée arrière, étaient plus efficaces pour intensifier le transfert de chaleur que des ailettes entièrement gaufrées. D'autre

part, Lozza et Merlo [65] ont fait des expériences pour comparer diverses configurations d'ailettes telles que les ailettes plates, ondulées, à persiennes ou à petites inserts et ils ont constaté que les ailettes à persiennes ont un transfert de chaleur et des performances thermo-hydrauliques significativement plus élevés que ceux des autres géométries.

L'effet de l'insertion des trous et de leur emplacement angulaire sur le transfert thermique a été inspecté expérimentalement par Karabacak et Yakar [66]. 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. [67] étudie numériquement un tube à ailettes annulaire perforé pour améliorer le transfert de chaleur et réduire la perte de charge. Ils trouvent que le coefficient de transfert de chaleur et le flux de chaleur des ailettes perforées augmentent respectivement de 7,07 % et 5,96 %.

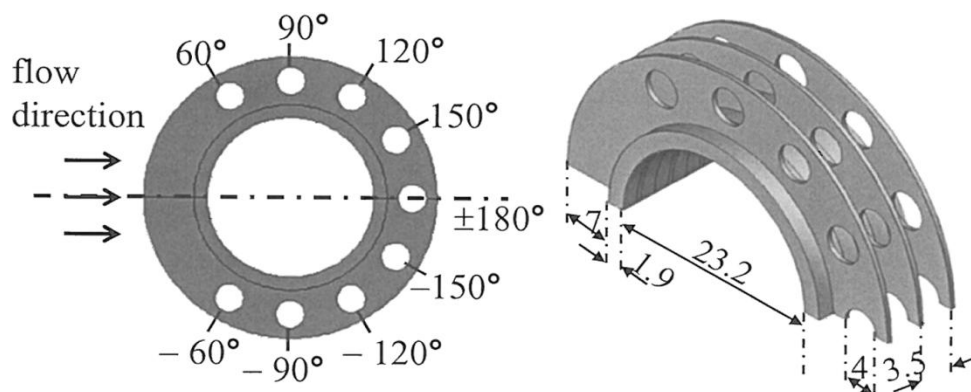


Fig. 1.11 Tube à ailette circulaire avec l'emplacement angulaire des perforations [67].

Kumar et al. [59] ont utilisé le code de calcul Open FOAM-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 pair des inserts delta), voir la Fig. (1.12). Avec un nombre de Reynolds 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% plus élevé que les 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 pour l'intervalle $2500 \leq Re \leq 4000$. 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 thermique plus compact peut être conçu en utilisant des ailettes continues mais avec une puissance de pompage plus élevé.

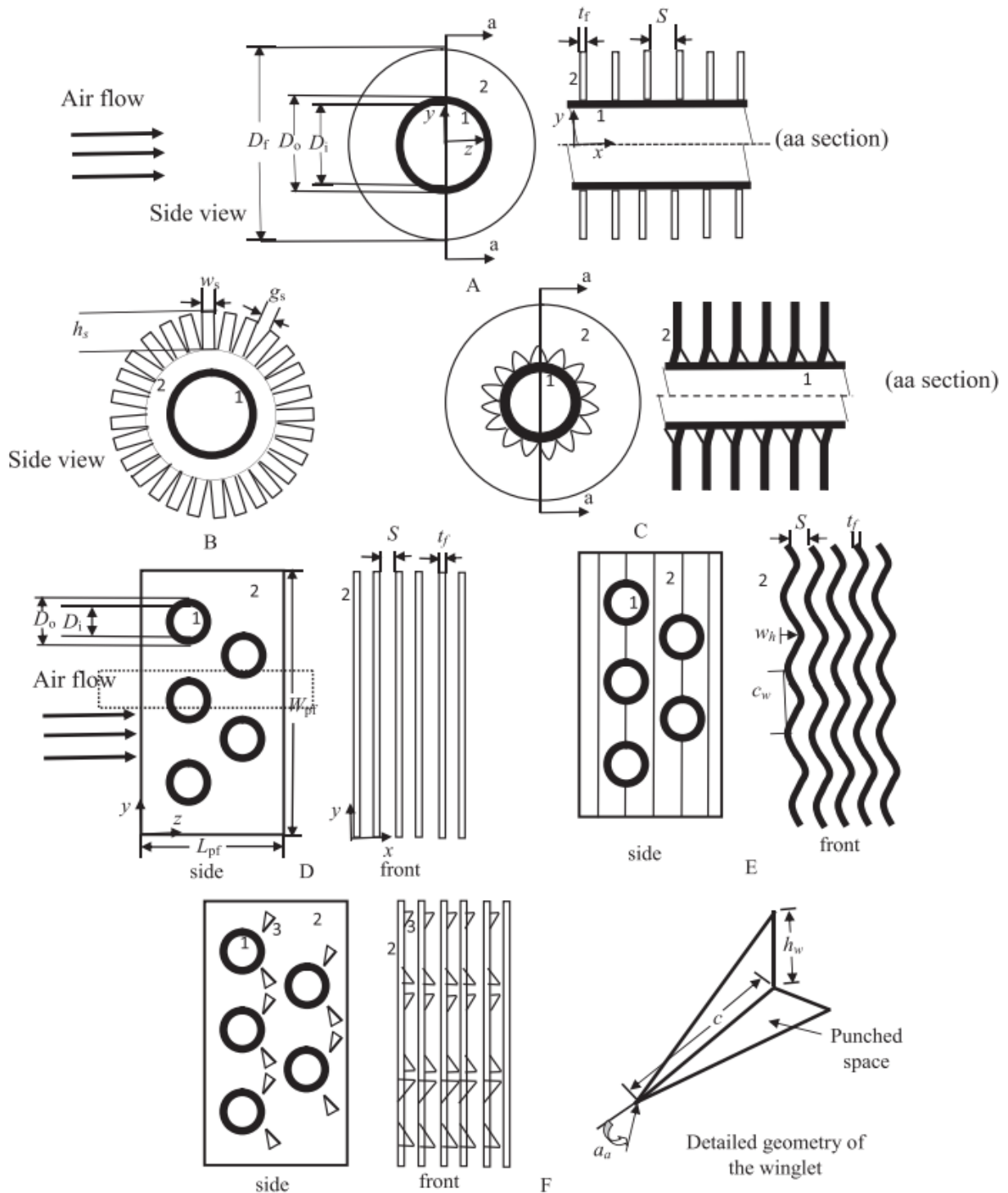


Fig. 1.12 Schéma des tubes à ailettes : (A) ailette circulaire, (B) ailette dentelée, (C) ailette spirale sortie, (D) ailette plaque plane, (E) ailette ondulée, (F) ailette avec un pair des inserts delta [59].

Le moteur est la partie la plus importante d'une automobile et il est nécessaire de le maintenir en état de fonctionnement pour toutes sortes de conditions de température. La chaleur générée à l'intérieur de la chambre de combustion doit être évacuée pour protéger le moteur des dommages thermiques et des pannes, dans le même cas, il est également nécessaire de s'assurer qu'il maintient la température à une exigence optimale pour que la combustion ait lieu. L'efficacité de refroidissement des ailettes est soumise à de nombreux facteurs tels que la vitesse du vent, la température ambiante, la géométrie et le matériau des ailettes. Dans ce contexte, Sonawane et al. [68] 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 de taux de transfert de chaleur et des valeurs de rapport puissance/poids, ils concluent que les performances thermiques des ailettes du moteur Honda peut être améliorées avec une géométrie rectangulaire lorsqu'elle est remplacée par une géométrie circulaire qui peut améliorer l'échange thermique de 19% alors que le rapport poids/puissance peut être amélioré de 7 %. Pour les autres géométries, la répartition du flux de chaleur n'était pas uniformément répartie et des points froids se développaient au cours de la simulation.

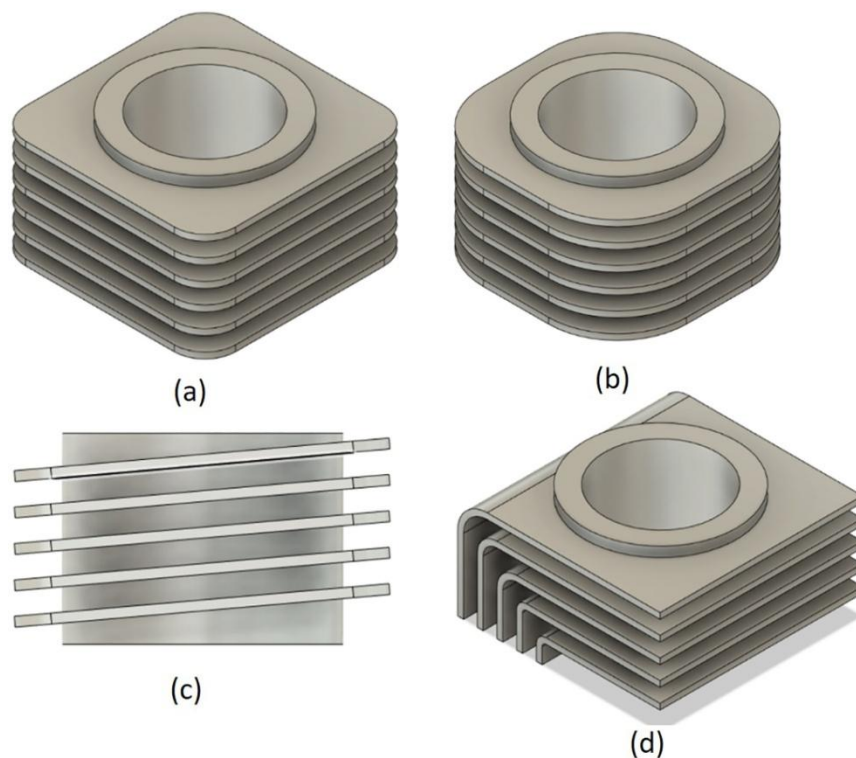


Fig. 1.13 Cylindre de moteur Honda CB Unicorn 150 avec (a) Ailettes rectangulaires (b) Ailettes circulaire modifiée (c) Ailettes angulaires modifiée (d) Ailettes incurvées modifiée [68].

Pour augmenter le flux thermique échangé par un échangeur de chaleur à ailettes ondulées, trois nouvelles formes d'ailettes ondulées, à savoir ailettes ondulées perforés, ailettes ondulées en arrangement quinconcé et ailettes ondulées discontinues, ont été proposé et étudiés numériquement par Xue et al. [69] (voir Fig. 1.14). Les auteurs ont constaté qu'en raison de l'écoulement tourbillonnaire et du mélange efficace du fluide, toutes les techniques proposées 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.

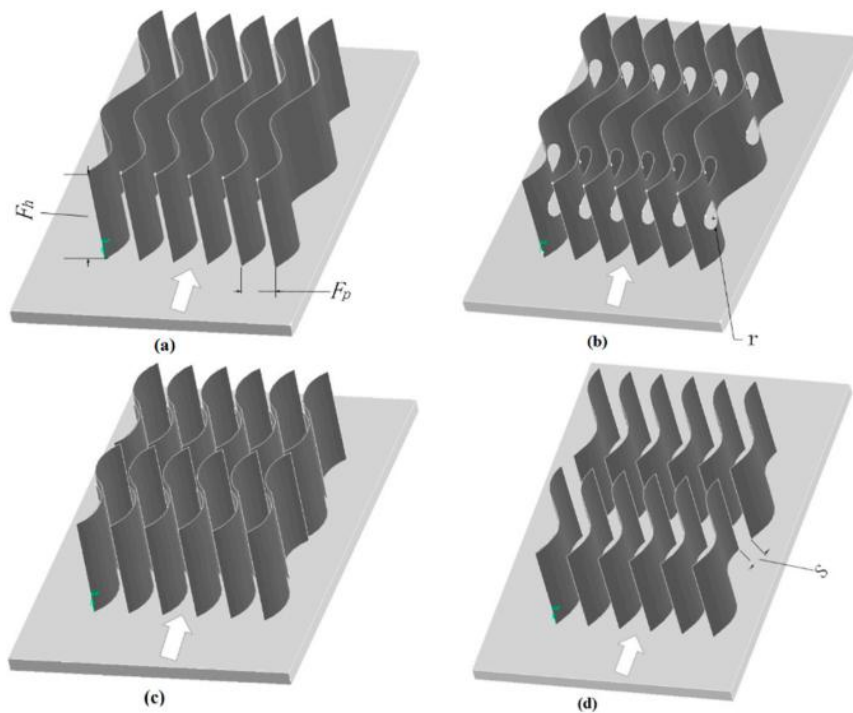


Fig. 1.14 Géométries des ailettes : (A) ailette ondulée traditionnelle, (B) ailette ondulée perforée, (C) ailettes ondulées en quinconce, (D) ailette ondulée discontinue [69].

Récemment, Morales-Fuentes et Loredó-Sáenz [70] ont mené des simulations par le logiciel ANSYS FLUENT v.18 pour comparer les caractéristiques thermique et dynamique d'un tube avec trois géométries d'ailettes annulaires : ailette carrée, ailette circulaire et une ailette à des segments cylindriques (Fig. 1.15). Avec un régime d'écoulement turbulent, les auteurs utilisent le facteur de qualité du volume pour comparer entre les trois formes d'ailette. Les résultats de ce travail montrent que le facteur de qualité du volume pour l'ailette avec des

segmentes cylindrique est importante comparativement avec les deux autres géométries. Les auteurs ont conclu qu'afin de choisir la géométrie avec la plus haute performance, le premier critère devrait être basé sur le facteur de compacité.

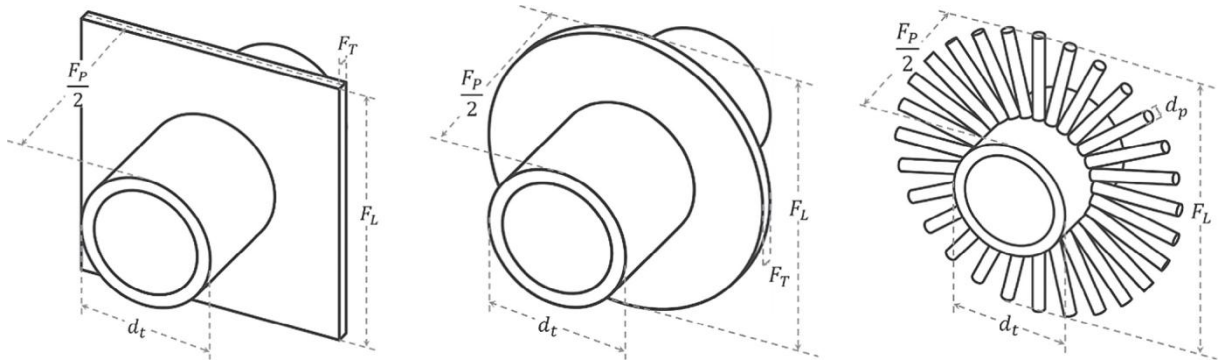


Fig. 1.15 Tube avec trois géométries d'ailette annulaire [70].

Une investigation expérimentale détaillée a été réalisé par Unger et al. [61, 71] afin de comparer les performances thermo-hydraulique de trois nouvelles géométries des ailettes annulaires : ailette circulaire pleine, ailette circulaire à broches intégrées et une ailette dentelée à broches intégrées (Fig. 1.16). Ils ont également analysé l'effet de l'espacement inter-ailettes et de l'inclinaison du tube ovale pour l'intervalle $1800 \leq Re \leq 7800$. Il a été constaté que l'ailette dentelée à broches intégrées atteint le critère d'évaluation de performance le plus élevé et que l'ailette circulaire plate est la moins performante. Ainsi, l'ailette dentelée à broches intégrées est recommandé, lorsque la surface requise, le coût de la matière et le poids de l'échangeur de chaleur sont pertinents.

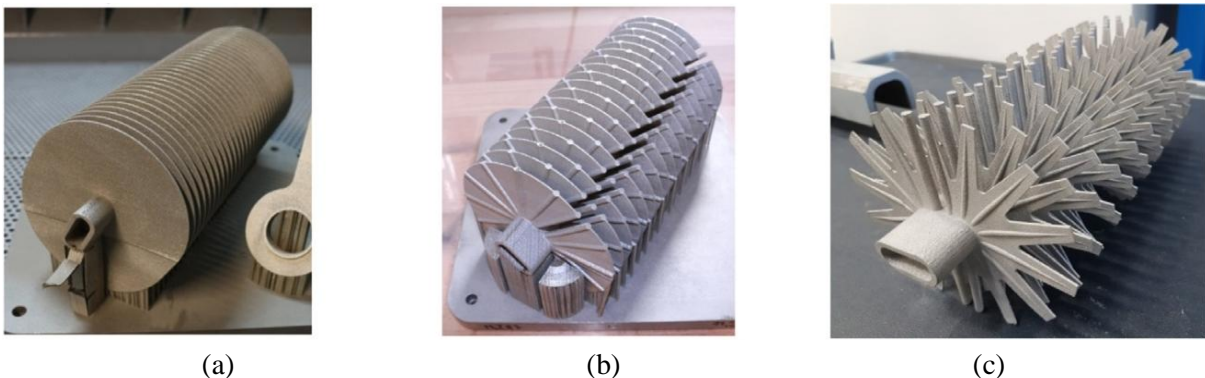


Fig. 1.16 Tube plat à ailettes annulaires : (a) ailette circulaire pleine, (b) ailette circulaire à broches intégrées, (c) ailette segmentée à broches intégrées [61].

1.3.6 Effet de la géométrie des tubes à ailettes ondulées

Dans les processus d'échange thermique à travers les ECs, la grande résistance thermique est du côté du gaz 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 [72, 73]. Jusqu'à présent, plusieurs études de recherche numérique et expérimentale ont été menées sur des tubes à ailettes de forme ondulée, et l'objectif est d'améliorer l'efficacité hydro-thermique des systèmes de refroidissement.

Le premier travail de recherche sur les caractéristiques thermique et dynamique dans les échangeurs de chaleur de tubes à ailettes ondulés a été mené en 1976 par Goldstein et Sparrow [73]. À un nombre de Reynolds de 1000, le coefficient d'échange massique pour un échangeur de tubes à ailettes ondulés à chevrons était supérieur de 45 % que les ailettes plates. Cette amélioration du transfert de masse s'accompagne d'une pénalité de perte de charge encore plus élevée. Beecher et Fagan [74] ont exploré expérimentalement le comportement de 21 géométries d'ailettes ondulées avec trois rangées de tubes disposés en quinconce, et ils se sont concentrés sur l'impact de la vitesse de l'air et du pas inter-ailettes sur les performances côté air. Kang et Webb [75] ont rapporté des résultats de test pour la configuration des ailettes sinusoïdales et des ailettes ondulées en chevrons. Pour des valeurs similaires de longueur d'onde et d'espacement inter-ailettes, la forme sinusoïdale a généré un facteur de Colburn supérieur de 4 % et un facteur de frottement de 10 %.

Wang et al. [76-79] ont mené des expériences approfondies sur les caractéristiques thermiques et dynamiques d'un échangeur de tubes à ailettes ondulées. Les auteurs ont étudié l'impact de paramètres géométriques importants tels que l'épaisseur et l'espacement des ailettes, le nombre de rangées et le diamètre du tube, les pas transversal et longitudinal inter-tubes sur les performances de l'échangeur de chaleur pour une large gamme de nombres de Reynolds. Ils ont proposé une corrélation de transfert de chaleur pour un profil spécifique d'ailette ondulé. Une série de tests expérimentaux analysant l'impact de la forme et de l'espacement inter-ailettes et du nombre de rangées avec différentes épaisseurs d'ailettes sur

les caractéristiques thermo-hydrauliques d'un échangeur à ailettes ondulés à chevrons a été réalisée par Wongwises et Chokeman [55, 80]. Ils ont signalé que les facteurs j et f changent avec l'augmentation de Re , cependant, le facteur j ne varie pas de manière significative avec le pas des ailettes. Youn et Kim [81] 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 sinusoidales (Fig. 1.17). Ils ont rapporté que la géométrie ondulée sinusoidale fournit un rapport j/f inférieur à celui de la forme ondulée en chevrons.

Des simulations numériques en 3D ont été réalisées par Cheng et al. [82] pour analyser les performances de transfert de chaleur dans les échangeurs thermique à ailettes ondulées. Les résultats numériques montrent que l'augmentation de l'amplitude des ondes, du diamètre du tube ou de nombre d'ondes entraîne l'augmentation du facteur de frottement et du nombre de Nusselt, et le taux d'augmentation du facteur de frottement est supérieur à celui du nombre de Nusselt. 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.

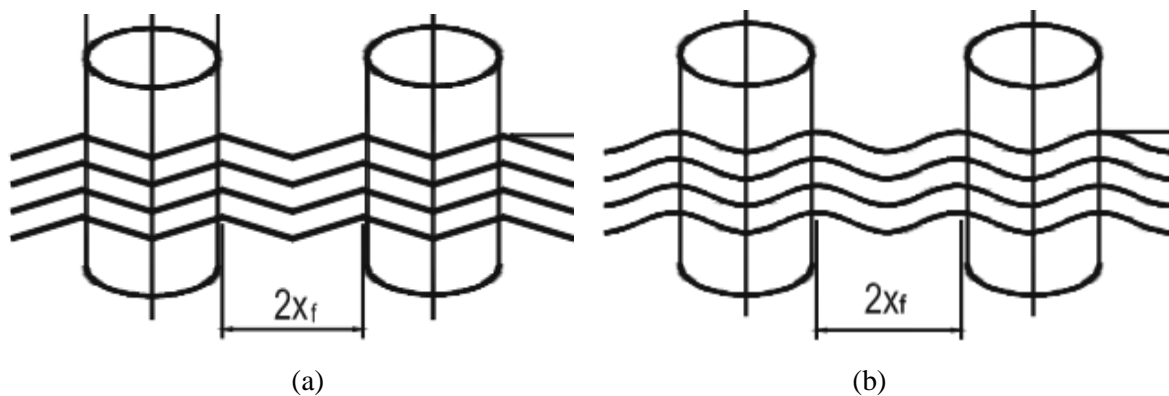


Fig. 1.17 Dessine schématique d'un échangeur de chaleur avec : (a) ailettes ondulées en chevrons et (b) ailettes sinusoidales [81].

L'analyse numérique réalisé par Jang et Chen [83] a montré que, pour une même hauteur d'ondulation, Nu et f augmentent avec l'augmentation de l'angle d'ondulation. L'investigation numérique réalisée par Sadeghianjahromi et al. [84] montre la possibilité de réduire la résistance thermique jusqu'à 18 % en combinant des générateurs plats, à persiennes, ondulés et générateurs de vortex (GV) dans les échangeurs à ailettes ondulés. Similairement,

Luo et al. [85] ont affirmé que la combinaison des ailettes ondulées et des GV pourrait entraîner une augmentation de Nu par 31,5 %, avec seulement une augmentation du facteur f de 23,4 %.

Kuvannarat et al. [45] ont réalisé des expériences sur des échangeurs à ailettes ondulés à chevrons pour étudier l'effet de l'épaisseur des ailettes. Ils ont observé qu'à petit nombre de rangées et pas d'ailettes, le coefficient d'échange thermique convectif et le facteur de frottement pour $E_a = 0,25mm$ étaient respectivement 50 % et 20 % plus significatifs qu'à $E_a = 0,115mm$. Cependant, l'influence de l'épaisseur des ailettes devient négligeable lorsque le nombre de rangées de tubes dépasse quatre et le pas des ailettes $S = 0,25mm$. Un ensemble de tests expérimentaux et de simulations numériques ont été menés par Dong et al. [86-88] 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 %.

Lotfi et al. [89, 90] ont analysé l'impact de différents nouveaux générateurs de vortex GV (Fig. 1.18) sur le comportement thermique et dynamique d'un échangeur de tubes elliptiques à ailettes ondulées. Les résultats numériques illustrent que les performances de transfert de chaleur sont améliorées avec une ellipticité réduite des tubes et une amplitude d'ondulation et de Re élevées. Un GV sous forme d'un segment rectangulaire à angle incurvé donne une meilleure performance thermo-hydraulique à de faibles valeurs d'angle d'attaque.

Plus tard, Kim et al. [91] ont développé des corrélations plus complètes pour les échangeurs à ailettes ondulés sinusoïdales et à chevrons sous divers arrangements de tubes circulaires. Ils ont constaté que la performance des ailettes sinusoïdales est plus importante que celle des ailettes à chevrons. Pendant ce temps, ils ont illustré que la disposition des tubes en quinconce fonctionne mieux par rapport à la disposition en ligne. Priyam et Chand [92] ont étudié analytiquement les caractéristiques thermo-hydrauliques d'un réchauffeur d'air solaire à absorbeur ondulé et à plane. La conception d'absorbeur ondulée utilisée par ces auteurs a permis une amélioration thermique de 35,83% par rapport à l'absorbeur plane conventionnelle.

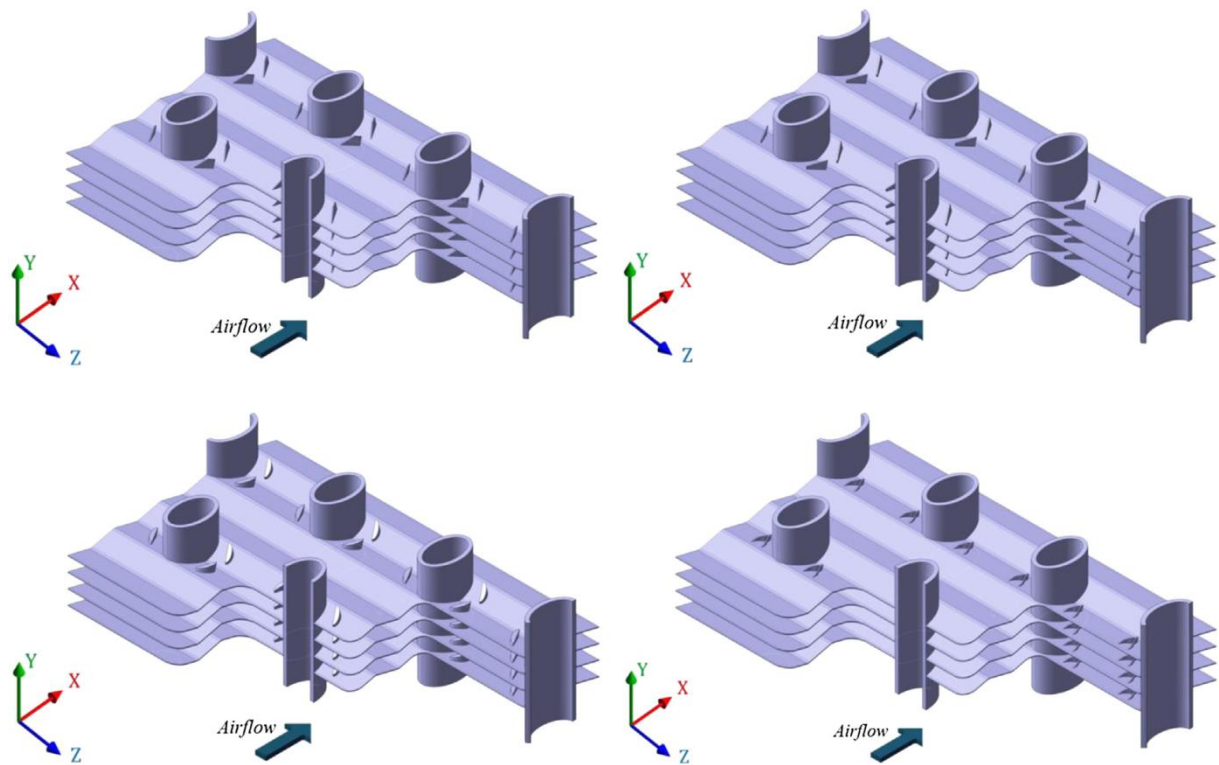


Fig. 1.18 Tubes elliptiques à ailettes ondulées avec différents géométries de GV [89, 90].

Chu et al. [63] ont étudié les configurations de tubes elliptiques et circulaires dans les échangeurs à ailettes ondulés sinusoïdales et ont remarqué une réduction de 10% de la perte de charge avec les tubes circulaires. Une étude du comportement du CO₂ supercritique à l'intérieur d'un échangeur de chaleur considérant un canal ondulé sinusoïdal a été menée par Wen et al. [93]. Ils ont constaté que, l'augmentation de l'amplitude et la diminution de la longueur d'onde peuvent augmenter la longueur de l'écoulement du fluide et le taux de transfert de chaleur. Ils ont remarqué que l'utilisation de canaux sinusoïdaux au lieu du canal droit conventionnel améliorerait les performances de transfert de chaleur.

Récemment, Lin et al. [94] et Huang et al. [95] ont examiné l'impact de la longueur d'onde ou/et de l'amplitude sur l'échange thermique laminaire dans un dissipateur thermique de micro-canaux à ailettes ondulées le long de la direction de l'écoulement sous une puissance de pompage constante. Ils ont conclu que la forme optimale des micro-canaux à ailettes ondulées peut être conçue en augmentant simultanément la valeur absolue de la différence de longueur d'onde ou de la différence d'amplitude entre deux unités ondulées adjacentes.

1.3.7 Effet du nombre de Reynolds

L'un des facteurs qui influent sur la formation des vortex, zone de recirculation et le développement de la couche limite est la vitesse de l'écoulement, ainsi que la nature du fluide concerné. Le nombre adimensionnel de Reynolds résume l'effet de ces paramètres.

