



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'enseignement Supérieur et de la
Recherche scientifique
Université Mohamed Khider Biskra
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Mécanique
Spécialité Energétique



Ref :

Thèse de Doctorat LMD

Sujet :

Etude numérique et expérimentale des phénomènes de
convection sur des échangeurs de chaleur à ailettes
indépendantes

Présenté par :

FOURAR Issam

Soutenu en 2020

Devant le jury composé de :

| | | |
|------------------------------------|------------|----------------------|
| Pr. MOUMMI Nouredine | Président | Université de Biskra |
| Dr. BENMACHICHE Abdelmouméne Hakim | Rapporteur | Université de Biskra |
| Pr. ATHMANI Rachid | Examineur | Université de Biskra |
| Pr. BOUGRIOU Cherif | Examineur | Université de Batna |

Année universitaire : 2019 / 2020



A mes parents...

Remerciements

Avant tout, je remercie 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 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 permis la réalisation de cette étude.

Et tout d'abord mon directeur de thèse, Mr. "Abdelmouméne Hakim BENMACHICHE", Docteur au département génie mécanique, l'université de Biskra. Je voudrais le remercier de m'avoir donné sa confiance pour mener à bien ce travail. J'exprime toute ma reconnaissance et appréciation à lui pour son soutien, son aide et ses conseils.

Je tiens à remercier tous ceux qui m'ont aidé au cours de la partie expérimentale, en commençant par l'administration de l'université qui m'a aidé en fournissant certains des matériaux nécessaires et le personnel de hall technique pour donner un coup de main au besoin. De plus, je tiens à remercier les étudiants qui m'ont aidé lors de la construction de la partie expérimentale. Et je tiens à remercier ma famille, mes amis et les gens qui sont sortis de leur chemin pour m'aider soit en fournissant un service ou de l'équipement.

Je tiens également à remercier le personnel du département de génie mécanique et de la faculté des sciences et de la technologie de m'avoir aidé pendant toutes ces années, et surtout lorsque j'en avais besoin ces deux dernières années.

Mes remerciements s'adressent aussi au professeur "Noureddine MOUMMI" pour son acceptation de participer et présider ce jury, et les professeurs " Rachid ATMANI" et "Cherif BOUGRIOU" de l'intérêt qu'ils ont bien voulu me témoigner en participant au jury.

المخلص

يهدف العمل المقدم في هذه الأطروحة إلى تحسين النقل الحراري في المبادلات الحرارية الأنبوبية ذات الزعانف الدائرية التي تشتغل في الحمل الحراري الطبيعي. ندرس بشكل أساسي خصائص سريان الهواء وانتقال الحرارة حول الزعانف الحلقيّة ذات المحور المركزي وأخرى غير متمركزة (محورها لا يمر بمركزها). أجرينا محاكاة رقمية ثلاثية الأبعاد باستخدام Ansys Fluent. الهدف من هذه المحاكاة هو تحديد وضعية الأنبوب في الزعانف. تمت الدراسة على ثلاث مواد مختلفة للزعانف: ألمنيوم، نحاس والحديد الممزوج (إينوكس) وأنصب إهتمامنا على تأثير أقطار الزعانف والبعد بينها على مردود المبادل الحراري. من أجل تجسيد هذه الفكرة ، أجرينا تجارب مخبرية لمقارنة الزعانف ذات المحور المركزي بالزعانف غير المتمركزة. يوضح التوافق الجيد بين النتائج العددية والتجريبية التي تم الحصول عليها أن إختيار الزعانف غير المتمركزة أو المتمركزة يتعلق كثيرًا على مادة الزعانف وأقطارها.

Résumé

Le travail présenté dans cette thèse concerne l'amélioration des transferts thermiques dans les échangeurs de chaleur à tubes et à ailettes circulaires opérant en convection naturelle. On étudie principalement les caractéristiques des écoulements et des transferts de chaleur associés autour des ailettes annulaires concentriques et excentriques entourant des tubes horizontaux. Nous avons effectué des simulations numériques tridimensionnelles de notre problème en utilisant Ansys Fluent. L'objectif de ces simulations est de déterminer, pour des différents matériaux, diamètres des ailettes et l'espacement des ailettes, la position du tube dans les ailettes fournissant le meilleur transfert de chaleur. Afin de concrétiser cette idée, on a réalisé un banc d'essai qui nous a permis de faire une étude comparative entre les ailettes excentriques et concentriques. Le bon accord entre les résultats numériques et expérimentaux obtenus montre que l'utilisation des ailettes excentriques ou concentriques dépend beaucoup du matériau et du diamètre de l'ailette.

Abstract

The work presented in this thesis concerns the improvement of heat transfer in tube and circular fin heat exchangers operating in natural convection. The characteristics of the associated heat flows and transfers around the concentric and eccentric annular fins surrounding the horizontal tubes are primarily investigated. We performed three-dimensional numerical simulations of our problem using Ansys Fluent. The objective of these simulations is to determine, for different materials, fin diameters and fin spacing, the position of the tube in the fins providing the best heat transfer. In order to realize this idea, we carried out a test bed that allowed us to make a comparative study between eccentric and concentric fins. The good

agreement between the numerical and experimental results obtained shows that the use of eccentric or concentric fins depends very much on the material and the diameter of the fin.

In order to make this idea a reality, we carried out a test bed that allowed us to do a study that shows the advantage of using eccentric fins instead of concentric ones. The improvement in heat transfer is due to the reduction of the slow circulation on the upper side of the tube.



Table des Matières

| | |
|---|----------|
| Introduction générale | 1 |
| Chapitre 1 : Analyse Bibliographique | |
| 1. Introduction..... | 3 |
| 2. Echangeur de chaleur | 3 |
| 2.1. Différents modes de circulation | 3 |
| 2.1.1. Echangeur à courant parallèle..... | 3 |
| 2.1.1.1. Méthodique..... | 3 |
| 2.1.1.2. Anti-méthodique..... | 4 |
| 2.1.2. Echangeur à courant croisé..... | 4 |
| 2.1.2.1. Méthodique..... | 4 |
| 2.1.2.2. Anti-méthodique..... | 4 |
| 2.2. Différents types des échangeurs..... | 5 |
| 2.2.1. Echange sans changement de phase..... | 5 |
| 2.2.2. Echange avec changement de phase | 5 |
| 2.3. Classification des échangeurs..... | 5 |
| 2.3.1. Suivant le processus de transfert | 6 |
| 2.3.2. Suivant le type de transmission de chaleur..... | 6 |
| 2.3.3. Suivant le circuit des fluides | 6 |
| 2.3.4. Suivant la compacité de la surface d'échange | 7 |
| 2.3.5. Suivant le type de construction | 7 |
| 2.4. Les échangeurs de chaleur les plus courants..... | 7 |
| 2.4.1. Echangeur à tubes et calandre..... | 7 |
| 2.4.2. Echangeur tubulaire..... | 8 |
| 2.4.3. Echangeur à plaques et jointes..... | 8 |
| 2.4.4. Echangeur spiral..... | 9 |
| 2.4.5. Echangeur à lamellaires..... | 9 |

| | |
|--|----|
| 2.4.6. Dissipateur de chaleur | 10 |
| 2.4.7. Echangeur tubes à ailettes..... | 10 |
| 2.4.7.1. Ailette plain (Batterie à ailettes) | 10 |
| 2.4.7.2. Ailette annulaire | 11 |
| 3. Recherche bibliographique | 12 |
| 3.1. Etudes basées sur l'approche analytique et numérique | 12 |
| 3.2. Etudes basées sur l'utilisation des logiciels de simulation | 12 |
| 3.3. Etudes basées sur l'expérimentale | 13 |
| 4. Etude sur les échangeurs de chaleur | 14 |
| 5. Les échangeurs de chaleur tubes à ailettes | 24 |
| 5.1. Ailettes..... | 26 |
| 5.2. Tube..... | 39 |
| 6. Echangeur de chaleur tube à ailettes annulaire excentrique | 49 |
| 7. Conclusion | 50 |
| 8. Objectifs de cette thèse..... | 50 |

Chapitre 2 : Formulation mathématique

| | |
|---|----|
| 1. Introduction..... | 52 |
| 2. Convection naturelle | 52 |
| 3. Hypothèse Boussinesq..... | 53 |
| 4. Equations gouvernantes..... | 53 |
| 4.1. Equation de continuité | 53 |
| 4.2. Equation de quantité de mouvement..... | 54 |
| 4.3. Equation de l'énergie | 54 |
| 5. Paramètre nécessaire | 54 |
| 5.1. Nombre de Prandtl | 54 |
| 5.2. Le nombre de Grashof..... | 54 |
| 5.3. Nombre de Peclet | 55 |

| | |
|---|----|
| 5.4. Nombre de Rayleigh | 55 |
| 5.5. Nombre de Reynolds | 55 |
| 5.6. Nombre de Nusselt | 56 |
| 5.6.1. Forme générale | 56 |
| 5.6.2. Corrélation | 56 |
| 5.6.2.1. Plaque plan verticale | 57 |
| 5.6.2.2. Au-dessus d'une plaque chaude horizontal | 57 |
| 5.6.2.3. En dessus d'une plaque chaude horizontal | 58 |
| 5.6.2.4. Au-dessus d'un cylindre horizontal chaude | 58 |
| 5.6.2.5. Autour un cylindre vertical | 58 |
| 5.6.3. Corrélation pour les échangeurs de chaleur tube à ailettes | 58 |
| • Tsubouchi and Masuda | 58 |
| • Chen | 59 |
| • Churchill and chu | 59 |
| 6. Analyse thermique | 59 |
| 6.1. Méthodes de conception d'échangeur de chaleur | 61 |
| 6.1.1. La méthode DTML | 61 |
| 6.1.2. Méthode Efficacité-NUT | 62 |
| 6.2. Coefficient d'échange par convection | 62 |
| 7. Conclusion | 63 |

Chapitre 3 : Etude numérique CFD

| | |
|--|----|
| 1. Introduction | 65 |
| 2. Modèle numérique | 65 |
| 2.1. Création de la géométrie | 66 |
| 2.2. Maillage | 66 |
| 2.3. Mise en données et simulation | 67 |
| 2.4. Résultats CFD | 67 |

| | |
|---|----|
| 3. Méthode des volumes finis..... | 67 |
| 4. Régime d'écoulement..... | 68 |
| 4.1. Ecoulement non visqueux | 68 |
| 4.2. Régime laminaire | 69 |
| 4.3. Régime turbulent..... | 69 |
| 4.3.1. Model $k-\epsilon$ | 69 |
| 4.3.1.1. Standard..... | 69 |
| 4.3.1.2. RNG $k-\epsilon$ | 70 |
| 4.3.1.3. Réalisable | 70 |
| 4.3.2. Model $k-\omega$ | 70 |
| 4.3.2.1. Standard..... | 70 |
| 4.3.2.2. SST..... | 71 |
| 4.3.3. Reynolds Stress | 71 |
| 5. Résolution de problème..... | 71 |
| 5.1. Description de problème | 71 |
| 5.2. CAD et domaine d'étude..... | 72 |
| 5.3. Maillage | 73 |
| 5.3.1. Type de maillage | 73 |
| 5.3.2. Vérification de maillage | 74 |
| 5.4. Condition aux limites | 75 |
| 5.5. Erreur de calcul et incertitude..... | 75 |
| 6. Vérification des résultats numériques..... | 75 |
| 7. Résultats numériques | 77 |
| 7.1. Effet des paramètres géométrique sur le transfert de chaleur | 77 |
| 7.1.1. Effet de diamètre de l'ailette..... | 77 |
| 7.1.2. Effet de l'espacement des ailettes | 79 |
| 7.1.3. Effet de l'épaisseur | 80 |
| 7.2. Effet de l'excentricité | 82 |
| 7.2.1. Effet de l'excentricité en fonction de l'espacement..... | 82 |

| | |
|---|----|
| 7.2.2. Effet de l'excentricité en fonction de diamètre..... | 82 |
| 7.2.3. Effet de l'excentricité en fonction de l'épaisseur | 85 |
| 7.3.Effet du nombre de Rayleigh..... | 85 |
| 8. Conclusion | 87 |

Chapitre 4 : Etude expérimental

| | |
|--|------------|
| 1. Introduction | 88 |
| 2. Etapes de la réalisation du dispositif expérimental | 88 |
| 2.1.Composantes du dispositif..... | 88 |
| 2.1.1. Tubes à ailettes | 88 |
| 2.1.2. Afficheur de température | 89 |
| 2.1.3. Sondes thermique | 90 |
| 2.1.4. Soupape de sécurité | 90 |
| 2.1.5. Cumulus | 91 |
| 2.1.6. Pompe électrique | 91 |
| 2.1.7. Tuilières | 92 |
| 2.2.Réalisation des tubes à ailettes | 93 |
| 3. Fonctionnement de l'installation | 95 |
| 4. Conditions d'essais..... | 97 |
| 5. Mesure de température | 97 |
| 6. Mesure et réglage de débit | 98 |
| 7. Résultats expérimentaux | 100 |
| 7.1.Coefficient d'excentricité négative | 100 |
| 7.2.Coefficient d'excentricité positive | 102 |
| 8. Conclusion | 104 |
| Conclusion générale | 105 |
| Références bibliographiques | 107 |

Liste des figures..... viii

Liste des tableaux xii

Nomenclature..... xiii



Liste des figures

| | |
|---|----|
| Figure 1.1 : Un schéma d'un échangeur tubulaire | 3 |
| Figure 1.2 : Echangeur de chaleur contre-courant | 3 |
| Figure 1.3 : Échangeur de chaleur co-courant..... | 4 |
| Figure 1.4 : Circulation croisée méthodique | 4 |
| Figure 1.5 : Circulation croisée anti-méthodique | 5 |
| Figure 1.6 : Processus de transfert | 6 |
| Figure 1.7 : Type de transmission de chaleur | 6 |
| Figure 1.8 : Type de circuit des fluides | 6 |
| Figure 1.9 : Compacité de l'échangeur | 7 |
| Figure 1.10 : Type de construction..... | 7 |
| Figure 1.11 : Echangeur à tubes et calandre | 8 |
| Figure 1.12 : Echangeur de chaleur tubulaire | 8 |
| Figure 1.13 : Echangeur à plaques et joints | 9 |
| Figure 1.14 : Echangeur de chaleur spirale | 9 |
| Figure 1.15 : Dissipateur de chaleur..... | 10 |
| Figure 1.16 : Echangeurs de chaleur tubes à ailettes plain..... | 11 |
| Figure 1.17 : Diffèrent types des échangeurs de chaleur tube à ailettes annulaire | 11 |
| Figure 1.18 : La section testée avec les trois couches et la position des thermocouples dans l'extrémité | 14 |
| Figure 1.19 : La géométrie de configuration des ailettes | 15 |
| Figure 1.20 : Ailettes perforée avec des trous carrés et circulaires | 15 |
| Figure 1.21 : La section transversale des ailettes poreuses en configurations quinconce | 16 |
| Figure 1.22 : Ailettes avec diffèrent diamètres de perforation | 17 |
| Figure 1.23 : Un dissipateur thermique rectangulaire continu et interrompu | 17 |
| Figure 1.24 : La plaque avec les générateurs de vortex dans le canal d'essai | 18 |
| Figure 1.25 : Schéma de l'ailette poreux en forme de T | 19 |
| Figure 1.26 : Schéma de réseaux d'ailettes et domaine de calcul | 20 |
| Figure 1.27 : Dissipateur de chaleur avec des ailettes perforées | 20 |
| Figure 1.28 : Echangeur de chaleur avec des ailettes à lames..... | 21 |
| Figure 1.29 : Schéma de montage expérimental | 21 |
| Figure 1.30 : Ailette Plaque à broches | 22 |
| Figure 1.31 : Géométrie physique de l'ailette perforé | 23 |

| | |
|---|----|
| Figure 1.32 : Configuration de réseau des ailettes simples et à fossettes..... | 23 |
| Figure 1.33 : Schéma d'un échangeur de chaleur tubes à ailettes | 24 |
| Figure 1.34 : Echangeur de chaleur avec ailettes annulaires interrompues | 26 |
| Figure 1.35 : Dissipateur de chaleur avec différent nombre des ailettes..... | 27 |
| Figure 1.36 : Tube à ailettes rectangulaires avec l'isolation dans les extrémités..... | 28 |
| Figure 1.37 : Ailettes annulaires avec des sections triangulaires | 29 |
| Figure 1.38 : Tubes à ailettes perforées..... | 30 |
| Figure 1.39 : Ailettes annulaires étagée poreux | 30 |
| Figure 1.40 : Ailette circulaire, ailette dentelée, ailette sertie, ailette en plaque, ailettes ondulée et ailette uni avec paire de winglets delta perforés | 31 |
| Figure 1.41 : Faisceaux de tubes avec ailettes plat et ailettes fendu | 32 |
| Figure 1.42 : Tube elliptique à des ailettes ondulées avec différente types des générateurs de tourbillons | 32 |
| Figure 1.43 : Echangeur de chaleur tube à ailettes rectangulaires, circulaires et à broches .. | 33 |
| Figure 1.44 : Ailettes de type H, LVG, Fossette et Composé fossette-LVG | 34 |
| Figure 1.45 : Échangeurs de chaleur compacte tubes plate avec multiples ailettes à lamelles et des générateurs de vortex | 34 |
| Figure 1.46 : Echangeur de chaleur tube à ailettes rectangulaire dans la configuration en ligne et des ailettes sinusoïdales et polynomiales dans la configuration décalée | 35 |
| Figure 1.47 : Dissipateur de chaleur cylindrique avec des ailettes longitudinales | 35 |
| Figure 1.48 : Echangeur de chaleur sphère à ailettes | 36 |
| Figure 1.49 : Les ailettes utilisées dans l'étude | 37 |
| Figure 1.50 : Les générateurs de vortex longitudinal | 37 |
| Figure 1.51 : Barre de combustible nucléaire à ailette annulaire | 38 |
| Figure 1.52 : Les ailettes annulaires basées sur le profil de la courbe B-spline et ailettes étagées | 39 |
| Figure 1.53 : Echangeur de chaleur tubes à ailettes elliptique annulaire | 39 |
| Figure 1.54 : Tube circulaire avec des turbulateurs à boules..... | 40 |
| Figure 1.55 : Echangeurs de chaleur avec des tubes de différentes formes (tube circulaire, ovale et plat) | 41 |
| Figure 1.56 : Configuration physique de tiges carrées parallèles dans un champ d'écoulement puisé comprenant le milieu poreux d'intérêt pour cette étude | 41 |
| Figure 1.57 : Tube en forme de came | 42 |
| Figure 1.58 : Barre avec quatre sources de chaleur internes..... | 43 |

| | |
|--|----|
| Figure 1.59 : Un tube circulaire équipé d'inserts en bande à déflecteurs | 43 |
| Figure 1.60 : Tubes ovale plats incomplètement à ailettes | 44 |
| Figure 1.61 : Echangeur de chaleur tube plat à ailettes intermittentes ondulées | 44 |
| Figure 1.62 : Schéma de maillage de configuration | 45 |
| Figure 1.63 : Echangeur de chaleur tubes à ailettes avec des tubes circulaires et elliptiques | 45 |
| Figure 1.64 : Echangeurs de chaleur à tubes à ailettes à planes et à deux rangées | 47 |
| Figure 1.65 : Un déflecteur d'écoulement | 47 |
| Figure 1.66 : Tubes en ligne avec des générateurs de tourbillons | 48 |
| Figure 1.67 : Le tuyau rotatif avec les ailettes hélicoïdales | 49 |
| Figure 1.68 : Coupe transversale d'un tube à ailettes annulaires excentriques | 49 |
| | |
| Figure 2.1 : Convection naturelle entre l'air et le sol..... | 52 |
| Figure 2.2 : Répartition de la température dans l'échangeur de chaleur à contre-courant | 60 |
| Figure 2.3 : Facteur de correction pour un échangeur de chaleur avec un seul passe à côté de calandre | 61 |
| Figure 2.4 : Facteur de correction pour un échangeur de chaleur à courant croisé, fluides non mixé | 61 |
| Figure 2.5 : Schéma illustré la méthode de calcul T_p | 63 |
| | |
| Figure 3.1 : Quelques applications des logiciels CFD | 66 |
| Figure 3.2 : Etapes de simulation en utilisant Ansys | 66 |
| Figure 3.3 : Les différents types des éléments utilisés dans le maillage | 67 |
| Figure 3.4 : Elément de Volume finie (3D) | 68 |
| Figure 3.5 : Model 3 dimensionnelle | 72 |
| Figure 3.6 : Les dimensions de tube à ailettes | 72 |
| Figure 3.7 : Les plans des symétries | 73 |
| Figure 3.8 : Variation de Nu_s avec le diamètre de domaine d'étude | 73 |
| Figure 3.9 : Le maillage de domaine d'étude et des ailettes | 74 |
| Figure 3.10 : Variation de Nu_s avec le nombre des éléments | 74 |
| Figure 3.11 : Condition aux limites | 75 |
| Figure 3.12 : Comparaison des lignes isothermiques du présent travail et calcul de et la référence [25] ($D = 99$ mm, $Ra = 71563$) | 76 |