La création de tourbillons en fer à cheval augmente et l'épaisseur de la couche limite diminue à mesure que la vitesse de l'air augmente. C'est une convention générale que la vitesse du fluide dans la zone de recirculation est plus faible que dans le courant principal ; par conséquent, le coefficient de transfert de chaleur diminue [96]. Pour déterminer le nombre de Reynolds dans les écoulements croisés à travers un faisceau de tubes ailetés, la sélection de la vitesse d'écoulement est essentielle. Il convient de noter qu'une dimension caractéristique utilisée pour identifier le nombre de Reynolds n'a pas été convenue. Les chercheurs ont utilisé la vitesse d'entrée, la vitesse moyenne et la vitesse dans la plus petite section transversale comme vitesse de référence [97, 98].

He et al. [99] ont évalué numériquement l'effet de la vitesse frontale de l'air dans les échangeurs de tubes décalés avec une vitesse de l'air comprise entre 0,646 et 4,64 m/s. Les résultats obtenus montrent que l'augmentation du nombre de Re entraîne l'augmentation du nombre de Nu . L'amélioration du transfert de chaleur est due à l'augmentation du gradient de vitesse et de température. En outre, l'effet sur le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement des vitesses d'entrée d'air comprises entre 0,4 et 4 m/s a été étudié par Borrajo-Peláez et al. [100]. L'augmentation de Re entraîne une croissance de Nu , donc le transfert de chaleur par convection gagne en importance et les performances thermiques de l'échangeur de chaleur sont améliorées. Les chercheurs montrent également que le coefficient de frottement diminue avec le nombre de Reynolds.

Pour le cas des échangeurs de tubes plats à ailettes ondulées, Junqi et al. [101] montrent expérimentalement que, dans l'intervalle $800 \leq Re \leq 6500$, le factor de Colburn j et le coefficient de frottement diminuent avec l'augmentation de Re . Récemment, Talaat et al. [52] et Elahi et al. [102] affirment que la physique d'écoulement (séparation et le rattachement de l'écoulement, la couche limite et la cellule de recirculation) et le transfert convectif sont très dépend de la valeur du nombre de Reynolds.

1.4 Intensification des performances d'un échangeur thermique

De nos jours, les progrès rapides des technologies thermiques pour différentes applications d'échangeurs de chaleur (ECs), associés à l'économie d'énergie et à l'intensification du transfert de chaleur, sont un enjeu crucial pour les scientifiques. L'intensification du transfert de chaleur peut être assortie d'approches actives, passives ou hybrides basées sur la nécessité d'un dispositif d'alimentation externe tel qu'une pompe ou un ventilateur [103, 104]. Les techniques actives d'intensification des performances peuvent être réalisées soit en utilisant les champs électrostatiques, en faisant vibrer la surface ou le fluide de travail, soit en fournissant des nano-fluides plutôt que des fluides conventionnels. Cependant, l'approche passive utilise des tubes enroulés avec différentes géométries, des dispositifs d'écoulement tourbillonnant, des ailettes plats, ondulées, perforés ou dentelées, et utilisant des matériaux à changement de phase ou à nanoparticules [105].

L'amélioration du transfert de chaleur de l'écoulement du fluide à travers les tubes d'un échangeur de chaleur à l'aide d'inserts de forme delta aux deux faces des tubes a été étudiée numériquement par Wijayanta et al. [106]. Les paramètres variés dans leur étude sont le nombre de Reynolds et l'angle d'attaque de l'insert. Ils ont conclu que le nombre de Nusselt et le facteur de frottement sont, respectivement, 3,7 et 10 fois supérieurs à ceux d'un tube lisse.

Les générateurs de tourbillons et de vortex (GV) ont été largement utilisés pour améliorer le transfert de chaleur dans différents types d'échangeurs de chaleur. Chamoli et al. [107] ont étudié les performances thermiques d'un échangeur de chaleur de tube équipé de générateurs de vortex en forme d'ancres. Ils ont observé que le nombre de Nusselt est jusqu'à 4,56 fois supérieur à celui d'un tube lisse simple. Bartwal et al. [3] ont étudié expérimentalement l'influence des anneaux circulaires composés et des inserts en fil métallique sur l'intensification des performances thermiques des échangeurs de chaleur. Leurs résultats ont montré que la performance thermique pouvait être intensifiée jusqu'à 2,84 pour un rapport de pas $PR = 3$.

Les bandes torsadées sont également l'un des générateurs de tourbillon bien connus en raison de leur installation facile et de leur faible coût. En général, l'écoulement tourbillonnaire améliore le mélange de fluide entre les parois du tube et le milieu de l'écoulement du fluide,

ce qui conduit à une perturbation plus efficace de la couche limite thermique et améliore ainsi le taux de transfert de chaleur [108]. Ces avantages associés à l'amélioration des performances thermiques ont conduit à développer diverses formes de bandes torsadées pour améliorer les performances thermiques des échangeurs de chaleur. He et al. [109] ont étudié expérimentalement l'effet des bandes torsadées creux croisé sur les performances thermiques des tubes d'échangeur de chaleur et ont conclu que le taux de transfert de chaleur pouvait être intensifié jusqu'à 5,7 % par rapport à ceux des tubes sans inserts. Rahimi et al. [110] ont examiné les performances thermo-hydrauliques dans un tube inséré avec des rubans crantés, dentelés et torsadés typiques. Leurs résultats numériques et expérimentaux ont indiqué que toutes les bandes modifiées donnaient de meilleures performances que la bande classique. Une amélioration maximale du transfert de chaleur de 31 % a été obtenue en utilisant une bande torsadée dentelé par rapport à celui classique.

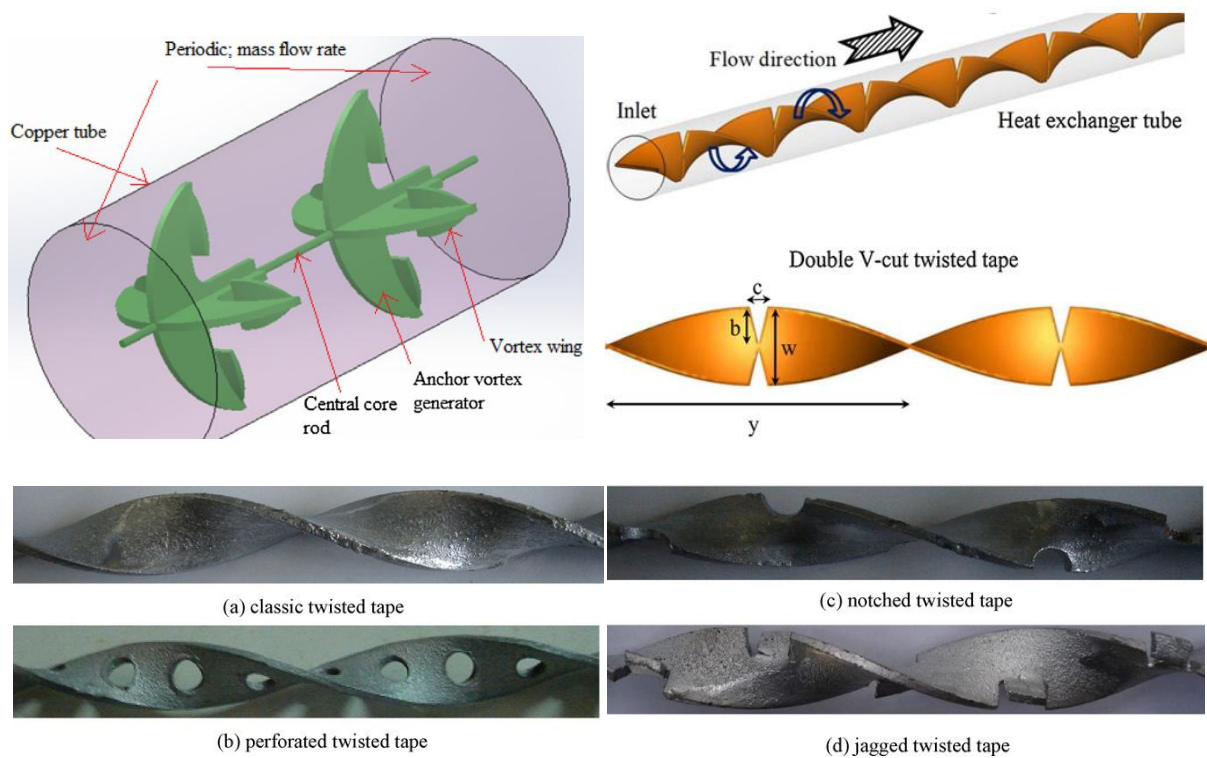


Fig. 1.19 Les différents inserts de tube utilisés [107-111].

La géométrie des ailettes est devenue un facteur de plus en plus important dans la conception d'un échangeur de chaleur de tubes ailetés. De plus, la géométrie 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 réduits. Plusieurs techniques passives incluent

la déformation de la forme d'ailette ont été appliqués par les chercheurs afin de changer la structure d'écoulement et donc intensifier le transfert de chaleur. Pour un échangeur de tube à ailettes en forme d'étoile, Bošnjaković et al. [112-114] ont réalisé des études expérimentales et numériques pour comparer ses performances de flux thermique avec un tube à ailettes circulaire concentrique pour un intervalle de $2000 \leq Re \leq 13000$. Il a été constaté que l'utilisation des ailettes en forme d'étoile au lieu des ailettes circulaires a conduit à améliorer l'échange thermique jusqu'à 30% avec la diminution de la masse de l'échangeur de 23,8%. Les mêmes chercheurs 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 $\varnothing 2$, $\varnothing 3$, et $\varnothing 4$ mm [115]. 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 $\varnothing 4$ mm), les ailettes perforées ont un transfert de chaleur supérieur de 5,5 % à 11,3 % que les ailettes sans perforation. Une comparaison des ailettes perforées en forme d'étoile avec des ailettes circulaires simples a également été effectuée. Les ailettes perforées sont 51,8% de masse en moins que les ailettes circulaires, avec une augmentation du transfert de chaleur jusqu'à 26,5% en termes de nombre de Nusselt.

Le pliage d'ailettes a été proposé par Pis'mennyi [116] afin d'augmenter la performance thermique et dynamique des ailettes circulaires. L'analyse expérimentale faite ici montre que le perfectionnement marqué du transfert de chaleur, sans croissance excessive de la traînée 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 Reynolds; 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 traînée près de 40% à 117% en comparaison avec l'utilisation d'ailettes plates.

Liu et al. [117] ont mené des investigations numériques sur l'effet de la taille des perforations, de l'espacement des ailettes et du nombre de perforations, sur le facteur de Colburn correspondant au côté air. Les caractéristiques thermiques des échangeurs de tubes à ailettes plats ont également été étudiées. Ils ont découvert que la perforation de l'ailette a un impact considérable ; cependant, c'était plus évident au faible espacement inter-ailettes.

L'ailette ondulée perforée est un type d'ailette prometteur pour améliorer les performances globales des climatiseurs et des pompes à chaleur qui devraient fonctionner très efficacement dans des conditions de givrage et de non givrage.

Wu et al. [118] ont affirmé expérimentalement que les capacités de transfert de chaleur de l'ailette ondulée perforée dans les conditions de givrage et de non givrage sont respectivement de 4,1 % et 8,9 % supérieures à celles de l'ailette ondulée. De nouvelles géométries des ailettes continues à savoir : ailettes plats, perforées et à persiennes ont été conçues par Altwieb et al. [119] afin de choisir la forme la plus performante. Ils ont constaté que les ailettes à persiennes produisent le taux de transfert de chaleur le plus élevé en raison de la disponibilité d'une surface plus élevée, mais qu'elles produisent également les chutes de pression les plus élevées. Bien que la nouvelle conception perforée produise une chute de pression légèrement plus élevée que la conception à ailettes plats, en raison des tourbillons générés par les perforations, une amélioration de ses caractéristiques thermique a été observée lors de la comparaison avec les modèles d'ailettes plats et à persiennes.

La dissipation thermique par convection naturelle des appareils électroniques générant de la chaleur est un phénomène omniprésent dans l'ingénierie et la recherche pour améliorer l'efficacité des appareils et augmenter leur durée de vie. Dans ce contexte, Rath et al. [120] ont effectués des calculs numériques en 3D pour élucider les caractéristiques de transfert de chaleur d'un dissipateur thermique à ailettes ondulées longitudinales en tenant compte des paramètres pertinents suivants : nombre de Rayleigh, nombre d'ailettes (N_{ail}), hauteur d'ailettes (H/D_t), rapport espacement et amplitude (S_a/A) et nombre d'ondes N_{ond} . Les résultats révèlent que les ailettes ondulées sont supérieures aux ailettes classiques droites à un Ra plus élevé et en dessous d'une valeur critique de (N_{ail}), tandis que les ailettes droites sont toujours supérieures à un Ra faible et à des valeurs plus élevées de (N_{ail}).

Plus récemment, Siddhartha et al. [121] 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 Ra plus élevé et au-delà de la

valeur optimale du rapport S_a/D_t , alors que les ailettes plats sont encore meilleures à des valeurs de Ra et de S_a/D_t faibles.

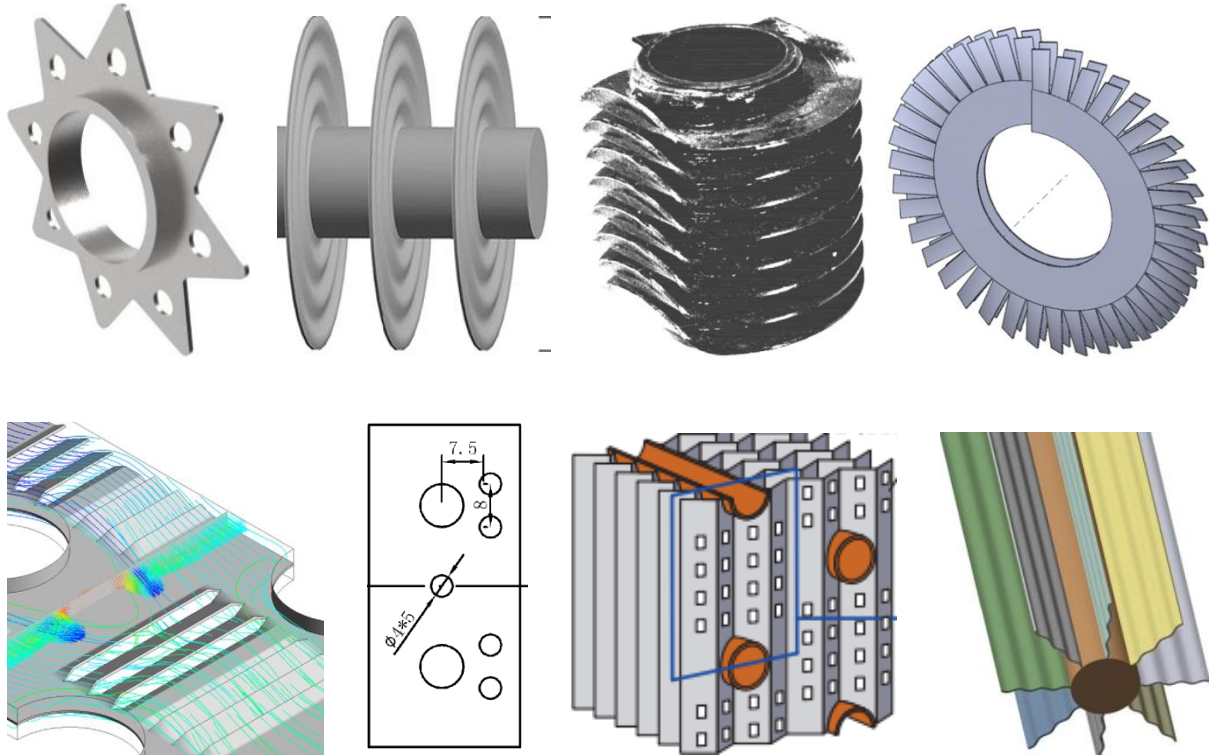


Fig. 1.20 Techniques d'intensification des performances d'un échangeur thermique [118, 120, 121].

1.5 Conclusion de la recherche bibliographique

Comme le montre la littérature, les paramètres géométriques ont un rôle clé sur les performances des échangeurs thermique de tubes à ailettes ; par conséquent, afin d'avoir une conception optimisée pour eux, l'étude de l'effet des paramètres géométriques est cruciale. Les points importants de cette étude bibliographique liés à notre travail de thèse sont récapitulés comme suit:

- Du fait de leur complexité, la plupart des travaux de résolution des problèmes thermo-hydrauliques des échangeurs thermiques sont effectués numériquement. Cependant, ces travaux de recherche concernant beaucoup plus les ailettes continues que les ailettes annulaires.
- Les ailettes efficaces aident à réduire le nombre de rangées de tubes, la taille et le coût de l'échangeur de chaleur.

- Une conductivité thermique élevée des ailettes entraîne une diminution de la résistance thermique et, de ce fait, les performances globales de l'échangeur de chaleur seront améliorées.
- Le contrôle de tous les paramètres géométriques et l'interaction entre eux conduit à des problèmes assez complexes, par conséquent, il faut considérer seulement les paramètres géométriques dominants dans la résolution des problèmes d'échangeurs thermiques.
- Lors la conception des échangeurs thermiques, il est nécessaire de choisir des géométries permettant un bon échange thermique avec une faible puissance de pompage.
- Le choix de la géométrie des tubes (circulaire, ovale, plate,...) et des ailettes reste un facteur clé pour optimiser les performances de l'échangeur de chaleur.
- Dans les échangeurs à ailettes continues, la forme ondulée des ailettes est la plus efficace et la plus utilisé. L'amplitude et la longueur d'onde de ces ailettes ont également un impact important sur les performances de l'EC.
- Le transfert convectif à la surface des tubes à ailettes est lié à la physique et à la structure d'écoulement qui l'entoure. Cet écoulement est très complexe et dans un faisceau de tubes, il varie d'une rangée à une autre.
- Le changement dans la forme des ailettes et l'insertion des générateurs de vortex (GV) affectent la physique de l'écoulement, épaisseur de la couche limite et l'intensité de la turbulence, ce qui influe grandement sur le transfert thermique global.
- Dans le but d'améliorer les caractéristiques thermo-hydrauliques d'un échangeur de tubes à ailettes, les techniques proposées par les chercheurs présentent deux inconvénients principaux: la grande chute de pression et la difficulté de fabrication et de nettoyage.

En fin, à notre connaissance, il n'existe pas de travaux de recherche traitant de l'effet de planéité et l'ellipticité des tubes à ailettes circulaires et l'influence des dimensions des ailettes ondulées en forme sinusoïdales sur les caractéristiques thermique et dynamique d'un échangeur de chaleur avec plusieurs rangées de tubes.

1.6 Objectif de la thèse

Comme nous avons vu dans la revue de la littérature présentée ci-dessus, un certain nombre de techniques ont été étudiées pour augmenter la performance du transfert de chaleur par convection. Aussi, plusieurs chercheurs ont étudié, séparément, l'effet du rapport d'axe des tubes elliptiques et de la planéité des tubes plats dans les échangeurs à écoulement croisés.

Cependant, une seule étude numérique a été menée par Zeeshan et al. [9] pour comparer les performances thermo-hydrauliques en régime d'écoulement laminaire des échangeurs à ailettes plaques planes utilisant des formes de tubes circulaires, elliptiques et plats, alors qu'aucune étude n'a été réalisée sur l'impact de ces formes de tubes pour le cas d'ailettes annulaires. Par conséquent, dans la première partie de ce travail, une attention particulière est accordée aux ailettes annulaires avec des configurations de tubes circulaires, elliptiques et plats. Les résultats numériques ont été obtenus avec des faisceaux de trois rangées de tubes en arrangement quinconcé pour un régime d'écoulement turbulent ($2600 \leq Re \leq 10200$).

L'amélioration des performances thermique et dynamique des surfaces d'ailettes traversant les faisceaux des tubes est fortement appropriée aujourd'hui. Les travaux disponibles sur ce problème ont prouvé que les manières d'augmenter le transfert de chaleur sur les surfaces à ailettes sont principalement liées à la recherche des formes plus efficaces d'ailettes. Malheureusement, il n'y a que peu d'études concernant l'impact de la longueur d'onde et de l'amplitude sur l'échange thermique turbulent et le comportement de l'écoulement pour les échangeurs de tubes à ailettes ondulés sinusoïdales. Par conséquent, dans la deuxième partie de ce travail, nous avons examiné l'influence de la longueur d'onde et/ou de l'amplitude, et du nombre de Reynolds dans des faisceaux à deux rangées de tubes décalés à l'aide d'une simulation numérique par le code de calcul de la dynamique des fluides (CFD), Ansys 18.2. Les résultats numériques ont été obtenus pour un intervalle considérable de longueur d'onde et d'amplitude pour un intervalle de ($800 \leq Re \leq 2700$).

Comme nous l'avons évoqué en détails dans la partie de la recherche bibliographique, l'intensité de transfert thermique et la puissance de pompage sont très dépendantes de la structure d'écoulement et des différents paramètres géométriques. Ainsi, l'analyse du comportement thermique et dynamique du fluide pour les différentes longueurs d'ondes,

amplitudes et du nombre de Reynolds est étudiée numériquement et leurs résultats sont discutés.

Chapitre 2

Etude numérique

Dans ce chapitre on présente les équations aux dérivés partielles (EDP) définissant notre problème (conservation de masse, quantité de mouvement et conservation d'énergie), le modèle de turbulence et le schéma numérique choisis ainsi que le code Ansys fluent utiliser dans nos simulations.

Dans le domaine de calcul des échangeurs de chaleurs, les écoulements et le transfert de chaleur associée sont gouvernés par des équations différentielles aux dérivées partielles très complexes. Même avec des simplifications ils sont toujours insolubles par des méthodes analytiques. Pour les résoudre, on fait recours à des approches numériques. Par conséquent, afin d'estimer la topologie d'écoulement et les distributions détaillées de la température dans l'air et les ailettes, la technique des calculs de la dynamique des fluides (CFD) par Ansys fluent employant la méthode des volumes finis a été utilisée dans nos simulations.

2.1 Equations générales de conservation

L'écoulement d'un fluide incompressible, avec un transport convectif de chaleur est décrit par l'équation de continuité, les équations instationnaires de Navier-Stokes ainsi que celles relatives à la conservation d'énergie. En coordonnées cartésiennes ces équations sont écrites comme suit :

- Conservation de masse :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (2.1)$$

- Quantité de mouvement :

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2.2)$$

Avec

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (2.3)$$

- Conservation d'énergie :

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

Utilisant le code de calcul Ansys fluent, les variables tels que les trois composants de la vitesse (u , v et w), la pression p , la masse volumique ρ , la viscosité μ , la conductivité thermique λ et la température T sont calculés pour des petits éléments du fluide (maille), suivant les lois de conservation de la physique énumérées ci-dessus.

Dans cette investigation numérique, on s'intéresse ici seulement au transfert de chaleur par convection à la partie extérieure de l'échangeur. Comme le transfert de chaleur par convection est intimement lié au mouvement du fluide, il est nécessaire et important de connaître le régime d'écoulement du fluide (laminaire ou turbulent). Comme la structure complexe des faisceaux ailetés a fait que les caractéristiques d'écoulement incluent une forte courbure des lignes de courant, des tourbillons, des écoulements séparés et des phénomènes de rotation, alors, l'écoulement d'air dans le système est turbulent[69,84,85,89,90,117].

2.2 Equations gouvernant le problème étudié

Après avoir connu le régime d'écoulement pour les calculs, qui est turbulent, il faut écrire à nouveau les équations précédentes et spécifier clairement le modèle de turbulence pour la fermeture du problème étudié. Avec la considération d'un échangeur de chaleur de tube à ailettes circulaires et à ailettes ondulées et sous la gamme proposée des nombres de Reynolds, l'écoulement dans le faisceau des tubes à ailettes a été assumé : tridimensionnel, incompressible, stationnaire et turbulent. Donc les équations de Reynolds moyennées sont suffisamment rapprochées par:

Continuité:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.5)$$

Quantité de mouvement:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_i u_j + p \delta_{ij} - \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) + \overline{\rho u_i u_j} \right) = 0 \quad (2.6)$$

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

$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \delta_{ij} \quad (2.7)$$

Equation d'énergie:

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

$$\frac{\partial(u_i(\rho E + p))}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} ((\lambda_{air} + \lambda_{tur}) \frac{\partial T}{\partial x_i}) \quad (2.8)$$

λ_{tur} est la conductivité thermique turbulent.

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

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda_a \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) = 0 \quad (2.9)$$

λ_a est la conductivité thermique d'ailette.

L'apparition des tensions de Reynolds dans les équations de mouvement comme des inconnues pose un problème de fermeture. On dit alors que l'on a un système d'équations ouvert (nombre des inconnus est supérieur que les nombre des équations).

Ansys Fluent fournit le choix entre différents modèles de turbulence : modèle à une équation (Spalart-Allmaras), modèles à deux équations ($k - \varepsilon$ standard, $k - \varepsilon(RNG)$, $K - \varepsilon$ (Realizable), $K - \omega$ standard, $K - \omega(BSL)$, et $K - \omega(SST)$), modèles à trois équations (Transition k-kl-omega), modèles à quatre équations (Transition SST), modèles à sept équations (Reynolds Stress), modele Scale-Adaptive simulation (SAS), Detached Eddy Simulation (DES), et Large Eddy Simulation (LES). Selon des études numériques antérieures, pour les échangeurs à ailettes annulaires [57,122-124], et les échangeurs à ailettes ondulées [69,84,86,125], le modèle de turbulence $k - \varepsilon(RNG)$ [126] est adopté dans notre étude.

Dans le code de calcul Ansys fluent, le modèle $K - \varepsilon(RNG)$ utilise le concept de Boussinesq et adopte les relations suivantes pour la fermeture du problème de turbulence étudié [127,128]:

$$\rho u_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\alpha_p (\mu + \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + \mu_t S^2 - \rho \varepsilon \quad (2.10)$$

$$\rho u_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\alpha_p (\mu + \mu_t) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t S^2 - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R \quad (2.11)$$

α_p est l'inverse du nombre de Prandtl pour le transport turbulent, elle est calculée par l'intermédiaire de l'équation suivante:

$$\left| \frac{\alpha_p - 1,3929}{0,3929} \right|^{0,6321} \left| \frac{\alpha_p + 2,3929}{3,3929} \right|^{0,3679} = \frac{\mu}{\mu_t} \quad (2.12)$$

Le taux du terme de contrainte R est donné par:

$$R = \frac{C_\mu \rho \eta^3 \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0}\right) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k} \quad (2.13)$$

η est donné par $\eta = Sk/\varepsilon$, avec $S^2 = 2S_{ij}S_{ij}$ est le module du taux de tenseur de déformation.

Les constantes du modèle RNG ont pour valeur, tableau 2.1:

C_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	η_0	β
0,0845	1.42	1,68	4,38	0,012

Tableau 2.1 Valeurs des constantes du modèle $k - \varepsilon (RNG)$.

Dans le modèle RNG , la taille des échelles turbulentes est prise en compte pour déterminer la part de l'énergie qui sera transportée et celle qui sera dissipée. Les petites échelles de turbulence qui dissipent toute leur énergie sont modélisées alors que les grandes échelles sont étudiées précisément.

Le modèle $k - \varepsilon (RNG)$ diffère du modèle $k - \varepsilon$ standard couramment utilisé et de ses variantes de plusieurs manières. Les constantes et les fonctions du modèle RNG sont évaluées par une théorie rigoureuse et non par l'empirisme. Le modèle est donc beaucoup plus applicable sans modification. Les effets de faible valeur de Reynolds sont inclus dans la théorie RNG , ce qui permet de prédire un comportement de type laminaire et donc de le rendre plus applicable aux caractéristiques partiellement turbulentes de l'écoulement soufflé [129].

Dans ce travail de recherche, des simulations numériques en cas stationnaire ont été effectuées par le modèle de turbulence $k - \varepsilon (RNG)$. Ce modèle est principalement valide dans la région d'écoulement un peu loin des parois. C'est pourquoi, il est souvent associé à une loi de paroi qui permet de ne pas mener la résolution des équations de bilan jusqu'à cette paroi [130]. Donc pour traiter précisément les zones proches des parois, le modèle $k - \varepsilon (RNG)$ a été complété par le modèle « Enhanced Wall Treatment ». Parmi les modèles de la famille $k - \varepsilon$, le modèle RNG a été sélectionné pour les raisons suivantes [129,131] :

- Dispose d'un terme additionnel dans l'équation de dissipation turbulent ε , qui améliore la précision pour les écoulements avec des contraintes rapides (changements de directions soudains).
- Inclut l'effet du tourbillonnement sur la turbulence afin d'accroître la précision pour les écoulements tourbillonnaires (Swirling).
- Utilise un dispositif pour prendre en compte les effets des bas nombres de Reynolds, contrairement au modèle standard qui est un modèle basé sur des nombres de Reynolds élevés.
- Comparativement avec le modèle $k - \varepsilon$ standard, le modèle *RNG* était sensible aux effets de la déformation rapide de l'écoulement, vorticités et recirculation d'écoulement, les écoulements séparés et le transfert de chaleur à la paroi [132].

Yakhot et Orszaga [133] ont proposé une variante du modèle $k - \varepsilon$ dont les propriétés de calcul sont améliorées par rapport au modèle standard. Le modèle $k - \varepsilon$ (*RNG*) est trouvé plus sensible aux effets de la courbure aérodynamique, séparation de l'écoulement, rattachement et recirculation du fluide que le modèle $k - \varepsilon$ standard.

2.3 Méthode de résolution

Le modèle mathématique constitué par des équations aux dérivées partielles (EDP) ou par un système d'EDP est transformé, à l'aide d'une méthode de discrétisation dans un système d'équations algébriques. Le principe du calcul numérique est illustré par la figure 2.1.

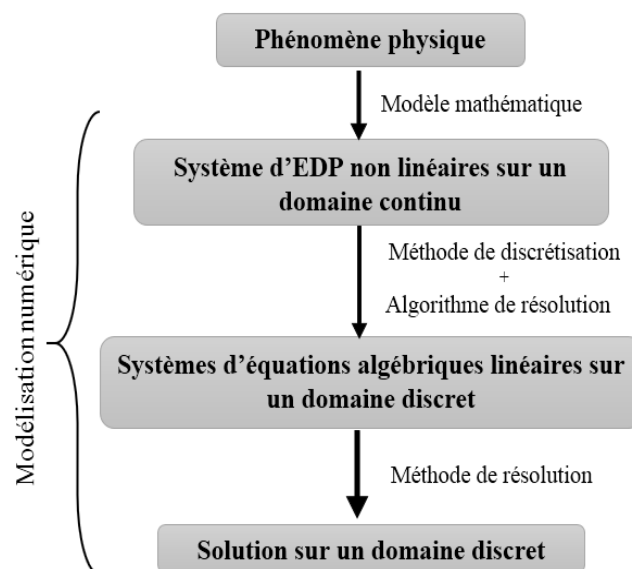


Fig. 2.1 Le principe du calcul numérique.

Le calcul numérique a des avantages et des inconvénients :

Les Avantages :

- Permet le calcul d'une solution numérique pour presque tous les problèmes pratiques ayant un modèle mathématique ;
- A un coût très faible
- Offre de la rapidité pendant la simulation (permet de modifier la géométrie, les conditions aux limites, etc.),
- Présente une information complète sur tous les champs, tous les points et à tout instant,
- A la possibilité de simuler des conditions réelles exceptionnelles,
- A la possibilité de simuler des conditions idéales, et dangereuse.

Les Inconvénients :

- Tout dépend du modèle mathématique initial ;
- Difficulté pour sélectionner la bonne solution en cas de solutions multiples au problème mathématique ;

Les méthodes de discrétisation les plus connues sont :

- Méthodes des différences finies (MDF)
- Méthodes des éléments finis (MEF)
- Méthodes des volumes finis (MVF)

La principale différence entre les trois méthodes numériques consiste dans le type d'approximation de la variable inconnue et dans le processus de discrétisation.

Méthode des différences finies

La variable inconnue Φ est décrite par des valeurs dans les points d'un maillage. Le développement de l'inconnue en series Taylor tronquées est utilisé pour approximer les dérivées de l'inconnue, dans chaque point du maillage, par différences finies en utilisant les inconnues voisines. En remplaçant les dérivées dans les équations différentielles par les différences finies on obtient un système d'équations algébriques pour les valeurs de l'inconnue dans chaque point du maillage.

Méthode des éléments finis

Dans la méthode des éléments finis on utilise des fonctions linéaires ou quadratiques, sur chaque élément, pour décrire la variation locale de l'inconnue Φ . Les équations différentielles sont exactement vérifiées par la solution exacte. En remplaçant l'approximation de Φ dans les équations différentielles, on constate que celles-ci ne vérifient pas exactement, et un résidu est défini dans ce cas pour mesurer l'erreur. Le résidu est minimisé en le multipliant par une fonction de pondération et en l'intégrant. Le résultat de l'intégration est un système d'équations algébriques pour les coefficients des fonctions d'approximation.

Méthode des volumes finis

Au début, la méthode a été développée comme une formulation spéciale de la méthode des différences finies. L'algorithme numérique a les étapes suivantes :

- Le domaine d'analyse (de calcul) est divisé en volumes finis (génération du maillage)
- L'intégration formelle des équations sur tous les volumes de contrôle
- La discrétisation, qui implique la substitution des différentes approximations de type différences finies pour les termes intégrés en représentant différents processus d'écoulement comme la convection, la diffusion et le terme source. Le résultat est la conversion des intégrales dans un système d'équations algébriques

La résolution du système d'équations algébriques est faite par l'utilisation d'une méthode itérative. Le premier pas qui est l'intégration sur le volume de contrôle, fait la distinction entre la méthode des volumes finis et tous les autres techniques numériques. Le résultat de l'intégration exprime la conservation exacte de la grandeur physique Φ , sur chaque volume de contrôle. Cette relation claire entre l'algorithme numérique et le principe de conservation physique détermine la principale attraction de la méthode des volumes finis et son concept devient plus facile à comprendre que le concept de la méthode des éléments finis.

La MVF se distingue par sa fiabilité quant 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.

Pour le cas étudié ici, le code de calcul Ansys fluent discrétise les EDP de transport définissant notre problème. Il emploie la méthode des volumes finis, où comme nous l'avons introduit, le domaine est divisé en volumes finis. L'ensemble des points où l'on souhaite chercher les solutions est alors déterminé.

Ansys fluent est un programme informatique créé pour modéliser l'écoulement des fluides et le transfert de chaleur dans les géométries complexes. Ansys fournit le maillage complet du domaine étudié, la solution du problème d'écoulement avec un maillage non structurés qui peuvent être produits aux géométries complexes. Ansys permet également de raffiner ou grossier la grille basée sur la structure d'écoulement.

Ansys est écrit dans le langage de programmation C++ et fait pleine utilisation de la flexibilité et de la puissance offerte par ce langage. Par conséquent, la véritable allocation dynamique de mémoire, structures des données efficaces et un contrôle souple du solveur sont rendus possibles. En outre, il utilise une architecture qui lui permet de s'exécuter en tant que

plusieurs processus simultanés sur un seul PC de travail ou sur des machines en parallèles, pour une exécution plus efficace.

Pour les deux cas 2D et 3D, Ansys Fluent nous permet de traiter de nombreux problèmes: les écoulements stationnaires et transitoires, écoulements compressibles ou incompressibles, écoulement non visqueux, fluides newtonien et non newtonien, le transfert de chaleur,....etc.

2.4 Simulation numérique

2.4.1 Introduction

Les avances dans les modèles physiques, l'analyse numérique et les puissances de calcul informatique permettent la simulation des caractéristiques de transfert de chaleur et de la mécanique des fluides dans des circonstances tridimensionnelles. Donc il peut être avantageux d'employer les logiciels de CFD que les analyses expérimentales, puisque les expériences ont un coût proportionnel au nombre de configurations désirées pour l'essai.

En CFD un grand nombre de résultats peuvent être produits à peu de frais. De cette façon, les études paramétriques pour optimiser les échangeurs de chaleur sont très peu coûteuses avec la CFD comparées aux expériences.

Comme décrit dans l'objectif, le but de cette étude est d'analyser l'impact de la forme des tubes à ailettes circulaires et la géométrie des ailettes sinusoïdales sur les performances thermique et dynamiques d'un échangeur thermique. Un schéma détaillé de la configuration de tube à ailettes circulaires et à ailettes sinusoïdales est présenté dans la figure 2.2. La nomenclature des dimensions concernent cette figure est, le diamètre de tube D_t , le diamètre extérieure d'ailette D_a , le pas d'ailettes S_a , épaisseur d'ailette E_a , amplitude d'onde A , nombre d'ondes N_{ond} , espacement transversale inter-tubes P_t et espacement longitudinale P_l .

Pour le cas d'un échangeur à ailettes circulaires, le taux d'échange thermique côté air et la perte de charge sont évalués dans le cas d'un écoulement croisé avec trois configurations de tubes : forme elliptique, forme circulaire et forme plate. Quatre formes distinctes de chaque tube plat et elliptique ont été comparées au tube circulaire conventionnel. La variation des dimensions des tubes elliptiques et plats a été choisie sur la base de l'étude numérique de Zeeshan et al. [9] (Fig. 2.3).

Pour le cas d'un faisceau de tubes à ailettes circulaires, les calculs numériques ont été exécutés pour 9 faisceaux, tandis que pour l'échangeur de tubes à ailettes sinusoïdales, il y a 13 faisceaux, ils sont récapitulés dans les deux tableaux (2.2) et (2.3).

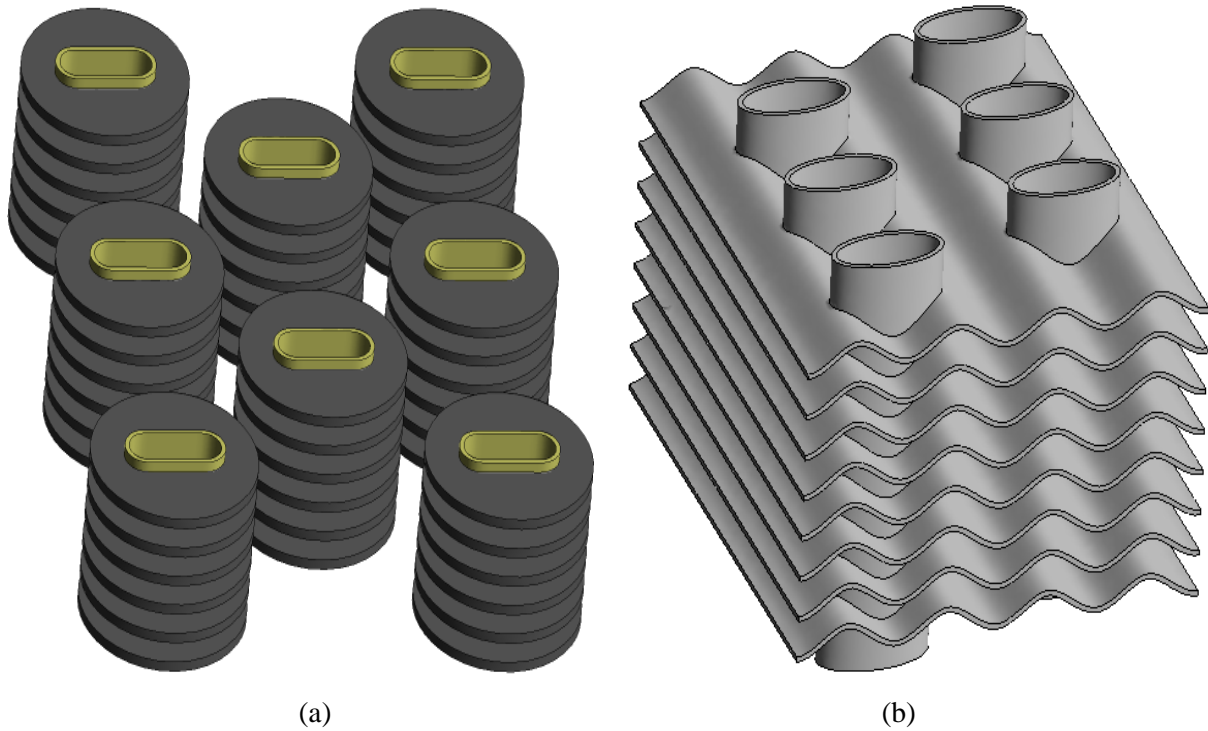


Fig. 2.2 Géométries d'un échangeur de chaleur : (a) tubes à ailettes circulaires et (b) tubes à ailettes sinusoïdales.

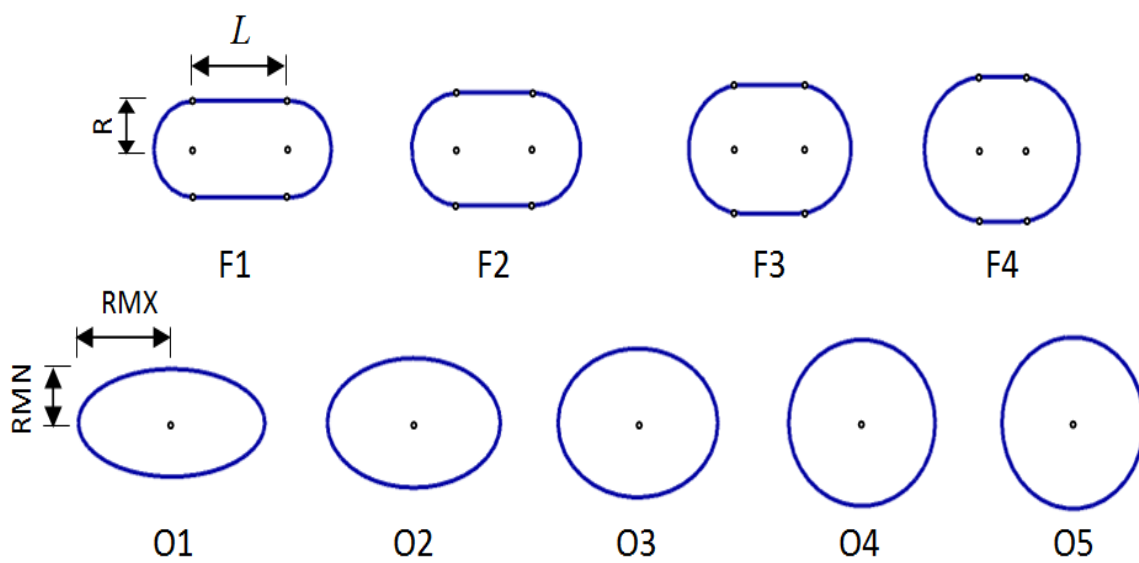


Fig. 2.3 Schéma de différentes géométries des tubes elliptiques et plats.

Dimensions de l'ailette	E_a	S_a	D_a	P_t	P_l
Dimensions/mm	0,5	3	40	46	42
Géométrie du tube	Rayon R (mm)	Longueur L(mm)	Rayon maximale RMX (mm)	Rayon minimale RMN (mm)	
F1	3	7,335			
F2	3,5	5,764			
F3	4	4,193			
F4	4,5	2,622			
O1			7	3,345	
O2			6,5	4,023	
O3			6	4,625	
O4			5,5	5,167	
O5 (circulaire)			5,33	5,33	

Tableau 2.2 Dimensions des tubes à ailettes circulaires.

Paramètre	Longueur (mm)
Amplitude d'onde, A	0,75–1–1,25–1,5–1,75–2–2,25–2,5
Nombre d'ondes, N_{ond}	2 - 3 - 4 - 5 - 6
Pas d'ailettes, S_a	1,7
Epaisseur d'ailette, E_a	0,12
Diamètre du tube, D_t	10,03
Pas longitudinal inter-tubes, P_l	21,65
Pas transversal inter-tubes, P_t	25

Tableau 2.3 Dimensions de l'échangeur à ailettes sinusoïdales.

2.4.2 Domaine de calcul

En prévoyant de simuler un phénomène ou un problème, les considérations de base du modèle de calcul telles que les conditions aux limites, la taille du domaine de calcul, structure du maillage, modèle 2D ou 3D sont nécessaires. Par exemple, le choix approprié du type de maillage peut épargner le temps de calcul, convergence rapide et minimisé les dépenses informatiques. Le domaine de calcul doit être clairement spécifié. Basé sur la configuration géométrique de la symétrie et de la périodicité.

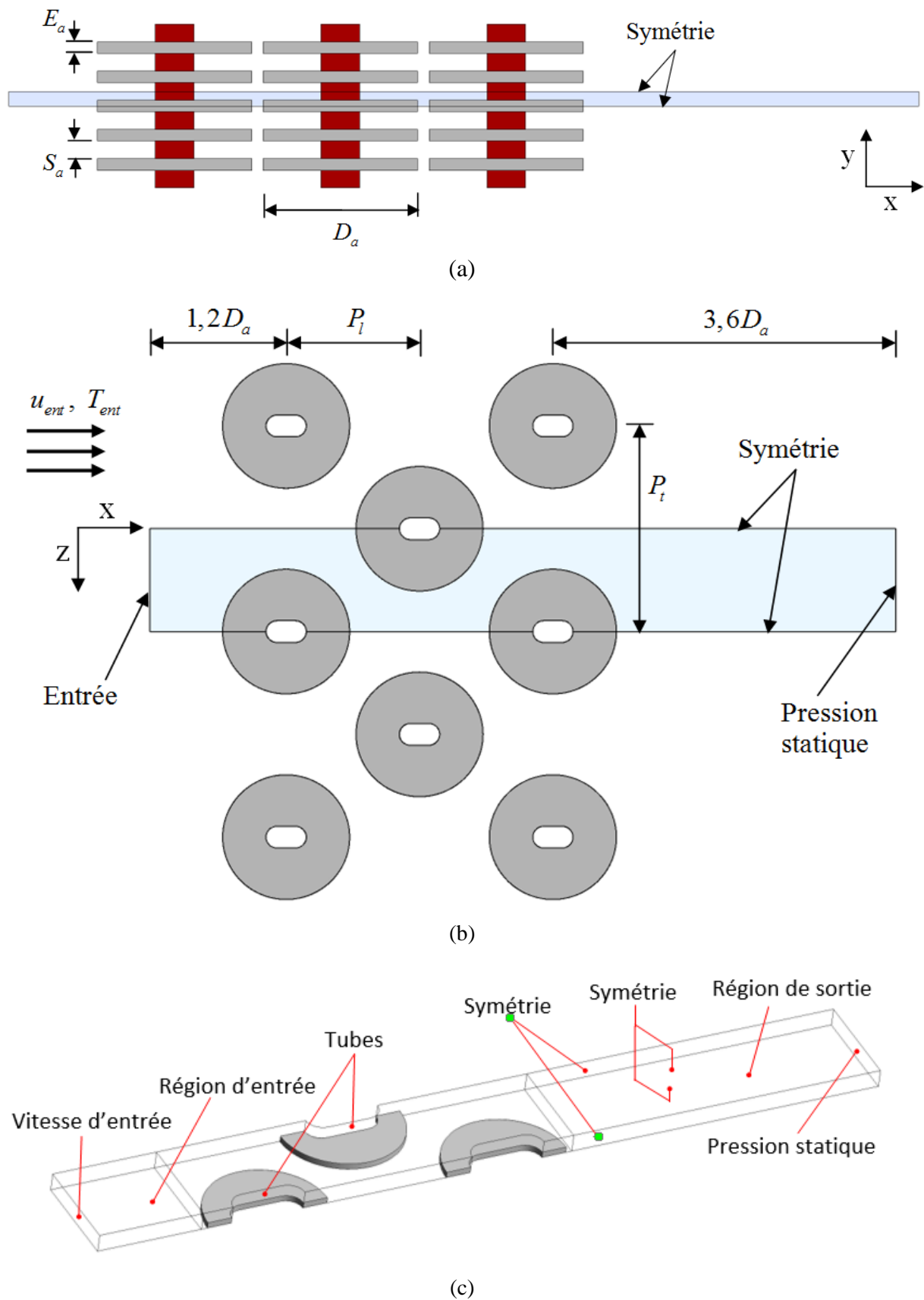
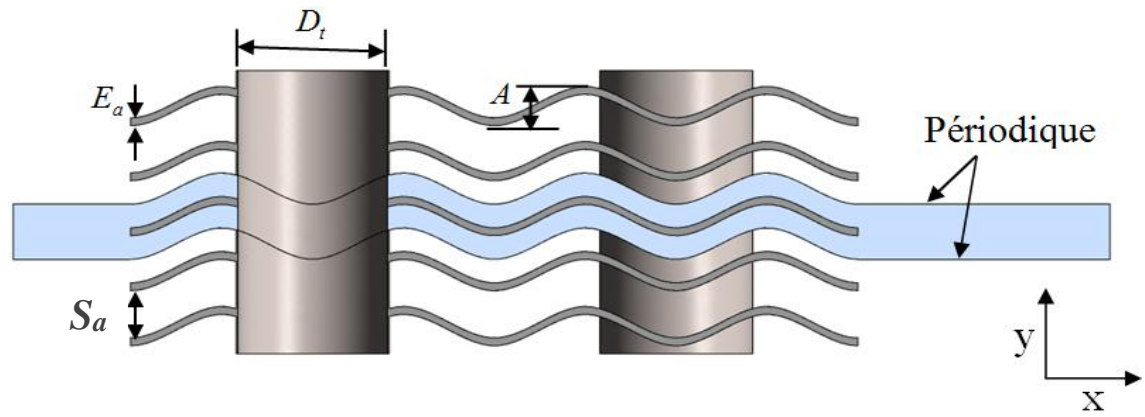


Fig. 2.4 Domaine de calcul d'un faisceau de tubes à ailettes circulaires, avec les conditions aux limites : (a) section longitudinale (b) section transversale (c) domaine de calcul en 3D avec les conditions aux limites.

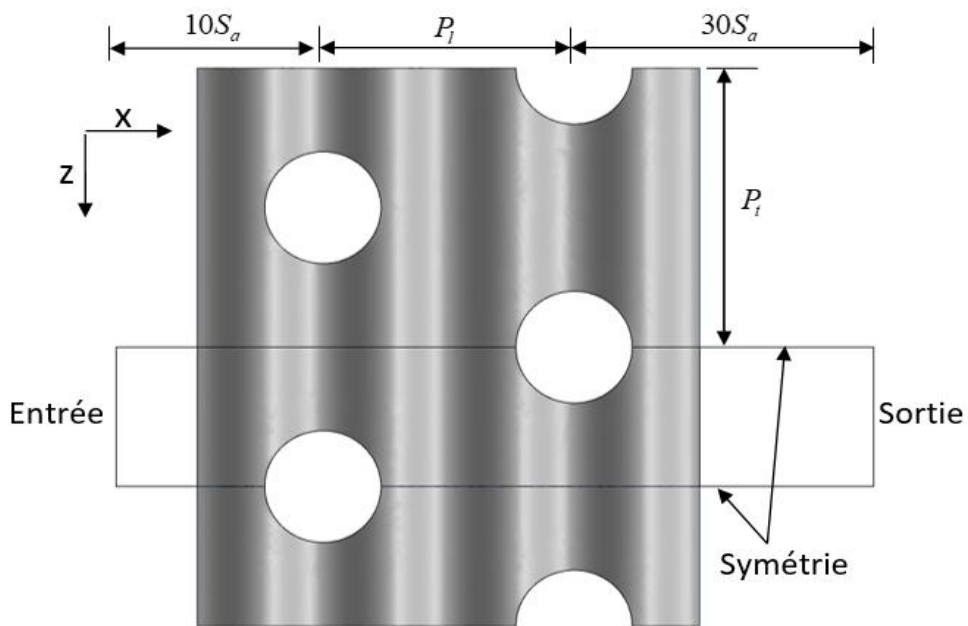
Pour le cas d'un échangeur tubes à ailettes circulaires de trois rangées, l'arrangement des tubes en quinconce est montré dans la figure 2.4, sont présentées pour le cas des tubes plats. Les domaines de calcul à considérer dans cette étude sont limités par les lignes qui présentent les conditions de la symétrie. Dans la direction (y), les lignes de symétries sont passées à travers la plan centrée entre deux ailettes et les centres d'épaisseurs d'ailettes. La circulation d'air est à l'intérieur d'un tunnel composé par les interfaces de contact ailettes-fluide et les trois tubes, comme montre la figure 2.4(c) le domaine de calcul en 3D, sa taille et toutes les conditions aux limites sélectionnées pour la simulation.

Pour le cas d'un échangeur tube à ailettes circulaires, la longueur de la zone en amont du domaine de calcul (région d'entrée) est limitée par 1,2 fois de diamètre d'ailette à partir du centre de la première rangée, de sorte qu'une distribution uniforme de vitesse puisse être assurée à l'entrée du domaine. De même, la région de sortie est limitée par 3,6 fois de diamètre d'ailette à partir du centre de la dernière rangée afin d'éviter le retour de l'écoulement [15,134].

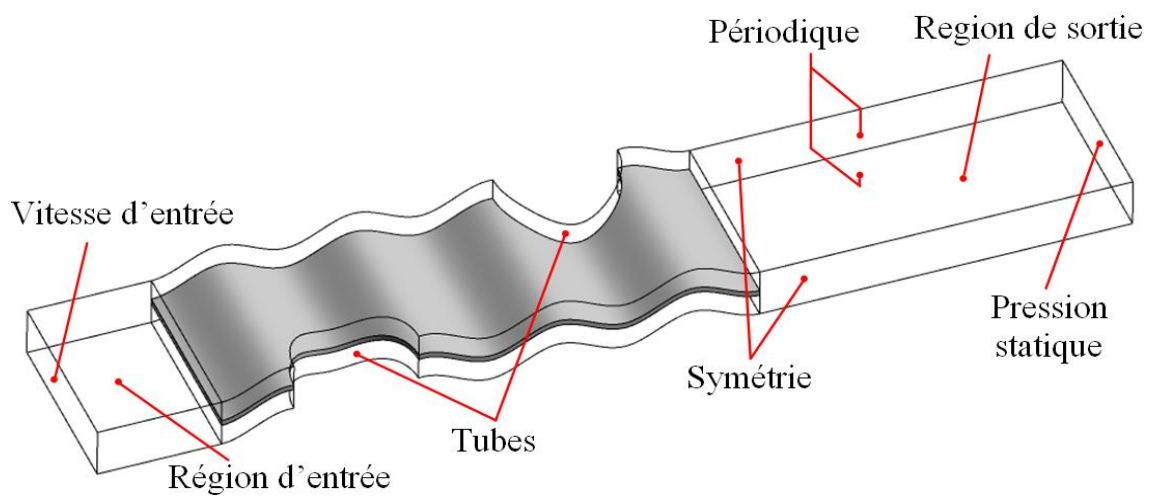
Une vue schématique du modèle qu'on a proposé pour un faisceau de deux rangées des tubes à ailettes sinusoïdales est montrés dans la figure 2.5. Le domaine de calcul à considérer dans cette étude est limité par les lignes droites qui présentent les conditions de la symétrie et de la périodicité. Dans la direction (y), les lignes de périodicité passent à travers les planes centrées entre deux ailettes adjacentes. Suivant l'axe (z), les lignes de symétries passent à travers les centres des tubes et le plan centré entre deux lignes adjacentes des tubes. La figure 2.5(c) illustre le domaine de calcul en 3D, sa taille et toutes les conditions aux limites sélectionnées pour la simulation.



(a)



(b)



(c)

Fig. 2.5 Domaine de calcul d'un échangeur à ailettes sinusoïdales : (a) section longitudinale, (b) section transversale, (c) domaine de calcul en 3D avec les conditions aux limites.

Pour le cas d'un échangeur à ailettes sinusoïdales, la condition de symétrie est définie sur les limites latérales pour simplifier le domaine et réduire le temps de calcul. Pour avoir une vitesse uniforme à l'entrée, la région d'entrée est prolongée de 10 fois le pas inter-aittes S_a . Cependant, la région de sortie est prolongée de 30 fois le pas inter-aittes pour éviter le retour de l'écoulement [84,135].

2.4.3 Maillage et critères de convergence

Avant d'examiner les effets des différents paramètres géométriques sur le fonctionnement d'échangeur thermique, il est nécessaire d'adopter un maillage approprié pour faire des calculs menant à une compréhension physique correcte [10]. L'objectif du maillage est de fournir une représentation discrète du domaine de calcul permettant la discrétisation, puis la résolution, des EDP. Il existe de nombreuses possibilités de discrétisation du domaine. Pour établir un bon maillage, il faut respecter les critères suivants :

- Trouver un bon compromis entre le temps de calcul, la mémoire utilisée, le nombre de cellules et la précision des résultats.
- Capter le développement d'un gradient important des variables dynamiques et thermiques proches des parois ainsi que les phénomènes physiques qui auront lieu sur la jonction tubes-aittes comme les vortex.

Afin de répondre au premier critère, le traitement du temps de calcul est réalisé à partir d'une étude de la sensibilité aux maillages. Cette étude consiste à augmenter progressivement le nombre des cellules jusqu'à la phase où la variation de résultat sera négligeable. Concernant le deuxième critère, un traitement de la paroi est indispensable afin de bien décrire les échanges convectifs surtout dans les régions proches des parois, le raffinement de maillage dans les zones sensibles, proches des parois, varie selon les valeurs de y^+ .

La création de la géométrie, ainsi que le maillage ont été effectués avec le code de calcul Ansys Fluen. L'amélioration et la génération du maillage est importante pour prévoir le transfert de chaleur et la dynamique du fluide dans les géométries complexes. En raison des fortes interactions entre l'écoulement moyen et la turbulence, les résultats numériques pour les écoulements turbulents tendent à dépendre beaucoup plus de l'optimisation du maillage que ceux pour les écoulements laminaires.

Pour résoudre les écoulements secondaires (vortex en fer à cheval, décollements du fluide, sillage...etc.), le maillage doit être serré proche des surfaces solides d'aittes et des tubes

où les gradients élevés de température et de vitesse sont prévus. Loin des parois où l'écoulement est relativement uniforme, le maillage grossier a été choisi.

Le maillage généré pour le cas d'un faisceau de trois rangées de tubes à ailettes circulaires est montré dans la figure 2.6. Pour le cas d'un faisceau de deux rangées de tubes à ailettes sinusoïdales, le maillage généré est présenté dans la figure 2.7.

Un aspect important lors de la réalisation de simulations numériques est de juger si la simulation est complète et convergée ou non. Il existe plusieurs façons de vérifier cela et d'assurer la convergence. La méthode la plus utilisée consiste à examiner les résidus pour chaque variable résolue. Dans le logiciel ANSYS Fluent, le critère de convergence par défaut, indique qu'il doit être réduit à 10^{-3} pour toutes les équations résolues, à l'exception de l'équation d'énergie pour laquelle le critère est défini sur 10^{-6} . Les résidus mis à l'échelle peuvent ne pas donner une image complète. Un bon indicateur pour juger de la convergence est de regarder comment les résidus évoluent avec les itérations. Une bonne indication que la convergence est atteinte est si les résidus continuent à diminuer ou restent faibles pendant plusieurs itérations. Le tableau (2.4) résume les approches de solution et les conditions de jugement de convergence.

Elément	Méthode de solution et critère de convergence
Couplage vitesse-pression	SIMPLE
Pression et quantité de mouvement	Second order
Energie cinétique turbulent, k	Second-order upwind
Dissipation de l'énergie turbulente, ε	Second-order upwind
Energie	Second-order upwind
Critères de convergence	Continuité, composantes de vitesse, k et $\varepsilon : 10^{-4}$ et 10^{-8} pour l'équation d'énergie

Tableau 2.4 Schémas numériques et critères de convergence.