| | |
|---|----|
| Figure 3.13 : Comparaison entre les résultats du présent travail et ceux des corrélations expérimentales expriment la variation du nombre de Nusselt avec le nombre de Rayleigh ($D = 150$ mm) | 76 |
| Figure 3.14 : Variation de flux de chaleur avec le diamètre des ailettes pour différentes valeurs d'espacement des ailettes et différents matériaux | 77 |
| Figure 3.15 : Contours de la température statique de l'ailette intermédiaire variant avec le diamètre de l'ailette ($S = 4$ mm) | 78 |
| Figure 3.16 : Variation de flux de chaleur avec l'espacement des ailettes pour différentes valeurs de diamètre des ailettes et différents matériaux | 79 |
| Figure 3.17 : Contours de la température statique de plan YZ variant avec l'espacement des ailettes ($D = 125$ mm, Cuivre) | 80 |
| Figure 3.18 : Contours de vitesse et de température statique variant avec l'espacement des ailettes pour le plan entre les deux ailettes intermédiaires ($D = 125$ mm, Cuivre) | 80 |
| Figure 3.19 : Variation de flux de chaleur et le rendement des ailettes avec l'épaisseur des ailettes pour différents matériaux ($D = 50$ mm, $S = 10$ mm) | 81 |
| Figure 3.20 : Contours de température statique de l'ailette intermédiaire variant avec l'épaisseur des ailettes pour différents matériaux ($D = 125$ mm, Cuivre) | 81 |
| Figure 3.21 : Variation du flux de chaleur avec le coefficient d'excentricité pour différentes valeurs d'espacement des ailettes ($D = 75$ mm, Copper) | 82 |
| Figure 3.22 : Variation de flux de chaleur avec le coefficient d'excentricité pour différentes valeurs de diamètre d'ailette et de matériau (S_{opt}) | 83 |
| Figure 3.23 : Contours de température statique et les ligne de courant pour le plan entre les deux ailettes intermédiaires variant avec le eccentricity coefficient ($D = 50$ mm, $S = 3$ mm, Cuivre) | 84 |
| Figure 3.24 : Contours de température statique de l'ailette intermédiaire variant avec le coefficient d'excentricité pour différents diamètres and matériaux | 84 |
| Figure 3.25 : Variation de flux de chaleur et de rendement des ailettes avec le coefficient d'excentricité pour différentes valeurs d'épaisseur et matériaux (S_{opt}) | 85 |
| Figure 3.26 : Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh pour différentes valeurs du coefficient d'excentricité | 86 |
| Figure 3.27 : Variation du flux de chaleur et du nombre de Nusselt avec le coefficient d'excentricité pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh | 86 |

| | |
|--|-----|
| Figure 4.1 : Les tubes à ailettes concentrique et excentrique | 88 |
| Figure 4.2 : Schéma des ailettes concentriques et excentriques..... | 88 |
| Figure 4.3 : Les afficheurs de température | 89 |
| Figure 4.4 : a) Thermocouple avec une tête blindée, b) thermocouple standard | 90 |
| Figure 4.5 : Soupape de sécurité non réglable en Laiton $P_{max} = 7$ bars | 90 |
| Figure 4.6 : Cumulus et thermostat | 91 |
| Figure 4.7 : Pompe électrique $P_w = 0.37$ Kw | 92 |
| Figure 4.8 : Tuyaux Adara et PEX | 92 |
| Figure 4.9 : Presse hydraulique 50 t | 93 |
| Figure 4.10 : Outil de coupe de diamètre 50 mm | 93 |
| Figure 4.11 : Outil de coupe de diamètre 28 mm | 94 |
| Figure 4.12 : Tube en Cuivre et ailettes en Aluminium (Concentrique et Excentrique) | 94 |
| Figure 4.13 : Tour | 95 |
| Figure 4.14 : Schéma de l'installation | 95 |
| Figure 4.15 : Le circuit de l'eau | 96 |
| Figure 4.16 : Les supports | 97 |
| Figure 4.17 : Point d'étouffement | 97 |
| Figure 4.18 : Panneau d'affichage | 98 |
| Figure 4.19 : Système de réglage du débit | 98 |
| Figure 4.20 : Système d'ajustement de l'eau | 99 |
| Figure 4.21 : Variation de température de l'entrée et les sorties avec le temps pour différent valeur de débit de l'eau | 100 |
| Figure 4.22 : Variation de flux de chaleur pour différent valeur de débit de l'eau | 101 |
| Figure 4.23 : Variation de température de l'entrée et les sorties avec le temps pour différent valeur de débit de l'eau | 102 |
| Figure 4.24 : Variation de flux de chaleur pour différent valeur de débit | 103 |

List des tableaux

| | |
|--|----|
| Tableau 2.1 : Variation de A avec Pr | 57 |
| Tableau 3.1 : Parameter sous relaxation | 75 |
| Tableau 3.2 : Paramètres de l'air ambiant | 75 |
| Tableau 3.3 : Comparaison entre les résultats du présent travail et ceux des corrélations expérimentales expriment la variation du nombre de Nusselt avec le nombre de Rayleigh ($D = 150$ mm) | 76 |



Nomenclature

Notations latines

| | | |
|------------|---|---------------------------------|
| A_c | Surface horizontal de cylindre | $[m^2]$ |
| A_{fin} | Surface des ailettes | $[m^2]$ |
| A_T | Surface totale d'échange | $[m^2]$ |
| d | Diamètre de cylindre | $[mm]$ |
| D | Diamètre de l'ailette | $[mm]$ |
| e | La hauteur de l'excentricité | $[mm]$ |
| g | Accélération de gravité | $[m \cdot s^{-2}]$ |
| h | Coefficient de transfert de chaleur moyen | $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ |
| k | Coefficient conductivité thermique | $[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$ |
| L | Longueur de cylindre | $[mm]$ |
| N_{fin} | Nombre des ailettes | |
| Nu | Nombre de Nusselt moyen | |
| Nu_D | Nombre Nusselt basé sur le diamètre des ailettes | |
| Nu_s | Nombre Nusselt basé sur l'espacement des ailettes | |
| Pr | Number Prandtl | |
| Q | Flux de chaleur | $[W]$ |
| Ra | Nombre de Rayleigh | |
| Ra_s | Nombre de Rayleigh basé sur l'espacement des ailettes | |
| S | L'espacement des ailettes | $[mm]$ |
| S_{opt} | L'espacement des ailettes optimal | $[mm]$ |
| t | L'épaisseur des ailettes | $[mm]$ |
| T | Température | $[K]$ |
| T_w | Température de surface du cylindre | $[K]$ |
| T_∞ | Température ambient | $[K]$ |
| u, v, w | Composants de vitesse dans les directions x, y et z | $[m \cdot s^{-1}]$ |
| x, y, z | Position dans un repère orthonormé | |

Notations grecques

| | | |
|---------------------|--------------------------------------|---|
| α | Coefficient de diffusivité thermique | $[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$ |
| β | Coefficient de dilatation thermique | $[\text{K}^{-1}]$ |
| ε | Rapport d'excentricité | |
| ξ | Rapport de diamètre d'ailette | |
| ν | Viscosité cinématique | $[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$ |
| μ | Viscosité dynamique | $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}]$ |
| ρ | Densité | $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$ |
| η_{fin} | Efficace de l'ailette | |

Indice

| | |
|----------|---------------------|
| C | Cylindre |
| fin | Ailette |
| T | Surface totale |
| Opt | Optimal |
| W | Surface de cylindre |
| ∞ | Ambient |



Introduction générale

Introduction générale

L'utilisation d'un échangeur de chaleur dans les applications industrielles est un impératif. Cependant, en raison de la variation de leurs utilisations (Condenseurs, Evaporateurs, les turbines à vapeur, les composants électroniques, les compresseurs et pompes, les centrales nucléaires, les voitures, ...) le choix de type de l'échangeur de chaleur se fait selon l'application désirée. La conception des échangeurs nécessite des études approfondies (analytiques, numériques et expérimentales). Le rôle principal de ces échangeurs de chaleur est d'assurer le transfert de chaleur, par convection forcée ou naturelle, du fluide chaud au fluide froid.

L'objectif des études sur les échangeurs de chaleur est généralement de réduire la taille du volume occupé par l'échangeur ou/et d'améliorer la performance thermique. Pour cela, il est nécessaire de trouver la configuration optimale qui nous donne le transfert de chaleur maximal. Pour améliorer les échangeurs de chaleur, les chercheurs et les constructeurs ont fait plusieurs études sur leurs performances thermiques et dynamiques. Dans leurs études, ils ont souvent recherché les configurations optimales en modifiant les géométries de ces appareils.

Pour concevoir ces appareils, les ingénieurs doivent étudier les écoulements de l'air autour des ailettes et les tubes. Ces écoulements sont généralement très complexes. Cependant, l'apparition et le développement d'outils informatiques ont permis ces dernières années aux concepteurs de simuler numériquement en CFD ces écoulements.

Dans cette thèse, on a proposé d'étudier le processus de la convection naturelle qui se produit dans un échangeur de chaleur à tube entouré des ailettes annulaires circulaires excentriques (position du tube est décalé par rapport au centre de l'ailette). Les simulations numériques effectuées par CFD (calculs de la dynamique des fluides) ont été réalisées pour vérifier la fiabilité, les bénéfices et la réalité physique de la technique de décalage des tubes.

Une étude numérique tridimensionnelle a été menée, en premier lieu, pour déterminer la meilleure position du tube dans l'ailette de la géométrie optimale. Ensuite, on a déterminé l'effet de l'excentricité et les paramètres géométriques (espacement des ailettes, diamètre des ailettes, ...) sur les performances thermiques de l'échangeur étudié.

Afin de concrétiser cette idée, on a réalisé un banc d'essai qui nous a permis de faire une étude comparative entre les ailettes excentriques et concentriques.

Dans ce travail, en a présenté quatre chapitres.

Le premier chapitre présente les études antérieures portant sur les échangeurs de chaleur. Dans la première partie de ce chapitre, on a donné des notions de base concernant les classifications, le fonctionnement et les différents types des échangeurs de chaleur utilisés souvent dans l'industrie. La deuxième partie présente un état de l'art qui comprend multiple revue bibliographique analytique, expérimentale et numérique sur les échangeurs de chaleur ainsi que les modifications proposées par les auteurs. A la fin de ce chapitre on a présenté l'objectif du travail étudié dans cette thèse.

Concernant le deuxième chapitre, nous avons exposé la modélisation mathématique gouvernant le problème étudié. Dans ce chapitre, nous avons proposé des hypothèses qui facilitent la résolution de notre problème, telle que l'hypothèse de Boussinesq. Les équations et les corrélations utilisées pour calculer les différents paramètres nécessaires à cette étude (température de la paroi, nombre de Nusselt, flux de chaleur, ...) sont présentés dans ce chapitre.

Le troisième chapitre de ce travail présente les résultats numériques de notre travail fournis par la simulation numérique faite par Ansys Fluent. Ces résultats ont été présentés après l'explication de fonctionnement de ce logiciel (CAO, Maillage, Mise des données) et de la méthode utilisée pour développer ce logiciel (Volume finie).

Ensuite, en a présenté le modèle numérique d'un écoulement incompressible avec un transfert de chaleur convective en régime laminaire. Les paramètres utilisés dans la mise des données (paramètres de l'air ambiant, paramètre sous relaxation et les critères de convergence) en étaient indicés ainsi que les conditions aux limites (Pressure outlet, Symmetry, ...).

Le quatrième chapitre concerne l'étude expérimentale et tous les composants inclus dans le banc d'expérimentation, tels que les tubes, les ailettes et autres éléments. Dans ce chapitre, nous avons également expliqué les méthodes utilisées pour mesurer la température et le débit de l'eau et la température de l'air ambiant. Ce chapitre contient les résultats expérimentaux obtenus à partir du banc expérimental que nous avons construit. Tous les résultats, qu'ils soient numériques ou expérimentaux, ont été comparés et validés soit par les simulations numériques ou par des corrélations expérimentales. Les résultats ont été expliqués sous forme des graphiques pour différents paramètres (température, flux de chaleur, nombre de Nusselt, ...).

Chapitre 1 : Analyse Bibliographique

1. Introduction

L'importance des échangeurs de chaleur dans l'industrie et même dans le secteur civil est immense, par exemple dans les centrales électriques, les chauffages centraux, les véhicules et d'autres applications. Pour cette grande variété d'applications, la géométrie des échangeurs de chaleur et leurs utilisations dépend de chaque situation. Dans ce chapitre, on va présenter les différents types d'échangeurs de chaleur, leur fonctionnement et les modifications proposées dans la littérature pour améliorer les échangeurs de chaleur.

2. Echangeur de chaleur

Les échangeurs de chaleur sont des dispositifs thermiques qui permettent et facilitent le transfert de chaleur généralement entre deux fluides ou plus. L'objectif principal des échangeurs est de transmettre la chaleur d'une source chaude vers une autre froide. La taille et la fonctionnalité des échangeurs de chaleur varient en fonction de l'application et du lieu d'utilisation.

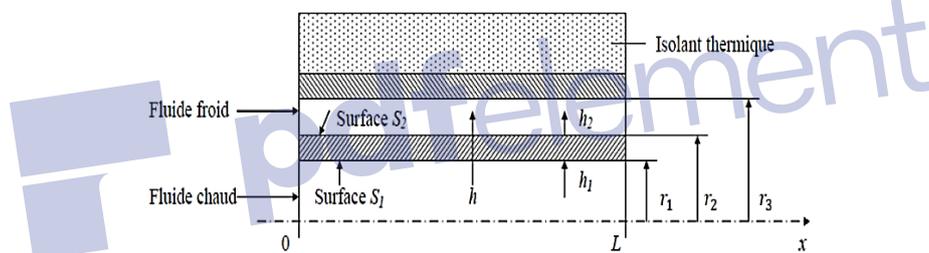


Figure 1.1 : Un schéma d'un échangeur tubulaire.

2.1. Différents modes de circulation

Cette classification est basée sur la géométrie et le sens d'écoulement d'un échangeur de chaleur fonctionnant par deux fluides.

2.1.1. Echangeur à courant parallèle

2.1.1.1. Méthodique

Pour cette configuration, les deux fluides s'écoulent dans le sens opposé. L'écoulement est dit contre-courant ou méthodique.

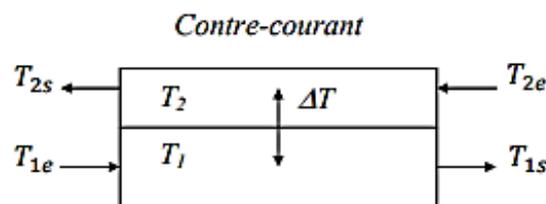


Figure 1.2 : Echangeur de chaleur contre-courant.

2.1.1.2. Anti-méthodique

Si la circulation de deux fluides est dans le même sens, l'écoulement est dit co-courant ou anti- méthodique.

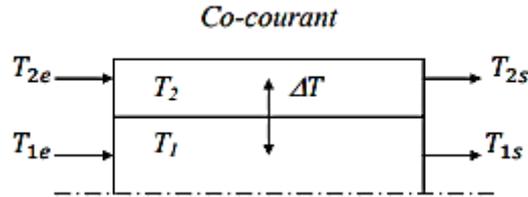


Figure 1.3 : Échangeur de chaleur co-courant.

2.1.2. Echangeur à courant croisé

Dans ce type d'échangeur les deux fluides s'écoulent perpendiculairement et le sens d'écoulement n'a aucune importance sur l'échange de chaleur. Pourtant, dans la plupart des cas, l'un des fluides traverse l'autre fluide plusieurs fois (multiples passes) pour maximiser le transfert de chaleur. Il y a deux modes de circulation pour ce type des échangeurs.

2.1.2.1. Méthodique

Les deux fluides entrent par les extrémités opposées du dispositif. L'échangeur est dit à circulation courant croisé méthodique.

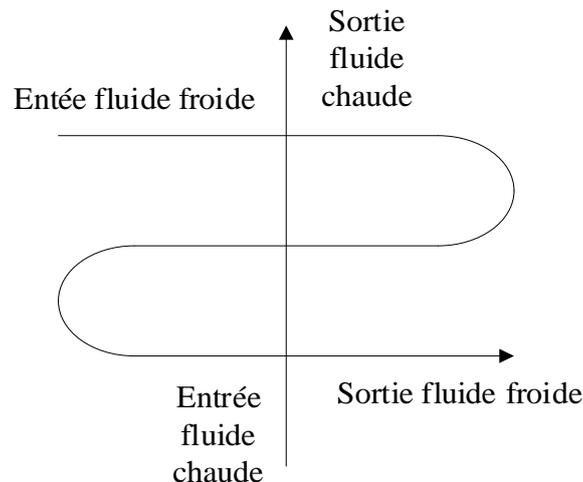


Figure 1.4 : Circulation croisée méthodique.

2.1.2.2. Anti-méthodique

Dans le cas contraire (Anti-méthodique), où les deux fluides entrent par la même extrémité de l'appareil.

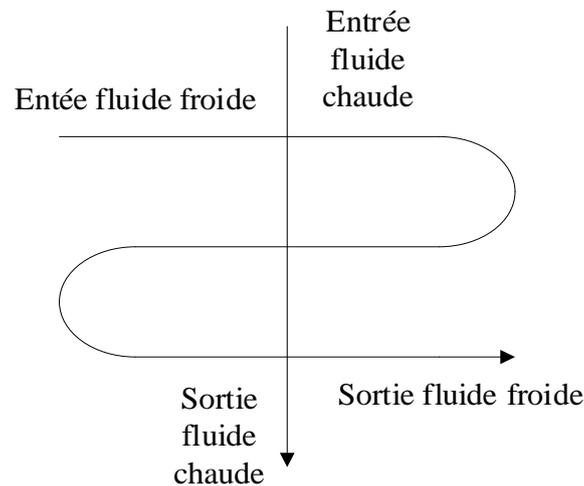


Figure 1.5 : Circulation croisée anti-méthodique.

C'est rarement que ce type des échangeurs constitue d'un seul tube. Généralement, on a un ensemble de tubes ou/et des plaques pour augmenter le transfert de chaleur.

2.2. Différent types des échangeurs

Il y a deux types d'échangeurs de chaleur, échangeur avec ou sans changement de phase.

2.2.1. Echange sans changement de phase

Les échangeurs de chaleur sans changement de phase correspondent aux échangeurs dans lesquels l'un des fluides refroidit ou réchauffe l'autre fluide sans changement de phase, le liquide reste à l'état liquide et le gaz reste en état gazeux.

2.2.2. Echange avec changement de phase

Pour ce type d'appareil, on a trois différents cas :

- L'un des deux fluides dans l'échangeur se condense pour dégager la chaleur et l'autre fluide se vaporise. Ce type d'échangeur de chaleur est appelé évaporateur-condenseur.
- Afin d'absorber la chaleur du fluide primaire le fluide secondaire se vaporise. Ils sont appelés évaporateurs.
- Le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froide et le deuxième fluide ne change pas la phase (condenseur).

2.3. Classification des échangeurs

En peut classifier les échangeurs de chaleur de plusieurs façons.

2.3.1. Suivant le processus de transfert

Pour ce processus on cite les appareils suivants :

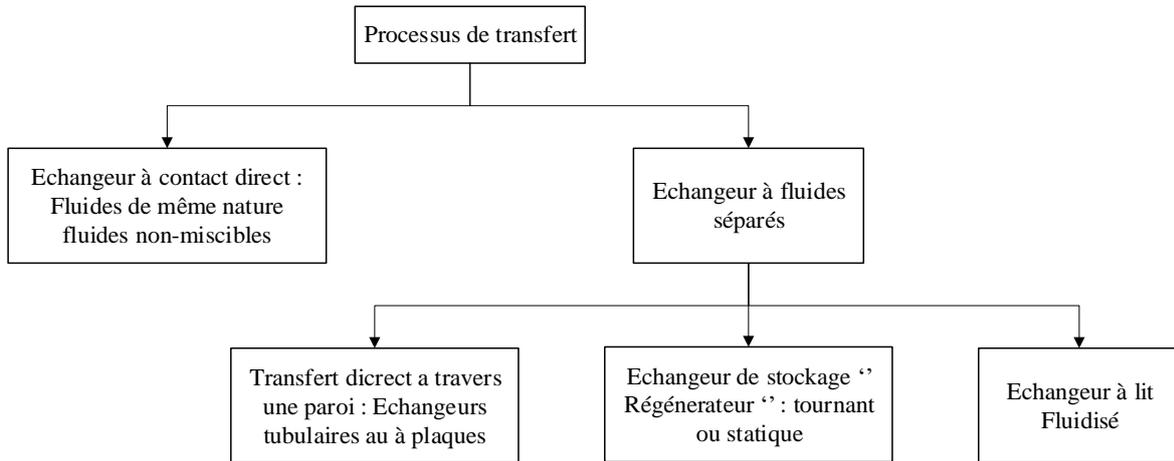


Figure 1.6 : Processus de transfert.

2.3.2. Suivant le type de transmission de chaleur

On retrouve les appareils suivants :

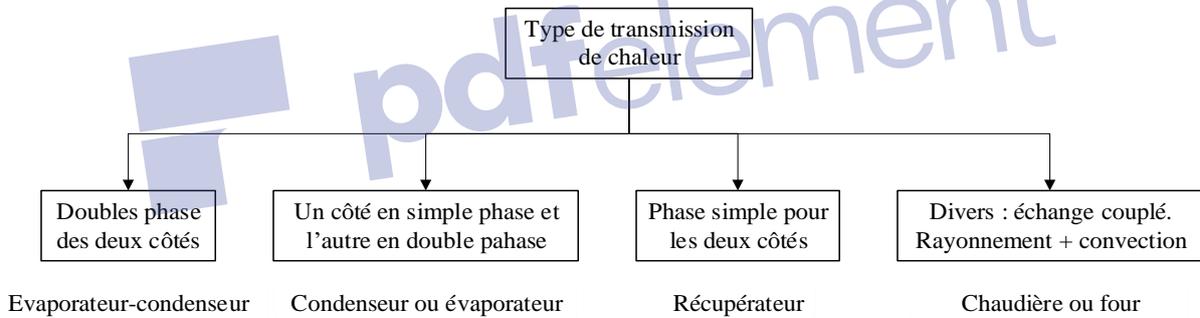


Figure 1.7 : Type de transmission de chaleur.

2.3.3. Suivant le circuit des fluides

Suivant le circuit des fluides, Il existe ce classement :

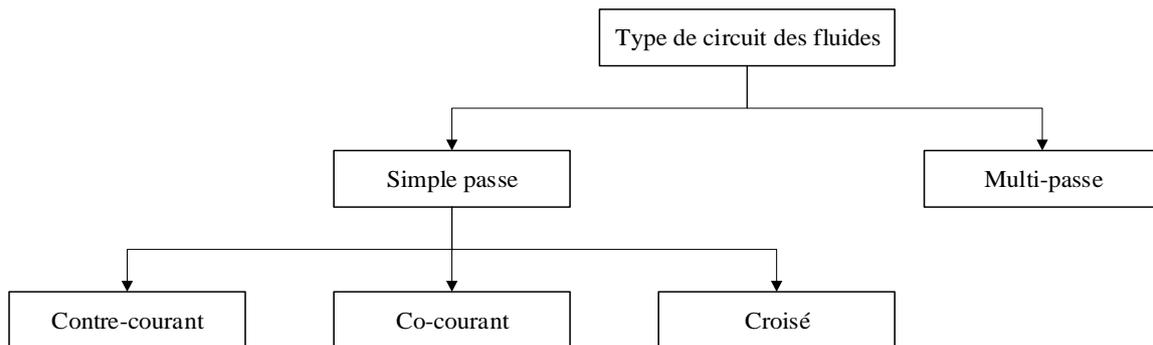


Figure 1.8 : Type de circuit des fluides.

2.3.4. Suivant la compacité de la surface d'échange

La compacité d'un échangeur est caractérisée par le rapport de la surface d'échange au volume occupé. On rencontre deux groupes d'échangeurs :

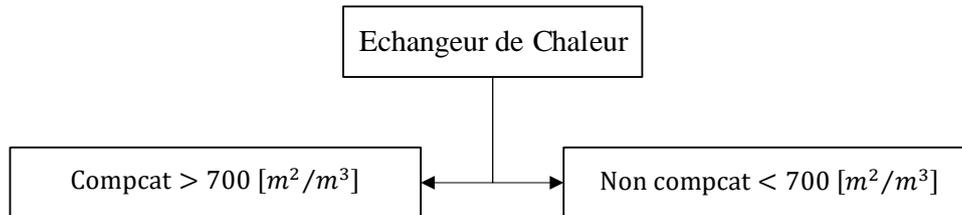


Figure 1.9 : Compacité de l'échangeur.

2.3.5. Suivant le type de construction

On retrouve quatre grandes familles d'échangeurs

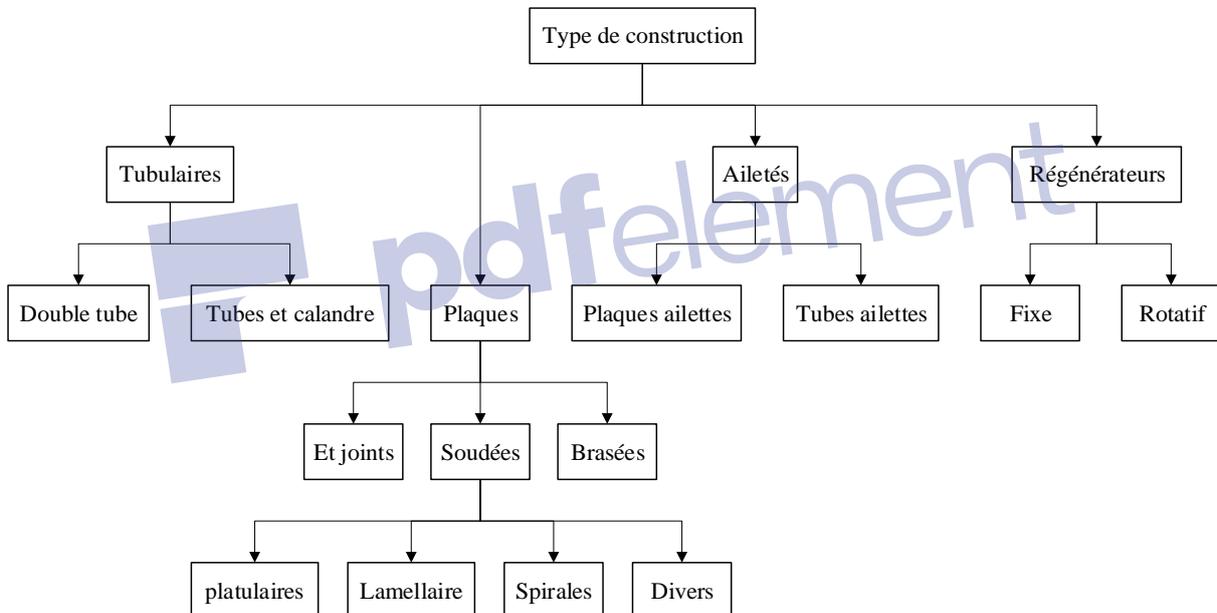


Figure 1.10 : Type de construction.

2.4. Les échangeurs de chaleur les plus courants

Dans cette partie on va citer les échangeurs de chaleur les plus connus dans les structures industrielles et civiles.

2.4.1. Echangeur à tubes et calandre

C'est un échangeur à multi passe qui constitue des tubes et calandre (fig 1.12). Le fluide à l'intérieur des tubes peut circuler dans une seule passe ou multiples passes. La même chose pour l'autre fluide du fait de la présence des chicane.

La forme des chicanes se diffère pour chaque échangeur : circulaires, demi-circulaires, segments, disques, orifices, etc.

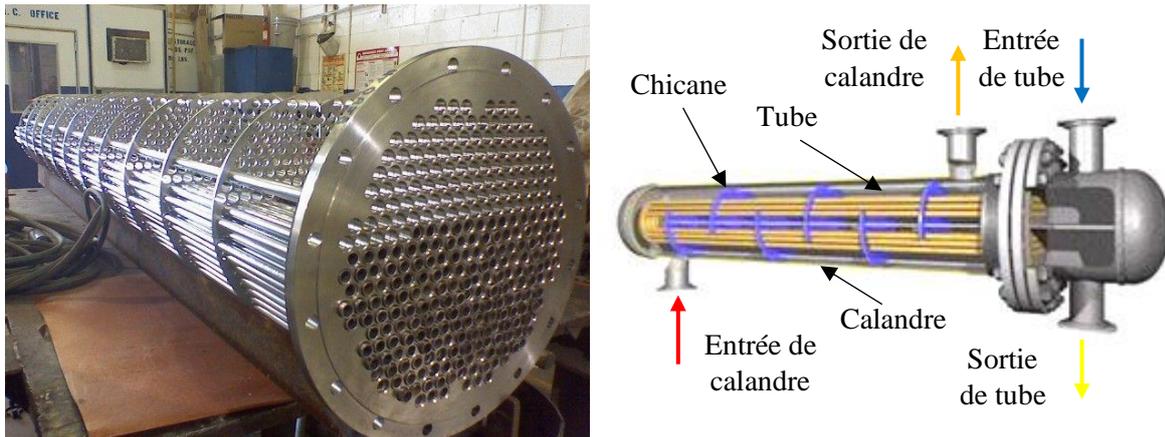


Figure 1.11 : Echangeur à tubes et calandre.

2.4.2. Echangeur tubulaire

L'échangeur tubulaire (fig 1.12) est l'un des échangeurs de chaleur les plus simples qui existent dans le secteur industriel. Ce type consiste de deux tubes ou plus. L'un des fluides s'écoule dans le tube intérieur et les autres fluides s'écoulent dans l'espace annulaire compris entre les tubes.



Figure 1.12 : Echangeur de chaleur tubulaire.

2.4.3. Echangeur à plaques et jointes

Les échangeurs à plaques et jointes (fig 1.13) sont composées de multiples plaques métalliques séparées par des jointes et serrées les unes contre les autres. Les deux fluides circulent dans l'espace entre les plaques alternativement.

Les plaques peuvent être lisses ou corruguées (ondulées ou à cannelures en chevrons) pour créer des turbulences et augmenter la surface d'échange afin d'intensifier l'échange de chaleur. Le type de circulation doit être de préférence à contre-courant.

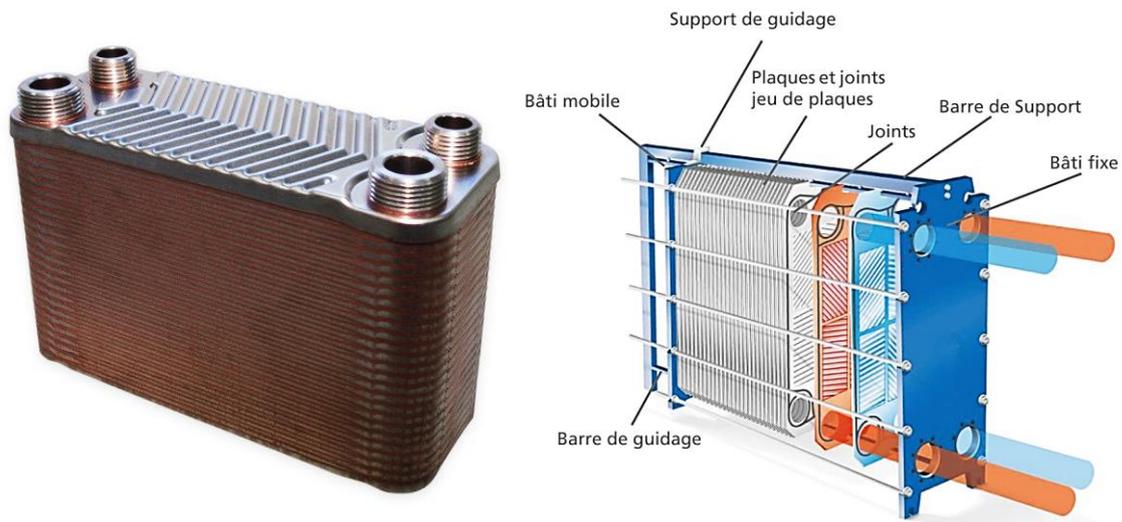


Figure 1.13 : Echangeur à plaques et joints.

2.4.4. Echangeur spiral

L'échangeur de chaleur spiral (fig 1.14) est constitué de deux canaux concentriques formés par deux plaques en métal enroulées de manière hélicoïdale. La distance entre les deux canaux est obtenue à l'aide de taquets soudés sur les plaques et en tenant compte du débit de fluide et les pertes de charge.



Figure 1.14 : Echangeur de chaleur spirale.

2.4.5. Echangeur à lamellaires

Dans ce type d'échangeur, on a des plaques formées par des tôles embouties et soudées deux par deux. Ces plaques soudées forment la lamelle dans laquelle l'un des deux fluides s'écoule. L'ensemble des lamellaires est inséré dans une calandre où le deuxième fluide

s'écoule. Ce type d'échangeur rassemble à l'échangeur de chaleur tubes et calandre où on remplace les tubes par les lamellaires.

2.4.6. Dissipateur de chaleur

Ce type des échangeurs est utilisé beaucoup dans le domaine d'électroniques. Généralement cet échangeur de chaleur est composé des plaques verticales à la surface refroidie, mais on peut trouver d'autres types (broche, plaque perforée, ...).



Figure 1.15 : Dissipateur de chaleur.

2.4.7. Echangeur tubes à ailettes

Les échangeurs de chaleur tubes à ailettes sont généralement utilisés pour refroidir ou chauffer des fluides au moyen de gaz ou l'inverse (l'eau, la saumure, la vapeur saturée, l'huile hydraulique, l'huile lubrifiante, l'huile thermique, les agents réfrigérants qui condensent ou s'évaporent, etc). Il y a deux types :

2.4.7.1. Ailettes plain (Batterie à ailettes)

Dans ce type d'échangeur (fig 1.16), les ailettes et les tubes sont généralement construits avec des matériaux de très bonnes conductivités thermiques (Cuivre, Aluminium, etc). Les ailettes contiennent plusieurs trous par lesquels passent les tubes (circulaire, rectangulaire, ovale, etc.), et les ailettes peuvent être de différents types (plain, ondulé, etc.).

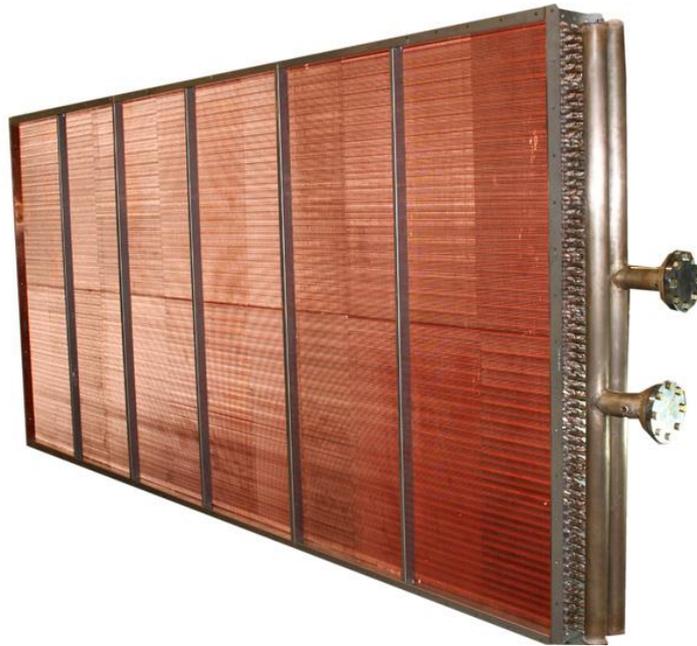


Figure 1.16 : Echangeurs de chaleur tubes à ailettes plain.

2.4.7.2. Ailettes annulaires

Les ailettes dans ce type des échangeurs de chaleur (fig 1.17) sont généralement uniques pour un seul tube. La forme des ailettes et tubes se diffère selon l'utilisation (circulaire, rectangulaire, ovale, etc.).

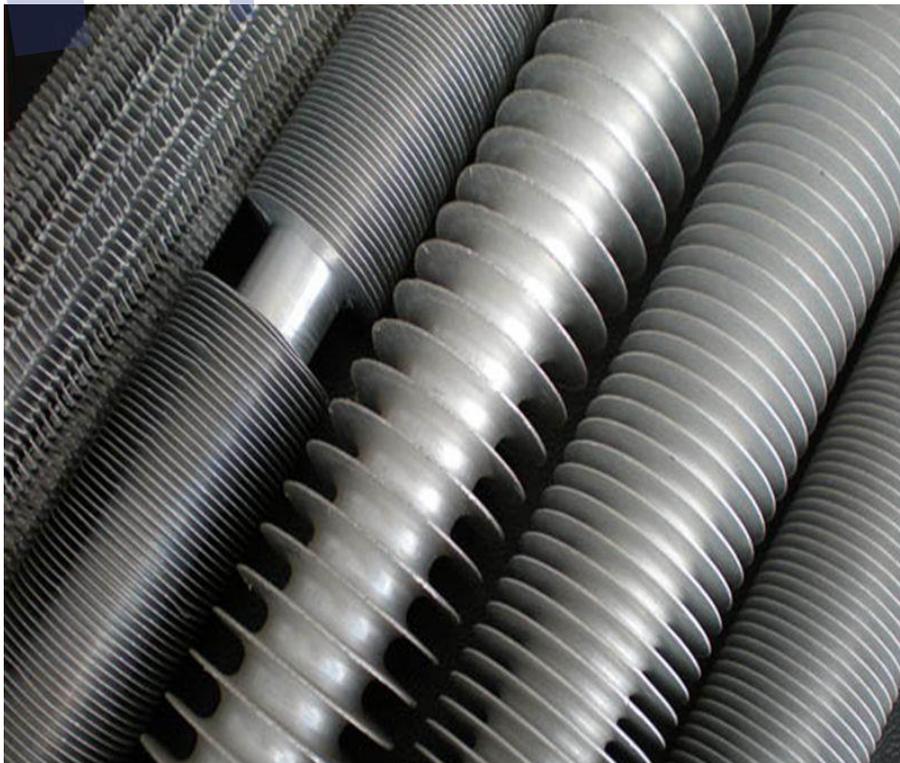


Figure 1.17 : Différent types des échangeurs de chaleur tube à ailettes annulaire.

3. Recherche bibliographique

3.1. Etudes basées sur l'approche analytique et numérique

Les approches analytique et numérique consistent à résoudre des problèmes physiques en utilisant des équations mathématiques (équations de quantité de mouvement, équation d'énergie, ...) à l'aide des logiciels de programmation (Matlab, Maple, Fortran, ...). Dans ces approches on peut trouver plusieurs méthodes de résolution qui sont utilisées par les chercheurs : la méthode des moindres carrées, la méthode du gradient conjugué, la méthode inverse, l'algorithme génétique multi-objectif, la méthode de transformation double différentielle et l'algorithme de colonies d'abeilles artificielles. Ces méthodes sont généralement appliquées en conjonction avec l'approche expérimentale ou numérique.

Une étude de la conductivité thermique dépendant de la température par la méthode de pseudo spectrale a été faite par Darvishi et al. [1] pour une ailette annulaire de profil hyperbolique. Ils ont comparé les résultats numériques obtenus avec la solution analytique disponible dans la littérature pour le cas de conductivité thermique constante. Les résultats montrent que, l'efficacité de l'ailette augmente avec l'augmentation de la conductivité thermique et la température.

Benmachiche et al. [2] ont utilisé la méthode des éléments finis en conjonction avec l'algorithme du gradient conjugué et les températures mesurées (technique de thermographie infrarouge) pour étudier les caractéristiques de transfert thermique sur une ailette circulaire dans un faisceau à ailettes pour les arrangements alignés et décalés. Cette étude a été menée pour prédire les coefficients de transfert de chaleur moyens, le rendement des ailettes et le flux de chaleur dissipé par toute l'ailette pour les valeurs de nombre de Reynolds comprises entre 2×10^3 et 3×10^4 .

3.2. Etudes basées sur l'utilisation des logiciels de simulation

Plusieurs chercheurs utilisent des codes commerciaux pour résoudre les problèmes ou optimiser les configurations. Les logiciels numériques commerciaux les plus utilisés sont : Ansys, SolidWorks, OpenFoam, COMSOL, Fluent. Ces moyens sont préférables par les chercheurs pour gagner le temps. Par exemple, avec ces logiciels, on peut effectuer un nombre très élevé de simulations pour trouver l'espacement ou le diamètre optimal des ailettes d'un échangeur de chaleur tube à ailettes.

Une analyse numérique et expérimentale du transfert de chaleur à convection naturelle sur une plaque à ailettes a été réalisée par Hong et al. [3] en faisant varier l'espacement d'ailette, le taux de transfert de chaleur a été calculé pour le nombre de Prandtl dans l'intervalle $0,7 < Pr < 2000$. Basé sur une corrélation de transfert de chaleur existant pour une surface plane, ils ont développé une corrélation de transfert de chaleur qui peut être utilisée pour prédire le taux de transfert de chaleur d'une plaque à ailette.

Une étude numérique sur le transfert de chaleur par convection naturelle de sels fondus à plusieurs composants autour d'un cylindre de différents diamètres a été réalisée par Lu et al. [4]. Les résultats montrent que le transfert de chaleur par convection naturelle du sel fondu pour des nombres de Rayleigh entre $1.57 \times 10^{-2} - 2.03 \times 10^6$ pouvait être prédit par la corrélation de Fand, qui tenait compte de la dissipation visqueuse. Avec l'augmentation du nombre de Rayleigh, l'effet de dissipation visqueuse est diminué, de sorte que les autres corrélations qui ont négligé l'effet de la dissipation visqueuse pourraient également être utilisées.

Dans le but de déterminer l'effet de l'espacement, la hauteur, l'épaisseur et du matériau de l'ailette sur le transfert de chaleur global et la chute de pression, Bilirgen et al. [5] ont réalisé une étude numérique sur un modèle avec un seul rangé de tube à ailettes annulaires dans l'écoulement transversal. Selon les résultats des simulations réalisées par le logiciel (CFD) ANSYS FLUENT, ils ont remarqué que l'effet de l'espacement et de la hauteur de l'ailette est plus important que l'effet de l'épaisseur, et que le matériau de l'ailette jouera un rôle important dans le transfert de chaleur pour les écoulements avec un nombre de Reynolds élevés.

3.3. Etudes basées sur l'expérimentale

En ce qui concerne l'approche expérimentale, il est nécessaire d'utiliser des bancs d'essai et des appareils de mesure (thermomètre, manomètre, ...) pour effectués des tests. Dans la plupart des cas, ce type d'approche vient après une étude analytique ou numérique pour minimiser le temps et le coût de l'expérimentation.

Une investigation expérimentale a été effectuée par Kitamura et al. [6] pour étudier le transfert de chaleur et l'écoulement d'un fluide dans la convection naturelle induite autour des rangées verticales des cylindres horizontaux chauffés. Ces expériences ont été conduites pour des rangées de 10 cylindres avec des diamètres et des écarts verticaux différents. Pour comprendre l'écoulement d'air autour les cylindres, les auteurs ont utilisé la fumée pour visualiser l'écoulement. Le résultat montre que le coefficient de transfert thermique moyen diminue en aval pour un écoulement laminaire. Cependant, pour un écoulement turbulent, le

coefficient de transfert thermique moyenne augment. Des corrélations ont été proposées pour prédire le nombre de Nusselt avec une erreur marginale.

Yaghoubi et al. [7] ont étudié expérimentalement et numériquement le transfert de chaleur par convection naturelle dans un échangeur de chaleur à ailettes annulaires (1.18) montées sur un cylindre horizontal. Les résultats montrent que l'air froid se déplace vers le bas et que le transfert de chaleur donné par la convection est plus important que celui par le rayonnement. Pour un espacement faible, l'écoulement d'air à l'intérieur des ailettes est très faible et limité. Leurs résultats numériques sont proches des résultats expérimentaux. Pour prédire le transfert de chaleur en convection naturelle, les auteurs ont proposé une nouvelle corrélation.