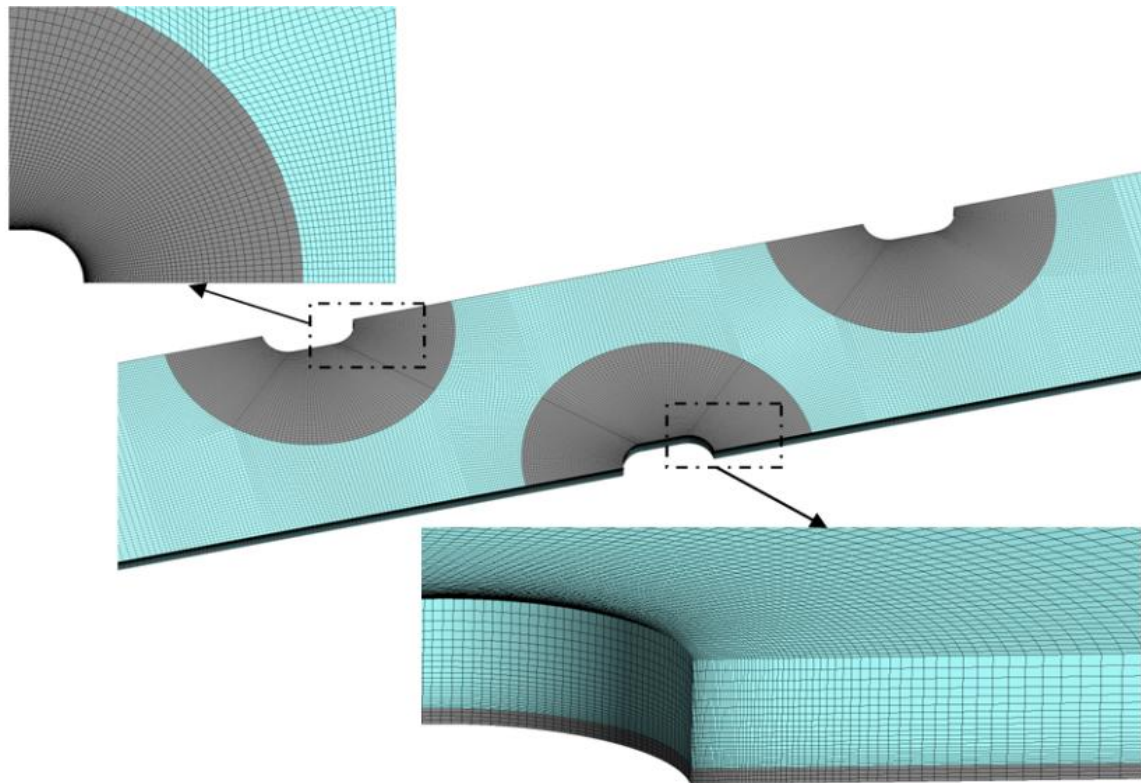


Fig. 2.6 Maillage généré pour un échangeur de tubes à ailettes circulaires.

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 à ailettes circulaires, afin d'obtenir une solution indépendante du maillage, des simulations préliminaires ont été exécutées avec différentes densités de maillage pour la géométrie de tube F4, sous la valeur la plus élevée du nombre de Reynolds $Re = 10032$ (voir le tableau 2.5). Comme le montre le tableau 2.5, la variation de j et f est de 1,9 % et 3,1 %, respectivement, lorsque le nombre de cellules passe de 1,1 à 1,5 millions de cellules, plus le nombre de cellules est élevé, plus les ressources informatiques et le temps des calculs sont élevées. Ainsi, pour maintenir l'équilibre entre le temps de convergence et la précision de la résolution, le maillage de 1,1 million de cellules a été appliqué dans la présente investigation. Avec ce nombre de mailles, la valeur de y^+ déterminé sur les surfaces des tubes et des ailettes est resté toujours inférieur à 5.

Nombre de mailles	0,45 million	0,8 million	1,1 million	1,5 million	1,95 million
j	0,00491	0,00551	0,006	0,00612	0,00621
f	0,1189	0,09065	0,08539	0,08271	0,08107

Tableau 2.5 Résultats de l'étude de l'indépendance du maillage pour le cas des ailettes circulaires.

Pour le cas d'un échangeur à ailettes sinusoïdales, l'indépendance des résultats avec le maillage est étudiée par le calcul du facteur de Colburn j et du facteur de frottement f pour $A = 3\text{mm}$ et $N_{ond} = 6$ ondes sous la valeur élevée du nombre de Reynolds $Re = 2700$ (tableau 2.6). L'erreur dans les facteurs j et f est de 2 % et 2,6 %, respectivement, lorsque le nombre de cellules passe de $1,25 \times 10^6$ à $1,8 \times 10^6$. Cependant, l'erreur devient 1,8 % pour j et 2,35 % pour f , lorsque le nombre de cellules varie de $1,8 \times 10^6$ à $2,45 \times 10^6$. Par conséquent, le maillage sélectionné avait environ $1,25 \times 10^6$ de cellules hexaédriques.

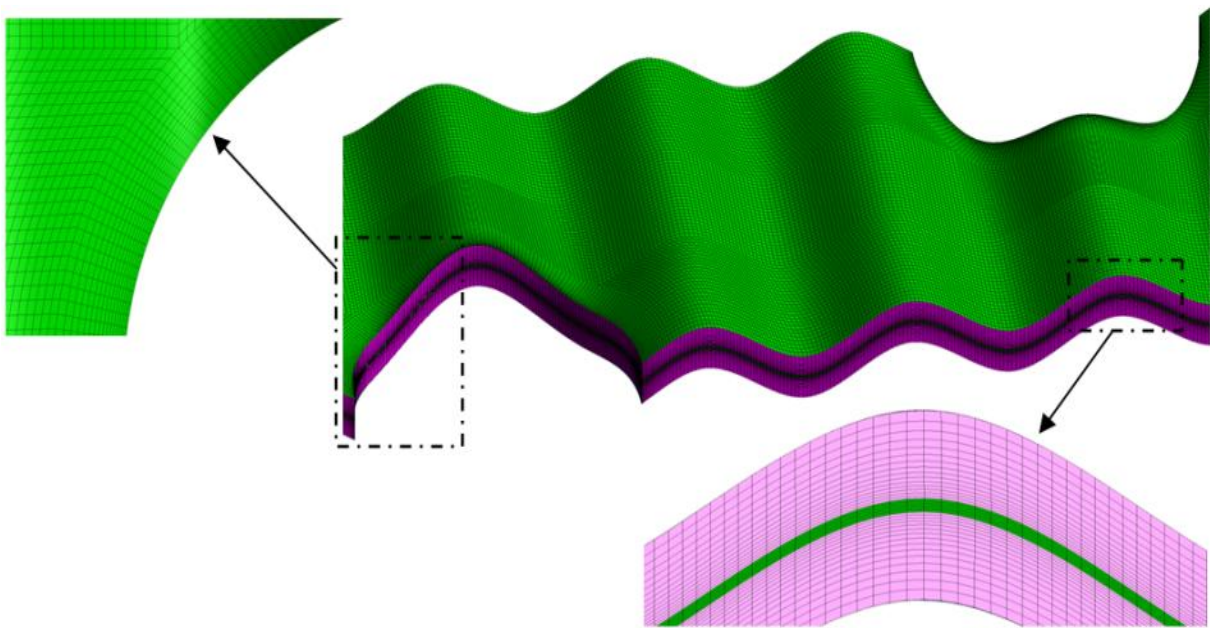


Fig. 2.7 Maillage généré pour un échangeur de tubes à ailettes sinusoïdales.

Nombre de mailles	0,5 million	0,9 million	1,25 million	1,8 million	2,45 million
j	0,00892	0,01089	0,01185	0,01209	0,01232
f	0,1189	0,09065	0,08489	0,08271	0,08081

Tableau 2.6 Résultats de l'étude de l'indépendance du maillage pour le cas des ailettes sinusoïdales.

La distance de parois adimensionnelle y^+ est un paramètre important à prendre en compte dans toute simulation CFD pour obtenir des résultats corrects. Dans de tels cas, la stratégie consiste à dimensionner la première couche de maillage du domaine pour une valeur spécifique de y^+ . Selon la figure 2.8, les valeurs de y^+ sur la surface de l'ailette ondulée sont

toujours inférieures à 2, ce qui correspond à l'exigence de y^+ du modèle de turbulence $(RNG)k-\varepsilon$ ($y^+ \leq 5$).

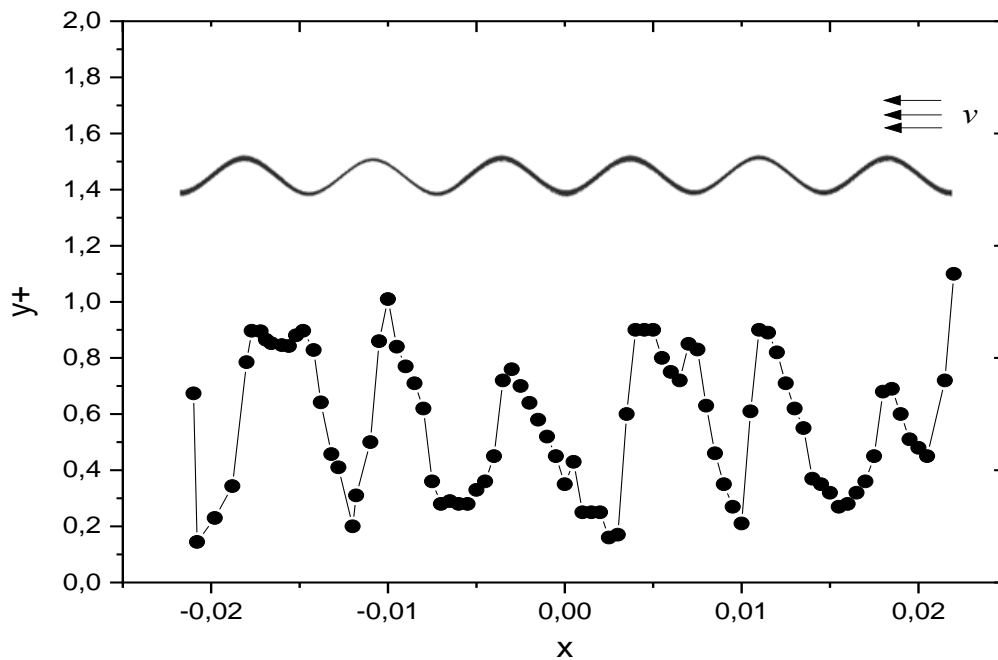


Fig. 2.8 Variation des valeurs de y^+ sur la surface de l'ailette à une vitesse d'entrée élevée.

2.4.4 Conditions aux limites

Afin d'évaluer le transfert de chaleur et de la quantité de mouvement, le modèle physique doit être défini avec précision et de manière appropriée. Pour l'approche numérique du problème, les conditions aux limites sont exigées à placer dans toutes les frontières du domaine de calcul comme indiqué sur la figure 2.4 (c) et 2.5 (c).

(1) Région étendue en amont (région d'entrée) :

- A l'entrée: $u = const$ (4-14) m/s pour le cas de l'ailette circulaire et (0,75-2.5) m/s pour l'ailette sinusoïdale, $v = w = 0$, $T_{ent} = 294,15K$ pour l'ailette sinusoïdale et 293K pour l'ailette circulaire.
- Aux limites supérieure et inférieure :

a) Ailettes circulaires (condition de symétrie) : $\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial w}{\partial y} = 0; v = 0; \frac{\partial T}{\partial y} = 0; \frac{\partial p}{\partial y} = 0$

Ailettes sinusoïdales :

- Condition périodique de vitesse : $V_{sup} = V_{inf}$

- Condition périodique de température : $T_{sup} = T_{inf}$

- Aux limites droite et gauche (condition de symétrie) pour les deux cas d'ailette circulaires et sinusoïdales : $\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial v}{\partial z} = 0, w = 0; \frac{\partial T}{\partial z} = 0; \frac{\partial P}{\partial z} = 0$.

(2) Région étendue en aval (région de sortie) :

- A la sortie : $P = P_{atm} = const$; $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$; $\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial w}{\partial x} = 0$

- Aux limites supérieure et inférieure :

a) Ailettes circulaires (condition de symétrie) : $\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial w}{\partial y} = 0; v = 0; \frac{\partial T}{\partial y} = 0; \frac{\partial p}{\partial y} = 0$

b) Ailettes sinusoïdales :

- Condition périodique de vitesse : $V_{sup} = V_{inf}$
- Condition périodique de température : $T_{sup} = T_{inf}$

- Aux limites droite et gauche (condition de symétrie) pour les deux cas ailette circulaires et sinusoïdales : $\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial v}{\partial z} = 0; w = 0; \frac{\partial T}{\partial z} = 0; \frac{\partial P}{\partial z} = 0$.

(3) Région d'ailettes :

- Aux limites supérieure et inférieure :

a) Ailettes circulaires (condition de symétrie) :

- Région du fluide : $\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial w}{\partial y} = 0; v = 0; \frac{\partial T}{\partial y} = 0; \frac{\partial p}{\partial y} = 0$
- Région solide (surface ailette): $u = v = w = 0; \frac{\partial T}{\partial y} = 0$

b) Ailettes sinusoïdales :

- Condition périodique de vitesse : $V_{sup} = V_{inf}$
- Condition périodique de température : $T_{sup} = T_{inf}$

- Aux limites droit et gauche pour les deux cas:

- Région du fluide : $\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial v}{\partial z} = 0; w = 0; \frac{\partial T}{\partial z} = 0; \frac{\partial P}{\partial z} = 0$
- Région de surfaces d'ailettes : $u = v = w = 0; \frac{\partial T}{\partial z} = 0$
- Les tubes : $u = v = w = 0; T = const$

En raison du coefficient de transfert de chaleur relativement important entre l'eau chaude et la surface interne des tubes, de la grande conductivité thermique des tubes ($\lambda = 400W/mK$ pour le cuivre) et du faible changement de température du fluide qui se produit sur la longueur faible d'un pas inter-ailettes, le tube est supposé à une température constante. Les joints entre les ailettes et le tube sont supposés à une température constante et en contact parfait (la résistance de contact est négligeable) [70,115,136,137].

2.4.5 Définition des propriétés physique

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 (air) qui dépendent généralement de la température et de la pression. Pour un calcul précis de ces nombres adimensionnels, il est nécessaire de définir clairement la température à laquelle les propriétés physiques du fluide sont prises.

La température du fluide dans la couche limite thermique varie de T_{tube} à la surface des tubes jusqu'à la température du courant libre au bord extérieur de la couche limite. Les propriétés du fluide varient également avec la température, et donc avec la position à travers la couche limite.

Dans le présent travail, les propriétés du fluide sont constantes, elles sont déterminées en fonction de la température du film (relation 2.14). Le tableau (2.7) donne les polynômes utilisés pour déterminer chacune des propriétés du fluide.

Propriété	Air sec (T en K)	Unités
ρ	$1,651 \times 10^{-5} T_f^2 - 1,377 \times 10^{-2} T_f + 3,821$	kg/m^3
μ	$-4,22 \times 10^{-11} T_f^2 + 7,279 \times 10^{-8} T_f + 5,043 \times 10^{-7}$	$Pa.s$
λ	$7,318 \times 10^{-5} T_f + 4,162 \times 10^{-3}$	$W/m.K$
C_p	$2,498 \times 10^{-4} T_f^2 + 1,17 \times 10^{-1} T_f + 1,014 \times 10^3$	$J/kg.K$

Tableau 2.7 Propriétés physiques de l'air en fonction de la température [70].

La température du film a été déterminée en utilisant la relation suivante :

$$T_f = (T_{ent} + T_{tube})/2 \quad (2.14)$$

Qui est la moyenne de température de la surface des tubes et la température moyenne d'entrée.

Les ailettes circulaires sont fabriquées en Inox ($\lambda_{inox} = 14,9 \text{ W/m.K}$) alors que les ailettes ondulées sont en aluminium ($\lambda_{al} = 202,4 \text{ W/m.K}$).

Chapitre 3

Résultats et discussion : Ailettes circulaires

3.1 Introduction

Nous reportons dans ce chapitre les résultats numériques obtenus pour le cas d'un faisceau de trois rangées de tubes à ailettes circulaires. L'arrangement des tubes est en quinconce. Les résultats numériques obtenus ont été comparés et validés avec les résultats expérimentaux de Benmachiche et al. [124].

Ce chapitre, qui reprend avec plus de détails les travaux de Djeflal et al. [138], traite la plupart du temps les résultats des investigations réalisées sur les caractéristiques thermo-hydrauliques d'un échangeur thermique en utilisant des formes de tubes circulaires, ovales et plats. Les résultats numériques ont été obtenus dans l'intervalle de $2600 \leq Re \leq 10200$.

En plus de l'analyse de l'impact de la géométrie des tubes sur l'échange thermique et la chute de pression dans ces dispositifs, les résultats de la distribution locale de vitesse et de température sont illustrés et discutés séparément.

3.2 Définition des paramètres

L'échange thermique convectif côté air du faisceau de tubes à ailettes a été calculé selon l'équation (3.1).

$$\varphi = \dot{m}C_p (T_{sor} - T_{ent}) \quad (3.1)$$

Où $\dot{m} = \rho.V.S$ est le débit massique de l'écoulement d'air. T_{ent} et T_{sor} sont respectivement les températures moyennes de l'air ambiant à l'entrée et à la sortie du domaine de calcul, qui sont déterminés à l'aide du code de calcul Ansys Fluent par:

$$T = \frac{\int T \cdot \rho V dS}{\int \rho V dS} \quad (3.2)$$

Le coefficient d'échange thermique convectif sur la surface du tube à ailettes peut être déterminé comme suit :

$$h = \frac{\varphi}{(S_t + \eta S_{ail}) \cdot \Delta T_{LMTD}} \quad (3.3)$$

Avec la différence de température logarithmique moyenne :

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{T_{sor} - T_{ent}}{\ln \frac{(T_t - T_{ent})}{(T_t - T_{sor})}} \quad (3.4)$$

Où, S_{ail} est la surface totale des ailettes, S_t est la surface totale des tubes et η est l'efficacité de l'ailette.

Le calcul de l'efficacité d'ailette a une grande importance dans la technologie des échangeurs de chaleur. Cette efficacité d'ailette est employée comme le rapport entre le taux du transfert thermique réel et celui de transfert thermique dans le cas d'une ailette isotherme. Dans la présente étude, l'efficacité d'ailette a été calculée par la formule utilisée dans les références [59,139] :

$$\eta = \frac{\int (T - T_{air}) dS}{\int (T_t - T_{air}) dS} \quad (3.5)$$

La température de l'air ambiant T_{air} a été calculée comme une température moyenne du volume (**Volume-Weighted Average Temperature**) de l'air uniquement entourant les ailettes. T_t est la température des tubes, et elle est constante dans tous les cas.

La connaissance de la chute de pression permet de déterminer la puissance de pompage requise pour le fonctionnement d'un échangeur de chaleur. Il est donc nécessaire de caractériser les chutes de pression afin de concevoir ces dispositifs thermiques. La chute de pression ΔP peut être déterminée en connaissant les pressions à l'entrée et à la sortie de l'échangeur :

$$\Delta P = P_{ent} - P_{sor} \quad (3.6)$$

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

$$P_{ent,sor} = \frac{\int P \cdot dS}{\int dS} = \frac{\sum_{i=1}^n P_i S_i}{\sum_{i=1}^n S_i} \quad (3.7)$$

Les paramètres adimensionnels utilisés pour évaluer les caractéristiques thermique et dynamique s'écrivent sous les formes suivantes :

$$Re = \frac{\rho_a V_{max} D_h}{\mu_a} \quad (3.8)$$

$$j = \frac{Nu}{Re Pr^{1/3}} \quad (3.9)$$

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho_a V_{max}^2} \frac{D_h}{L_e} \quad (3.10)$$

L_e est la longueur de l'échangeur thermique et D_h est le diamètre hydraulique des tubes.

Pour la meilleure sélection de la forme des tubes à ailettes circulaires, nous avons utilisé le critère d'évaluation des performances P_{EC} défini dans les références [9,123,140] comme suit :

$$P_{EC} = \frac{j}{f} \quad (3.11)$$

Dans la présente étude, le critère de performance global G_{PC} est également utilisé pour déterminer l'efficacité globale de l'échangeur de chaleur pour un volume donné. Il est défini comme le gain du flux thermique échangé par unité de consommation d'énergie [57] :

$$G_{PC} = \frac{\varphi}{\Delta P \cdot \dot{V}} \quad (3.12)$$

Avec $\dot{V} = V \cdot S$ est le débit volumique de l'écoulement d'air.

3.3 Validation des résultats numériques obtenus

Pour une meilleure appréciation de la performance et les limites de nos simulations numériques, une comparaison a été effectuée entre les résultats obtenus concernant le cas d'un faisceau de quatre rangées de tubes circulaires à ailettes annulaires et ceux fournis expérimentalement par Benmachiche et al. [124] a été effectuée. Le flux thermique échangé et la chute de pression ont été calculés pour un intervalle de la vitesse d'entrée $1,3 \leq V_{ent} \leq 6,3 \text{ m/s}$. L'espacement inter-ailettes est $S_a = 2 \text{ mm}$, leurs épaisseur est 1,3 mm et leurs matériau est l'aluminium. Les courbes de la figure 3.1 comparent les résultats numériques obtenues avec ceux de Benmachiche et al. [124]. Pour toutes les valeurs de la vitesse d'entrée d'air, les résultats numériques du flux thermique ϕ et de la chute de pression ΔP ont une très bonne concordance avec ceux de Benmachiche et al. [124], notamment aux valeurs faibles de la vitesse d'écoulement.

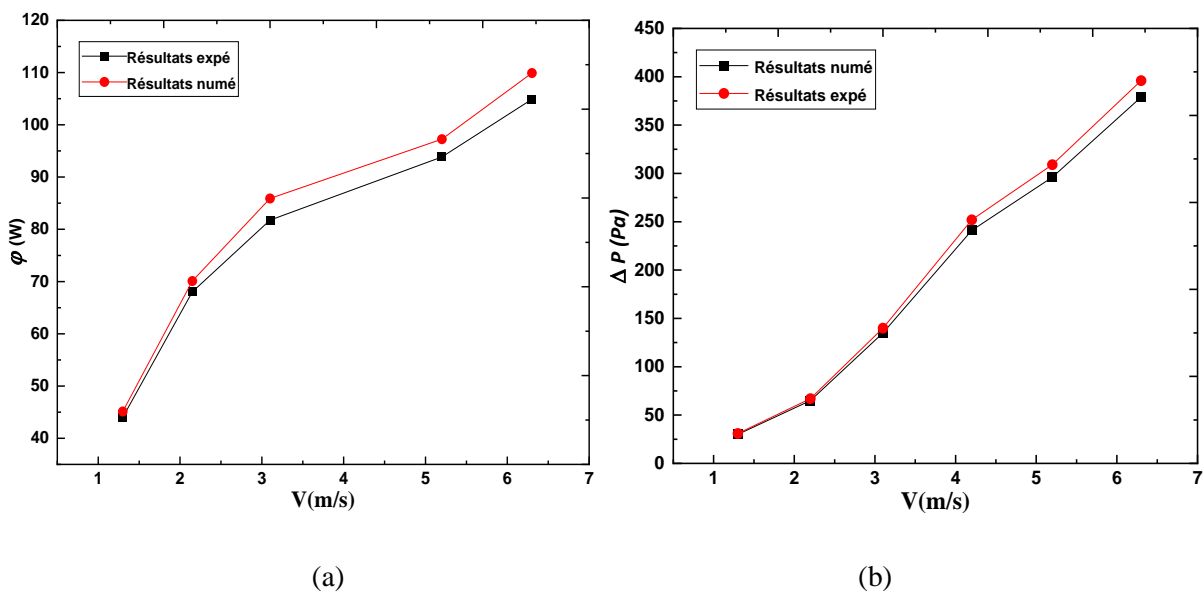


Fig. 3.1 Comparaison entre les résultats numériques et les résultats expérimentaux de Benmachiche et al. [124] : (a) Flux thermique ; (b) chute de pression.

3.4 Comportement de l'écoulement et du transfert thermique associé

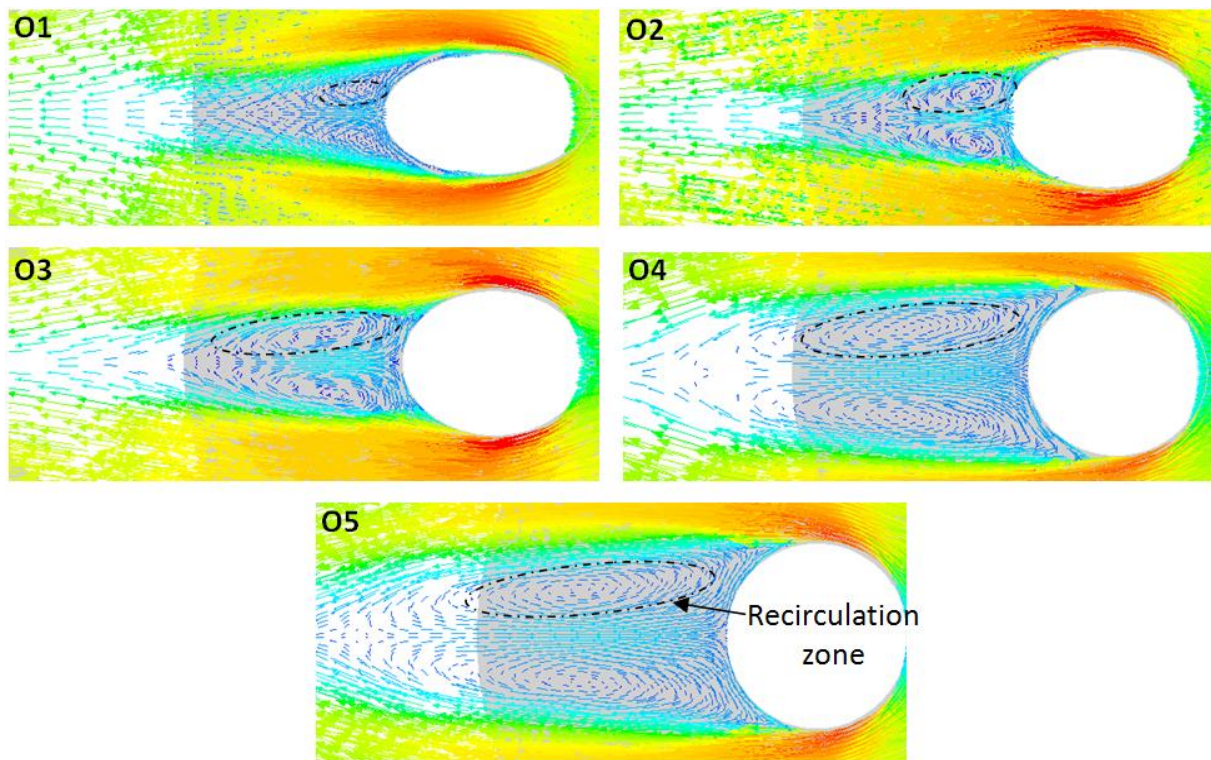
Les caractéristiques de transfert thermique convectif et de la chute de pression à travers un faisceau de tubes ailetés sont liées à la configuration d'écoulement qui l'entoure. Cependant, la forme et la taille de la zone de recirculation derrière les tubes et l'épaisseur de la couche limite varient avec le profil des tubes. Donc, Il est très important de trouver la

géométrie du tube qui réduit la région de transfert de chaleur inactive (zone de recirculation) et améliore ainsi l'intensité du transfert de chaleur [10].

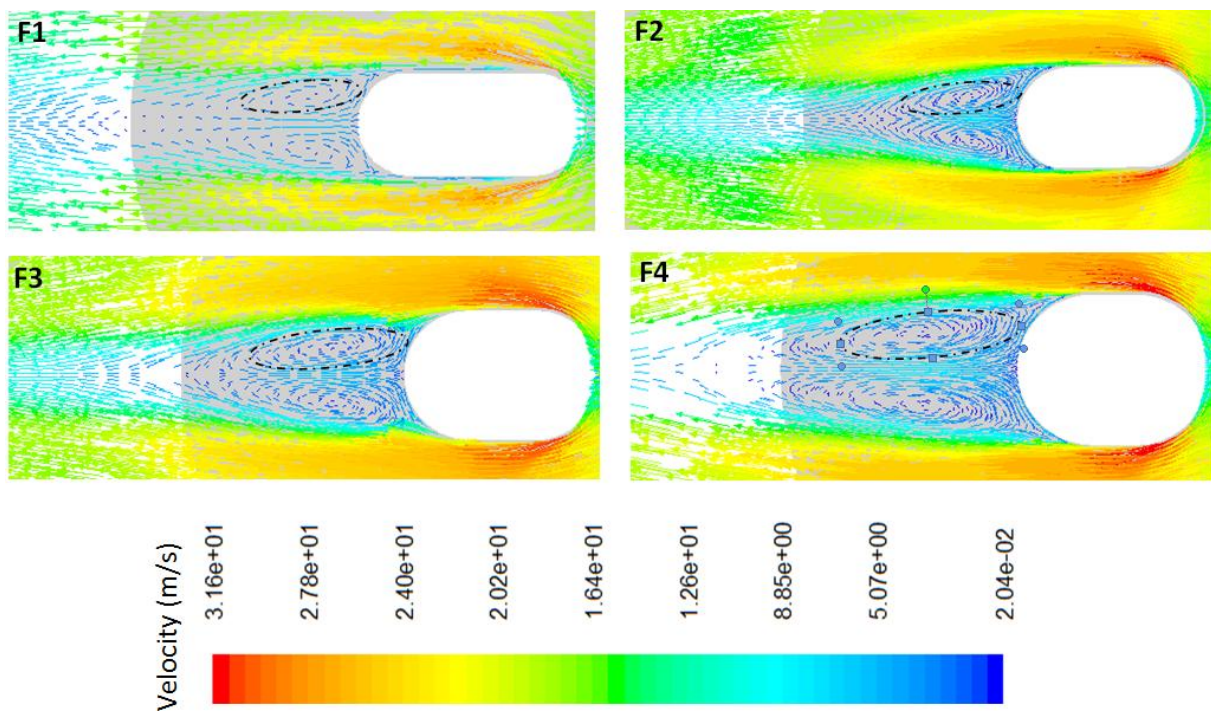
Avec la vitesse d'entrée maximale, les vecteurs de vitesse près des ailettes et derrière les tubes des deuxièmes rangées pour les configurations de tubes ovales et plats sont illustrés sur les figures 3.2(a) et (b). Pour toutes les géométries de tube, les tourbillons de recirculation peuvent être vus à partir du point de séparation de l'écoulement, se déplaçant le long de l'écoulement moyen, puis revenant toucher la paroi arrière du tube (cercles en pointillés). Cependant, la taille de cette zone de recirculation diminue clairement avec l'augmentation de l'ellipticité et de la planéité des tubes où la taille de cette région devient étroite pour les formes de tube O1 et F1. Dans tous les cas, la vitesse maximale du fluide se trouve toujours à la section transversale la plus étroite entre deux tubes adjacents, pour cela, les côtés droit et gauche de la surface de l'ailette sont caractérisés par un transfert de chaleur plus élevé que les autres régions.

La figure 3.3 et la figure 3.4 montrent la distribution locale de température autour des échangeurs de chaleur de tubes ovales et plats, respectivement. La distribution de température est présentée au milieu de l'épaisseur de l'ailette circulaire à une vitesse d'entrée élevée ($V_{ent} = 14\text{ m/s}$) de l'écoulement. Des gradients de température plus importants suivant la direction longitudinale d'écoulement pour les tubes de forme ovale (O1, O2, O3 et O4) et des tubes plats (F1, F2, F3 et F4) par rapport au tube circulaire (O5), indiquant une plus grande intensité d'échange thermique entre la surface du tube à ailettes et l'air ambiant. À mesure que l'ellipticité et la planéité des tubes augmentent, le transfert de chaleur côté air augmente. Cela est due au fait que l'ellipticité et la planéité des tubes réduisent l'aire de la zone inactive des ailettes annulaires, de plus, les côtés droit et gauche de la surface des ailettes, qui se caractérisent par un transfert de chaleur plus élevé, deviennent plus spacieux [141,142].

De plus, l'ellipticité et la planéité croissantes des tubes augmentent la surface d'échange thermique des ailettes annulaires, par exemple la surface de l'ailette avec le tube en forme O5 est inférieur de 2,44% à celle de l'ailette avec le tube ovale O1 et le tube plat F1. Pour toutes les géométries des tubes, le gradient de température sur la partie arrière de la surface de l'ailette est faible comparativement avec la région avant les tubes en raison de la recirculation de l'écoulement derrière les tubes.



(a)



(b)

Fig. 3.2 Vecteurs de vitesse représentant la formation de la région de sillage derrière la deuxième rangée (a) cas de tubes ovales, (b) cas de tubes plats.

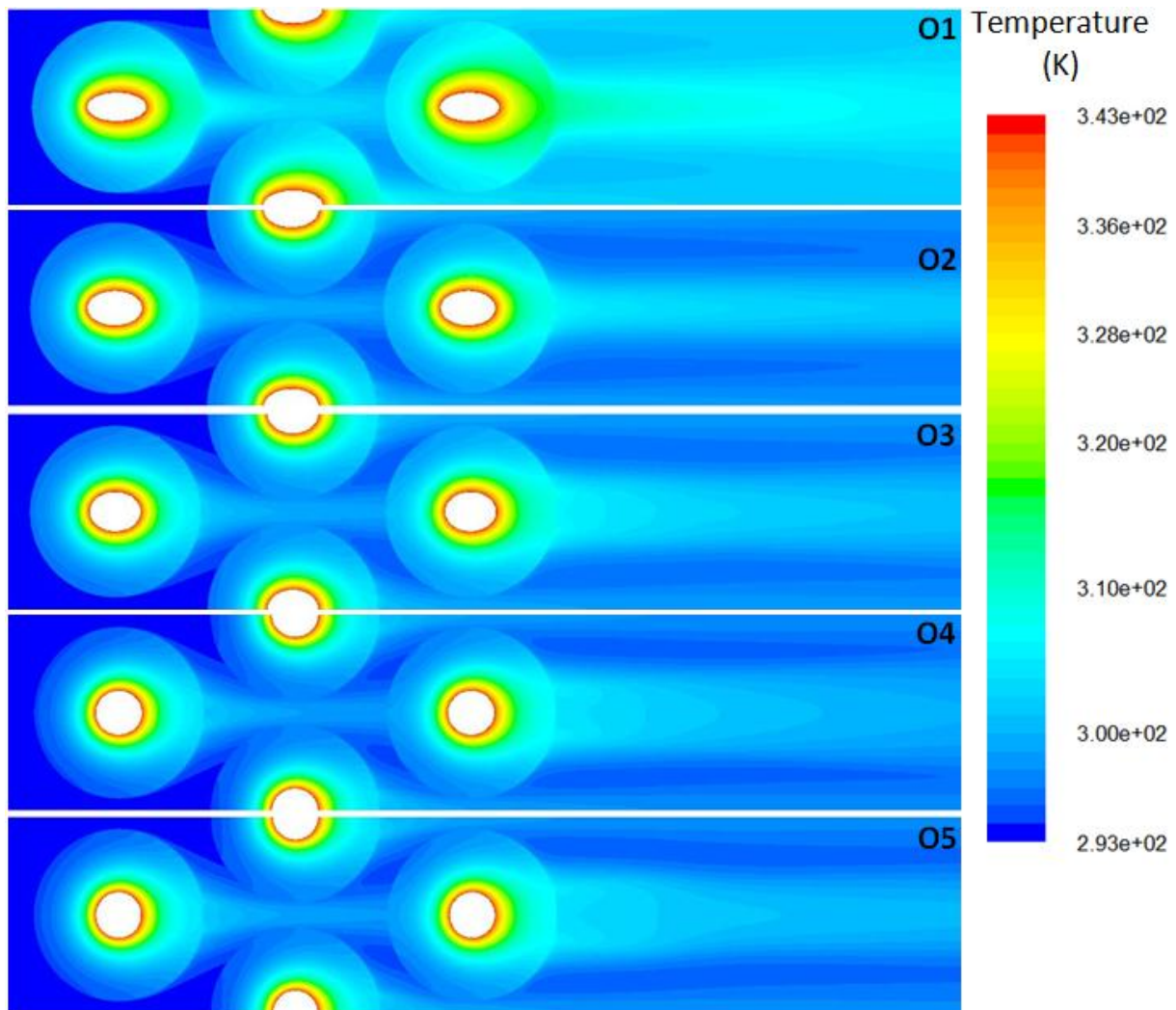


Fig. 3.3 Contours de température au milieu de l'épaisseur de l'ailette pour toutes les géométries de tube ovale.

3.5 Effet de la forme du tube sur les caractéristiques thermo-hydrauliques

3.5.1 Cas des tubes elliptiques

Les caractéristiques thermo-hydrauliques de diverses formes de tubes elliptiques ont été analysées et comparées dans cette section pour l'intervalle ($2800 \leq Re \leq 10200$). Les résultats numériques du coefficient de transfert de chaleur par convection et du facteur de Colburn avec différentes formes du tube elliptique sont illustrés dans la figure 3.5.

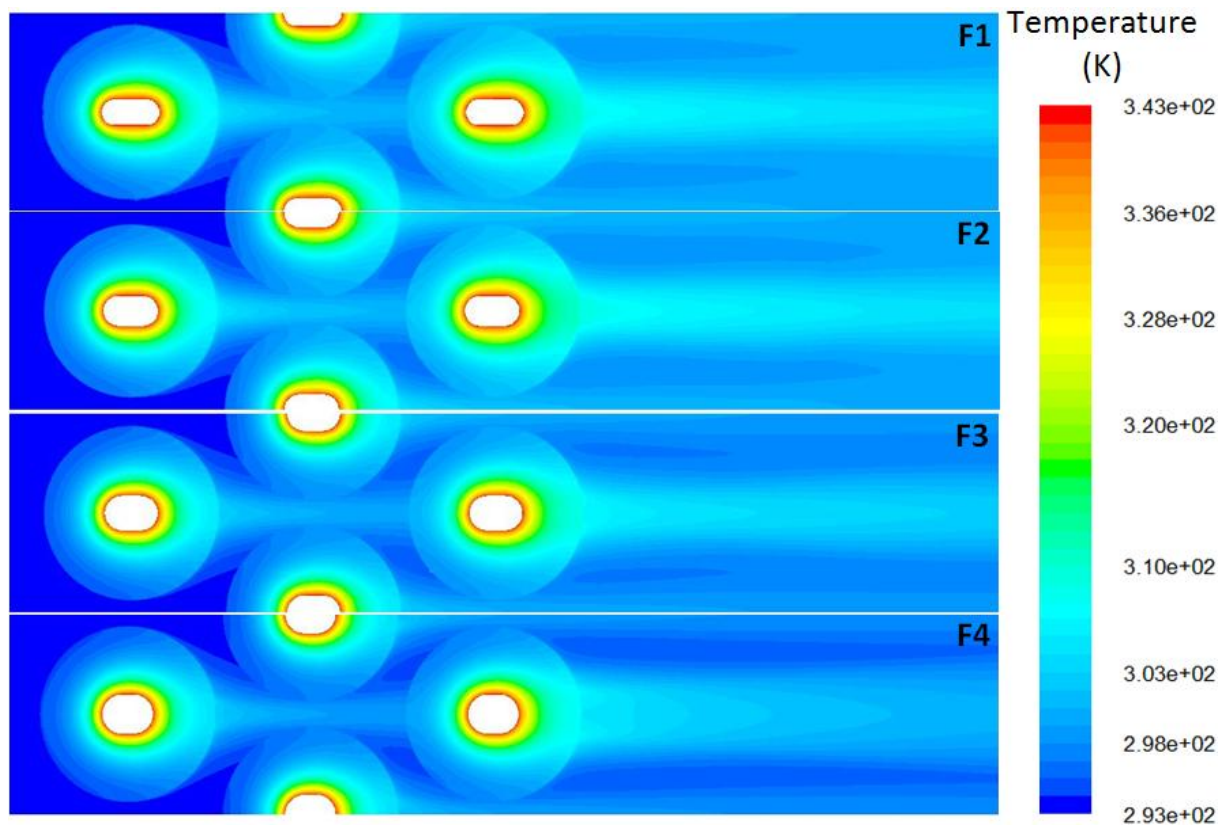
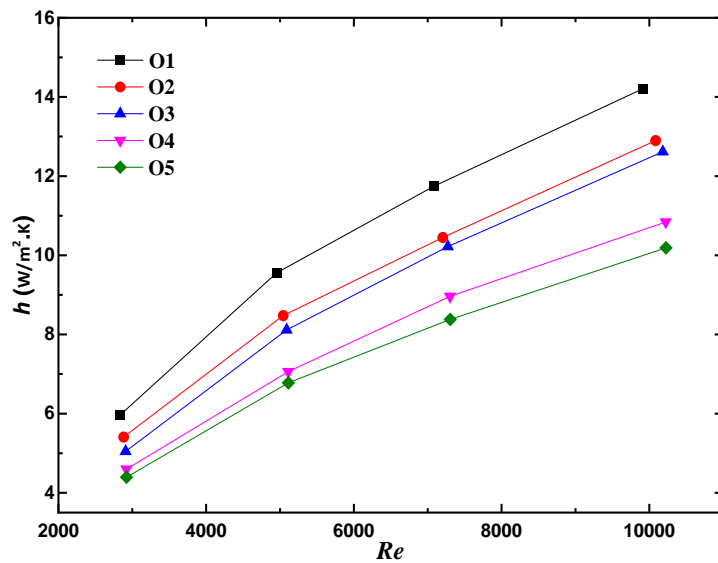
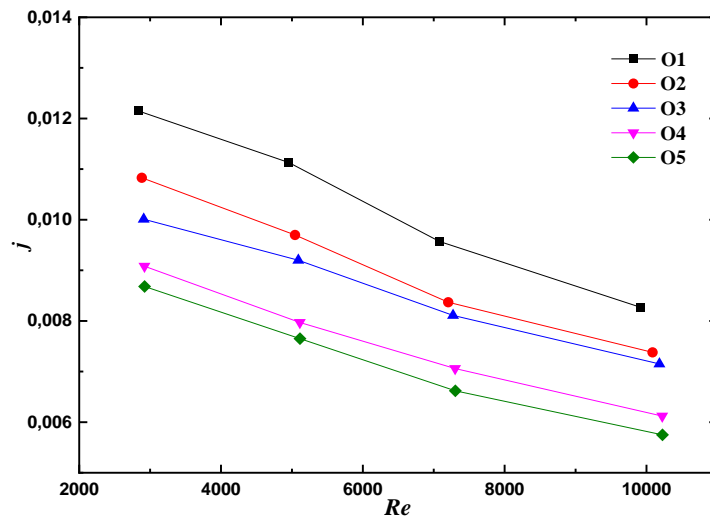


Fig. 3.4 Contours de température au milieu de l'épaisseur de l'ailette pour toutes les géométries de tube plat.

La figure 3.5(a) montre la variation du coefficient de transfert convectif h avec le nombre de Reynolds pour chaque forme de tube elliptique. Nous pouvons voir que h augmente avec l'augmentation du rapport d'axe (ellipticité) et du nombre de Reynolds (la forme du tube O1 fournit des valeurs de h supérieures de 13 à 18% et 36 à 39% par rapport à la forme du tube O3 et O5, respectivement). Cela est dû au fait que l'augmentation du rapport d'axe réduit la taille de la zone morte (zone de recirculation) derrière chaque tube et agrandit les côtés droit et gauche de la surface de l'ailette, qui se caractérisent par des valeurs plus élevées de h . D'autre part, il est crucial d'explorer l'échange thermique et le comportement de l'écoulement en termes de nombres adimensionnels. Ainsi, la variation du facteur de Colburn j avec le nombre de Reynolds côté air est représentée sur la figure 3.5(b). Les courbes de cette figure montrent que le facteur j est le plus grand pour le cas des tubes en forme O1 et le plus bas pour le tube circulaire O5. Quelle que soit la forme du tube elliptique, le facteur de Colburn diminue avec l'augmentation de Re .



(a)



(b)

Fig. 3.5 Comparaison des formes de tubes elliptique à différentes Re : (a) coefficient de transfert convectif et (b) facteur de Colburn.

Dans la construction d'échangeurs de chaleur, la perte de charge admissible ΔP est limitée. En conséquence, l'évaluation du transfert de chaleur dans ces dispositifs est souvent suivie par des études de la chute de pression. Comme illustré sur la figure 3.6(a), l'ellipticité des tubes et le nombre de Reynolds ont un grand impact sur la chute de pression à travers les échangeurs à ailettes circulaires. Pour tous les nombres de Reynolds, les valeurs de ΔP diminuent à mesure que le rapport d'axe augmente où la valeur de ΔP pour le tube circulaire est de 17 à 23 % supérieure à celle du tube en forme O3 et d'environ 38 à 48 % supérieure à

celle de la géométrie du tube O1. Cela est dû au fait que l'augmentation du rapport d'axe du tube entraîne moins de réception d'énergie pour le déplacement du fluide ; ainsi, la valeur de la force de traînée est réduite.

La figure 3.6(b) représente la variation du facteur de frottement f pour toutes les formes testées de tubes elliptiques à différents nombres de Reynolds. Pour les cinq configurations du tube, une augmentation du nombre de Reynolds entraîne une baisse des valeurs de f . La vitesse maximale et la chute de pression augmentent avec l'augmentation de Re , mais f diminue en raison de la dépendance de f avec le rapport de la chute de pression au carré de la vitesse maximale (voir l'équation 3.10). De plus, nous pouvons observer que O4 fournit les valeurs les plus élevées et O1 donne les valeurs les plus basses de f par rapport aux autres configurations. En fait, la forme du tube O4 offre un facteur de frottement supérieur de 20 à 23 % par rapport au tube O1.

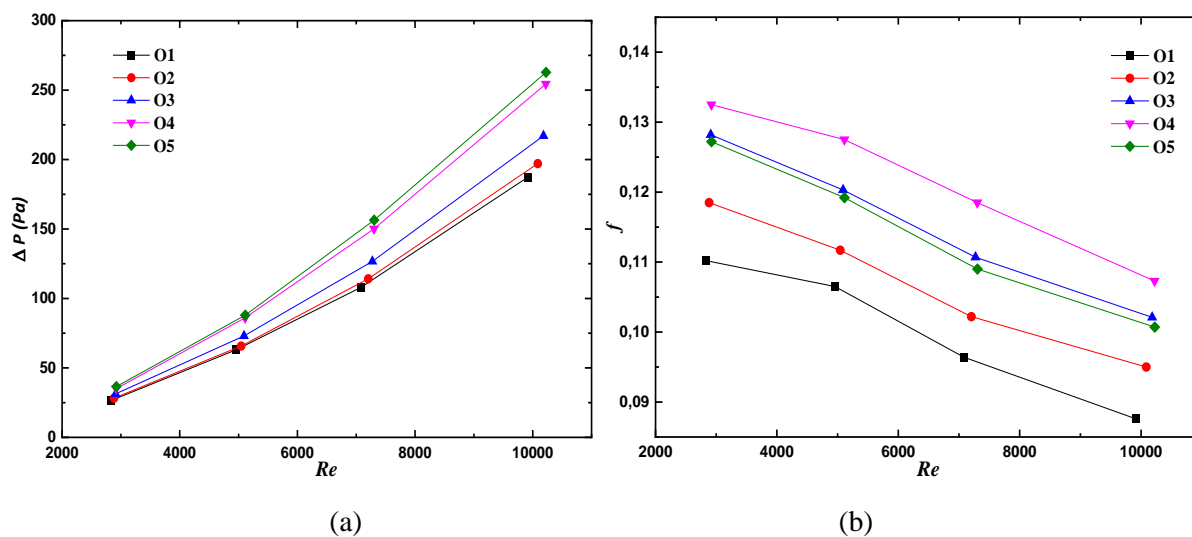


Fig. 3.6 Comparaison des formes de tubes elliptique à différentes Re : (a) chute de pression ; (b) facteur de frottement.

3.5.2 Cas des tubes plats

Comme indiqué précédemment, une autre forme de tube, à savoir le tube plat, est également analysé dans ce travail afin de déterminer la configuration de tube idéale qui offre les performances énergétiques les plus élevées. Dans le but de tester l'influence de la planéité des tubes, quatre géométries de tubes plats ont été examinées numériquement dans cette étude, (voir le tableau 2.3). Pour toutes les formes de tubes plats, la figure 3.7(a) montre la

variation du coefficient de transfert convectif moyen h pour toutes les formes de tubes plats avec $2600 \leq Re \leq 10200$. Parmi les cinq configurations considérées dans cette investigation, le tube en forme F1 avec des ailettes annulaires fournit un coefficient de transfert thermique supérieur de 13 à 16% et de 25 à 33% par rapport aux tubes de forme F3 et O5, respectivement ; la raison est la même que pour le cas des tubes ovales de la figure 3.5(a).

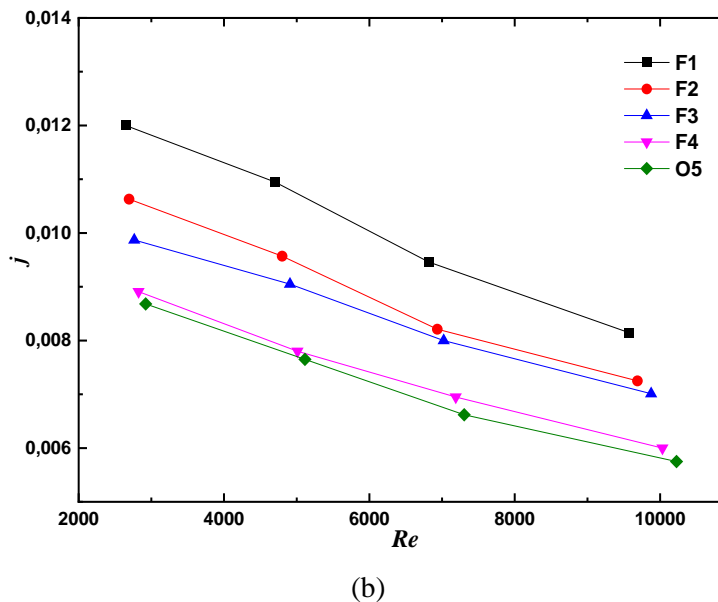
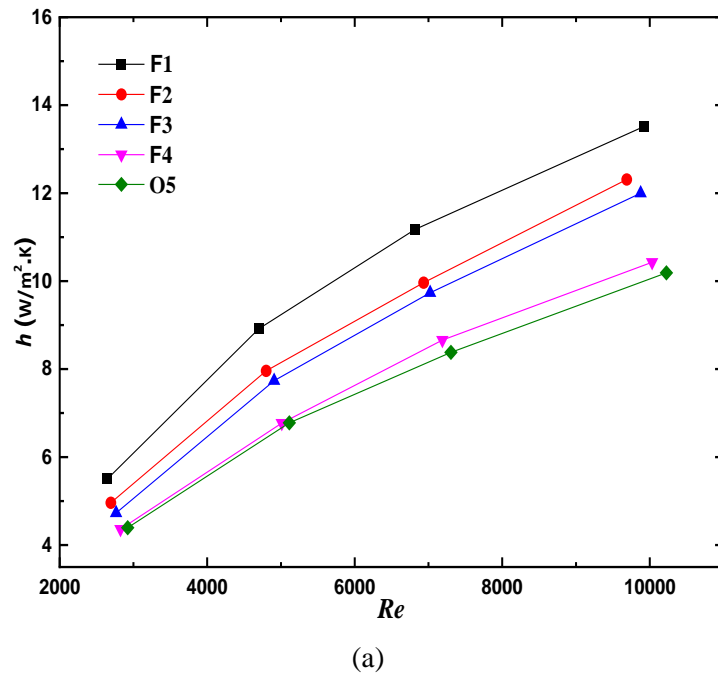


Fig. 3.7 Comparaison des formes de tubes plats à différentes Re : (a) coefficient de transfert convectif et (b) facteur de Colburn.

La variation du facteur de Colburn adimensionnel j avec la planéité du tube pour l'intervalle $2600 \leq Re \leq 10200$ est représentée sur la figure 3.7(b). Les simulations montrent que la diminution de la planéité réduit j pour toutes les valeurs de Re . Tous les tubes plats révèlent des valeurs de facteur de Colburn plus élevées que le tube circulaire O5, cependant, les valeurs de j de toutes les géométries diminuent avec Re .

Les résultats de la variation de la chute de pression ΔP et du facteur de frottement f sont représentés respectivement sur les figures 3.8 (a) et (b). Pour toutes les valeurs de Re , la valeur de ΔP diminue avec l'augmentation de la planéité du tube (Fig. 3.8(a)). Nous pouvons observer que les formes des tubes O5 et F3 fournissent, respectivement, des pertes de charge supérieures de 40 à 42 % et de 16 à 18 % par rapport à la géométrie des tubes F1 ; la cause est la même que celle des tubes elliptiques de la figure 3.6(a). D'une autre part, la différence des valeurs de ΔP entre les cinq profils de tubes plats devient importante lorsque le nombre de Reynolds augmente.

Ces résultats sont en bon accord avec les résultats numériques de Zesshan et al. [9], qui ont montré que, pour l'arrangement en quinconce du faisceau de tubes, la chute de pression augmente considérablement (jusqu'à 49,37 % à $Re = 900$) avec la diminution de la planéité des tubes.

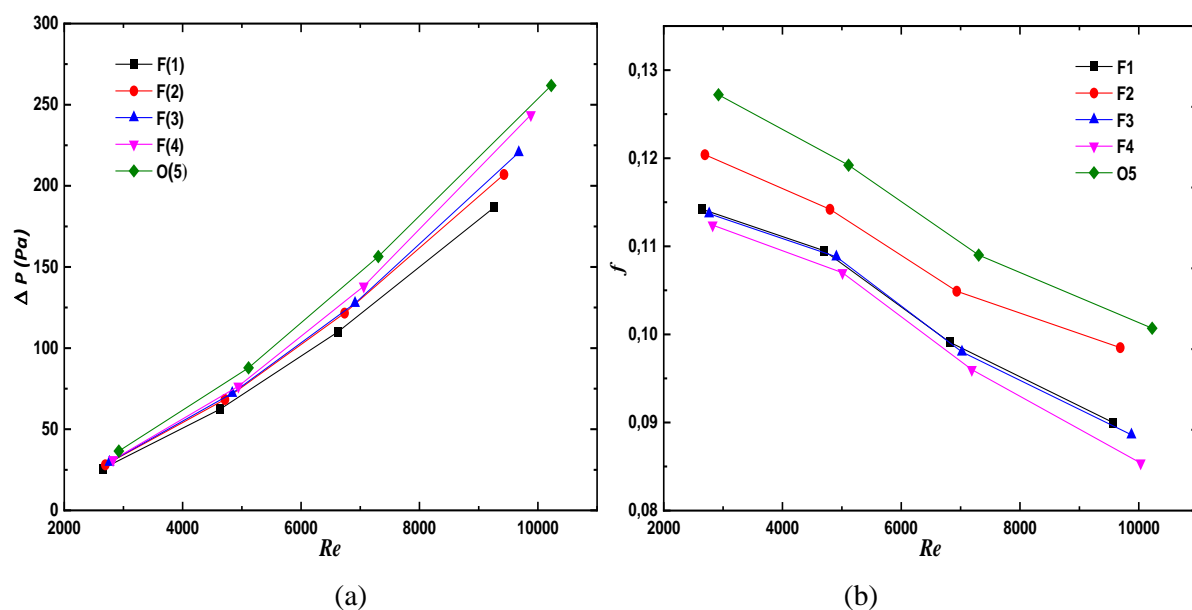


Fig. 3.8 Comparaison des formes de tubes plats à différents nombres de Reynolds : (a) chute de pression et (b) facteur de frottement.

L'effet de la planéité des tubes sur le facteur de frottement est présenté par la figure 3.8(b). Contrairement à la forme des tubes elliptiques, F4 fournit des valeurs de f inférieur par rapport aux autres géométries de tube. La forme du tube F4 offre un facteur de frottement inférieur de 13,2 à 18,5 % à celui des autres formes de tube lorsque le nombre de Reynolds passe de 2600 à 10200. Cependant, le tube circulaire O5 a les valeurs de f les plus élevées de tous les tubes plats examinés en raison d'un blocage accru de l'écoulement d'air.

3.6 Impact de la forme du tube sur les performances thermo-hydrauliques

Selon la conception de base des faisceaux de tubes à ailettes, une surface d'échange thermique totale requise doit être réalisée sans réduire l'intensité d'échange thermique et augmenter les pertes de charge. Par conséquent, le critère d'évaluation de performance P_{EC} et le critère de performance globale G_{PC} sont utilisés pour déterminer la forme optimale des tubes. La détermination et la comparaison de ces critères de performance est un paramètre clé dans la conception des échangeurs de chaleur.

Pour les cinq géométries de tubes elliptiques, la figure 3.9(a) représente la variation de P_{EC} pour l'intervalle $2800 \leq Re \leq 10200$. Le tube O1 fournit des valeurs de P_{EC} supérieur, non seulement au tube conventionnel circulaire (O5), mais aussi à tous les autres profils de tubes pour n'importe quelle valeur de Re . Quantitativement, le critère d'évaluation de performance du tube O1 est supérieur d'environ 61,6–64,2 % à celui du tube O4. Généralement, le critère P_{EC} de l'échangeur de chaleur à tubes elliptiques diminue à mesure que l'ellipticité des tubes diminue, ce qui est dû à l'amélioration utile du transfert de chaleur et aux pertes de charge réduits à un rapport d'axe plus élevé. De plus, la différence de P_{EC} entre O4 et O5 est très faible, où elle ne dépasse pas 1,8% pour toute l'intervalle de Re . Ces résultats sont en bon accord avec les résultats numériques de Zeeshan et al. [9] pour le cas des ailettes continues.

La figure 3.9(b) montre la variation du critère de performance global G_{PC} en fonction du nombre de Reynolds pour toutes les géométries de tubes elliptiques. Les résultats prouvent que lorsque le rapport d'axe augmente, l'intensité de transfert de chaleur augmente, mais la puissance requise par le ventilateur ($\Delta P \cdot \dot{V}$) diminue, ce qui entraîne une amélioration de la performance de l'EC. Par conséquent, la forme du tube O1 surpasse toutes les autres

conceptions de tube en termes de G_{PC} , qui est estimé à 21,2 %, 35,2 % et 45,9 % supérieur à celui de O3, O4 et O5, respectivement, à des faibles valeurs de Re . Pour les valeurs plus élevées de nombre de Reynolds, la différence de G_{PC} entre tous les tubes elliptiques est faible. Enfin, lorsque le transfert de chaleur et la puissance de pompage sont pris en compte, la géométrie du tube O1 offre les meilleures performances thermo-hydrauliques.