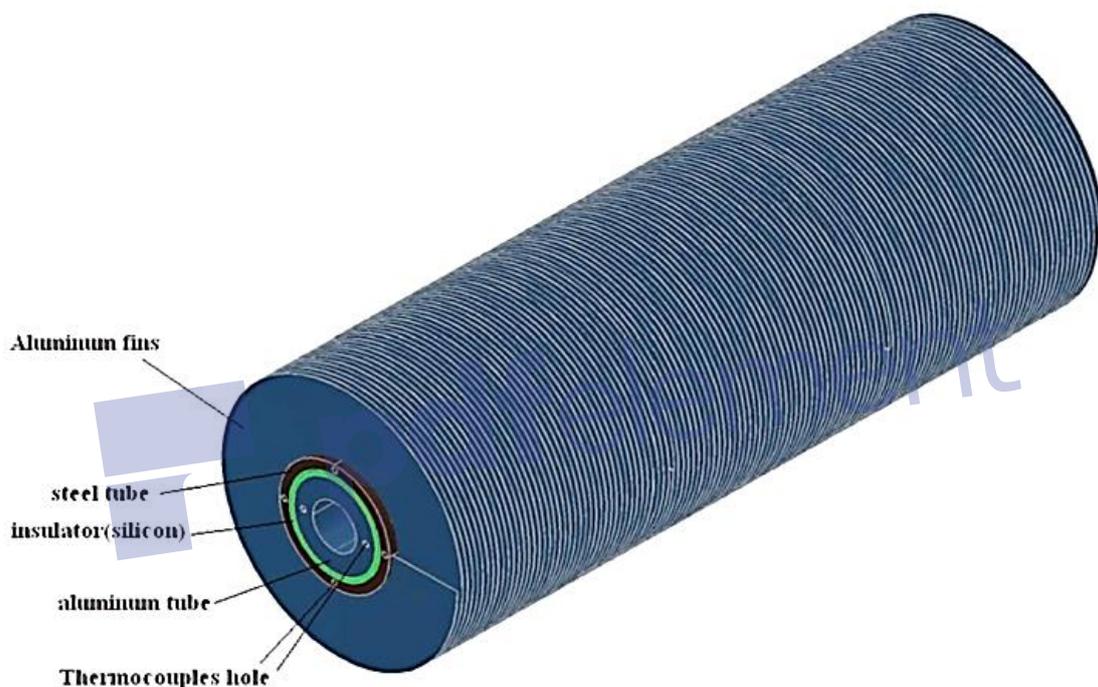


Figure 1.18 : La section testée avec les trois couches et la position des thermocouples dans l'extrémité.

4. Etudes sur les échangeurs de chaleur

Dans la littérature, on peut trouver beaucoup d'études concernant l'amélioration et l'optimisation des échangeurs de chaleur de différentes géométries et domaine d'utilisation. Yazicioğlu et al. [8] ont examiné expérimentalement le transfert de chaleur en convection naturelle des ailettes rectangulaires verticales s'étendant perpendiculairement à partir d'une base rectangulaire verticale (fig 1.19). Ces expériences ont été menées pour différentes longueurs, épaisseurs et hauteurs des ailettes.

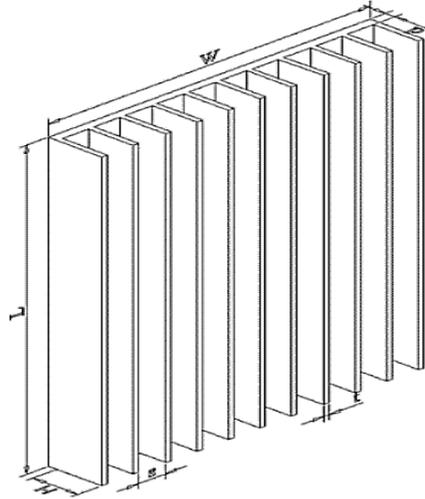


Figure 1.19 : La géométrie de configuration des ailettes.

Les résultats indiquent que, l'espacement optimal des ailettes est compris entre 6,1 et 11,9 mm. Les auteurs ont présenté des corrélations pour évaluer la valeur optimale de l'espacement des ailettes et le taux de transfert de chaleur maximal, basé sur la longueur d'ailette et de différence de température entre l'air ambiante et les ailettes.

Une étude expérimentale a été menée par Kavita et al. [9] pour améliorer le transfert de chaleur par convection forcée pour des ailettes rectangulaires avec perforation latérale sur une surface plane horizontale (fig 1.20). L'effet de la perforation a été étudié pour différents paramètres tels que les paramètres géométriques, le nombre de Reynolds et le coefficient de frottement sur le transfert de chaleur pour les ailettes rectangulaires à perforations carrées et circulaires. Le paramètre le plus important affectant le transfert de chaleur est le nombre de Reynolds, suivi par la géométrie de la perforation. Les résultats montrent que l'amélioration du transfert de chaleur se manifeste plus dans les ailettes avec perforation carrée que dans les ailettes avec perforation circulaire de même taille.

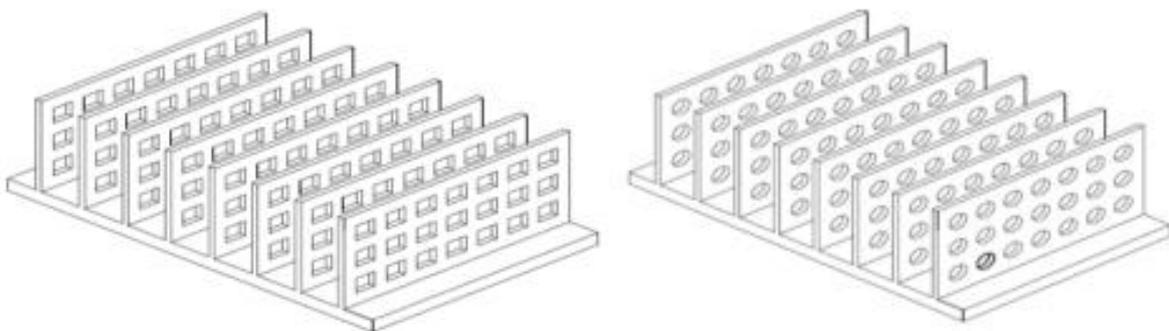


Figure 1.20 : Ailettes perforées avec des trous carrés et circulaires.

Pour obtenir la conception optimale des ailettes épingleuses poreuses à trois dimensions dans un canal rectangulaire, Yang et al. [10] ont appliqué l'algorithme génétique (GA), la conception d'expériences (DOE) et la dynamique des fluides computationnelle (CFD). Les auteurs ont utilisé le modèle de Darcy étendu de Forchheimer – Brinkman, ainsi que le modèle d'énergie à deux équations, pour décrire les caractéristiques d'écoulement des fluides et de transfert de chaleur dans les milieux poreux (fig 1.21). Les résultats montrent que les ailettes épingleuses avec une porosité forte fournissent un flux de chaleur plus important que les ailettes épingleuses avec une porosité faible. En ce qui concerne les performances thermiques, le flux de la chaleur, les ailettes épingleuses en ligne fournissent les meilleurs résultats. Cependant, ce qui concerne la perte de charge, les ailettes décalées offrent les meilleurs résultats. L'effet de la disposition des broches sur l'efficacité globale du transfert de chaleur est presque négligeable. L'effet de l'efficacité globale du transfert de chaleur sur la disposition des ailettes poreuses dépend de la hauteur et du pas des ailettes poreuses.

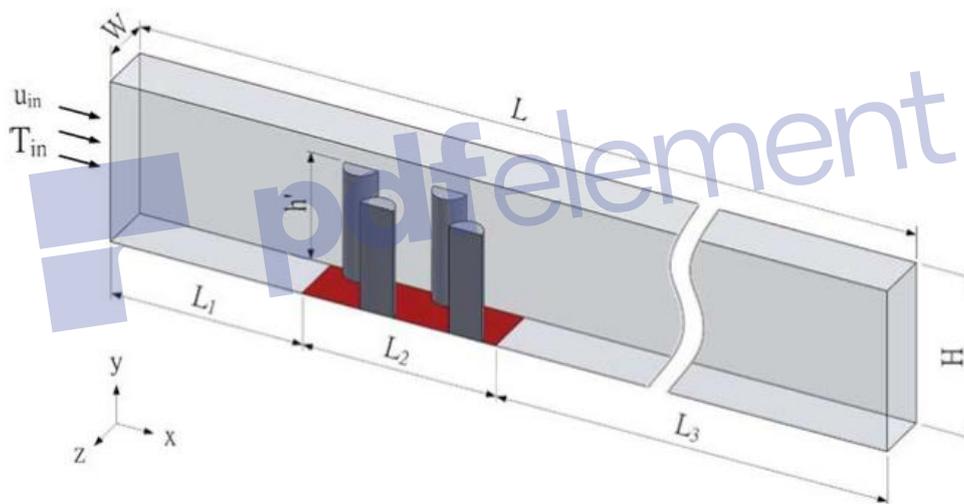


Figure 1.21 : La section transversale des ailettes poreuses en configurations quinconce.

Dans le but de prédire le coefficient du transfert de chaleur moyen et l'efficacité des ailettes d'un échangeur de chaleur tube à ailettes annulaires circulaires pour différents espacements d'ailettes en convection forcée, Chen et al. [11] ont appliqué la méthode des différences finies en conjonction avec le schéma de moindre carré et ils ont utilisé les valeurs des températures mesurées expérimentales dans les sous-régions d'ailette. Ils ont constaté que l'effet d'espacement des ailettes sur le coefficient du transfert de chaleur global peut être négligeable lorsque la valeur de l'espacement dépasse 0,018 m. La nouvelle corrélation proposée pour obtenir le nombre de Nusselt est en bon accord avec celles qui sont données par Hu et Jacobi.

Awasarmol et al. [12] ont conduit une étude expérimentale en régime permanent, pour mesurer et comparer la quantité d'amélioration dans le transfert de chaleur d'un réseau des ailettes solide et des ailettes perforées (fig 1.22) dans la convection naturelle. L'étude a été faite pour des diamètres de perforation de 4 à 12 mm et pour divers angles d'inclinaison qui varient entre 0° et 90° . Ils sont trouvés qu'on peut améliorer le coefficient de transfert de chaleur par 32% si en utilisent les ailettes perforées avec un diamètre de 12 mm et un angle d'inclinaison de 45° . Ce modèle peut économiser la matière jusqu'à 30%.

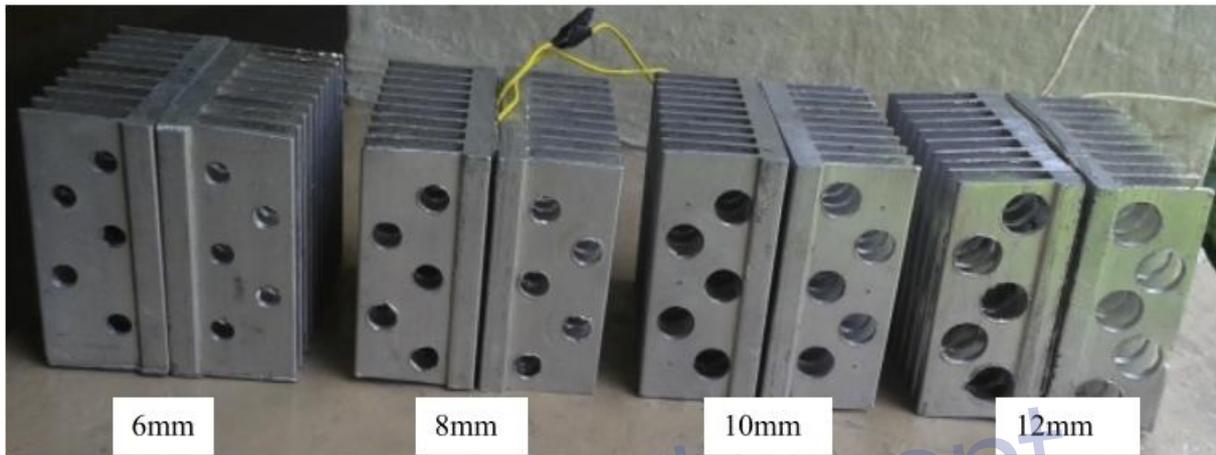


Figure 1.22 : Ailettes avec différent diamètres de perforation.

Une étude paramétrique numérique et expérimentale complète réalisée par Ahmadi et al. [13] pour étudier les effets de l'espacement et l'interruption dans des ailettes rectangulaires montées verticalement (fig 1.23).

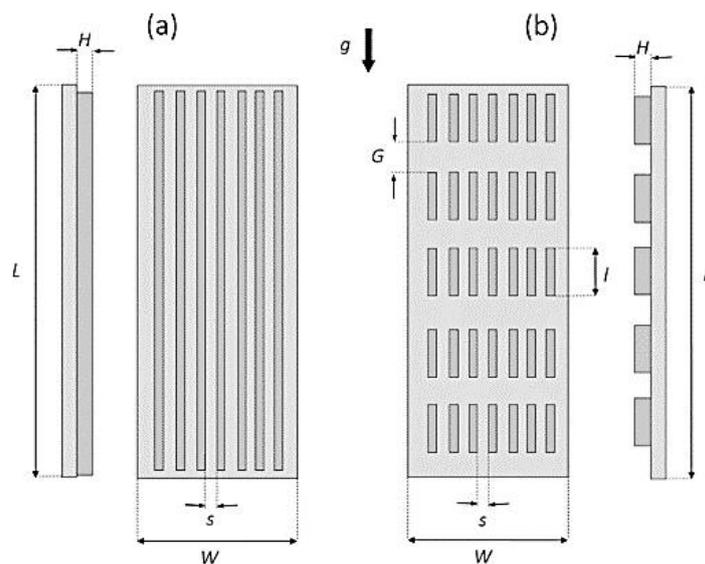


Figure 1.23 : Un dissipateur de chaleur rectangulaire continu et interrompu.

Les résultats obtenus montrent qu'avec l'augmentation du nombre d'interruptions dans les ailettes, la performance thermique peut être améliorée considérablement. Ils ont trouvé une nouvelle corrélation compacte pour calculer la longueur d'interruption optimale.

Une étude expérimentale et numérique a été exécutée par Wu et al. [14] pour examiner le transfert de chaleur convectif moyen sur les surfaces supérieures et inférieures d'une plaque horizontale simple et des plaques avec un générateur de vortex à ailettes delta longitudinales (fig 1.24). Les deux ailettes delta ont été poinçonnées directement à partir des plaques pour différents angles d'attaque. Les résultats expérimentaux indiquent que le nombre de Nusselt moyen sur la surface de la plaque est plus élevé pour les plaques avec des ailettes delta par rapport au plaque simple. En outre, le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation de l'angle d'attaque de l'ailette delta. Le champ d'écoulement du canal inférieur est perturbé par l'écoulement d'air traversant les perforations dans la plaque. Cette perturbation conduit à des tourbillons faibles, et à cause de cela, le transfert de chaleur sur la surface inférieure de la plaque est amélioré. A partir des résultats expérimentaux et numériques, les auteurs ont conclu que le poinçonnage des générateurs de vortex directement à partir des ailettes de l'échangeur de chaleur est non seulement pratique à mettre en œuvre, mais qu'il est également bénéfique le transfert thermique intégral des deux surfaces de l'ailette en raison du l'écoulement transversal à travers les trous perforés.

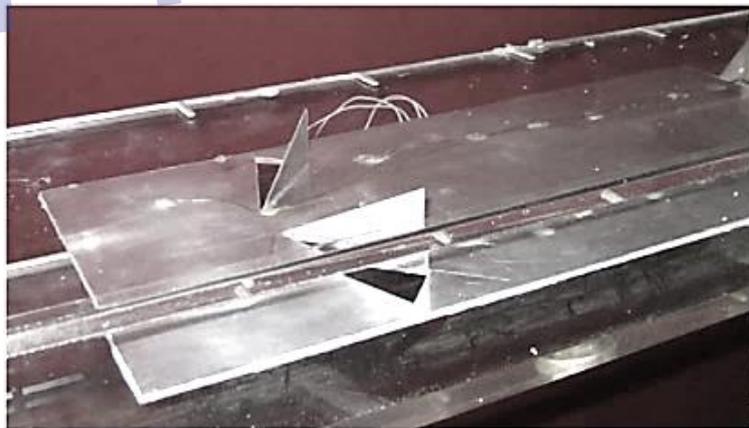


Figure 1.24 : La plaque avec les générateurs de vortex dans le canal d'essai.

Hazarika et al. [15] on établit un modèle analytique pour calculer la distribution de la température, l'efficacité de l'ailette et les paramètres de conception optimum d'une ailette poreuse en forme de T (fig 1.25) dans des conditions parfaitement humides. Les résultats montrent que, pour des faibles valeurs de porosités, l'ailette poreuse transfère plus de chaleur

que l'ailette solide correspondante. Comme les ailettes deviennent de plus en plus poreuses, le taux de transfert de chaleur diminue.

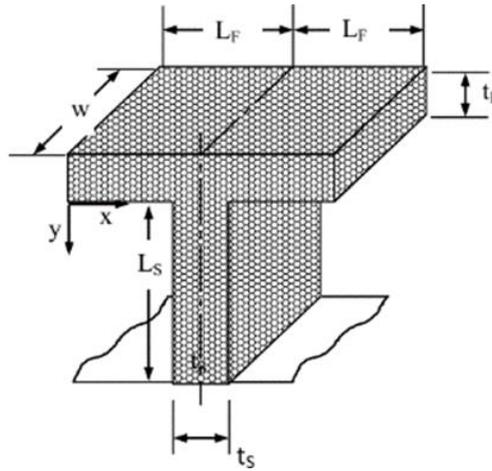


Figure 1.25 : Schéma de l'ailette poreuse en forme de T.

Une étude numérique a été conduite par Dialameh al. [16] pour prédire la convection naturelle à partir d'un ensemble des ailettes rectangulaires horizontales en Aluminium (fig 1.26) avec des longueurs courtes et des épaisseurs différentes. Les ailettes sont fixées à une plaque de base horizontale. Les auteurs ont découvert que les résultats obtenus sont avec un bon accord par rapport aux données expérimentales trouvées dans la littérature. Les résultats montrent que, le coefficient de transfert de chaleur par convection naturelle augmente avec l'augmentation de différence de température et l'espacement des ailettes. On plus de ça, le coefficient de transfert de chaleur par convection naturelle augmente avec la diminution de la longueur des ailettes. L'effet de l'épaisseur et de la hauteur des ailettes sur la valeur du coefficient moyen de transfert de chaleur est faible en comparaison avec les autres paramètres.

Des nouvelles corrélations ont été proposées par les auteurs pour calculer Nusselt :

$$\overline{Nu}_s = 0.625Ra^{0.2382} \left(\frac{H}{L}\right)^{0.3674} \left(\frac{S}{H}\right)^{0.3303} \left(\frac{H}{t}\right)^{-0.0504} \quad (1.1)$$

pour : $Ra > 1500$

$$\overline{Nu}_s = 0.5007Ra^{0.2828} \left(\frac{H}{L}\right)^{0.4468} \left(\frac{S}{H}\right)^{0.3901} \left(\frac{H}{t}\right)^{-0.083} \quad (1.2)$$

pour : $Ra < 1500$

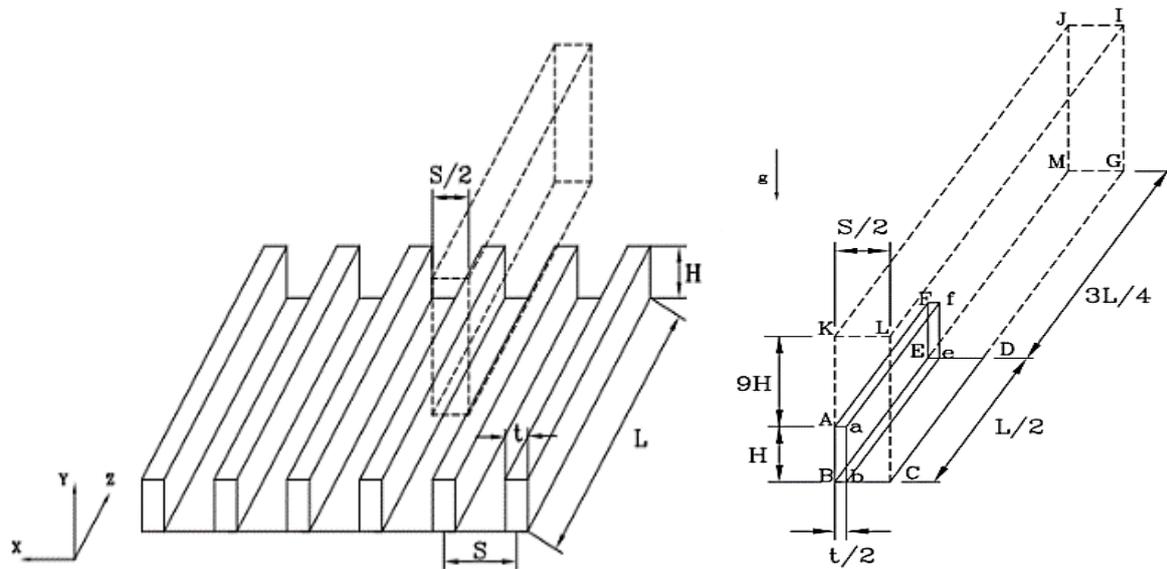


Figure 1.26 : Schéma de réseaux des ailettes et domaine de calcul.

Li et al. [17] ont réalisé une étude numérique sur le transfert de chaleur par convection naturelle à partir d'un dissipateur thermique radial à anneau perforé (fig 1.27). Dans cette étude, les auteurs ont étudié les effets du nombre de perforations, le diamètre et la longueur des perforations, ainsi que l'angle d'orientation sur la performance thermique. Les résultats montrent que les dissipateurs thermiques radiaux à anneau perforé ont de meilleures performances thermiques que ceux à anneau non perforé. De plus, les dissipateurs thermiques radiaux orientés latéralement présentent la plus mauvaise performance thermique par rapport aux dissipateurs thermiques radiaux orientés vers le haut. La résistance thermique du dissipateur avec anneau perforé optimisé est inférieure de 17% à celle de l'un anneau non perforé, tout en réduisant la masse de l'anneau jusqu'à 37%.

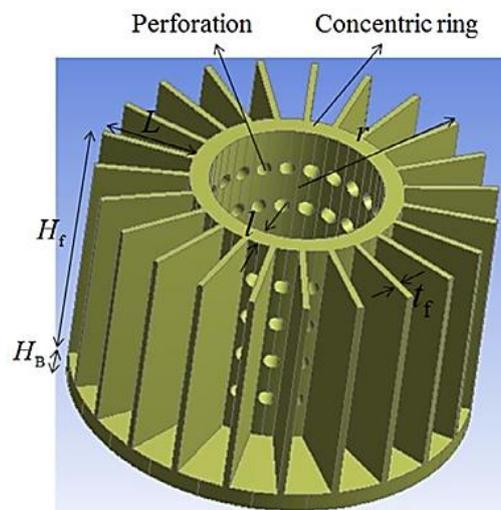


Figure 1.27 : Dissipateur de chaleur avec des ailettes perforées.