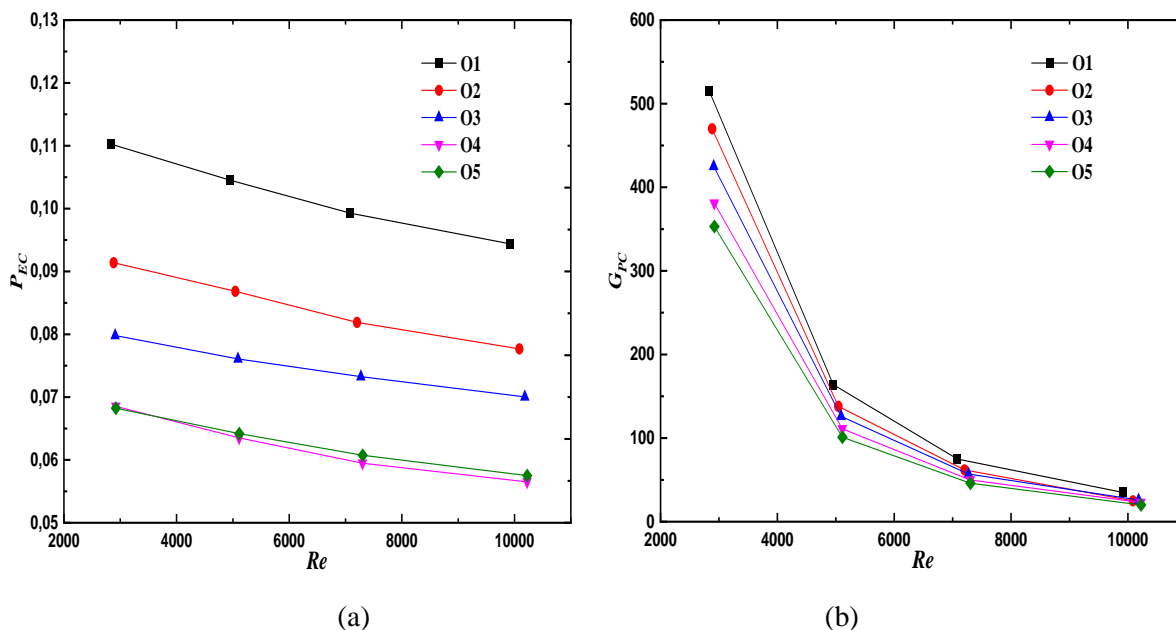


Fig. 3.9 Effet de la forme des tubes elliptiques et du nombre de Reynolds sur : (a) Critère d'évaluation de performance et (b) Critère de performance globale.

De même, l'impact de la planéité du tube sur le critère d'évaluation de performance P_{EC} et le critère de performance global G_{PC} est tracé sur les deux figures 3.10(a) et (b) respectivement. Pour l'intervalle de $2600 \leq Re \leq 10200$, les résultats de la figure 3.10(a) indiquent que le critère d'évaluation de performance augmente avec l'augmentation de la planéité des tubes et la diminution du nombre de Reynolds. Pour toutes les formes de tubes plats, F1 donne les valeurs les plus élevées de P_{EC} . Quantitativement, F1 fournit des valeurs de P_{ec} de 28,9–32,6 % et de 54–58,6 % plus élevées que ceux des tubes F4 et O5, respectivement.

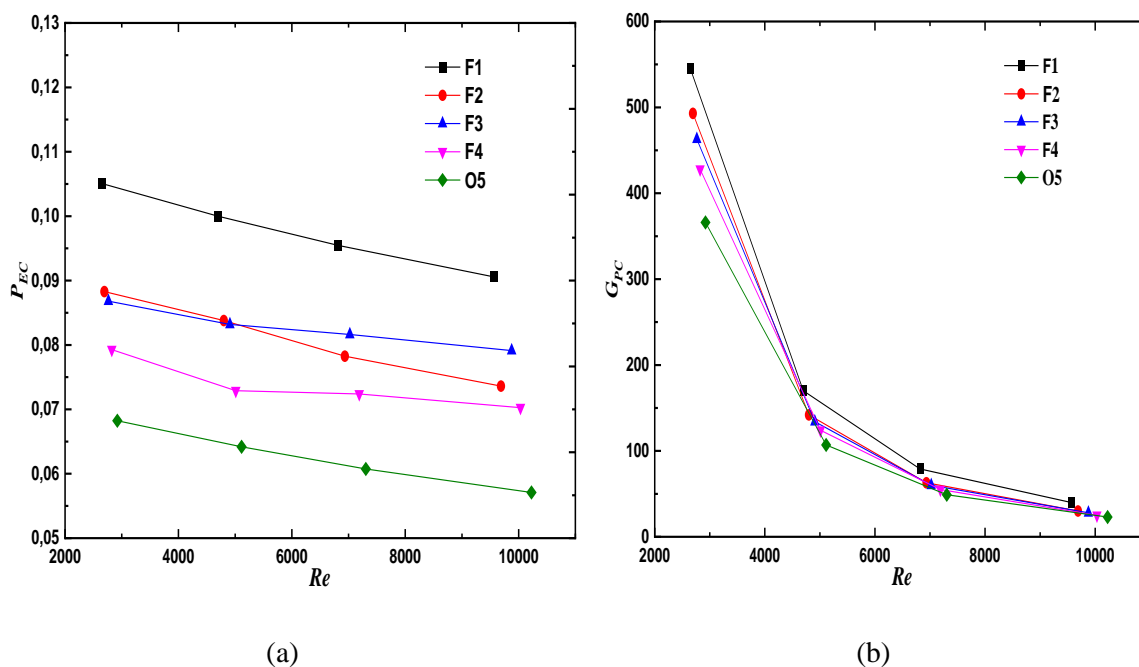


Fig. 3.10 Effet de la forme des tubes plats et du nombre de Reynolds sur : (a) Critère d'évaluation de performance et (b) Critère de performance globale.

La figure 3.10(b) illustre la variation du G_{PC} avec la planéité des tubes et le nombre de Reynolds. Comme observé, le critère de performance globale diminue rapidement avec le nombre de Re quel que soit la géométrie des tubes car la puissance de pompage augmente rapidement en comparaison avec l'augmentation lente du flux thermique échangé. Pour toutes les valeurs de Re , le G_{PC} offert par la géométrie du tube F1 est le plus important de tous les autres tubes plats, étant respectivement de 27,3–36% et de 48,9–52,2% supérieur aux tubes F4 et O5. Cela peut s'expliquer par l'augmentation de la surface d'échange thermique et la disparition de la zone morte lorsque la planéité des tubes augmente. Cependant, le tube O5 fournit les plus faibles valeurs de G_{PC} car le profil circulaire nécessite plus d'énergie pour le mouvement du fluide, et présente donc les pires performances thermo-hydrauliques.

On observe également à partir des résultats numériques sur les figures 3.9 et 3.10 que la meilleure forme des tubes plats F1 a donné les valeurs de G_{PC} les plus élevées autres que le tube elliptique O1. Au contraire, O1 donne les valeurs de P_{EC} les plus élevées de toutes les configurations de tubes et quel que soit la valeur de Re .

Chapitre 4

Résultats et discussion : Ailettes sinusoïdales

4.1 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. [143]), les dissipateurs thermiques (Nilpueng al. [144]), les radiateurs d'automobiles (Habibian et al. [145]) et les climatiseurs (Liu et al. [146]).

Ces ailettes génèrent des tourbillons dans l'écoulement et augmentent ainsi la turbulence, par conséquent, il est important d'analyser la structure d'écoulement en fonction des dimensions des ailettes ondulées de forme sinusoïdales. Une revue détaillée sur les performances thermo-hydrauliques des échangeurs à ailettes ondulées en convection forcée est donnée au Chapitre 1 (Section 1.3.6). Cependant, seuls Cheng et al. [82] ont analysé numériquement l'impact des paramètres des ailettes sinusoïdales sur les performances d'un échangeur de chaleur. Cependant, les chercheurs n'ont considéré que des valeurs limitées d'amplitude et de longueur d'onde avec un régime d'écoulement laminaire. Ainsi, nous présentons, dans ce chapitre, les résultats numériques de l'influence de l'amplitude ($0,75 \leq A \leq 2,5 \text{ mm}$) et de nombre d'ondes ($2 \leq N_{ond} \leq 6$) sur l'intensité de transfert thermique turbulent et la chute de pression à travers un faisceau de deux rangées décalées de tubes circulaires. Les résultats numériques obtenus au cours de ce travail de recherche ont été publiés dans l'article [147].

4.2 Définition des paramètres adimensionnels

Les paramètres adimensionnels utilisés pour évaluer les caractéristiques thermique et dynamique s'écrivent sous les formes suivantes :

$$Re = \frac{\rho_a V_{max} D_c}{\mu_a} \quad (4.1)$$

$D_c = D_t + 2E_a$ est le diamètre extérieur du collier d'ailette.

$$j = \frac{Nu}{Re Pr^{1/3}} \quad (4.2)$$

$$f = \frac{2\Delta P}{\rho_a V_{max}^2} \frac{S_{min}}{(S_a + S_t)} \quad (4.3)$$

S_{min} est l'aire de la section minimale de passage d'écoulement.

Pour considérer simultanément les effets du facteur de frottement f et de Colburn j , le critère d'évaluation des performances P_{EC} défini par Chu et al. [63] a été utilisé. Il présente l'échange thermique d'une paroi sous une résistance spécifique de l'écoulement. La plus grande quantité de P_{EC} signifie une excellente efficacité de l'échangeur.

$$P_{EC} = \frac{j}{f^{1/3}} \quad (4.4)$$

4.3 Validation du modèle numérique

Pour effectuer la validation des résultats numériques obtenus, les facteurs de Colburn j et de frottement f calculés dans l'intervalle $800 \leq Re \leq 2700$ ont été comparés avec les résultats expérimentaux de Youn et Kim [81] (Figure 4.1). La validation a été effectuée avec un faisceau de deux rangées de tubes circulaires, un pas inter-ailettes de 1,7 mm, une amplitude d'onde de 1,5 mm et une longueur d'onde de 10,82 mm. La figure montre que les résultats obtenus dans la présente investigation numériques ont une très bonne concordance avec les résultats expérimentaux de Youn et Kim [81] avec des écarts maximums de 10,8% et 5,4% dans les valeurs de j et f , respectivement.

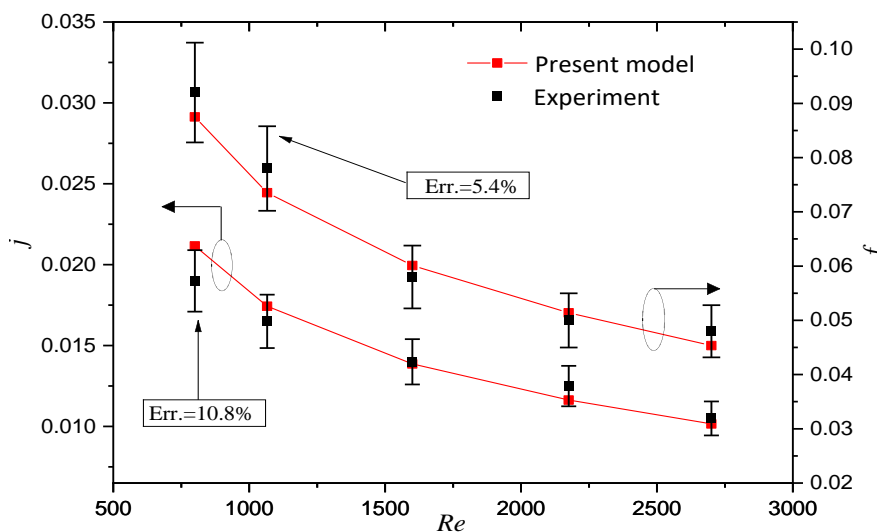
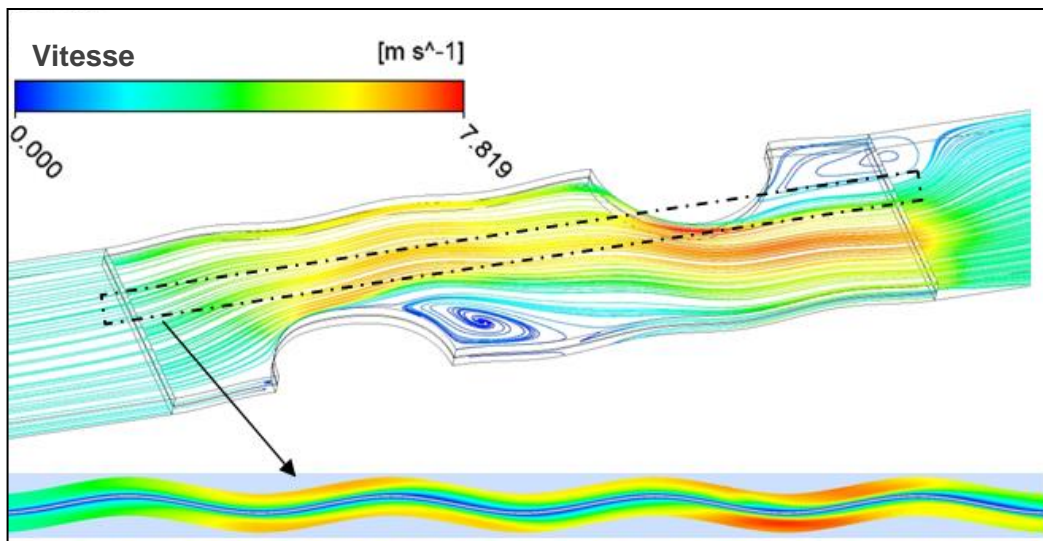


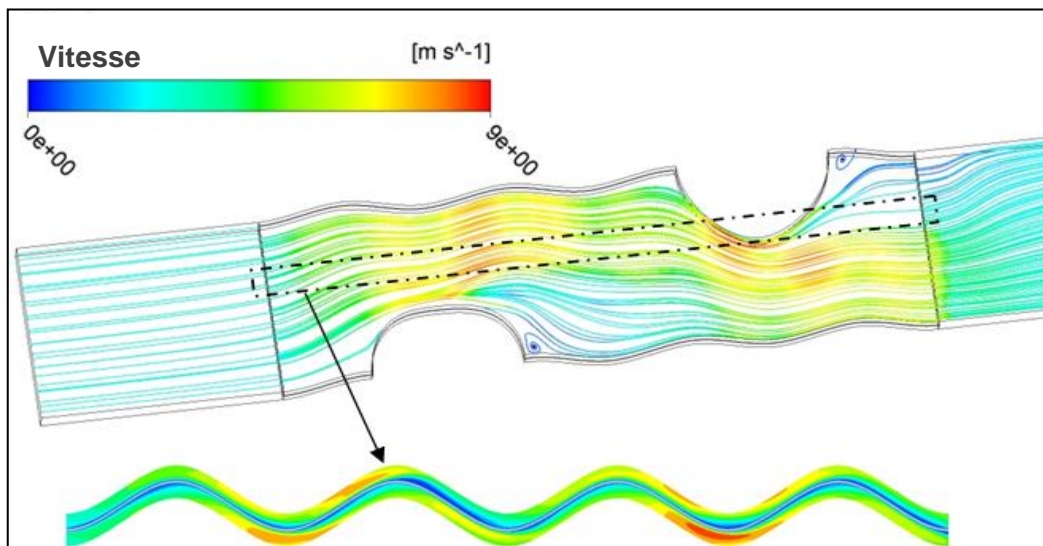
Fig. 4.1 Comparaison entre les présents résultats numériques et les données expérimentales de Youn et Kim [81] (Barre d'erreur expérimentale : $\pm 12\%$ pour j et $\pm 10\%$ pour f).

4.4 Caractéristiques de l'écoulement et de transfert thermique associé

Pour éclairer l'impact de la longueur d'onde et/ou de l'amplitude des ailettes ondulées sinusoïdales sur les caractéristiques de transfert thermique dans les faisceaux à deux rangées de tubes en quinconce, il est important de représenter les distributions locales des lignes de courant, les contours de température et la distribution de pression entre les côtés supérieur et inférieur de l'ailette ondulée. Avec un nombre d'ondes $N_{ond} = 4$, les figures 4.2(a) et (b) illustrent la distribution en 3D des lignes de courant pour $A = 0,75mm$ et $A = 2,5mm$, respectivement, à $Re = 2700$.



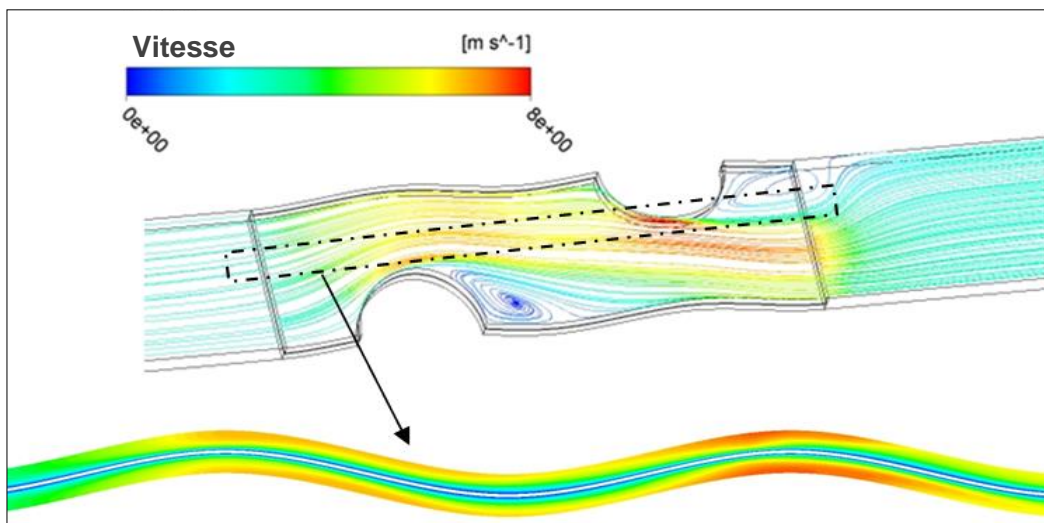
(a)



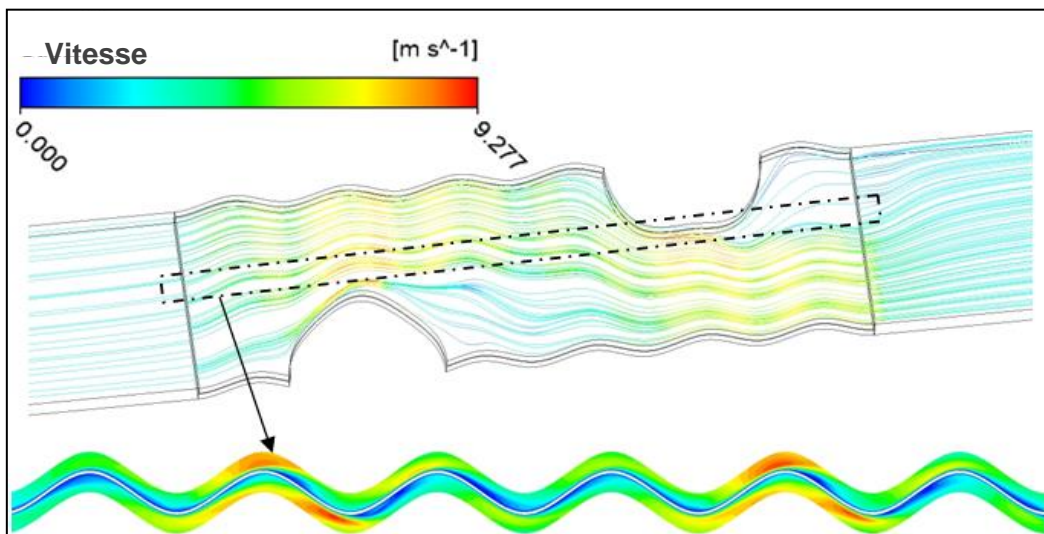
(b)

Fig. 4.2 Lignes de courant le long de la direction d'écoulement pour : (a) $A = 0,75mm$ et (b) $A = 2,5mm$, Avec $Re = 2700$.

Les effets de la courbure de la surface des ailettes sinusoïdales se manifestent par la séparation des fluides en aval de la crête ondulée, son rattachement en amont de la crête suivante, en conséquents la création et l'encerclement de cellules de recirculation dans les régions de la vallée (entre deux pics). La taille et la force de ces zones de recirculation deviennent plus prononcées avec l'augmentation de l'amplitude des ondes. Cependant, l'augmentation de l'amplitude détruit la zone de recirculation derrière les tubes (zone morte de transfert de chaleur). Au fur et à mesure que l'amplitude des ondes diminue, les effets visqueux diminuent les cellules de recirculation et les lignes de courant non perturbées, ils réduisant ainsi le transfert de chaleur et de quantité de mouvement. Certaines études antérieures [81,148-150] ont également rapporté ces phénomènes.



(a)



(b)

Fig. 4.3 Lignes de courant pour (a) $N_{ond} = 2$ et (b) $N_{ond} = 6$ avec $A = 1,75mm$ et $Re = 2700$

De même, l'impact du nombre d'onde N_{ond} (longueur d'onde) sur la structure de l'écoulement d'air est illustré par les lignes de courant tracés sur les figures 4.3(a) et (b) pour le cas de $N_{ond} = 2$ et 6 ondes. La chute de pression est associée à la création des cellules de recirculation après chaque pic d'onde. De plus, la diminution de la longueur d'onde augmente le nombre de pics d'onde et favorise la croissance du vortex dans la région de la vallée, ce qui améliore le mélange de l'écoulement et le transport de la quantité de mouvement (voir la figure 4.3). D'une autre part, la vitesse maximale est autour des tubes de la deuxième rangée pour toutes les situations en raison de la vitesse d'impact élevée à la deuxième rangée de l'arrangement quinconcé [89].

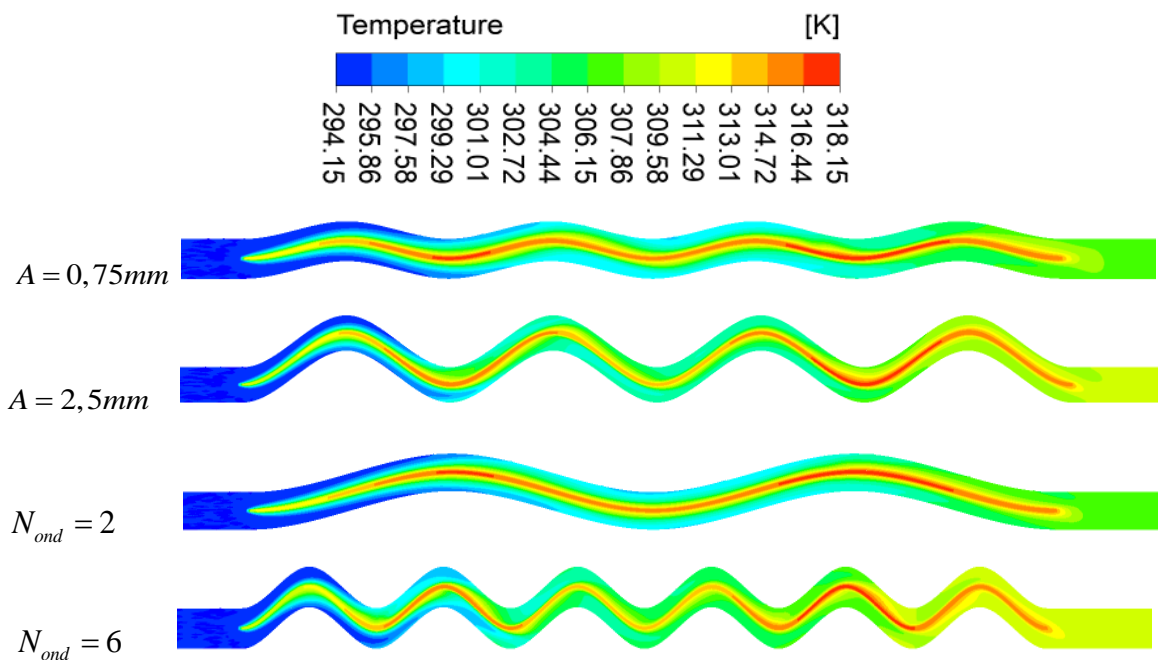


Fig. 4.4 Contours de température autour de l'ailette sinusoïdale pour deux valeurs d'amplitude et de nombre d'ondes, à $Re = 2700$.

La comparaison des contours de température pour deux valeurs d'amplitude d'onde ($A = 0,75$ et $A = 2,5mm$) et de nombre d'ondes ($N_{ond} = 2$ et 6 ondes) à $Re = 2700$ est illustrée dans la Figure 4.4 à la section transversale de $z = P_t/4$. Nous pouvons clairement voir qu'il existe un gradient de température significatif avec la direction longitudinale d'écoulement de l'ailette ondulée avec $A = 2,5mm$ et $N_{ond} = 6$ ondes comparativement au cas de $A = 0,75mm$ et $N_{ond} = 2$, ce qui indique un taux d'échange thermique global plus important entre les tubes à ailettes ondulé et l'air ambiant. Cela pourrait être dû au fait que l'augmentation de l'ondulation et 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.

Dans la résolution des problèmes de la mécanique des fluides, il est très important de tracer et analyser la distribution de la pression autour de la géométrie considérée. La répartition de la pression dans la section qui passe au milieu de l'espacement inter-ailettes est illustrée sur la figure 4.5 pour deux valeurs d'amplitude et de nombre d'ondes avec $Re = 2700$. Des valeurs plus élevées de distributions de pression sont observées dans la région d'entrée du domaine d'étude et ils sont diminués avec la pénétration de l'écoulement à travers l'échangeur de chaleur.

Cependant, les faibles valeurs de répartition de pression sont à la partie arrière des tubes du fait de la zone de recirculation. Pendant ce temps, il est bien connu qu'une grande amplitude et un nombre d'ondes élevé donnent une force de traînée plus élevée, un chemin d'écoulement beaucoup plus complexe et plus long, il en résulte une augmentation de la chute de pression. Ainsi selon la figure 4.5, la chute de pression pour le cas de $A = 0,75mm$ et $N_{ond} = 2$ est faible par rapport au cas de $A = 2,5mm$ et $N_{ond} = 6$, respectivement.

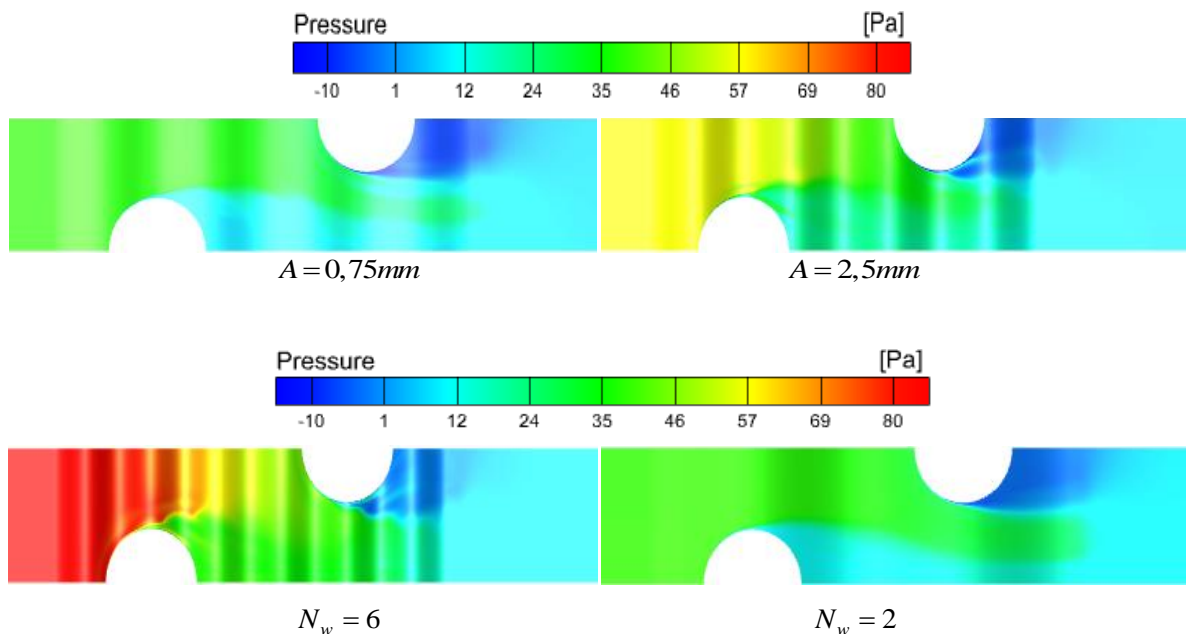


Fig. 4.5 Contours de pression sur l'ailette sinusoïdale pour deux valeurs d'amplitude et de nombre d'ondes, à $Re = 2700$.

4.5 Effet de l'amplitude des ailettes sinusoïdales

Pour un espacement d'ailettes $S = 1,7\text{mm}$ fixe, un nombre d'ondes $N_{ond} = 4$ et pour l'intervalle de $800 \leq Re \leq 2700$, l'impact de l'amplitude des ondes sur les performances de l'échangeur de chaleur est présenté et analysé dans cette partie de thèse. La variation du flux thermique échangé avec le nombre de Reynolds pour les valeurs d'amplitude d'onde $0,75 \leq A \leq 2,5\text{mm}$ est représentée sur la figure 4.6. 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 $A = 2,5\text{mm}$ surpassent les autres ailettes pour toutes les valeurs de Re . Quantitativement, on peut observer que l'échange thermique augmente de 4,66 % à $Re = 800$, 12,68 % à $Re = 1600$ et 14,82 % à $Re = 2700$ lorsque la valeur d'amplitude passe de 0,75 à 2,5 mm. Cela est dû à l'augmentation utile de la surface d'échange thermique avec l'amplitude des ailettes (Une ailette avec $A = 2,5\text{mm}$ a une surface égale à 10,4% supérieure à celle d'une ailette avec $A = 0,75\text{mm}$). Des résultats similaires ont été obtenus par Wen et al. [93] 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 augmenter de 33,74% (à $A = 7\text{mm}$ et une longueur d'onde de 25mm) par rapport au ailettes plates.

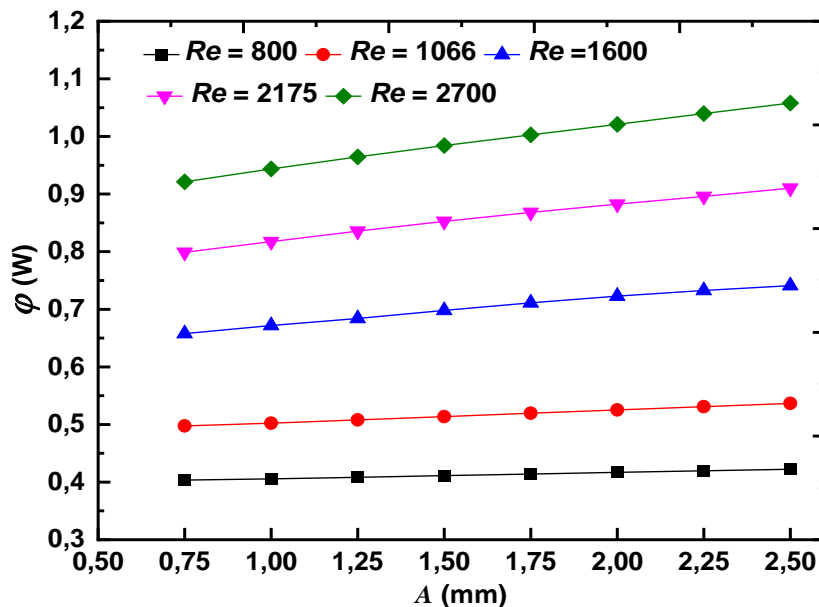


Fig. 4.6 Effet de l'amplitude de l'ailette sinusoïdale sur le flux thermique échangé.

D'autre part, l'étude du comportement thermo-hydraulique en termes de nombres adimensionnels est essentielle. Ainsi, le changement des facteurs de Colburn j et de

frottement f avec l'amplitude de l'onde et Re est représenté, respectivement, sur les figures 4.7 et 4.8. La valeur de j est réduite de 54,5 à 102,2 % avec l'augmentation de Re de 800 jusqu'à 2700 (Figure 4.7). Similairement au flux thermique, les valeurs de j augmentent avec l'amplitude A dans toute l'intervalle du nombre de Reynolds considéré dans cette étude. L'amplitude plus élevée des ailettes ondulées interrompt la croissance de la couche limite et augmente le mélange de fluide dans la zone morte derrière les tubes, ce qui, à son tour, conduit à une amélioration de l'efficacité d'échange thermique.

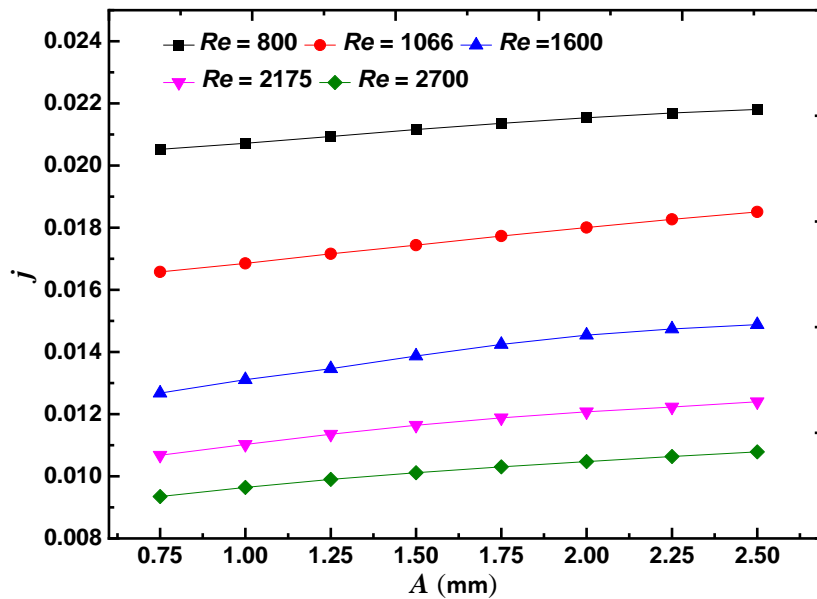


Fig. 4.7 Effet de l'amplitude de l'ailette sinusoïdale sur le facteur de Colburn.

La figure 4.8 montre la variation du facteur de frottement f avec l'amplitude de l'ailette sinusoïdale pour toutes les valeurs de Re . Quelque soit la valeur de l'amplitude, une augmentation du nombre de Reynolds entraîne une baisse des valeurs de f . La vitesse maximale et la chute de pression augmentent avec l'augmentation de Re . Cependant, le facteur f diminue en raison de la dépendance de f avec le rapport de la chute de pression au carré de la vitesse maximale (voir l'équation 3.10). Nous pouvons également observer que le facteur f augmente de 45,7 à 51,4% avec l'augmentation de l'amplitude A de 0,75mm jusqu'à 2,5mm. L'augmentation de f est justifié par l'augmentation de la force de traînée et la taille des cellules de recirculation avec l'amplitude des ailettes. Ces résultats sont en bon accord avec les résultats numériques de Dong et al. [86], qui ont montré que dans les échangeurs de chaleur de tubes plats à ailettes ondulées avec $A=2mm$, le facteur j est supérieur à celui de $A=1,5mm$ et $A=1mm$ de 5,8 % et 11,4 %, tandis que le facteur f est supérieur par 39 % et 83,7 %, respectivement.

La figure 4.9 montre l'effet de l'amplitude et du nombre de Reynolds sur l'efficacité des ailettes sinusoïdales. Contrairement avec la variation du flux thermique, l'efficacité η diminue avec l'augmentation de l'amplitude et du nombre de Reynolds. Lors de l'augmentation de A de 0,75 à 2,5 mm, la valeur de η diminue de 0,79 à 0,74 pour $Re = 800$ et de 0,76 à 0,69 pour $Re = 2700$ en raison de l'effet des crêtes des ondes qui provoquent une forte augmentation de l'échange thermique convectif et améliore ainsi le refroidissement des ailettes.

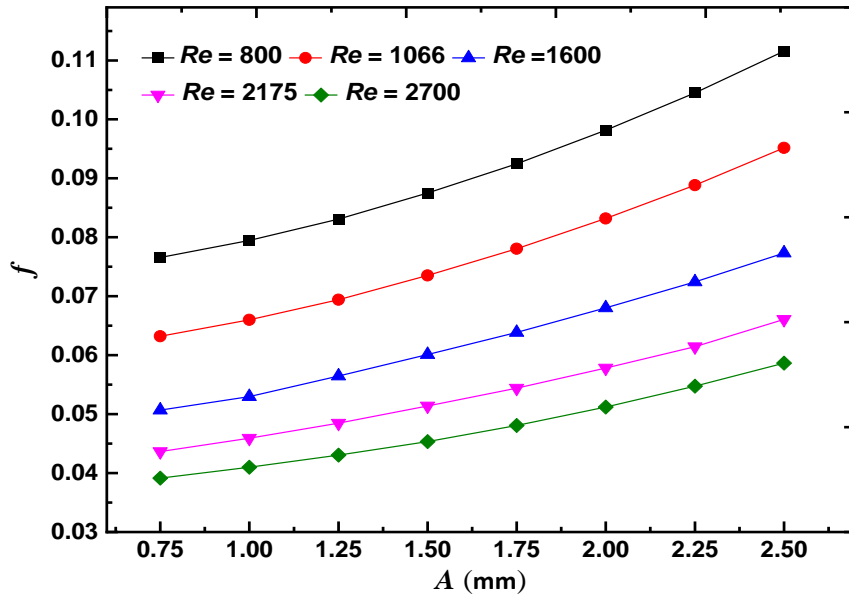


Fig. 4.8 Effet de l'amplitude de l'ailette sinusoïdale sur le facteur de frottement.

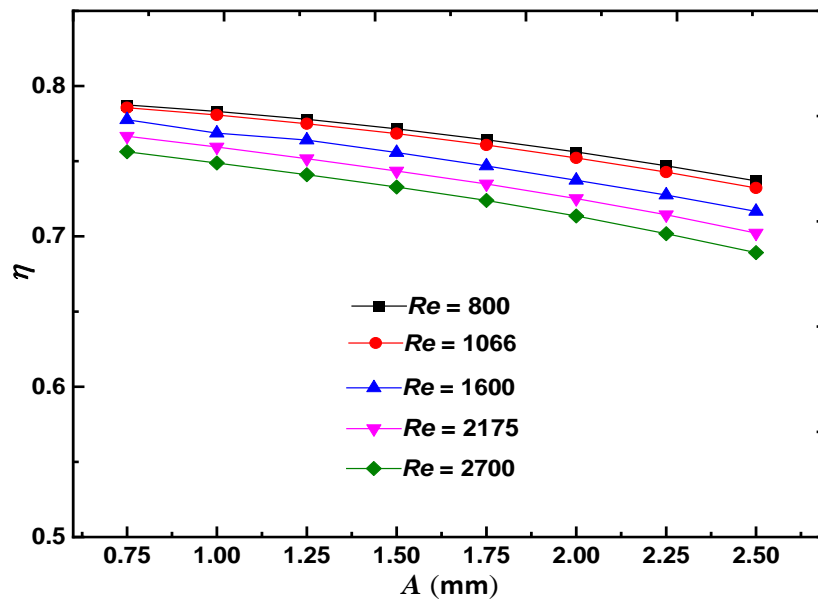


Fig. 4.9 Effet de l'amplitude sur l'efficacité de l'ailette sinusoïdale.

4.6 Effet du nombre d'ondes

Des simulations numériques ont été réalisées avec la meilleure amplitude ($A = 1,75\text{mm}$) et pour le nombre d'ondes varié entre 2 et 6 ondes. Les résultats sont présentés en termes de flux d'échange thermique, facteur de Colburn, facteur de frottement et efficacité des ailettes. Les résultats de la figure 4.10 indiquent que le flux thermique ϕ des ailettes avec six 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 $N_{ond} = 6$ est supérieur d'environ 5,7 % à $Re = 800$ et de 24,3 % à $Re = 2700$ à celui de l'ailette ondulée avec $N_{ond} = 2$. L'ondulation de l'ailette allonge considérablement le chemin de transfert de chaleur (la surface d'échange thermique augmente avec le nombre des ondes), ce qui améliore l'échange thermique global. Par exemple, l'ailette avec six ondes peut avoir jusqu'à 6,75 % et 11,25 % de surface d'échange élevée que l'ailette avec quatre et deux ondes, respectivement.

Ces résultats sont compatibles avec la conclusion de Cheng et al. [82], 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.

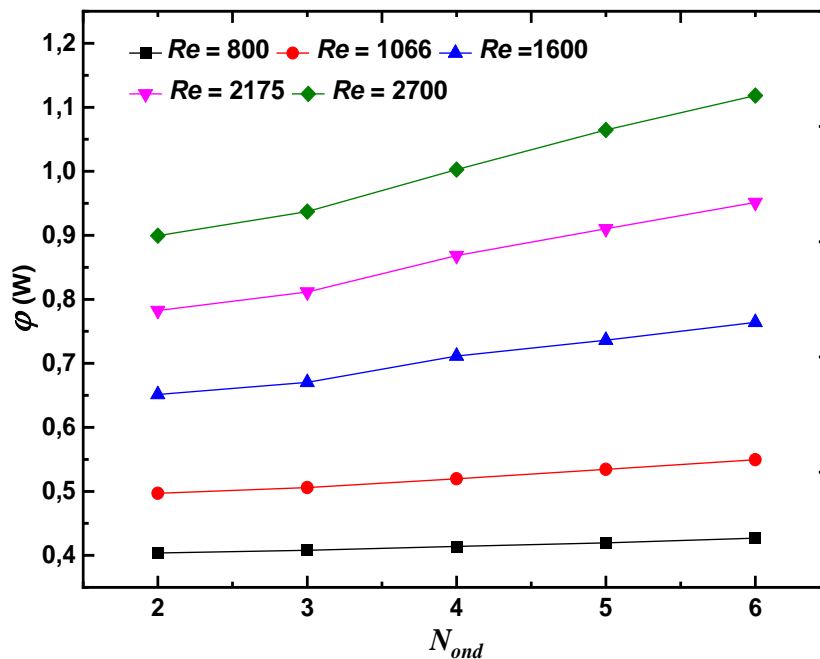


Fig. 4.10 Effet de nombre d'ondes sur le flux thermique échangé.

La variation des valeurs de j avec le nombre d'ondes (longueur d'onde) et le nombre de Reynolds est illustrée sur la Figure 4.11. Comme prévu, le facteur j augmente avec l'augmentation du nombre d'ondes quelle que soit la valeur de Re . Précisément, l'ailette à six ondes fournit un facteur de Colburn de 9,8 à 32,3 % plus élevé comparativement avec l'ailette à deux ondes. En raison d'une plus grande ondulation, les couches limites thermique et dynamique sont brisées à chaque pic d'onde, ce qui entraîne un mélange de l'écoulement et une amélioration du transfert thermique plus importants.

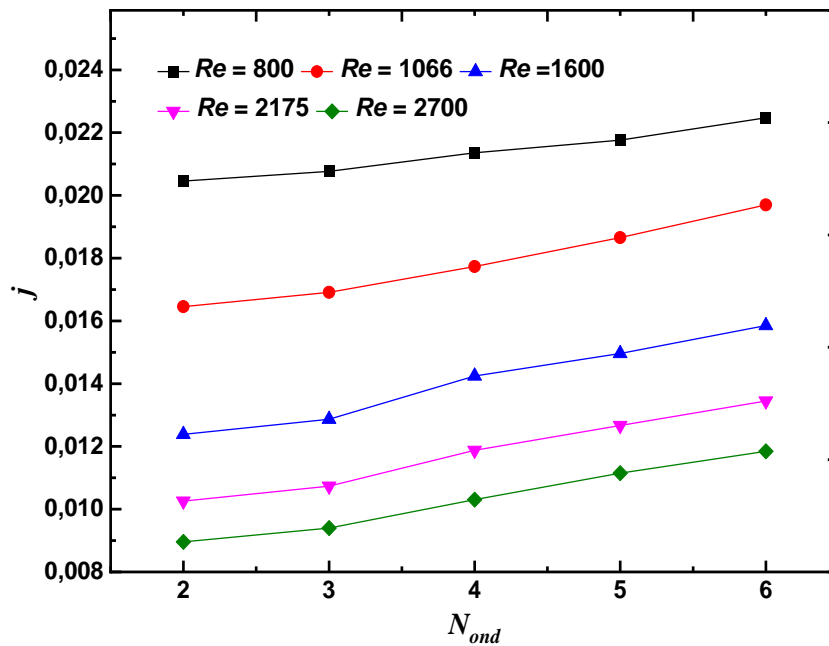


Fig. 4.11 Effet de nombre d'ondes sur le facteur de Colburn.

Comme illustré sur la figure 4.12, l'ondulation dans le sens de l'écoulement a un impact significatif sur le facteur de frottement f 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 à six ondes fournit des facteurs de frottement de 82,5–127,9% et 49,4–94,2% plus élevés que ceux de l'ailette avec deux et quatre ondes, respectivement. Les résultats de cette figure montrent également que les valeurs de f augmentent avec la diminution du nombre de Reynolds. Dans l'investigation numérique de Cheng et al. [82], les chercheurs ont également constaté que, dans l'intervalle $1 \leq N_{ond} \leq 4$, le facteur de frottement augmente avec l'augmentation du nombre d'ondes.

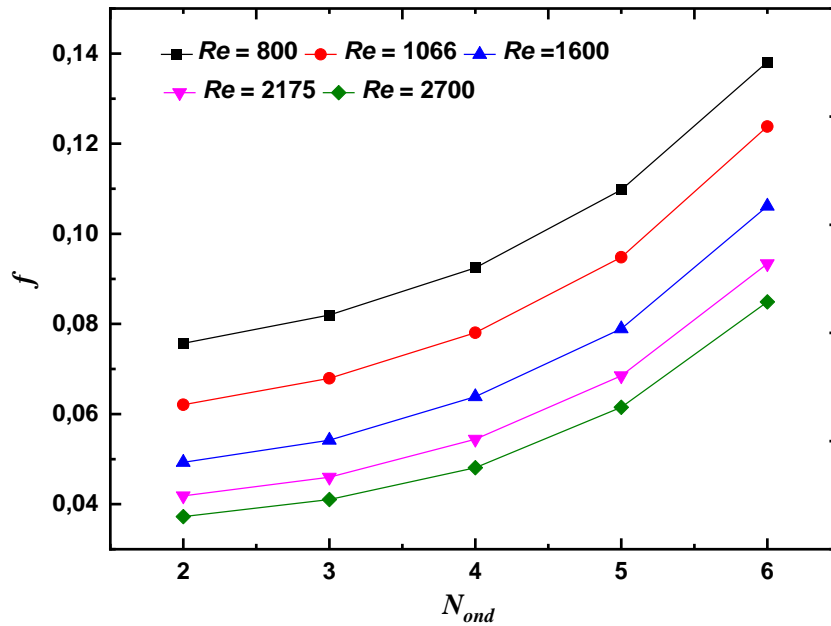


Fig. 4.12 Effet de nombre d'ondes sur le facteur de frottement.

Dans la figure 4.13, l'efficacité des ailettes η est représentée en fonction du nombre d'ondes N_{ond} pour l'intervalle $800 \leq Re \leq 2700$. Une diminution de η est observée avec l'augmentation de N_{ond} et Re . Comme indiqué précédemment, l'intensité d'échange thermique augmente avec le nombre d'ondes et le nombre de Reynolds, et par conséquent, le gradient de température dans l'ailette ondulée ainsi que les valeurs de η sont réduites. Par exemple, une ailette ondulée avec $N_{ond} = 2$ fournit une efficacité de 9–16,8 % et 2,7 à 4,9 % supérieure à celle d'une ailette avec $N_{ond} = 6$ et $N_{ond} = 4$, respectivement.

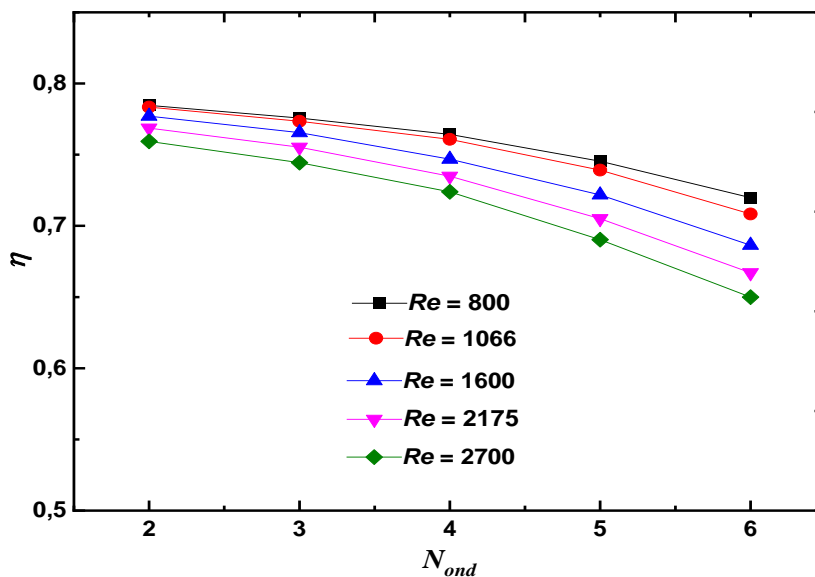


Fig. 4.13 Effet de nombre d'ondes sur l'efficacité de l'ailette.

4.7 Impact des paramètres d'amplitude et de nombre d'ondes sur les performances thermo-hydrauliques

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 critère d'évaluation de performance P_{EC} et le critère de performance globale G_{PC} sont utilisés ici pour évaluer l'impact de l'amplitude et du nombre d'ondes sur l'efficacité globale des ECs. Avec un nombre d'ondes $N_{ond} = 4$, la figure 4.14(a) montre la variation de P_{EC} avec l'amplitude d'onde et le nombre de Reynolds. Quelle que soit l'amplitude des ailettes sinusoïdales, la valeur de P_{EC} diminue avec l'augmentation de Re en raison de la diminution rapide du facteur de Colburn avec le nombre de Re (voir la figure 4.7). À $Re = 800$, le rapport P_{EC} diminue avec l'augmentation d'amplitude A . Cependant, le cas de $A = 1,75mm$ donne les grandes valeurs de P_{EC} sur l'intervalle $1066 \leq Re \leq 2700$, qui est estimée à 4,5, 1,9 et 2,3 % supérieure à celle pour $A = 0,75 ; 1,25 ; 2,5mm$, respectivement. Pour les petites amplitudes, le mélange de l'écoulement induit du fait des sommets des ailettes ondulées améliore l'échange thermique convectif plus intensément que l'augmentation des pertes de charge, ainsi, le P_{EC} devient significatif. Cependant, l'effet est inversé lorsque A est supérieur à $1,75mm$. Enfin, compte tenu de la surface d'échange thermique et des pertes de charge, l'ailette ondulée avec $A = 1,75mm$ offre le maximum de performance thermo-hydraulique.

La figure 4.14(b) donne la variation du critère de performance global G_{PC} en fonction de l'amplitude de l'onde A pour toutes les valeurs du nombre de Reynolds. Comme observé, G_{PC} diminue avec l'augmentation de A et de Re , puisque la puissance de pompage augmente rapidement par rapport à la lente augmentation du flux de chaleur. Pour toutes les valeurs de Re , la valeur de G_{PC} fournit par l'ailette avec $A = 0,75mm$ est la plus importante de toutes les autres amplitudes d'onde, étant de 11,7 à 15,6 % et de 43,3 à 52,9 % supérieure à l'ailette avec $A = 1,5mm$ et $A = 2,5mm$, respectivement.

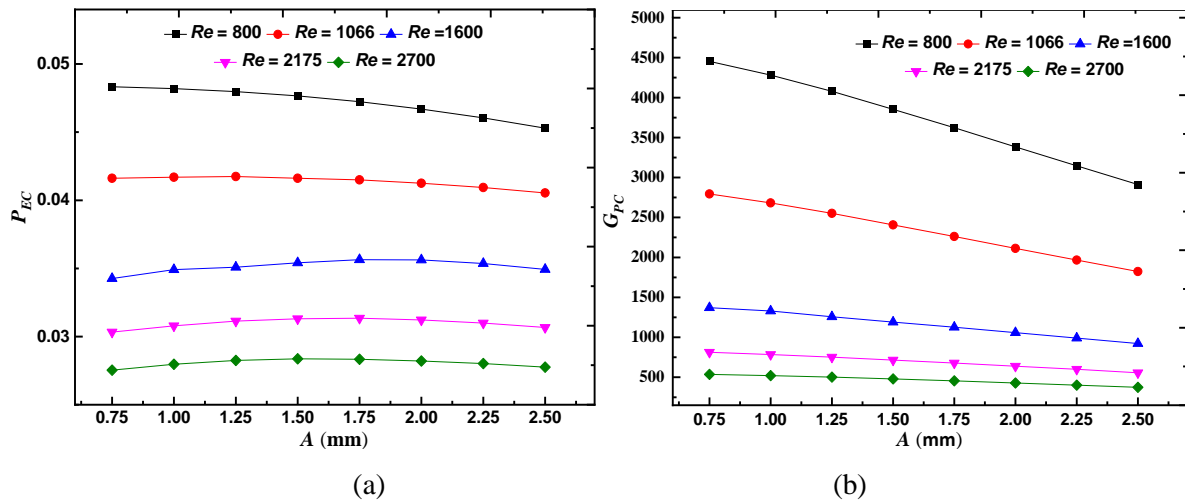


Fig. 4.14 Effet de l'amplitude de l'ailette sur (a) le critère d'évaluation de performance P_{EC} et (b) le critère de performance globale G_{PC} .

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 critère d'évaluation de performance P_{EC} et le critère de performance globale pour choisir la meilleure ondulation des ailettes. La figure 4.15(a) illustre le critère d'évaluation des performances P_{EC} pour différents nombres d'ondes et à une amplitude $A = 1,75\text{mm}$. A faible valeurs de Re , le P_{EC} 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 P_{EC} pour l'intervalle $1066 < Re \leq 2700$, qui est estimée de 4,2–6,6% et 4,8–6,5% supérieure à celle pour $N_{ond} = 2$ et $N_{ond} = 6$, respectivement.

De même, l'impact du nombre d'onde N_{ond} sur le critère de performance global G_{PC} est représenté sur la figure 4.15(b). Comme observé, G_{PC} diminue avec l'augmentation du nombre d'ondes et de Re . Sur tout l'intervalle de Re , le G_{PC} fourni par une ailette avec $N_{ond} = 2$ est le plus significatif, il est supérieur d'environ 20,5–23,9% et 90,6–98,9% à ceux des ailettes avec $N_{ond} = 4$ et $N_{ond} = 6$, respectivement. Cela est dû au fait que la consommation d'énergie du ventilateur ($\Delta P \cdot \dot{V}$) augmente considérablement à mesure que N_{ond} augmente. A des valeurs élevées de Re , l'impact du nombre d'ondes sur G_{PC} des échangeurs à ailettes ondulés est marginal du fait de la couche limite plus fine, ce qui réduit par conséquent l'effet positif du

nombre de crêtes N_{ond} sur l'échange thermique. En conclusion, sur la base du critère de performance global G_{PC} , les ailettes ondulées avec les valeurs d'amplitude les plus faibles $A = 0,75mm$ et le nombre d'ondes $N_{ond} = 2$ fonctionnent mieux que les autres géométries.

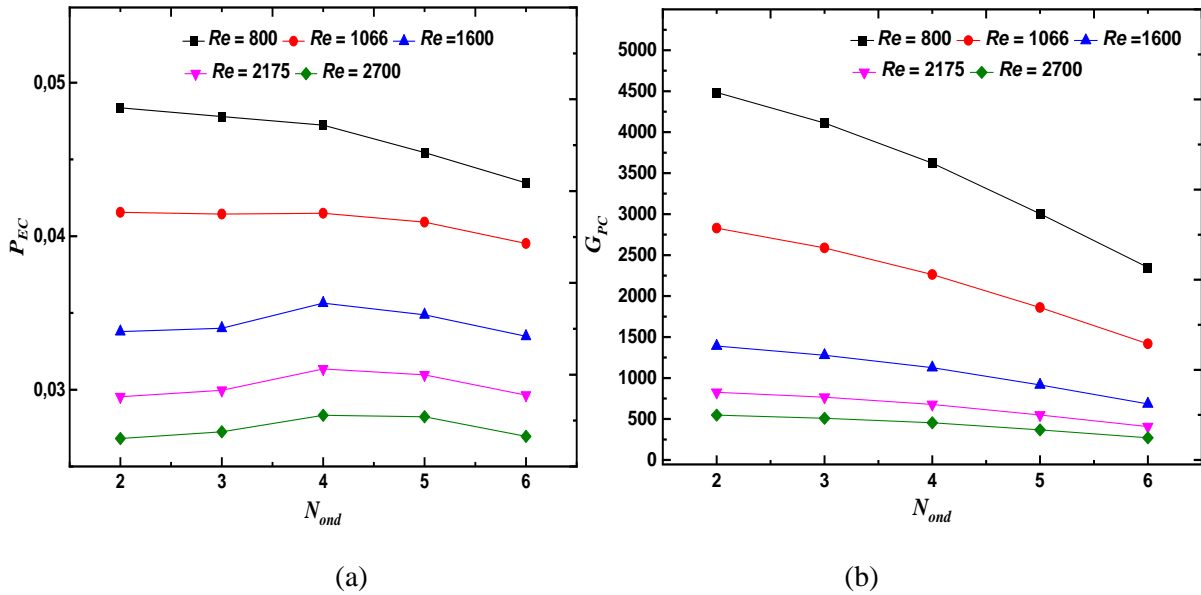


Fig. 4.15 Effet du nombre d'ondes sur (a) le critère d'évaluation de performance P_{EC} et (b) le critère de performance globale G_{PC} .

Conclusion générale

Ce travail de thèse a été dédié à l'étude des phénomènes touchant les domaines de transfert de chaleur, la mécanique des fluides et de la simulation numérique dans les échangeurs de chaleurs. Il explore en détail, l'impact de la géométrie des ailettes ondulées et de la forme des tubes sur la physique d'écoulement et de transfert thermique conducto-convectif. Diverses investigations numériques ont été effectuées sur les échangeurs thermiques de tubes à ailettes sinusoïdales et circulaires afin de connaître ces phénomènes physiques.

Deux configurations d'ailettes et neuf géométries de tubes ont été introduites qui améliorent le transfert de chaleur par conduction de la base jusqu' à l'extrémité de l'ailette et améliorent simultanément le transfert de chaleur par convection le long de la surface de l'ailette. Pour le cas d'un faisceau de tubes à ailettes circulaires, les calculs numériques ont été exécutés pour 9 faisceaux de trois rangées de tubes en arrangement quinconce, tandis que pour l'échangeur à ailettes sinusoïdales, il y a 13 faisceaux à deux rangées de tubes en quinconce.