Une étude expérimentale de l'effet de la géométrie des ailettes sur la performance d'un échangeur de chaleur compact à lamelles (fig 1.28) a été réalisée par Vaisi et al. [18]. Les auteurs ont étudié plusieurs paramètres, tels que le pas de déflecteur, la disposition des déflecteurs et le nombre de régions de déflecteurs. En comparant la disposition symétrique des ailettes à lamelles et la disposition asymétrique des ailettes à lamelles, les auteurs ont découvert que si on utilise une disposition symétrique, la performance de transfert de chaleur peut être améliorée de 9,3% et la perte de charge peut être réduite par 18,2%.

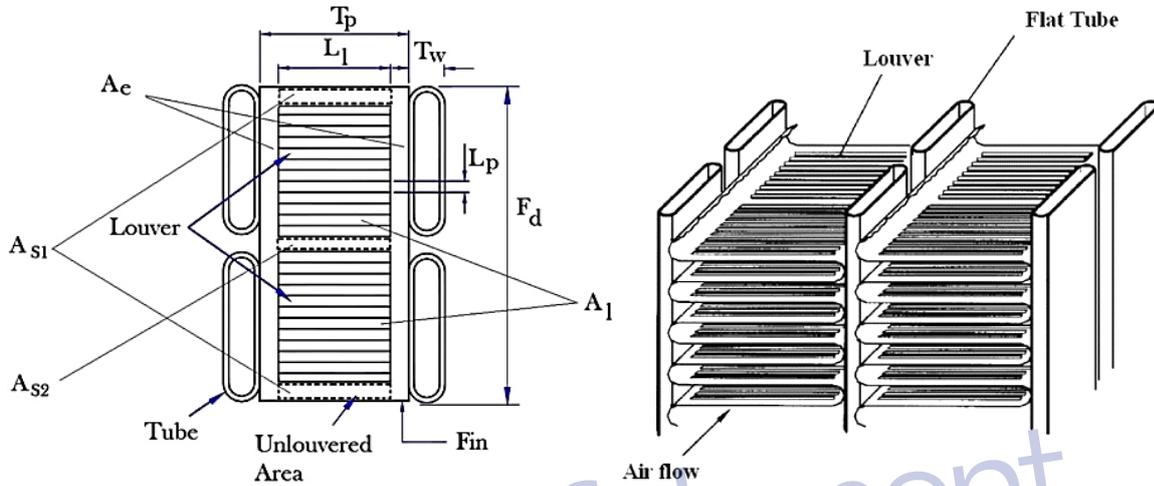


Figure 1.28 : Echangeur de chaleur avec des ailettes à lames.

De plus, les résultats indiquent que, pour les mêmes valeurs de taux de transfert de chaleur et de perte de charge, il est possible de prévoir une disposition symétrique des ailettes pour 17,6% de moins du poids des ailettes, ce qui diminue à son tour le poids et le coût de l'échangeur de chaleur.

Micheli et al. [19] ont étudié l'efficacité de l'utilisation de micro-ailettes horizontales en convection naturelle pour améliorer le transfert de chaleur de la surface plane (fig 1.29). Cette étude a été menée expérimentalement en conjonction avec les données obtenues à partir de la littérature.

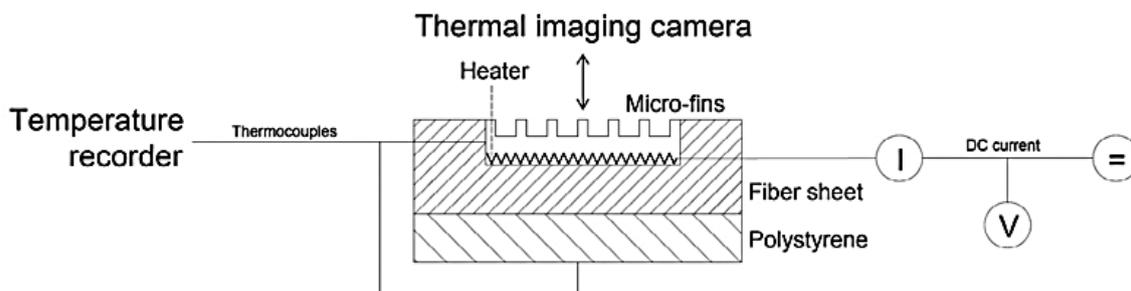


Figure 1.29 : Schéma de montage expérimental.

Avec un espacement élevé et une faible épaisseur, l'efficacité individuelle des micro-ailettes est trois fois plus élevée. Les auteurs ont constaté que l'utilisation de micro-ailettes est avantageuse en termes d'utilisation des matériaux en réduisant le poids.

Une étude expérimentale a été réalisée par Micheli et al. [20] sur un dissipateur de chaleur avec des micros-ailettes (fig 1.30) afin d'étudier la géométrie des ailettes, le coefficient de transfert de chaleur et les effets de l'orientation. Les auteurs ont étudié les échangeurs de chaleur, qui sont constitués de plaquettes carrées en silicium, pour différentes hauteurs, espacement et épaisseur des ailettes. Avec l'augmentation de l'espacement et la diminution de la hauteur des ailettes, le coefficient de transfert de chaleur augmente. De plus, à mesure que l'épaisseur des ailettes augmente, le coefficient de transfert de chaleur augmente jusqu'à une valeur maximale puis diminue. Les résultats montrent que l'orientation des réseaux d'ailettes joue un rôle important dans l'échange de chaleur, car les réseaux de micro-ailettes orientés vers le bas présentent une performance thermique inférieure.

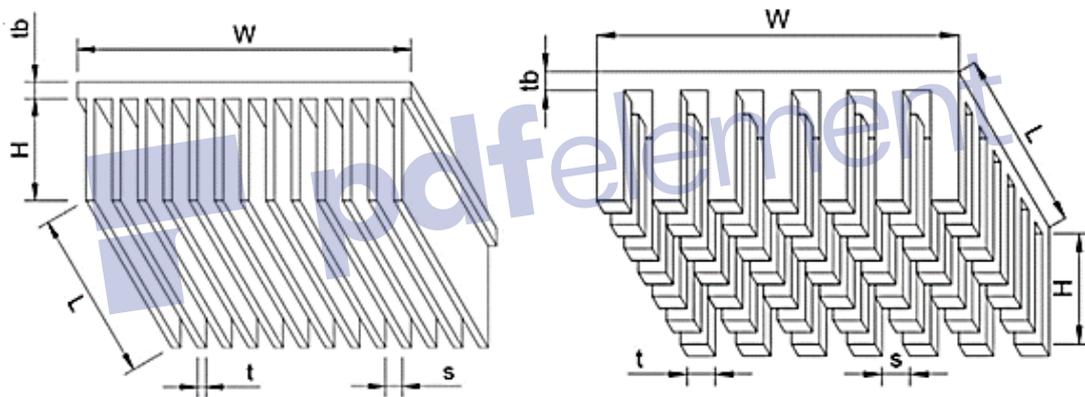


Figure 1.30 : Ailette Plaque à broches.

Une analyse analytique a été effectuée par Das et al. [21] pour étudier le transfert de chaleur dans une ailette rectangulaire perforée (fig 1.31). L'analyse montre que les perforations peuvent améliorer le transfert de chaleur. L'analyse a été effectuée en appliquant la méthode inverse fondée sur l'algorithme artificiel de la colonie d'abeilles. L'étude révèle que la même quantité de taux de transfert de chaleur peut être obtenue avec différentes combinaisons de surface d'ailette, et une valeur particulière de la surface peut donner différentes valeurs de taux de transfert de chaleur.

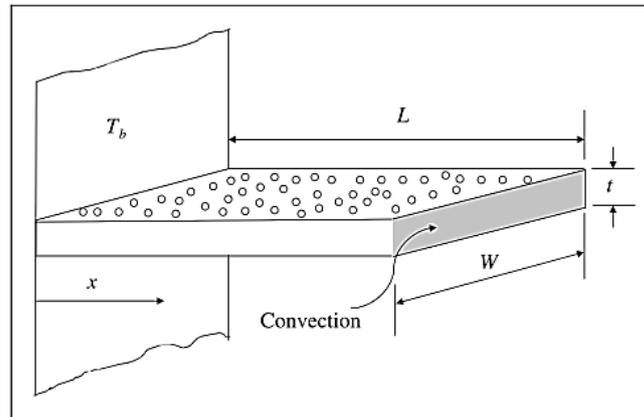


Figure 1.31 : Géométrie physique de l'ailette perforé.

En utilisant la méthode des volumes finis, Chang et al. [22] ont réalisé une étude numérique tridimensionnelle et stationnaire de quatre faisceaux d'ailettes verticales dans la convection naturelle (fig 1.32) : un faisceau de treize ailettes lisse, un faisceau de neuf ailettes lisse, un faisceau de neuf ailettes à fossettes et un faisceau de treize ailettes à fossettes avec la même surface de base et le même volume. Leurs résultats montrent que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh, particulièrement pour les faisceaux des ailettes fossettes. L'augmentation maximale du nombre de Nusselt est de 68% pour le faisceau de neuf ailettes fossettes par rapport à celui du faisceau de treize ailettes lisse.

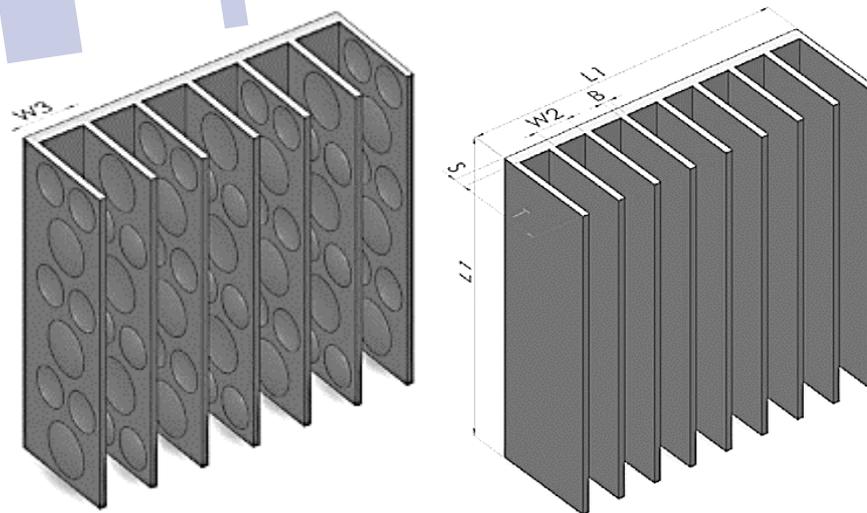


Figure 1.32 : Configuration des faisceaux des ailettes simples et à fossettes.

5. Les échangeurs de chaleur à tubes et ailettes

Ce type d'échangeur de chaleur est préférables dans l'industrie, parce qu'il est facile à construire. Dans la littérature on peut trouver beaucoup d'études concernant la géométrie des ailettes et les tubes et leur optimisation.

Une analyse 3D en CFD des performances d'un échangeur de chaleur à tubes et ailettes (fig 1.33) a été réalisée par Yaïci et al. [23]. L'objectif de cette étude était de comprendre l'effet de la mauvaise distribution du débit d'air sur l'écoulement de fluide et le transfert de chaleur. Les résultats indiquent que la non-uniformité de l'écoulement de l'air a une grande influence sur l'efficacité de l'échangeur de chaleur. Cette influence est due à la non-uniformité qui peut intensifier la convection thermique de la paroi longitudinale et à la mauvaise distribution de la température intérieure. Les auteurs ont découvert que l'amélioration ou la détérioration du facteur de Colburn pouvait atteindre 50% par rapport à celles qui sont obtenues par un échangeur de chaleur avec un profil de vitesse de l'air d'entrée uniforme.

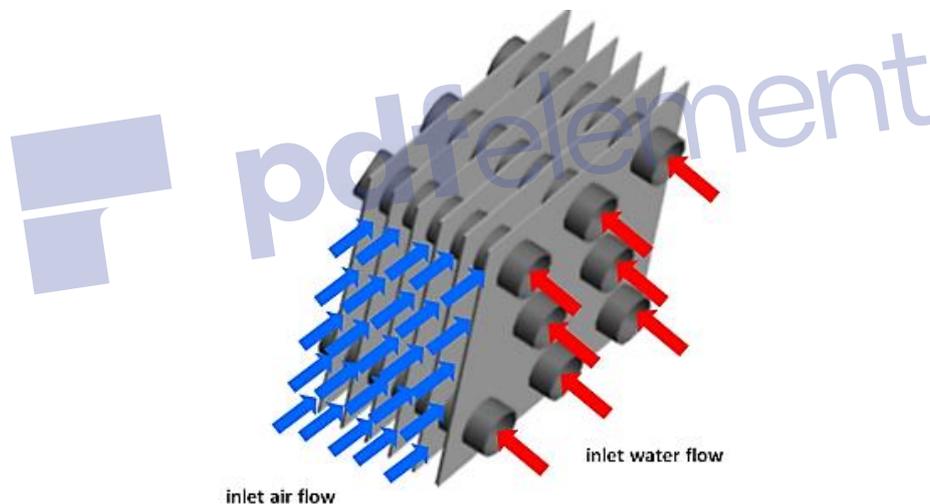


Figure 1.33 : Schéma d'un échangeur de chaleur tubes à ailettes.

Senapati et al. [24] ont réalisé une étude numérique en 3D sur la performance thermodynamique d'un échangeur de chaleur avec un cylindre horizontal à ailettes annulaires verticales en convection naturelle. Cette étude a été réalisée pour un intervalle vaste de nombre de Rayleigh basés sur l'espacement des ailettes. Le degré d'irréversibilité est plus élevé dans le cas des tubes à ailettes que dans celle des tubes sans ailettes. Les résultats montrent que la valeur minimale de taux d'irréversibilité thermodynamique sur le flux de chaleur par convection du tube à ailettes correspond à l'espacement optimal des ailettes où le transfert de chaleur est dans sa valeur maximale.

Chen et al. [25] ont proposé un schéma inverse numérique pour la convection naturelle impliquant la méthode de différences finies en conjonction avec la méthode de moindre carré et les résultats expérimentaux. Cette étude a été faite, pour estimer le coefficient de transfert de chaleur moyen pour différentes températures et espacements des ailettes. Ils ont trouvé que, la valeur de coefficient de transfert de chaleur moyen augmente avec l'augmentation de l'espacement des ailettes. Toutefois, la valeur de l'efficacité d'ailette diminue avec l'augmentation de la valeur de l'espacement et ils ont aussi donné une correction pour calculer le nombre de Nusselt. De la même façon Chen et al. [26], ont utilisé la même méthode pour étudier l'écoulement d'air autour un tube à ailettes verticales dans la convection forcée, et ils ont constaté que l'effet d'espacement des ailettes sur la valeur coefficient de transfert de chaleur moyen peut être négligeable lorsque la valeur de l'espacement dépasse environ 0,018 m. La valeur de coefficient de transfert de chaleur moyen augmente avec l'augmentation de la vitesse d'air et l'espacement des ailettes. Ils ont aussi développé une nouvelle corrélation pour calculer le nombre de Nusselt qui donne de bons résultats de coefficient de transfert de chaleur moyen et avec les résultats obtenus par Hu et Jacobi.

Senapati et al. [26] ont étudié numériquement le transfert de chaleur d'un cylindre vertical à ailettes annulaires. Cette étude a été menée en convection naturelle pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh dans les régimes laminaire et turbulent. À l'aide du solveur algébrique de FLUENT, cette simulation numérique a été réalisée en variant le rapport de diamètre du tube et l'espacement des ailettes par rapport au diamètre du tube pour une épaisseur constante de l'ailette. Une étude d'optimisation a été réalisée pour trouver le meilleur espacement des ailettes pour un transfert de chaleur maximal en cas d'écoulement turbulent. Les auteurs ont constaté qu'avec l'addition des ailettes à la surface du tube isotherme chauffé, le transfert de chaleur dans l'écoulement laminaire continue d'augmenter. Mais dans le cas de l'écoulement turbulent, le transfert de chaleur augmente jusqu'à ce qu'il atteigne sa valeur maximale ensuite la valeur commence à diminuer. L'espacement optimal des ailettes varie en fonction du nombre de Rayleigh et du rapport de l'espacement des ailettes au diamètre du tube.

Une autre étude numérique a été réalisée par Senapati et al. [27] sur un échangeur de chaleur avec un cylindre horizontal à ailettes, afin de déterminer le meilleur espacement des ailettes et le meilleur rapport diamètre-ailettes pour un transfert de chaleur maximal. Cette étude a été menée en convection naturelle pour une épaisseur constante avec différents diamètres, espacements des ailettes et nombre de Raleigh en écoulement laminaire. Les auteurs ont découvert qu'après avoir étudié le champ d'écoulement sur la surface du tube-ailette, il existait

une valeur optimale. Le transfert de chaleur entre les ailettes augmente avec l'addition des ailettes à la paroi cylindrique isothermique jusqu'à la valeur maximale, puis le transfert de chaleur commence à diminuer avec l'addition supplémentaire des ailettes. D'après cette étude, des corrélations pour calculer le nombre de Nusselt basée sur l'espacement des ailettes ont été établies en fonction du rapport de nombre de Raleigh et le diamètre de l'ailette.

5.1. Ailettes

Le type d'ailette dans les échangeurs de chaleur affecte beaucoup plus le transfert de chaleur que les tubes. En général, la plupart des études se concentrent sur le profil des ailettes plutôt que sur la géométrie du tube. Dans la pratique on peut trouver plusieurs formes d'ailette telle que les ailettes segmentées, les ailettes annulaires hyperboliques, les ailettes poreuses, les ailettes en plaque inclinées, les ailettes excentriques, les ailettes annulaires à courbe B-spline, les ailettes annulaires à pas, les ailettes en forme de barres, les ailettes rectangulaires, etc. Pour les ailettes planes on trouve les ailettes planes simples, les ailettes planes ondulées, les ailettes planes avec des générateurs de turbulent, les ailettes planes poreuses, ...

Lin et al. [28] ont examiné les caractéristiques de transfert de chaleur moyen et l'écoulement de fluide dans un échangeur de chaleur à ailettes circulaires avec des tubes circulaires en quinconce et des ailettes à demi-gorge annulaire interrompues (IHAG) (fig 1.34). Les résultats montrent que ce type des ailettes réduit la taille de la région de sillage. L'amélioration du transfert de chaleur est faible pour les nombres de Reynolds inférieurs et excellente pour les nombres élevés. Pour un nombre de Reynolds compris entre 600 et 2500, l'augmentation dans le nombre de Nusselt moyen est située entre 10% et 40% et le facteur de performance thermique entre 7% et 27%.

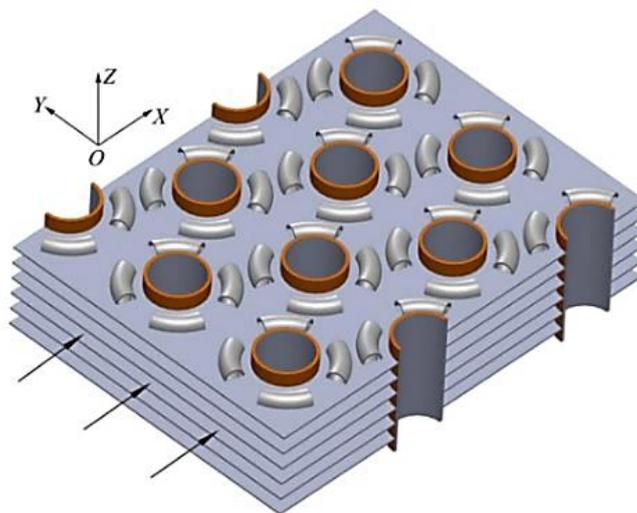


Figure 1.34 : Echangeur de chaleur avec ailettes annulaires interrompues.

Une étude expérimentale et numérique sur l'effet d'orientation pour un dissipateur thermique radial à base circulaire, anneau concentrique et ailettes rectangulaires (fig 1.35) a été conduit par Li et al. [29] pour étudier les effets de l'angle d'orientation, une étude paramétrique a été réalisée sur le nombre et la longueur des ailettes, hauteur des ailettes et la hauteur de la base. Les résultats indiquent que l'angle d'orientation affecte tous les paramètres dans l'étude, cependant le nombre et la longueur des ailettes sont les plus affectés.



Figure 1.35 : Dissipateur de chaleur avec différent nombre des ailettes.

Les résultats numériques et expérimentaux indiquent qu'en raison de l'existence de l'anneau concentrique empêchant l'écoulement ascendant par convection naturelle, le dissipateur de chaleur radiale orientée horizontalement ont un meilleur rendement thermique. Les auteurs ont présenté une corrélation pour prédire le nombre de Nusselt.

Une étude expérimentale a été menée par Karami et al. [30] sur trois échangeurs de chaleur à tubes à ailettes avec un faisceau des ailettes carrées (fig 1.36) et pour différent valeur d'espacement en convection naturelle. Les résultats du coefficient de transfert de chaleur moyen montrent que, le transfert de chaleur par rayonnement est environ 10%, et que la convection naturelle contribue à environ 80% de la puissance totale absorbée par l'élément chauffant pour toutes les expériences. Ils ont découvert que, l'espacement des ailettes a un point optimal où le coefficient de transfert de chaleur est à sa maximale valeur.