Les faisceaux ont été étudiés pour différents paramètres géométriques à savoir : planéité des tubes, ellipticité des tubes, amplitude d'onde, nombre d'ondes, et nombre de Reynolds. L'objectif essentiel de cette approche numérique est de déterminer la géométrie des tubes et de l'ailette ondulée les plus performantes. Les simulations numériques des phénomènes thermo-hydrauliques ont été effectuées en utilisant le logiciel Ansys v18.2.

La présente étude montre également, les résultats numériques du comportement de l'écoulement à savoir, contours de température, vecteurs de vitesse et la zone de recirculation pour le cas des ailettes circulaires, avec les lignes de courant, contours de température et de pression et la zone de recirculation apparaissant entre les ailettes sinusoïdales.

Les résultats obtenus montrent que, la taille de la zone de recirculation diminue clairement avec l'augmentation de l'ellipticité et de la planéité des tubes pour le cas des ailettes circulaires.

Les résultats obtenus montrent aussi que les effets de la courbure de la surface des ailettes sinusoïdales se manifestent par la séparation des fluides en aval de la crête ondulée, son rattachement en amont de la crête suivante, et la création et l'encerclement conséquents de

cellules de recirculation dans les régions des vallées. Cependant, les pertes de charge sont associées à la création et la taille des cellules de recirculation après chaque onde. De plus, la diminution de la longueur d'onde augmente le nombre de pics et favorise la croissance du vortex dans la région entre deux sommets et l'encerclement d'une grande partie de la région centrale (entre deux pics), ce qui améliore le mélange de l'écoulement et le transport de l'impulsion.

Concernant le cas d'un faisceau de trois rangées de tubes à ailettes circulaires, les résultats qualitatifs de cette partie de thèse appropriée à l'analyse de l'effet de la géométrie des tubes dans l'intervalle de nombre de Reynolds ($2600 \leq Re \leq 10200$) sont :

- Pour les tubes ovales et plats, l'intensité de transfert thermique et le facteur de Colburn augmentent avec l'ellipticité et la planéité des tubes, où les configurations O1 et F1 fournissent les valeurs les plus élevées.
- Parmi les tubes elliptiques, O1 produit les basses valeurs de facteur de frottement à toutes les valeurs de Re . Cependant, le facteur de frottement de F4 est inférieur à celui des autres tubes plats (F4 fournit des valeurs de f inférieurs de 13,2 à 18,5 % à celles des autres formes de tubes).
- Tous les tubes étudiés (tubes ovales et plats) ont surpassé le tube circulaire traditionnel (O5) en termes de critère d'évaluation des performances P_{EC} , où O1 et F1 ont atteint les valeurs les plus élevées à tous les nombres de Reynolds.
- Les ailettes circulaires avec les tubes en forme de O1 surpassent tous les autres tubes elliptiques en termes de G_{PC} (plus élevé d'environ 10 %, 35 % et 46 % que celui de O2, O4 et O5, respectivement, aux faibles valeurs de Re). Une augmentation de la planéité des tubes augmente les valeurs de G_{PC} , où F1 fournit les plus grandes valeurs parmi les quatre géométries de tubes plats.
- À tous les nombres de Reynolds, la forme du tube F1 est la plus efficace de toutes les autres configurations de tubes. En conséquence, cette géométrie de tube est suggérée pour être utilisée dans les systèmes énergétiques.
- Les résultats numériques obtenus sont très proches de ceux trouvés dans la littérature, ce qui confirme l'exactitude de notre simulation numérique.

L'analyse des différents résultats obtenus dans la partie de travail concernant un échangeur de tubes à ailettes sinusoïdales nous a permis d'arriver aux résultats suivants :

- Le flux thermique échangé, les facteurs de Colburn J et de frottement f augmentent avec de l'amplitude de l'onde, tandis que l'efficacité des ailettes diminue pour tous les valeurs du nombre de Re .
- Une augmentation du facteur de frottement (82,5-127,9%) et du facteur de Colburn (9,8-32,3%) a été observée avec l'augmentation du nombre d'ondes N_{ond} de 2 à 6. Cependant, l'efficacité des ailettes diminue avec l'augmentation de N_{ond} et Re .
- Pour l'intervalle $1066 \leq Re \leq 2700$, les ailettes avec une amplitude d'onde de $A=1,75mm$ et un nombre d'onde $N_{ond}=4$ donnent les grandes valeurs du critère d'évaluation de performance P_{EC} . Cependant, à $Re=800$, le P_{EC} diminue avec l'augmentation de A et N_{ond} . Ainsi, lorsque la surface d'échange thermique et les pertes de charge sont pertinentes, une ailette ondulée avec $A=1,75mm$ et $N_{ond}=4$ est recommandée dans la conception des échangeurs de chaleur.
- En termes de critère de performance global G_{PC} , les ailettes ondulées avec les valeurs les plus basses d'amplitude ($A=0,75mm$) et de nombre d'ondes ($N_{ond}=2$) ont atteint les valeurs de G_{PC} les plus élevées à tous les nombres de Reynolds. Par conséquent, ces dimensions d'ailettes ondulées sont recommandées étant utilisé dans les systèmes énergétiques.

Comme perspective de ce travail de recherche, il est intéressant de le poursuivre en étudiant :

- L'impact de ces paramètres sur les échangeurs de tubes en arrangement aligné ;
- L'impact de ces paramètres dans le cas de la convection naturelle ;
- Refaire les calculs par des essais expérimentaux ;
- L'effet de la forme des tubes dans le cas des ailettes ondulées, dentelées et perforées ;
- L'influence de ces paramètres avec différents espacement longitudinal et transversal inter-tubes ;
- Ecrire des corrélations reliant le nombre du facteur de frottement et du facteur de Colburn avec : A , N_{ond} , ellipticité et la planéité des tubes.

Références

- [1] I. Shahdad and F. Fazelpour, "Numerical analysis of the surface and geometry of plate fin heat exchangers for increasing heat transfer rate," *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, vol. 9, pp. 155-167, 2018.
- [2] 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.
- [3] 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.
- [4] "www.sacome.com," Date de consultation : 05/02/2022.
- [5] R. K. Shah and D. P. Sekulic, *Fundamentals of heat exchanger design*. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, 2003.
- [6] 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.
- [7] 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.
- [8] 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.
- [9] 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.
- [10] 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.
- [11] J.-Y. Jang and J.-Y. Yang, "Experimental and 3D numerical analysis of the thermal-hydraulic characteristics of elliptic finned-tube heat exchangers," *Heat Transfer Engineering*, vol. 19, pp. 55-67, 1998.

- [12] S. M. Saboya and F. E. M. Saboya, "Experiments on elliptic sections in one- and two-row arrangements of plate fin and tube heat exchangers," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 24, pp. 67-75, 2001.
- [13] A. Ereğ, B. Ozerdem, L. Bilir, and Z. Ilken, "Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, pp. 2421-2431, 2005.
- [14] L. Sun and C.-L. Zhang, "Evaluation of elliptical finned-tube heat exchanger performance using CFD and response surface methodology," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 75, pp. 45-53, 2014.
- [15] M. S. Mon, "Numerical investigation of air-side heat transfer and pressure drop in circular finned-tube heat exchangers," Doctorat thesis, Technische Universität Bergakademie Freiberg, Germany, 2003.
- [16] G.-m. ZHANG, X.-l. LENG, N.-x. ZHOU, Y.-p. SHI, and L.-m. LI, "Flow and heat transfer characteristics around egg-shaped tube," *Journal of Hydrodynamics, Ser. B*, vol. 27, pp. 76-84, 2015.
- [17] R. Deeb, "The effect of angle of attack on heat transfer characteristics of drop-shaped tube," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 183, pp. 122115, 2022.
- [18] R. Deeb, "Experimental and numerical investigation of the effect of angle of attack on air flow characteristics around drop-shaped tube," *Physics of fluids*, vol. 33, pp. 065110, 2021.
- [19] H. Bayat, A. M. Lavasani, and T. Maarefdoost, "Experimental study of thermal-hydraulic performance of cam-shaped tube bundle with staggered arrangement," *Energy Conversion and Management*, vol. 85, pp. 470-476, 2014.
- [20] M. Fiebig, A. Valencia, and N. K. Mitra, "Local heat transfer and flow losses in fin-and-tube heat exchangers with vortex generators: A comparison of round and flat tubes," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 8, pp. 35-45, 1994.
- [21] S.-Y. Yoo, D.-S. Park, and M.-H. Chung, "Heat transfer enhancement for fin-tube heat exchanger using vortex generators," *KSME International Journal*, vol. 16 (1), pp. 109-115, 2002.
- [22] M. S. Haitham and N. K. A. Bahaidarah, "A numerical study of fluid flow and heat transfer over a bank of flat tubes," *Numerical Heat Transfer*, vol. 48, pp. 359-385, 2005.
- [23] S. Dogan, S. Darici, and M. Ozgoren, "Numerical comparison of thermal and hydraulic performances for heat exchangers having circular and elliptic cross-section," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 145, pp. 118731, 2019.

- [24] D. Sahel, H. Ameer, and W. Boudaoud, "A new correlation for predicting the hydrothermal characteristics over flat tube banks," *Journal of Mechanical and Energy Engineering*, vol. 3 (43), pp. 273-280, 2019.
- [25] S. Unger, E. Krepper, M. Beyer, and U. Hampel, "Numerical optimization of a finned tube bundle heat exchanger arrangement for passive spent fuel pool cooling to ambient air," *Nuclear Engineering and Design*, vol. 361, pp. 110549, 2020.
- [26] A. M. Darbari and M. A. Alavi, "Application of Taguchi method in the numerical analysis of fluid flow and heat transfer around a flat tube with various axial ratios," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 126, pp. 105472, 2021.
- [27] M. A. Alnakeeb, M. A. Saad, and M. A. Hassab, "Numerical investigation of thermal and hydraulic performance of fin and flat tube heat exchanger with various aspect ratios," *Alexandria Engineering Journal*, vol. 60, pp. 4255-4265, 2021.
- [28] A. H. Jassim, T. A. Tahseen, A. W. Mustafa, M. M. Rahman, and M. Ishak, "An experimental investigation in forced convective heat transfer and friction factor of air flow over aligned round and flattened tube banks," *Heat Transfer-Asian Research*, vol. 48, pp. 2350–2369, 2019.
- [29] T. Fullerton and N. Anand, "Periodically fully-developed flow and heat transfer over flat and oval tubes using a control volume finite-element method," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 57, pp. 642-665, 2010.
- [30] M. Mellal, H. Ameer, and D. Sahel, "Effect of tube shape on the performance of a fin and tube heat exchanger," *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, vol. 14, pp. 6709–6718, 2020.
- [31] A. Nir, "Heat transfer and friction factor correlations for crossflow over staggered finned tube banks," *Heat Transfer Engineering*, vol. 12, pp. 43–58, 1991.
- [32] E. M. Sparrow and F. Samie, "Heat transfer and pressure drop results for one- and two-row arrays of finned tubes," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 28, pp. 2247-2259, 1985.
- [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. M. Bahaidarah, N. Anand, and H. Chen, "A numerical study of fluid flow and heat transfer over a bank of flat tubes," *Numerical Heat Transfer*, vol. 48, pp. 359–385, 2005.

- [35] 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.
- [36] N. Benarji, C. Balaji, and S. P. Venkateshan, "Unsteady fluid flow and heat transfer over a bank of flat tubes," *Heat Mass Transfer*, vol. 44, pp. 445–461, 2008.
- [37] 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.
- [38] T. Kim, "Effect of longitudinal pitch on convective heat transfer in crossflow over in-line tube banks," *Annals of Nuclear Energy*, vol. 57, pp. 209-215, 2013.
- [39] 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.
- [40] K. Lindqvist, G. Skaugen, and O. H. H. Meyer, "Plate fin-and-tube heat exchanger computational fluid dynamics model," *Applied Thermal Engineering*, vol. 189, pp. 116669, 2021.
- [41] 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.
- [42] C.-C. Wang, Y.-J. Chang, Y.-C. Hsieh, and Y.-T. Lin, "Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins," *International Journal of Refrigeration*, vol. 19, pp. 223-230, 1996.
- [43] M. Abu Madi, R. A. Johns, and M. R. Heikal, "Performance characteristics correlation for round tube and plate finned heat exchangers: Equations relatives aux performances d'échangeurs de chaleur constitués de tubes ronds et de plaques à ailettes," *International Journal of Refrigeration*, vol. 21, pp. 507-517, 1998.
- [44] S. Wongwises and Y. Chokeman, "Effect of fin thickness on air-side performance of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers.," *Heat Mass Transfer*, vol. 41, pp. 147–154, 2004.
- [45] T. Kuvannarat, C.-C. Wang, and S. Wongwises, "Effect of fin thickness on the air-side performance of wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, pp. 2587-2596, 2006.

- [46] M. Zeng, L. H. Tang, M. Lin, and Q. W. Wang, "Optimization of heat exchangers with vortex-generator fin by Taguchi method," *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, pp. 1775-1783, 2010.
- [47] P. Pongsoi, S. Pikulkajorn, C.-C. Wang, and S. Wongwises, "Effect of fin pitches on the air-side performance of crimped spiral fin-and-tube heat exchangers with a multipass parallel and counter cross-flow configuration," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 54, pp. 2234-2240, 2011.
- [48] H. Bilirgen, S. Dunbar, and E. K. Levy, "Numerical modeling of finned heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 61, pp. 278-288, 2013.
- [49] Y. Zhao, Z. Qi, Q. Wang, J. Chen, and J. Shen, "Effect of corrosion on performance of fin-and-tube heat exchangers with different fin materials," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 37, pp. 98-103, 2012.
- [50] I. Fourar, A. H. Benmachiche, and S. Abboudi, "Effect of material and geometric parameters on natural convection heat transfer over an eccentric annular-finned tube," *International Journal of Ambient Energy*, vol. 0, pp. 1-11, 2019.
- [51] Z. Q. Chen and J. X. Ren, "Effect of fin spacing on the heat transfer and pressure drop of a two-row plate fin and tube heat exchanger," *International Journal of Refrigeration*, vol. 11, pp. 356-360, 1988.
- [52] T. Abdelhamid, M. M. Alam, and M. Islam, "Heat transfer and flow around cylinder: Effect of corner radius and Reynolds number," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 171, pp. 121105, 2021.
- [53] Y. Kim and Y. Kim, "Heat transfer characteristics of flat plate finned-tube heat exchangers with large fin pitch," *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, pp. 851-858, 2005.
- [54] Y. Kim, Y. Kim, J. Kim, and D. Sin, "Effects of fin and tube alignment on the heat transfer performance of finned-tube heat exchangers with large fin pitch," presented at International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, July 12-15, 2004.
- [55] S. Wongwises and Y. Chokeman, "Effect of fin pitch and number of tube rows on the air side performance of herringbone wavy fin and tube heat exchangers," *Energy Conversion and Management*, vol. 46, pp. 2216-2231, 2005.
- [56] J. M. Choi, Y. Kim, M. Lee, and Y. Kim, "Air side heat transfer coefficients of discrete plate finned-tube heat exchangers with large fin pitch," *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, pp. 174-180, 2010.

- [57] 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.
- [58] Y. Q. Kong, L. J. Yang, X. Z. Du, and Y. P. Yang, "Impacts of geometric structures on thermo-flow performances of plate fin-tube bundles," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 107, pp. 161-178, 2016.
- [59] 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.
- [60] H. Kalantari, S. A. Ghoreishi-Madiseh, J. C. Kurnia, and A. P. Sasmito, "An analytical correlation for conjugate heat transfer in fin and tube heat exchangers," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 164, pp. 106915, 2021.
- [61] S. Unger, M. Beyer, S. Gruber, R. Willner, and U. Hampel, "Experimental study on the air-side thermal-flow performance of additively manufactured heat exchangers with novel fin designs," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 146, pp. 106074, 2019.
- [62] B. Golparvar, H. Niazmand, A. Sharafian, and A. Ahmadian Hosseini, "Optimum fin spacing of finned tube adsorber bed heat exchangers in an exhaust gas-driven adsorption cooling system," *Applied Energy*, vol. 232, pp. 504-516, 2018.
- [63] 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.
- [64] H. C. Kang and M. H. Kim, "Effect of strip location on the air-side pressure drop and heat transfer in strip fin-and-tube heat exchanger," *International Journal of Refrigeration*, vol. 22, pp. 302–312, 1999.
- [65] 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.
- [66] 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.
- [67] 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.

- [68] 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.
- [69] 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.
- [70] A. Morales-Fuentes and Y. A. Loredo-Sánchez, "Identifying the geometry parameters and fin type that lead to enhanced performance in tube-and-fin geometries," *Applied Thermal Engineering*, vol. 131, pp. 793-805, 2018.
- [71] S. Unger, M. Beyer, L. Szalinski, and U. Hampel, "Thermal and flow performance of tilted oval tubes with novel fin designs," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 153, pp. 119621, 2020.
- [72] M. Ali and S. Ramadhyani, "Experiments on convective heat transfer in corrugated channels," *Experimental Heat Transfer*, vol. 5, pp. 175-193, 1992.
- [73] L. Goldstein and E. M. Sparrow, "Experiments on the transfer characteristics of a corrugated fin and tube heat exchanger configuration," *Journal of Heat Transfer*, vol. 98(1), pp. 26-34, 1976.
- [74] D. T. Beecher and T. J. Fagan, "Effect of fin pattern on the air-side heat transfer coefficient in plate finned tube heat exchangers," *ASHRAE Trans*, vol. 93, pp. 1961-1984, 1987.
- [75] H. C. Kang and R. L. Webb, "Evaluation of the wavy fin geometry used in air-cooled finned-tube heat exchangers," presented at 11th International heat transfer conference, Kyoungju, Korea, August 23-28, 1998.
- [76] C. C. Wang, W. L. Fu, and C. C.T., "Heat transfer and friction characteristics of typical wavy-fin and-tube heat exchangers," *Experimental Thermal and Fluid Sciences*, vol. 14, pp. 174-186, 1997.
- [77] C.-C. Wang, Y.-M. Hwang, and Y.-T. Lin, "Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers," *International Journal of Refrigeration*, vol. 25, pp. 673-680, 2002.
- [78] C. C. Wang, "Investigation of wavy fin-and-tube heat exchangers; a contribution to databank," *Experimental Heat Transfer*, vol. 12, pp. 73-89, 1999.
- [79] C. C. Wang, J. Y. Jang, and N. F. Chiou, "Effect of waffle height on the air-side performance of wavy fin-and-tube heat exchangers," *Heat Transfer Engineering*, vol. 20, pp. 45-56, 1999.

- [80] Y. Chokeman and S. Wongwises, "Effect of fin pattern on the air-side performance of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers," *Heat and Mass Transfer*, vol. 41, pp. 642-650, 2005.
- [81] 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.
- [82] 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, 2007.
- [83] J. Y. Jang and L. K. Chen, "Numerical analysis of heat transfer and fluid flow in a three dimensional wavy-fin and tube heat exchanger," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 40, pp. 3981-3990, 1997.
- [84] 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 flow," *Energies*, vol. 11, pp. 1-9, 2018.
- [85] C. Luo, K. Song, T. Tagawa, X. Wu, and L. Wang, "Thermal performance of a zig-zag channel formed by two wavy fins mounted winvortex generators," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 153, pp. 106361, 2020.
- [86] 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.
- [87] 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.
- [88] 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.
- [89] 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.
- [90] 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.

- [91] N. H. Kim, J. H. Yun, and R. L. Webb, "Heat Transfer and Friction Correlations for Wavy Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers," *International Journal of Heat Transfer, Trans. ASME*, vol. 119, pp. 560-567, 1997.
- [92] A. Priyam and P. Chand, "Thermal and thermohydraulic performance of wavy finned absorber solar air heater," *Solar Energy*, vol. 130, pp. 250-259, 2016.
- [93] 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.
- [94] L. Lin, J. Zhao, G. Lu, X.-D. Wang, and W.-M. Yan, "Heat transfer enhancement in microchannel heat sink by wavy channel with changing wavelength/amplitude," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 118, pp. 423-434, 2017.
- [95] C.-H. Huang and P.-W. Tung, "Numerical and experimental studies on an optimum Fin design problem to determine the deformed wavy-shaped heat sinks," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 151, pp. 106282, 2020.
- [96] B. Sahin, N. A. Ozturk, and C. Gurlek, "Horseshoe vortex studies in the passage of a model plate-fin-and-tube heat exchanger," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 29, pp. 340-351, 2008.
- [97] A. Bejan, *Shape and Structure, from Engineering to Nature*: New York: Cambridge University Press, 2000.
- [98] J. Holman, *Heat transfer 10th ed.*: New York: McGraw-Hill Companies, Inc., 2010.
- [99] Y. L. He, W. Q. Tao, F. Q. Song, and W. Zhang, "Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics of plain plate fin-and-tube heat exchangers from view point of field synergy principle," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 26, pp. 459-473, 2005.
- [100] R. Borrajo-Pelaez, 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.
- [101] D. Junqi, C. Jiangping, C. Zhijiu, Z. Yimin, and Z. Wenfeng, "Heat transfer and pressure drop correlations for the wavy fin and flat tube heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, pp. 2066-2073, 2007.

- [102] S. S. Elahi, E. A. Lange, and S. P. Lynch, "Effect of Reynolds number on turbulent junction flow fluid dynamics and heat transfer," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 142, pp. 118328, 2019.
- [103] M. J. Nee, *Heat Exchanger Engineering Techniques*: ASME Press, 2003.
- [104] J.-C. Charpentier, "Process Intensification by Miniaturization," *Chemical Engineering & Technology*, vol. 28, pp. 255-258, 2005.
- [105] H. M. Maghrabie, K. Elsaid, E. T. Sayed, M. A. Abdelkareem, T. Wilberforce, M. Ramadan, and A. G. Olabi, "Intensification of heat exchanger performance utilizing nanofluids," *International Journal of Thermofluids*, vol. 10, pp. 100071, 2021.
- [106] A. T. Wijayanta, M. Aziz, K. Kariya, and A. Miyara, "Numerical Study of Heat Transfer Enhancement of Internal Flow Using Double-Sided Delta-Winglet Tape Insert," in *Energies*, vol. 11, 2018.
- [107] S. Chamoli, R. Lu, J. Xie, and P. Yu, "Numerical study on flow structure and heat transfer in a circular tube integrated with novel anchor shaped inserts," *Applied Thermal Engineering*, vol. 135, pp. 304-324, 2018.
- [108] M. E. Nakhchi and J. Esfahani, "Sensitivity analysis of a heat exchanger tube fitted with cross-cut twisted tape with alternate axis," *Journal of Heat Transfer*, vol. 141, pp. 041902, 2019.
- [109] Y. He, L. Liu, P. Li, and L. Ma, "Experimental study on heat transfer enhancement characteristics of tube with cross hollow twisted tape inserts," *Applied Thermal Engineering*, vol. 131, pp. 743-749, 2018.
- [110] M. Rahimi, S. R. Shabaniyan, and A. A. Alsairafi, "Experimental and CFD studies on heat transfer and friction factor characteristics of a tube equipped with modified twisted tape inserts," *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, vol. 48, pp. 762-770, 2009.
- [111] M. E. Nakhchi and J. A. Esfahani, "Performance intensification of turbulent flow through heat exchanger tube using double V-cut twisted tape inserts," *Chemical Engineering and Processing - Process Intensification*, vol. 141, pp. 107533, 2019.
- [112] M. Bošnjakovic', A. Cikic, S. Muhic, and M. Stojkov, "Development of a new type of finned heat exchanger," *Tehnicki Vjesnik- Technical Gazette*, vol. 24, pp. 1785-1796, 2017.
- [113] M. Bosnjakovic, A. Cikic, S. Muhic, and M. Holik, "Heat Transfer Correlations for Star-Shaped Fins," in *Applied Sciences*, vol. 11, 2021.

- [114] M. Bosnjakovic, S. Muhic, and A. Cikir, "Experimental testing of the heat exchanger with star-shaped fins," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 149, pp. 119190, 2020.
- [115] M. Bosnjakovic, A. Cikir, S. Muhic, and M. Stojkov, "Numerical analysis of tube heat exchanger with perforated star-shaped fins," in *Fluids*, vol. 5, 2020.
- [116] 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.
- [117] X. Liu, J. Yu, and G. Yan, "A numerical study on the air-side heat transfer of perforated finned-tube heat exchangers with large fin pitches," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 100, pp. 199-207, 2016.
- [118] G. Wu, B. Yu, T. Ren, and G. Ding, "Modeling and experimental investigation on comprehensive performance of perforated wavy fins for heat pump type air conditioners at frosting and non-frosting conditions," *Energy and Buildings*, vol. 225, pp. 110342, 2020.
- [119] 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.
- [120] S. Rath, Siddhartha, and S. K. Dash, "Thermal performance of a radial heat sink with longitudinal wavy fins for electronic cooling applications under natural convection," *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 2022.
- [121] 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.
- [122] M. H. Zaidan, A. A. R. Alkumait, and T. K. Ibrahim, "Assessment of heat transfer and fluid flow characteristics within finned flat tube," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 12, pp. 557-562, 2018.
- [123] A. Kumar, J. B. Joshi, A. K. Nayak, and P. K. Vijayan, "3D CFD simulations of air cooled condenser-III: Thermal-hydraulic characteristics and design optimization under forced convection conditions," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 93, pp. 1227-1247, 2016.
- [124] A. H. Benmachiche, F. Tahrou, F. Aissaoui, M. Aksas, and C. Bougriou, "Comparison of thermal and hydraulic performances of eccentric and concentric annular-fins of heat exchanger tubes," *Heat and Mass Transfer*, vol. 53, pp. 2461-2471, 2017.

- [125] A. Sadeghianjahromi, S. Kheradmand, and H. Nemati, "Developed correlations for heat transfer and flow friction characteristics of louvered finned tube heat exchangers," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 129, pp. 135-144, 2018.
- [126] "ANSYS Workbench RELEASE 18.2, in, ANSYS. Inc, Canonsburg, 2017.."
- [127] D. Suzuki and H. Mochizuki, "Thermal-hydraulic analysis of air cooled finned heat transfer tubes," *Annals of Nuclear Energy*, vol. 95, pp. 1-11, 2016.
- [128] H. Anna Margrete, "CFD simulation of a fin-and-tube heat exchanger." Neils Bohrs Vej 8 DK-6700 Esbjerg: Master of Science Thesis, University of Aalborg, Esbjerg, 2008, pp. 89.
- [129] J. H. W. Lee and G. Chen, "A numerical study of turbulent line puffs via the renormalization group (RNG) k-3 model," *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, vol. 26, pp. 217-247, 1998.
- [130] F. Bouras, "Simulation de la combustion turbulente non-prémélangée par le modèle L.E.S," in *Physique: Thèse de Magistère*, Université de Batna, Alger, 2007, pp. 148.
- [131] 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.
- [132] H. T. Chen, S. T. Lai, and L. Y. Haung, "Investigation of heat transfer characteristics in plate-fin heat sink," *Applied Thermal Engineering*, vol. 50, pp. 352-360, 2013.
- [133] V. Yakhot and S. A. Orzag, "Renormalization group analysis of turbulence," *Journal of Science Computer*, vol. 1, pp. 3-51, 1986.
- [134] 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.
- [135] 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.
- [136] A. Gholami, A. W. Mazlan, and H. A. Mohammed, "Thermal-hydraulic performance of fin-and-oval tube compact heat exchangers with innovative design of corrugated fin patterns," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 106, pp. 573-592, 2017.
- [137] M. Bosnjakovic, A. Cikir, S. Muhic, and M. Stojkov, "Development of a new type of finned heat exchanger," *Tehnicki Vjesnik- Technical Gazette*, vol. 24, pp. 1785-1796, 2017.

- [138] F. Djeflal, L. Bordja, R. Rebhi, M. Inc, H. Ahmad, F. Tahrou, H. Ameer, Y. Menni, G. Lorenzini, S. K. Elagan, and T. M. Jawa, "Numerical Investigation of Thermal-Flow Characteristics in Heat Exchanger with Various Tube Shapes," *Applied Sciences*, vol. 11, pp. 9477, 2021.
- [139] C.-N. Lin and J.-Y. Jang, "A two-dimensional fin efficiency analysis of combined heat and mass transfer in elliptic fins," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 45, pp. 3839-3847, 2002.
- [140] T. A. Ibrahim and A. Gomaa, "Thermal performance criteria of elliptic tube bundle in crossflow," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 48, pp. 2148–2158, 2009.
- [141] E. N. Pis'mennyi, "Regularities of flow and heat transfer at the surface of transversely finned tubes," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, pp. 5016-5031, 2012.
- [142] H. T. Chen and W. L. Hsu, "Estimation of heat-transfer characteristics on a vertical annular circular fin of finned-tube heat exchangers in forced convection," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, pp. 1920-1932, 2008.
- [143] 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.
- [144] 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," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 137, pp. 565-572, 2019.
- [145] 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.
- [146] 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.
- [147] F. Tahrou, F. Djeflal, L. Bordja, and H. Ameer, "Investigation of the thermal-flow performances of sinusoidal wavy finned-tube heat exchangers," *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, vol. 44, pp. 9506-9521, 2022.

- [148] M. Krishna, M. Deepu, and S. R. Shine, "Effect of Relative Waviness on Low Re Wavy Microchannel Flow," *Journal of The Institution of Engineers (India): Series C*, vol. 101, pp. 661-670, 2020.
- [149] J. Zhang, J. Kundu, and R. M. Manglik, "Effect of fin waviness and spacing on the lateral vortex structure and laminar heat transfer in wavy-plate-fin cores," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 1719-1730, 2004.
- [150] H. Ameer and D. Sahel, "Effect of some parameters on the thermo-hydraulic characteristics of a channel heat exchanger with corrugated walls," *Journal of Mechanical and Energy Engineering*, vol. 3, pp. 53-60, 2019.