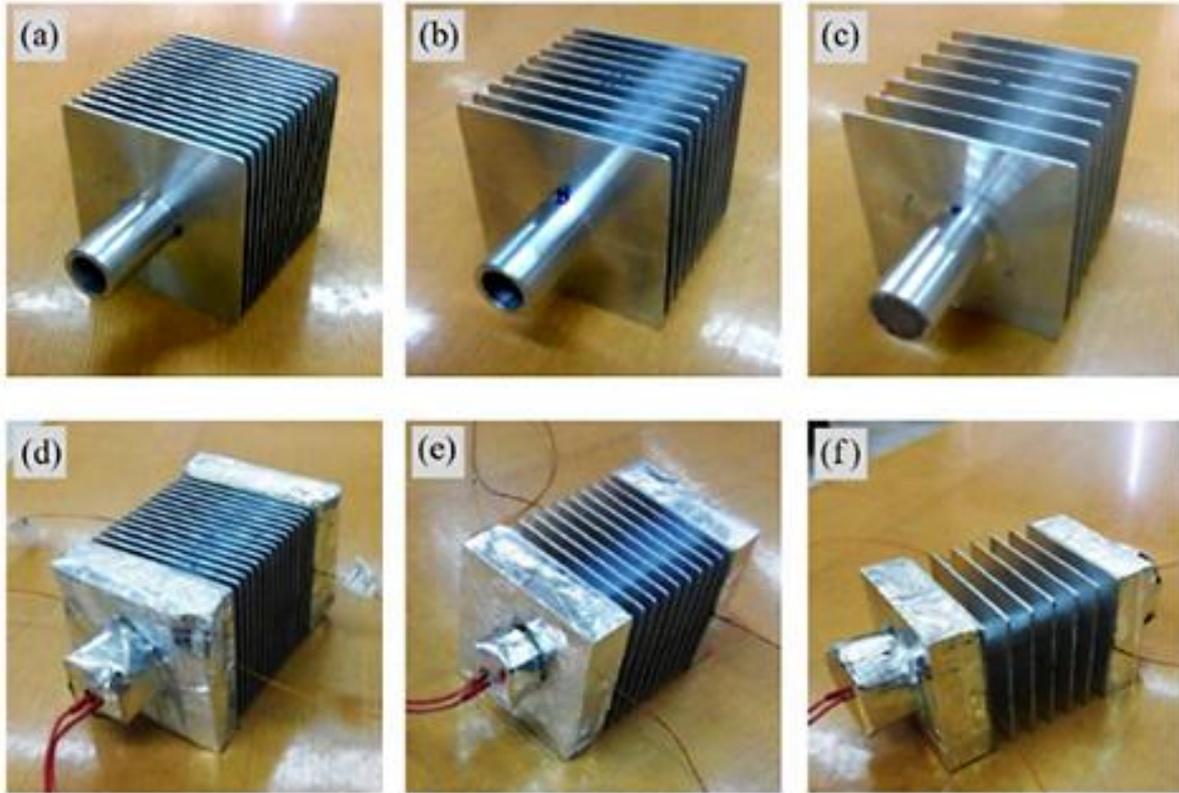


Figure 1.36 : Tube à ailettes rectangulaires avec l'isolation dans les extrémités.

En utilisant la méthode des différences finies en conjonction avec le schéma de moindre carré et les données de température expérimentales enregistrées sur les ailettes, Chen et al. [31] ont prédit le coefficient de transfert thermique moyen \bar{h} et l'efficacité ailette η_f pour un échangeur de chaleur à ailettes carrées. Cette étude a été menée pour différentes vitesses de l'air et différentes valeurs de l'espacement des ailettes. Les résultats montrent que la valeur \bar{h} augmente avec l'augmentation de l'espacement des ailettes S et de la vitesse de l'air V_{air} , mais la valeur de l'efficacité des ailettes η_f diminue. Des nouvelles corrélations ont été proposées par les auteurs en utilisant la méthode d'ajustement de moindre carré et les données expérimentales.

$$\eta_f = \begin{cases} 0.115 + 10.084 \times GR_d - 564.689 \times GR_d^2 + 13830.83 \times GR_d^3 \\ \text{for : } S = 0.005 \text{ m} \\ 0.117 + 7.940 \times GR_d - 370.804 \times GR_d^2 + 7468.036 \times GR_d^3 \\ \text{for : } S = 0.01 \text{ m} \\ 0.123 + 4.067 \times GR_d - 94.409 \times GR_d^2 + 654.805 \times GR_d^3 \\ \text{for : } S = 0.015 \text{ m} \\ 0.112 + 4.320 \times GR_d - 4.320 \times GR_d^2 + 105.092 \times GR_d^3 \\ \text{for : } S \rightarrow \infty \end{cases} \quad (1.3)$$

$$Nu_d/Re_d^{1/2} = \begin{cases} 0.947 + 3.435 \times GR_d & \text{for : } S = 0.005 m \\ 1.018 + 3.073 \times GR_d & \text{for : } S = 0.01 m \\ 1.080 + 4.090 \times GR_d & \text{for : } S = 0.015 m \\ 1.123 + 6.404 \times GR_d & \text{for : } S \rightarrow \infty \end{cases} \quad (1.4)$$

Une étude numérique menée par Iqbal et al. [32] pour améliorer les performances thermiques et hydrauliques des ailettes annulaires avec des sections triangulaires (fig 1.37) pour un écoulement laminaire. Une optimisation a été effectuée à l'aide d'un algorithme génétique. La simulation numérique a été réalisée via la méthode des éléments finis. En fonction des besoins pratiques de l'industriel. Diverses configurations optimales ont été proposées en utilisant le facteur de qualité de la surface d'écoulement superficiel comme fonction objective. Il y a un gain observé dans le facteur de qualité de la surface d'écoulement superficiel pour toutes les valeurs de M , qui est confiné entre 0,05% et 5,34%.

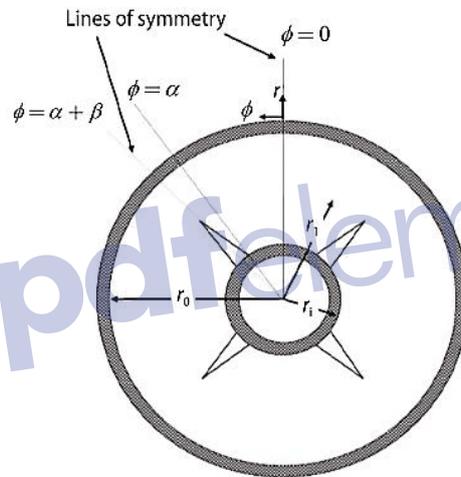


Figure 1.37 : Ailettes annulaires avec des sections triangulaires.

Lee et al. [33] ont trouvé que la valeur de coefficient de transfert de chaleur, pour un échangeur de chaleur tubulaires à ailettes, augmente de 3.55 % et de 3.31 % si on utilise des ailettes circulaires perforées avec 2 trous et 4 trous par rapport à celle des ailettes ordinaires (fig 1.38). L'augmentation était liée à la réduction de la région de recirculation en introduisant les perforations dans les ailettes pour la séparation d'écoulement autour le tube à ailettes. La chute de pression dans les faisceaux de tubes à ailettes a augmenté de 0,68 % et de 2,08 % pour 2 trous et 4 trous, en raison de perturbations d'écoulement produites par les trous.

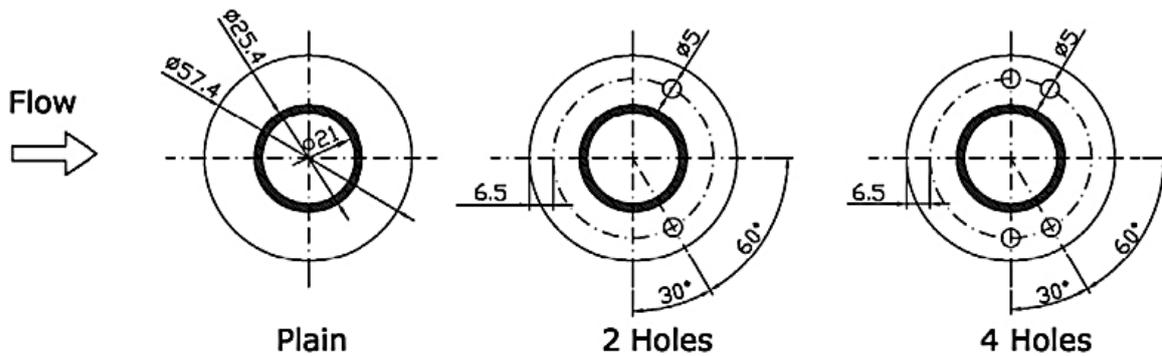


Figure 1.38 : Tubes à ailettes perforées.

Une étude analytique a été menée par Kundu et al. [34] en utilisant la méthode de transformation différentielle. L'analyse d'optimisation a été démontrée pour la maximisation du transfert de chaleur par une ailette poreuse annulaire (fig 1.39) sous une contrainte de conception de masse. Une étude comparative a montré que l'ailette poreuse échange toujours plus de chaleur à un état optimal par rapport à l'ailette ordinaire. L'utilisation des ailettes étagées permet également d'augmenter le taux de transfert de chaleur.

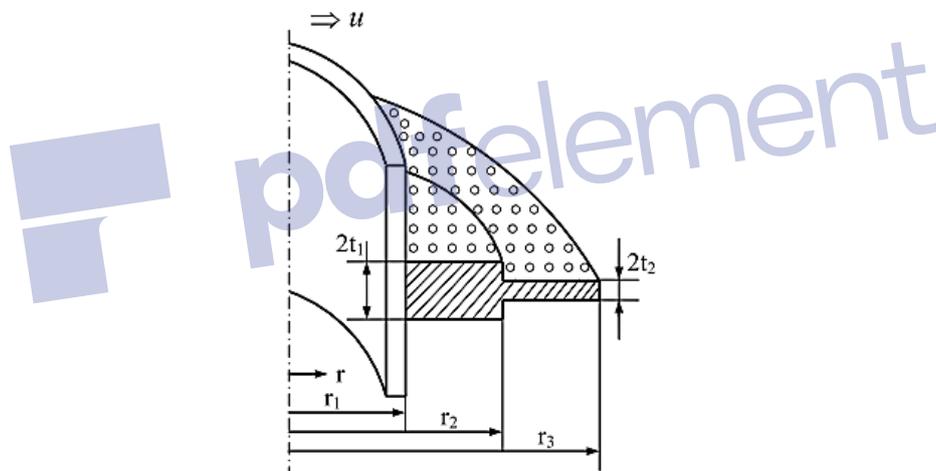


Figure 1.39 : Ailettes annulaires étagée poreux.

Kumar et al. [35] ont étudié les caractéristiques thermique et hydraulique de différents ailettes (ailette circulaire, ailette en spirale, ailette dentelée) et des ailettes planes (ailette en forme de plaque simple, ailette ondulée et ailette avec paire de delta ailette perforée (fig 1.40). Le nombre de Reynolds basé sur le diamètre hydraulique a été considéré entre 2500 et 4000. Le coefficient de transfert thermique pour les ailettes circulaires est 140-170 % plus élevé en comparaison aux ailettes plaque pour un nombre de Reynolds fixe. La topologie des écoulements de l'air a été étudiée en détail. Les résultats montrent que les vortex générés par les ailettes augmentent le transfert de chaleur.

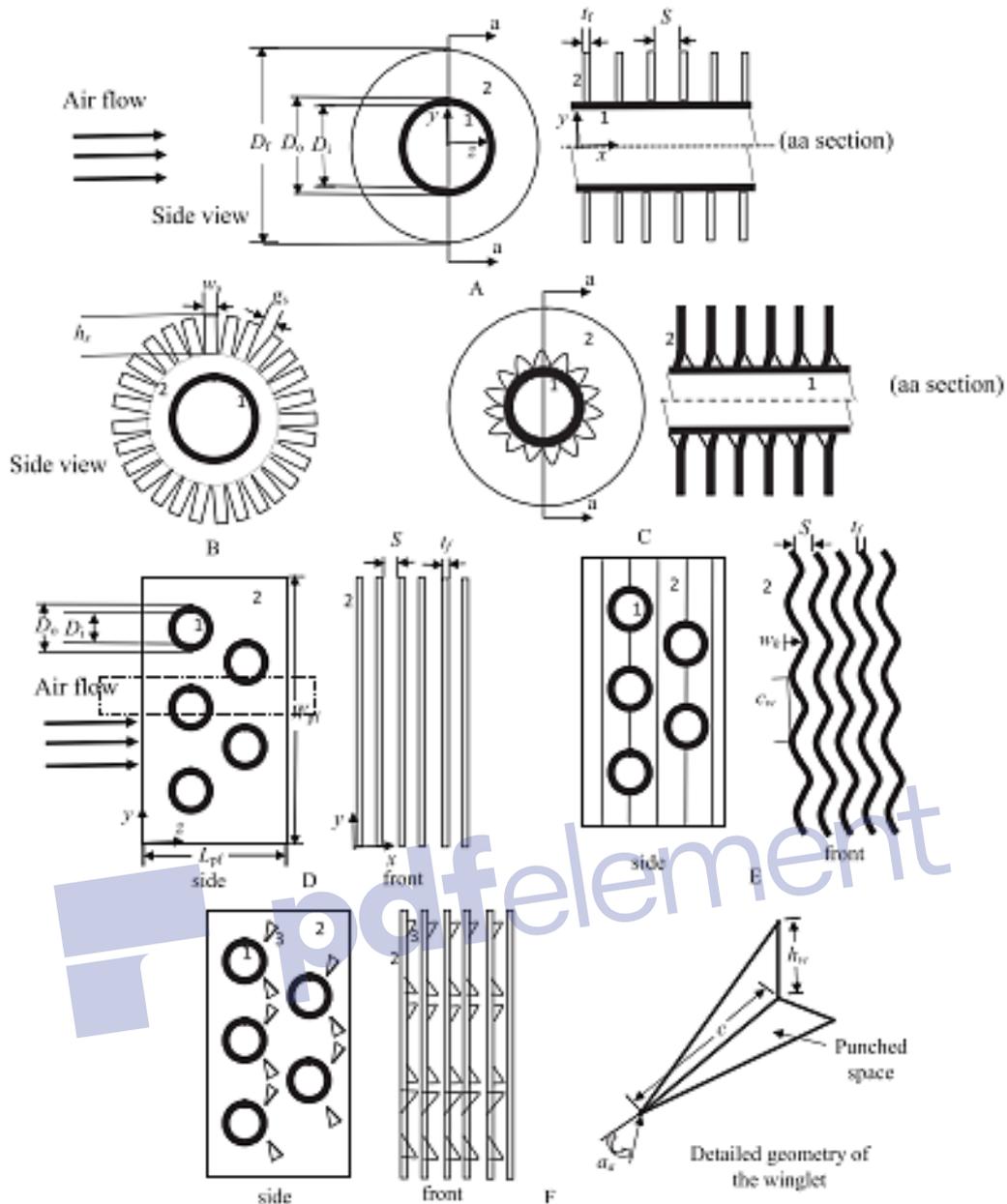


Figure 1.40 : Ailette circulaire, ailette dentelée, ailette sertie, ailette en plaque, ailettes ondulée et ailette uni avec paire de winglets delta perforés.

Afin d'étudier les performances de l'écoulement d'air et du transfert de chaleur dans des faisceaux de tubes à ailettes plates et à fentes (fig 1.41), une étude numérique en trois dimensions a été menée par Kong et al. [36]. Le résultat montre que le transfert de chaleur dans les faisceaux de tubes à ailettes avec les ailettes à fentes est meilleur que celui des ailettes plates, malgré l'augmentation de la perte de charge. Un écoulement thermique plus élevé peut être obtenu en réduisant le pas du tube. Les auteurs ont constaté que la configuration optimale des faisceaux de tubes à ailettes peut être obtenue en limitant la valeur des pas de tube entre 35 et 40 mm pour les échangeurs de chaleur à refroidissement par air.

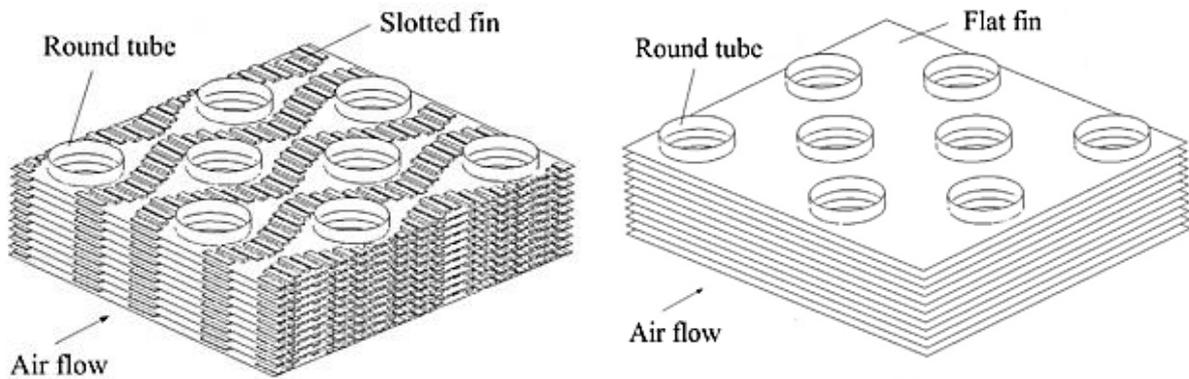


Figure 1.41 : Faisceaux de tubes avec ailettes plat et ailettes fendu.

Une analyse 3D a été réalisée par Lotfi et al. [37] pour examiner les caractéristiques de transfert de chaleur, l'écoulement de fluide et la chute de pression dans un échangeur de chaleur à tubes elliptique avec des ailettes lisses ondulés avec quatre nouveaux générateurs de tourbillons (fig 1.42).

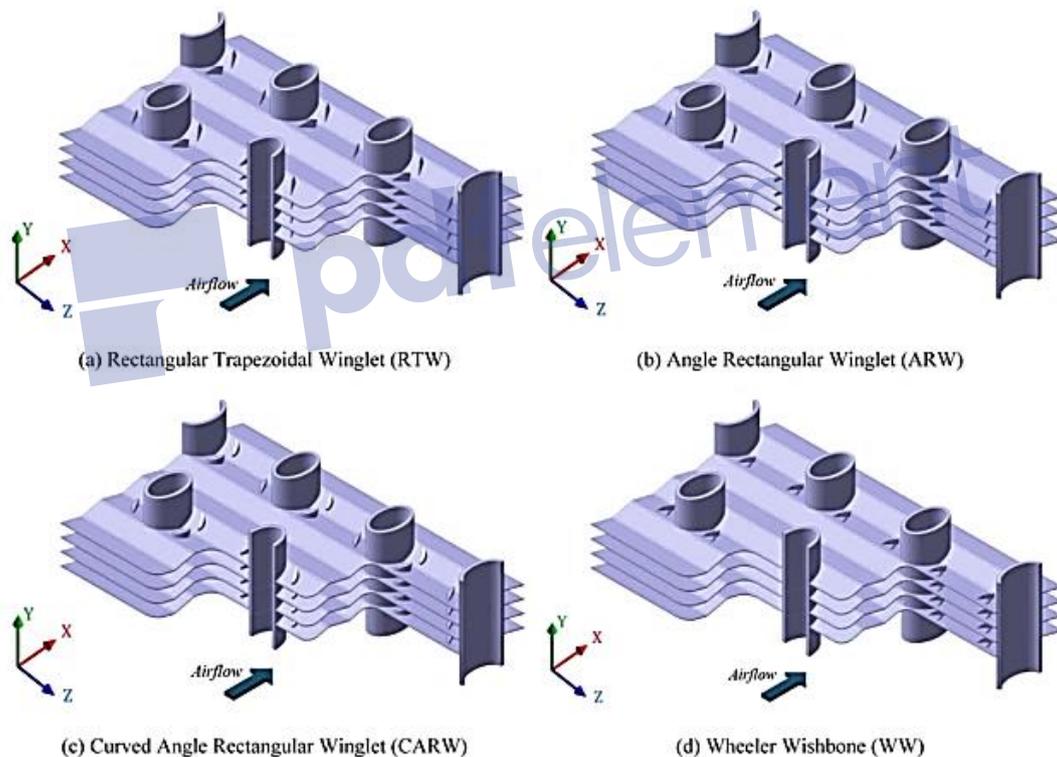


Figure 1.42 : Tube elliptique à des ailettes ondulées avec différents types de générateurs de tourbillons.

Les résultats montrent que, le transfert de chaleur peut être amélioré en utilisant des générateurs de tourbillons. Cette étude a révélé que l'utilisation de générateurs de tourbillons augmente la performance thermo-hydraulique en utilisant un petit angle d'attaque. La meilleure performance de transfert de chaleur est fournie par l'échangeur avec des ailettes lisses ondulées et les générateurs trapézoïdaux rectangulaires.

Morales-Fuentes et al. [38] ont essayé d'identifier le type d'ailettes offrant les meilleures caractéristiques thermiques et hydrauliques dans un échangeur de chaleur compact (fig 1.43). À l'aide d'un logiciel commercial de simulation CFD, les auteurs ont étudié les caractéristiques thermiques et hydrauliques d'une ailette simple, une ailette rectangulaire et une ailette à broches attachées à des tubes circulaires. Les résultats du transfert de chaleur montrent que, lorsque la chute de pression est élevée, la géométrie des ailettes à broches doit être considérée comme la meilleure option. Ils ont constaté que, il est préférable de cibler un échangeur de chaleur avec le facteur de compacité le plus haut lors de la conception d'un échangeur de chaleur.

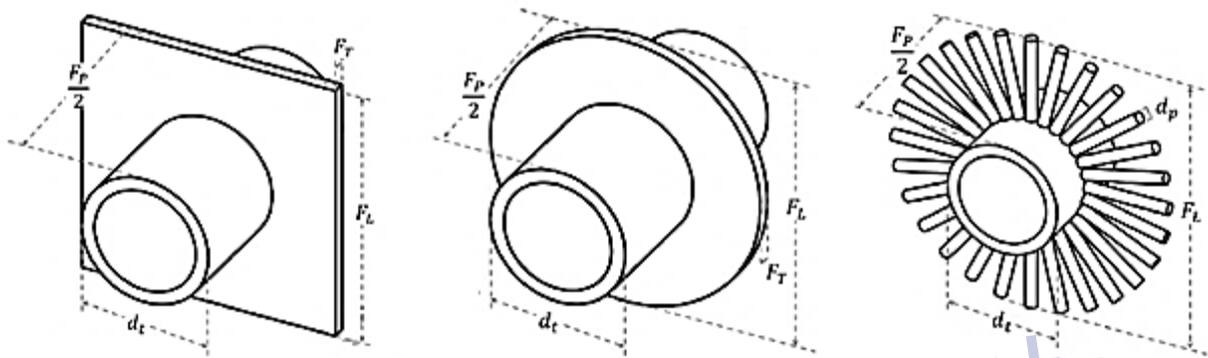


Figure 1.43 : Echangeur de chaleur tube à ailettes rectangulaires, circulaires et à broches.

Zhao et al. [39] ont examiné numériquement l'amélioration des caractéristiques de transfert de chaleur et d'érosion en utilisant un tube ovale à ailettes du type H avec des générateurs de vortex longitudinaux à fossette (fig 1.44). Les résultats montrent que le tube ovale avec générateurs de vortex longitudinaux fonctionne plus efficacement. En outre, le tube ovale à ailettes du type H avec des fossettes composées et des générateurs de vortex longitudinaux offre les meilleures performances globales de transfert de chaleur.

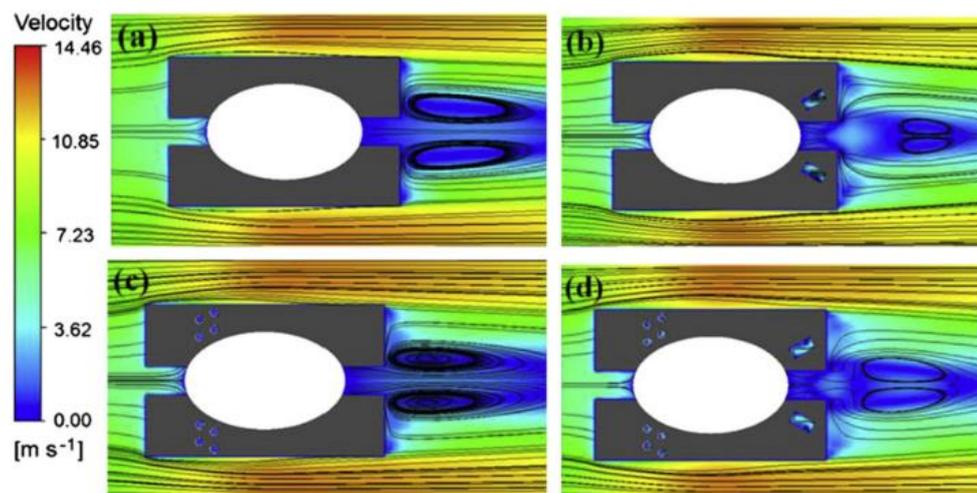


Figure 1.44 : Ailettes de type H, LVG, Fossette et Composé avec fossette-LVG.

Afin de maximiser le transfert de chaleur des échangeurs de chaleur compacts à ailettes multipoints avec des générateurs de vortex à ailettes delta (fig 1.45), Dezan et al. [40] ont utilisé une procédure d'optimisation basée sur la substitution, pour cinq paramètres d'entrée. Deux géométries différentes ont été prises en compte avec deux rangées d'ailettes delta. L'amélioration du transfert de chaleur peut atteindre 21,27% et 23,52%, avec une perte de charge croissante de 24,66% et 36,67% respectivement pour le nombre de Reynolds inférieur et supérieur. Les résultats montrent que, le transfert de chaleur derrière la première et la deuxième rangée des ailettes est pratiquement le même pour la solution optimisée.

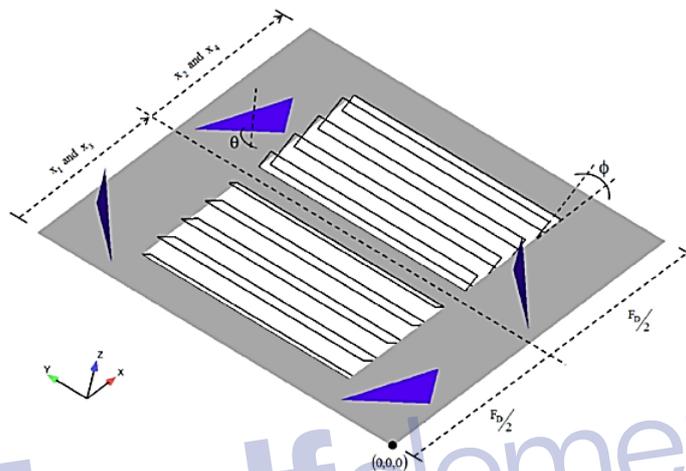


Figure 1.45 : Échangeurs de chaleur compacte tubes plate avec multiples ailettes à lamelles et des générateurs de vortex.

Singh et al. [41] ont examiné le comportement du transfert de chaleur et de la perte de pression dans un échangeur de chaleur avec tubes et ailettes (fig 1.46), en utilisant une étude numérique en CFD. Les auteurs ont constaté que, par rapport aux ailettes rectangulaires simples, les ailettes polynomiales et sinusoïdales d'un échangeur de chaleur tubulaire à ailettes améliorent les performances thermiques et réduit le poids de l'échangeur.

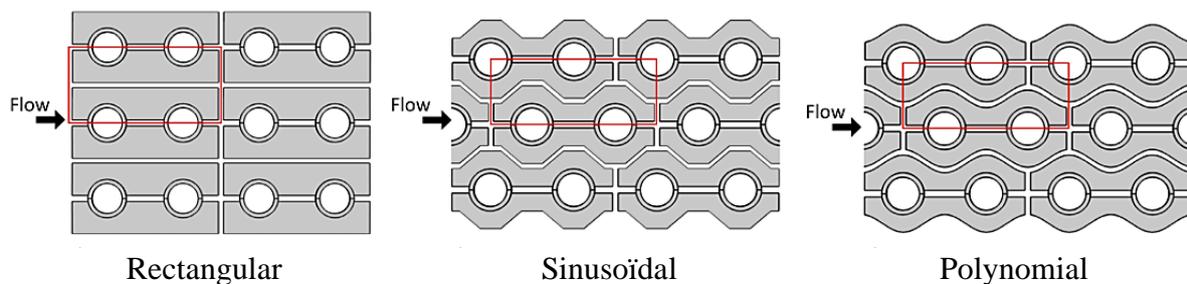


Figure 1.46 : Echangeur de chaleur tube à ailettes rectangulaire dans la configuration en ligne et des ailettes sinusoïdales et polynomiales dans la configuration décalée.

Shen et al. [42] ont mené une étude numérique en CFD sur le transfert de chaleur le long d'un dissipateur de chaleur cylindrique avec des ailettes longitudinales (fig 1.47) en convection

naturelle. Les auteurs ont étudié les couches limites thermiques et l'écoulement de l'air. Ils ont trouvé que, dans le système de coordonnées polaires 2D, les couches limites thermiques peuvent être exprimées par une fonction sinusoïdale. Les résultats montrent que le nombre de Nusselt est affecté par les influences de la paroi du cylindre. Une nouvelle corrélation en employant le rapport des dimensions a été proposée dans leur article.

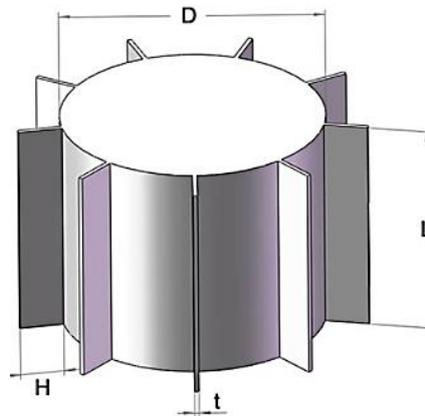


Figure 1.47 : Dissipateur de chaleur cylindrique avec des ailettes longitudinales.

Une étude numérique a été réalisée par Singh et al. [43] sur le transfert de chaleur d'une sphère à ailettes (fig 1.48) en convection naturelle pour les régimes laminaire et turbulent. Les calculs de nombre de Nusselt sont effectués pour différentes hauteurs et pas des ailettes. Les résultats montrent que, pour les ailettes conductrices, le nombre de Nusselt diminue avec l'augmentation du nombre des ailettes pour le transfert de chaleur laminaire et augmente pour le transfert de chaleur turbulent. En ce qui concerne l'utilisation d'ailettes non conductrices dans la sphère, le nombre de Nusselt diminue avec l'augmentation du nombre des ailettes dans les deux cas de transfert de chaleur (laminaire et turbulente). Les auteurs ont constaté que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation de la hauteur des ailettes conductrices et diminue pour les ailettes non conductrices.

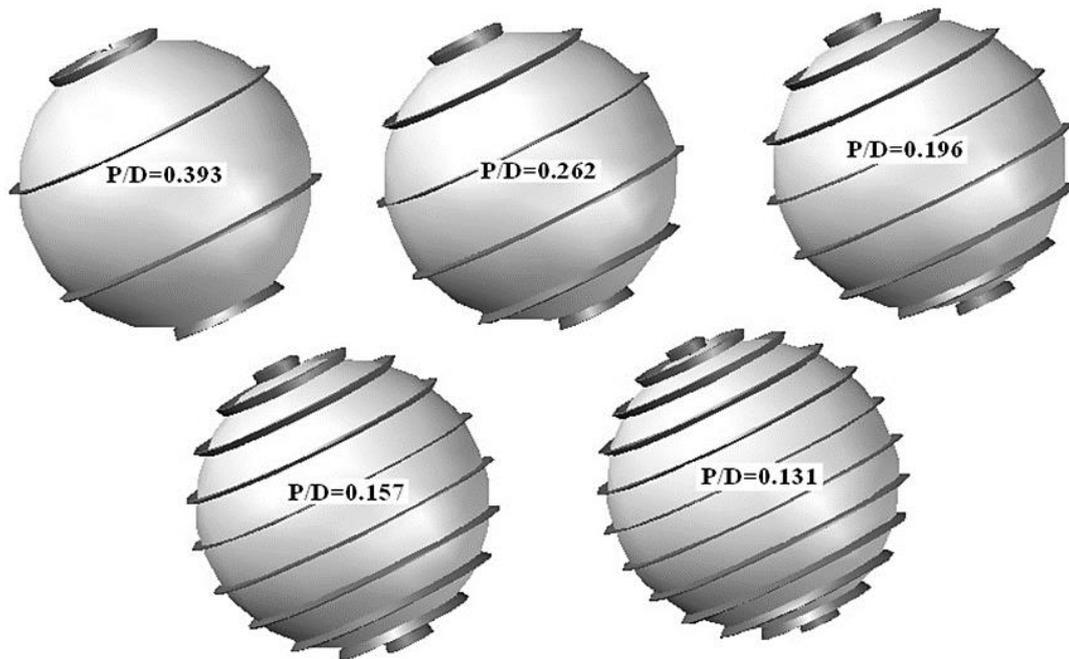


Figure 1.48 : Echangeur de chaleur sphère à ailettes.

Han et al. [44] ont mené une étude numérique sur les caractéristiques d'écoulement et de transfert de chaleur des échangeurs de chaleur compacts à tubes ovales et circulaires à ailettes (fig 1.49). Deux types d'ailettes, ondulés et à lamelles, ont été utilisés pour améliorer le transfert de chaleur. Les résultats indiquent que l'utilisation d'un tube ovale peut augmenter le transfert de chaleur et réduire la résistance à l'écoulement, ce qui à son tour augmente l'efficacité des ailettes. Les résultats montrent que, avec l'utilisation des ailettes à tube ovale à la place des ailettes à lamelles en tube circulaire, le taux de transfert de chaleur peut atteindre 4,9% et la perte de charge peut être réduite par 31,8%. Les ailettes avec un tube circulaire de grand diamètre ont le meilleur coefficient de transfert de chaleur et une surface de transfert de chaleur totale petite. Pour l'ailette ondulée, le taux de transfert de chaleur des tubes circulaires avec un diamètre petit est supérieur à celui des tubes avec un grand diamètre. L'efficacité des ailettes peut être considérablement améliorée en utilisant des tubes ovales pour améliorer la distribution de la température de la surface des ailettes dans la direction du flux.

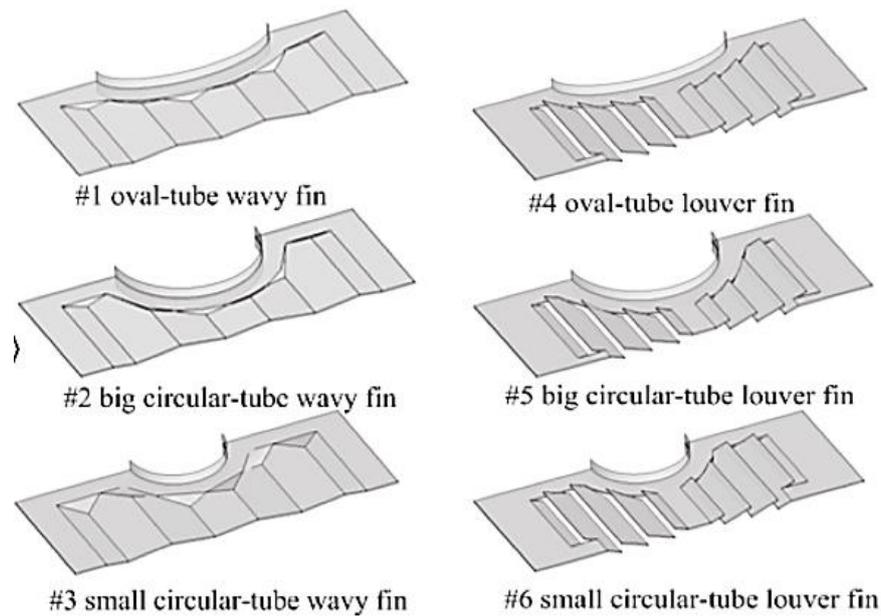


Figure 1.49 : Les ailettes utilisées dans l'étude.

Pour optimiser un échangeur de chaleur compact tube à ailettes avec des générateurs de vortex longitudinal, constitué de deux rangées des tubes en arrangements quinconcé et en ligne (fig 1.50), Salviano et al. [45] ont utilisé la méthode SIMPLEX pour étudier le transfert de chaleur conjuguée fluide-solide. Cette optimisation a été réalisée pour trouver la configuration optimale des générateurs de vortex pour deux fonctions objectives liées au facteur de Colburn et au facteur de friction. Les résultats montrent que, les forts tourbillons sont créés par les générateurs de vortex dans la disposition des tubes quinconce près du deuxième tube. Les configurations optimisées fournies par les auteurs donnent une performance globale supérieure à celle trouvée dans la littérature ouverte.

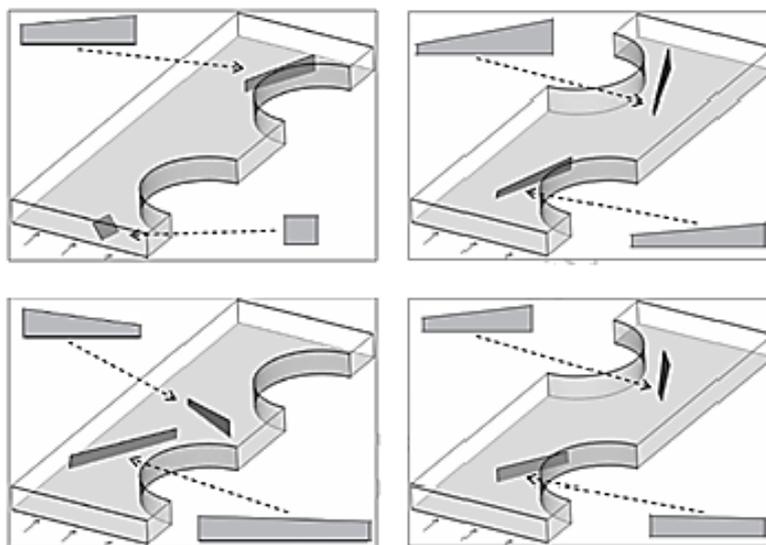


Figure 1.50 : Les générateurs de vortex longitudinal.

Une étude expérimentale sur l'amélioration d'une barre de combustible nucléaire (fig 1.51) a été réalisée par Porto et al. [46]. Ils ont réalisé un expérimental pour simuler l'environnement de la barre nucléaire dans un réacteur à eau sous pression. Pour améliorer le taux de transfert de chaleur dans le processus d'ébullition nucléée, un échangeur de chaleur tube à ailettes annulaires a été utilisé pour faire diriger l'eau bouillie sous pression. L'effet du chauffage nucléaire a été obtenu par une génération électrique volumétrique (effet Joule). En utilisant jusqu'à 48 kW de puissance électrique et pour différents niveaux de pression jusqu'à 40 bar, le coefficient de transfert de chaleur peut atteindre jusqu'à $73\,000 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$. Les résultats expérimentaux obtenus montrent que cette approche de conception permet d'atteindre facilement les niveaux de sécurité critiques.

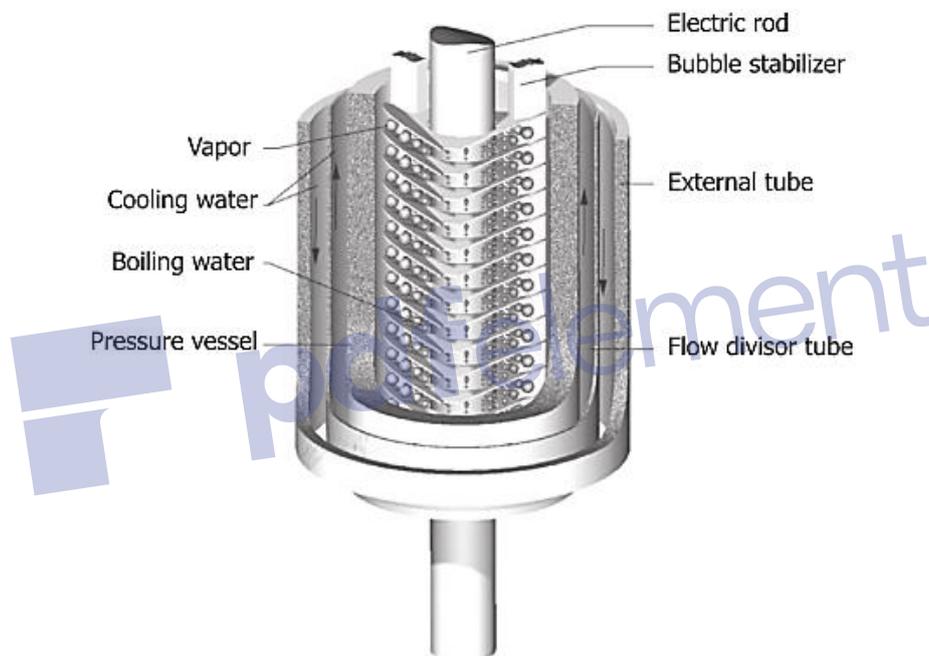


Figure 1.51 : Barre de combustible nucléaire à ailette annulaire.

À l'aide de l'algorithme génétique multi objectif, Deka et al. [47] [48] ont étudié les ailettes annulaires basées sur le profil de la courbe B-spline et ailettes étagées (fig 1.52) afin d'optimiser le taux de transfert de chaleur et trouver le profil optimal pour minimiser les contraintes thermiques. Cette étude a été réalisée pour aider les concepteurs de trouver le design le plus approprié, et dans ce but la performance de l'ailette a été évaluée en détail pour réduire le volume des ailettes et maximiser l'efficacité de l'ailette. Les auteurs en appliquée la méthode de différence de spline hybride et l'algorithme génétique de tri non dominé II, pour évaluer la température et le stress thermique.

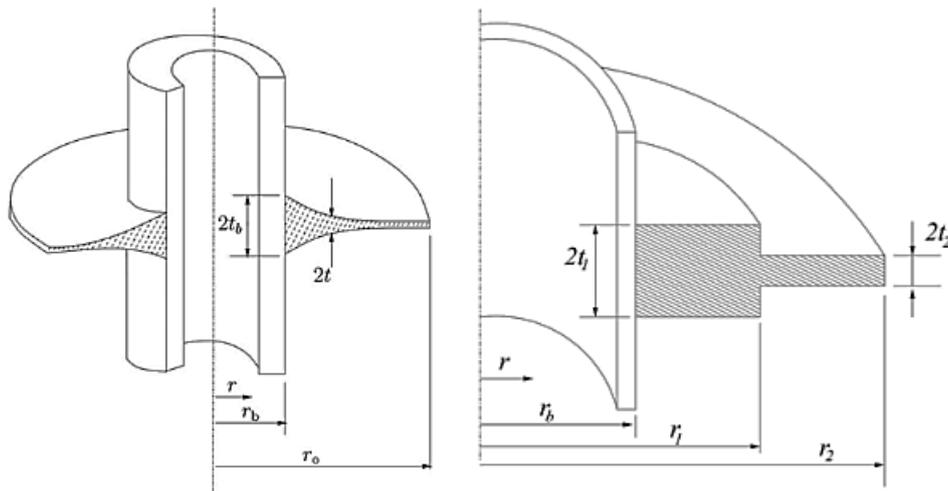


Figure 1.52 : Les ailettes annulaires basées sur le profil de la courbe B-spline et ailettes étagées.

Une étude numérique sur la performance d'une rangée de tubes à ailettes annulaires elliptiques (fig 1.53) a été conduite par Nemati et al. [49] et les résultats sont comparés à celle des ailettes circulaires. Les auteurs ont constaté que la chute de pression dans les ailettes elliptiques pouvait être aussi faible que la moitié d'un tube à ailettes circulaires. Pour la même vitesse d'air entrant, le coefficient de transfert de chaleur pour l'ailette elliptique est plus élevé que les ailettes circulaires. Un transfert de chaleur élevé peut être obtenu en appliquant une vitesse entrante élevée en raison de la faible chute de pression. Les résultats montrent que le rapport de nombre de Nusselt et le rapport de perte de charge sont indépendants de la vitesse d'entrée ou de la densité des ailettes.

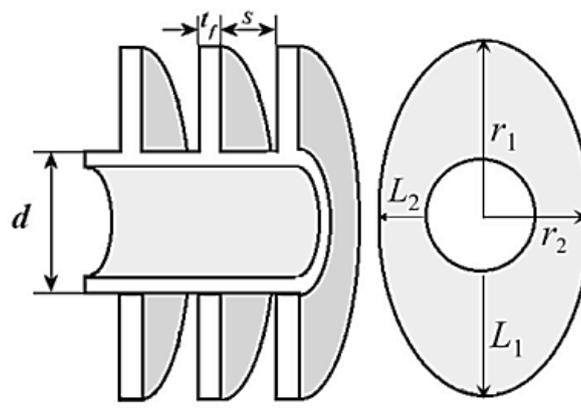


Figure 1.53 : Echangeur de chaleur tubes à ailettes elliptique annulaire.

5.2. Tube

Parmi les profils des tubes utilisés dans les échangeurs, on a les tubes circulaires qui sont le type le plus commun. On peut aussi trouver des tubes rectangulaires, ovales. Pour améliorer le transfert de chaleur à partir des tubes, on peut trouver d'autres méthodes que celle

de changer le profil des tubes, par exemple on peut déposer des générateurs de vortex dans les tubes.

Jasiński, P. B. [50] [51] [52] a mené une étude numérique et expérimentale des caractéristiques thermo-hydrauliques dans un tube circulaire avec des turbulateurs à boules (fig 1.54). Les auteurs ont étudié l'influence de différents diamètres des boules et de leur distance longitudinale sur la perte de charge, transfert de chaleur et performance thermique dans l'écoulement turbulent en fonction du nombre de Reynolds. Les résultats indiquent que la perte de charge maximale se trouve dans les grands rapports de diamètres. La résistance de l'écoulement augmentera initialement si la distance entre les boules est augmentée et ensuite elle commence à diminuer. Pour les petits rapports des diamètres, l'augmentation de la distance entre les boules réduit toujours la résistance de l'écoulement. L'augmentation de l'intensité de l'échange de chaleur pour un tube avec insert sphérique est plusieurs fois supérieure à celle d'un tube sans insert ont pris en compte l'espacement et le diamètre des boules. Les résultats montrent également que les valeurs maximales du nombre de Nusselt et de la résistance de l'écoulement associées à des inserts constitués de boules avec un grand diamètre. Cependant, les valeurs maximales du facteur de performance thermique ont été observées pour les turbulateurs avec un petit diamètre de 7 mm. La valeur la plus élevée du facteur de performance thermique pour les boules ayant le même diamètre s'est produite pour les grandes distances longitudinales.

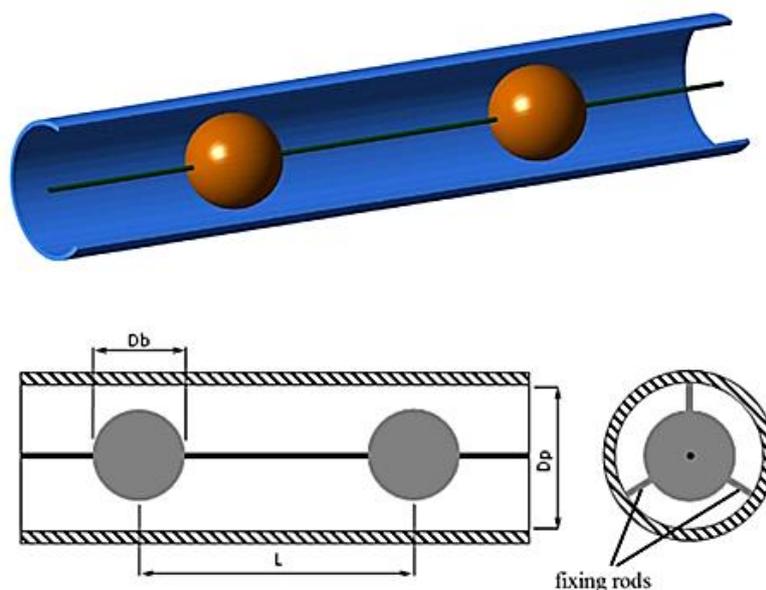


Figure 1.54 : Tube circulaire avec des turbulateurs à boules.

Une étude numérique a été réalisée par Zeeshan et al. [53] sur la performance thermo-hydraulique d'un échangeur de chaleur tubulaire à ailettes pour différentes formes (tube

circulaire, ovale et plat) (fig 1.55) et différents arrangements (ligne et quinconce). Pour prédire la configuration optimale, la méthode MOORA (optimisation multi-objectif sur la base de l'analyse des ratios) a été utilisée. Pour un faible nombre de Reynolds ($Re = 400$), le coefficient de transfert de chaleur peut atteindre 13,99% et la perte de charge peut être réduite par 39,94%. Basé sur le critère d'évaluation de la performance, le tube ovale est considéré comme la configuration optimale.

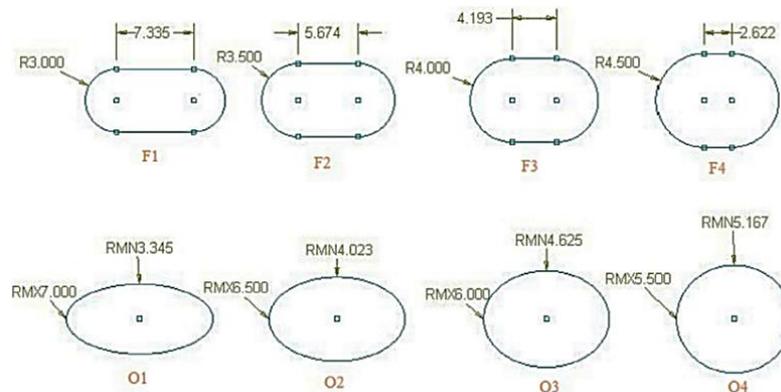


Figure 1.55 : Echangeurs de chaleur avec des tubes de différentes formes (tube circulaire, ovale et plat)

Mulcahey et al. [54] ont examiné les effets de pulsation de l'écoulement sur la traînée et le transfert de chaleur pour un écoulement 2D laminaire et pulsatoire à travers des faisceaux linéaires homogènes de tubes carrés chauffés (fig 1.56). Cette étude numérique a été menée pour différentes fréquences de pulsation et différents nombres de Reynolds. Les résultats montrent que le transfert de chaleur dans un faisceau de tubes carrés peut être amélioré grâce à un écoulement pulsé, et cette amélioration augmente avec l'augmentation de la fréquence de pulsation et du nombre de Reynolds. Les auteurs ont également trouvé que les coefficients de traînée moyens du cycle diminuent avec l'augmentation du nombre de Reynolds et de la porosité.

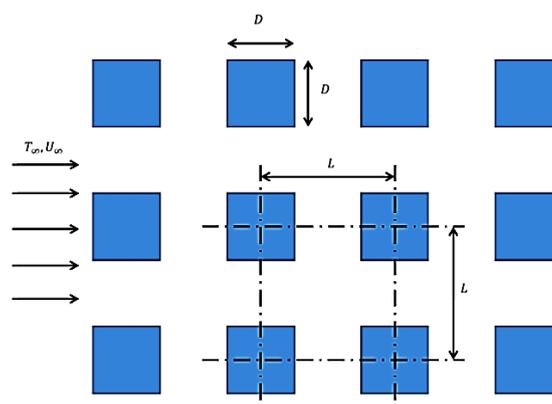


Figure 1.56 : Configuration physique de tiges carrées parallèles dans un champ d'écoulement pulsé comprenant le milieu poreux d'intérêt pour cette étude.

Le Coefficient de traînée maximaux diminuait avec l'augmentation du nombre de Reynolds et de la porosité, mais augmentaient avec la fréquence de façon linéaire. Une nouvelle corrélation empirique a été présentée pour un faisceau de tubes avec une porosité de 64% reliant les coefficients de traînée maximale et moyenne du cycle ainsi que les nombres de Nusselt au nombre de Reynolds et à la fréquence.

Une étude numérique a été réalisée par Mangrulkar et al. [55] pour déterminer la performance thermique des tubes en forme de came (fig 1.57) pour différents arrangements avec différentes géométries du tube, afin d'améliorer le transfert de chaleur. Les résultats de la simulation numérique indiquent que la performance thermique des rangées des tubes en forme de came est supérieure à celle des tubes circulaires. Le facteur de friction des tubes en forme de came est réduit de 85-89% par rapport aux tubes circulaires. L'efficacité des tubes en forme de came avec un rapport de pas de 1,5 est supérieure à celle du rapport de pas de 2,0. De plus, le facteur de qualité de surface est environ 9 fois plus élevé que les tubes circulaires.

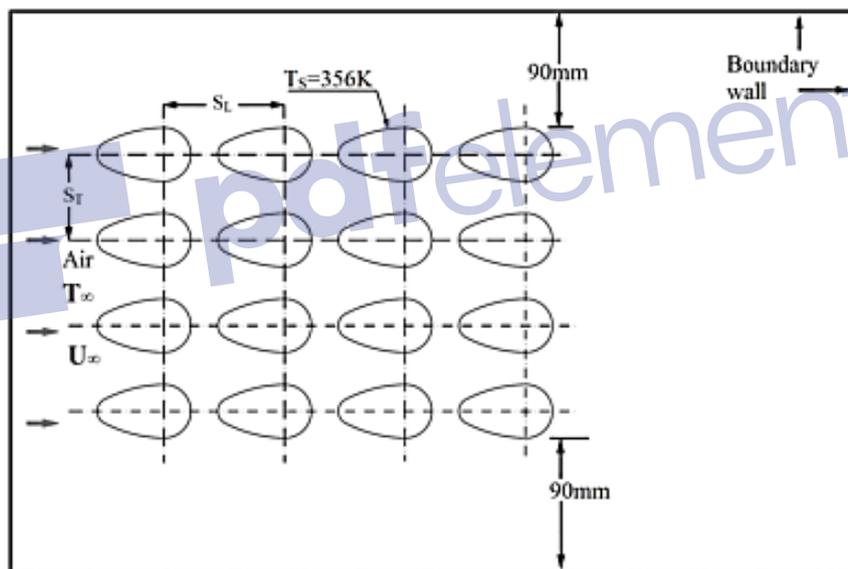


Figure 1.57 : Tube en forme de came.

Feng et al. [56] ont prouvé qu'une ailette en forme de barre avec un source de chaleur interne simple (IHS) devrait être évitée dans la constructive du modèle barre avec une source de chaleur interne. Au lieu de cela, il est préférable d'utiliser des tubes avec multiples sources de chaleur internes (fig 1.58). La résistance thermique maximale sans dimension de la construction optimale avec quatre sources de chaleur interne est diminuée de 15,35% par rapport à un seul sources de chaleur de remorquage, et elle peut être encore diminuée en augmentant le nombre de source de chaleur internes.

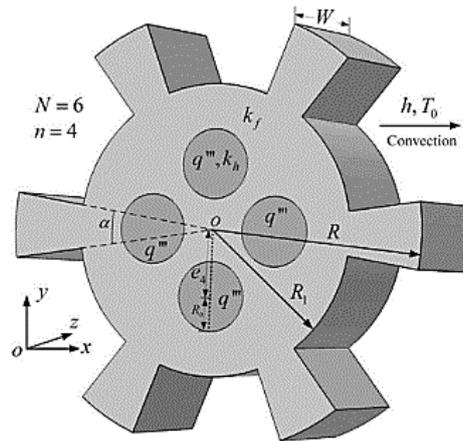


Figure 1.58 : Barre avec quatre sources de chaleur internes.

Fan et al. [57] ont étudié numériquement les caractéristiques de transfert de chaleur, la résistance à l'écoulement et les performances thermo hydrauliques globales d'un écoulement d'air turbulent dans un tube circulaire équipé d'inserts en bande à déflecteurs (fig 1.59). Les auteurs ont concentré leur attention sur les effets de l'angle d'inclinaison et du pas des turbulateurs. Les résultats indiquent qu'en peut effectivement améliorer le taux de transfert de chaleur avec un angle d'inclinaison grand et un petit pas, tout en augmentant la résistance à l'écoulement. L'angle d'inclinaison et le pas des inserts effectuent le nombre de Nusselt et le facteur de friction plus que les autres paramètres. En utilisant un angle d'inclinaison modéré et un pas petit, il est possible d'obtenir une performance thermo hydraulique globale plus stable et plus satisfaisante.

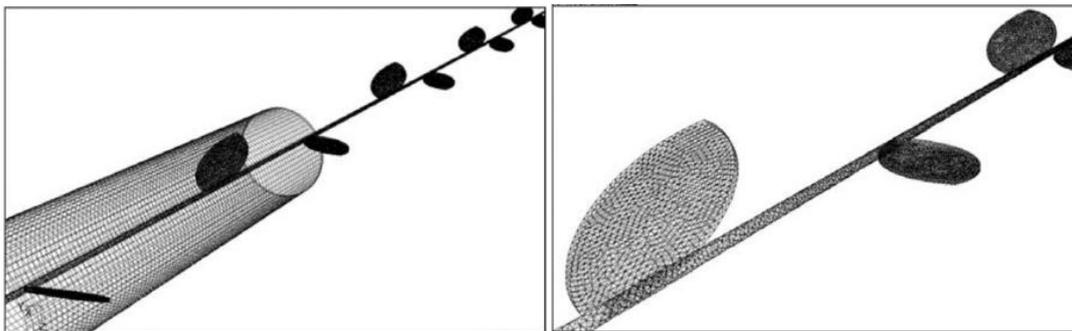


Figure 1.59 : Un tube circulaire équipé d'inserts en bande à déflecteurs.

Pis'mennyi [58] a étudié expérimentalement un nouveau type d'échangeur de chaleur avec une surface étendue sous la forme des tubes ovales plats avec des ailettes incomplètes (fig 1.60). L'échangeur de chaleur proposé à un degré d'extension de surface élevé, une intensité de transfert de chaleur par convection élevée et une traînée aérodynamique faible. L'auteur a constaté que ce modèle peut fonctionner efficacement dans des conditions de condensation de vapeurs sur les surfaces externes et internes des tubes.

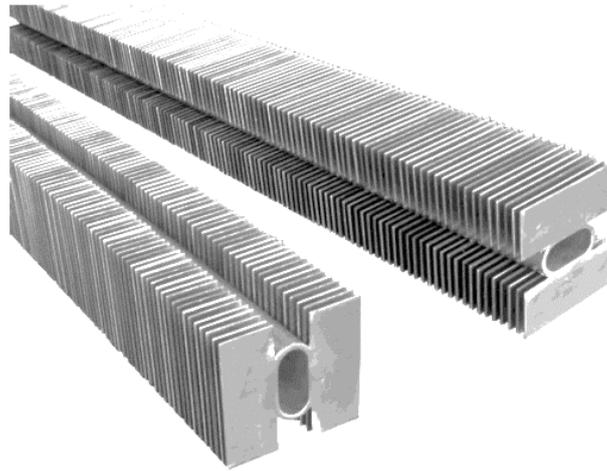


Figure 1.60 : Tubes ovale plats incomplètement à ailettes.

Une investigation numérique a été conduite par Duan et al. [59] pour étudier les caractéristiques de transfert de chaleur d'un échangeur de chaleur tubulaire à ailettes intermittentes ondulées (fig 1.61) dans un écoulement laminaire. Les résultats numériques ont été comparés avec les résultats expérimentaux. Les auteurs ont examiné l'influence de l'espacement des ailettes, l'espacement de l'onde, l'amplitude de l'onde et le nombre de Reynolds sur les performances d'écoulement et de transfert de chaleur. Les résultats montrent que le transfert de chaleur peut augmenter considérablement en utilisant l'ailette intermittente ondulée plutôt que l'ailette droite. Le transfert de chaleur peut être amélioré à l'aide des perturbateur longitudinaux.

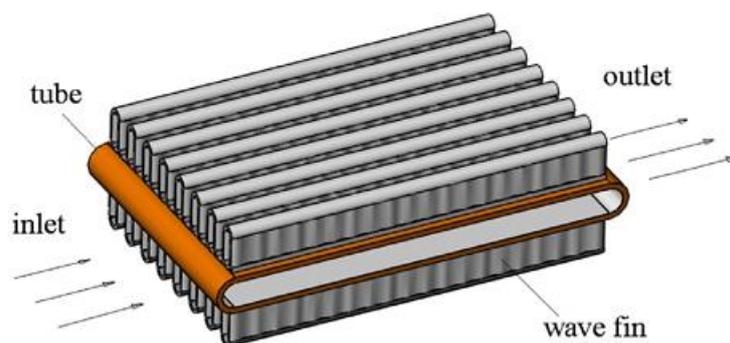


Figure 1.61 : Echangeur de chaleur tube plat à ailettes intermittentes ondulées.

Pour quantifier l'effet de la mauvaise répartition de l'écoulement dans un échangeur de chaleur multicanaux (fig 1.62), Yang et al. [60] ont développé un modèle mathématique qui prend en considération les effets des passages grossiers, des en-têtes, des distributeurs et d'autres paramètres. Les auteurs ont utilisé la technologie de la dynamique des fluides numérique (CFD) pour obtenir la distribution des fluides au cœur de l'échangeur thermique. L'échangeur de chaleur parallèle à plaques et à ailettes avec N passages d'écoulement est divisé

en N sous-échangeurs. L'efficacité de l'échangeur de chaleur est calculée en modélisant cet échangeur sous la forme d'un couplage parallèle des sous-échangeurs. La perte de charge moyenne des sous-échangeurs a été considérée comme la perte de charge au cœur de l'échangeur de chaleur. Les données fournies par le modèle mathématique et la distribution de l'écoulement obtenu avec la simulation d'un échangeur de chaleur avec des configurations d'en-tête classiques, un en-tête perforé et une configuration d'en-tête quasi-S a été étudiée pour obtenir la meilleure configuration. La détérioration de l'efficacité peut être diminuée avec une bonne synergie des débits pour les fluides chauds et froids dans les sous-échangeurs adjacents. La meilleure performance peut être obtenue avec une configuration d'en-tête quasi-S.

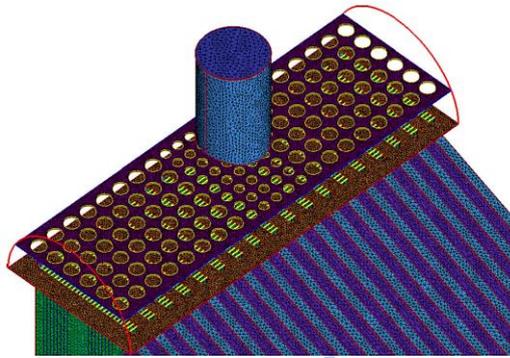


Figure 1.62 : Schéma de maillage de configuration.

La performance de l'air à côté d'un l'échangeur de chaleur tubes à ailettes avec différentes combinaisons de rangées des tubes circulaires et elliptiques (fig 1.63) a été étudiée numériquement par Deepakkumar et al. [61] pour différentes vitesses de l'air d'entrée. Les résultats montrent qu'à une faible vitesse d'entrée, il est préférable d'utiliser un tube elliptique suivi d'un tube circulaire plutôt qu'un échangeur de chaleur avec un tube circulaire seul. En outre, l'utilisation de la combinaison de tubes elliptiques et circulaires à une vitesse d'entrée d'air élevée donne un meilleur résultat que celle obtenue avec un échangeur de chaleur à tubes elliptiques seuls.

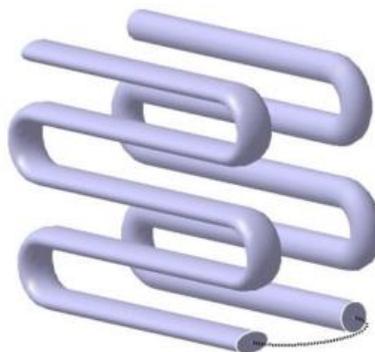


Figure 1.63 : Echangeur de chaleur tubes à ailettes avec des tubes circulaires et elliptiques.

La combinaison des tubes elliptiques suivis par les tubes circulaires donne un meilleur rendement que celle d'un échangeur de chaleur à tube circulaire suivi d'un tube elliptique. En peut améliorer la performance de l'échangeur de chaleur si en regrouper les tubes elliptiques dans la région amont et les tubes circulaires dans la région aval.

Les caractéristiques de transfert de chaleur des cylindres circulaires et elliptiques en écoulement transversal ont été étudiées numériquement par Park et al. [62] pour différents nombres de Reynolds. Les résultats ont été discutés en termes de nombre de Nusselt locale et moyennes pour les cylindres en amont et en aval. Les auteurs ont constaté que la valeur de facteur de friction pour le cylindre elliptique est inférieure à celle du cylindre circulaire. Cependant, le nombre de Nusselt dans le cylindre elliptique est seulement 9,3% plus bas que celui du cylindre circulaire. En plus de cela, le cylindre elliptique a une zone faciale plus petite que le cylindre circulaire pour plus de compacité.

Chen et al. [63] ont proposé trois nouvelles corrélations entre le nombre de Nusselt et le nombre de Rayleigh qui sont en accord avec les résultats obtenus par la méthode inverse en conjointement avec la méthode des différences finies et les données expérimentales de température, ainsi que les résultats numériques obtenus par Fluent. L'étude a été faite pour le transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur à un seul tube vertical pour différentes valeurs de l'espacement des ailettes et du diamètre du tube. Pour une seule ailette et un espacement entre 10 mm et 20 mm, les valeurs obtenues par les nouvelles corrélations sont plus proches du résultat obtenu par la méthode inverse que celui obtenu à partir des corrélations existantes pour les valeurs de coefficient de transfert de chaleur.

$$Nu = \left[\left(\frac{Ra^{0.89}}{18} \right)^{-2.7} + (0.62Ra^{0.25})^{-2.7} \right]^{-1/2.7} \left(1 - \frac{d_0}{L} \right) \quad (1.5)$$

$$Nu = \frac{Ra}{12\pi} [2 - e^{-c^*} - e^{-\beta_1 c^*}] \left(1 - \frac{0.65d_0}{L} \right) \quad (1.6)$$

$$Nu = 0.255 + 0.28Ra^{1/3} \left(1 - \frac{d_0}{L} \right) \quad (1.7)$$

Une évaluation numérique a été conduite par Chen et al. [64] sur les caractéristiques de transfert de chaleur pour des échangeurs de chaleur à tubes à ailettes à plaques et à deux rangées (fig 1.64) avec des données expérimentales. Cette étude a été réalisée à l'aide d'un logiciel commercial tridimensionnel de calcul dynamique des fluides, associé à divers modèles d'écoulement, afin d'estimer les caractéristiques de transfert de chaleur et de l'écoulement d'un

fluide dans un échangeur de chaleur tubes à ailettes à deux rangées dans un arrangement en quinconce. Les résultats de températures mesurées numériquement sont très proches de ceux qui sont obtenus à partir des données expérimentales. Les auteurs ont constaté qu'on peut obtenir des résultats plus précis à l'aide du modèle de turbulence RNG k- ϵ par rapport au modèle d'écoulement laminaire.

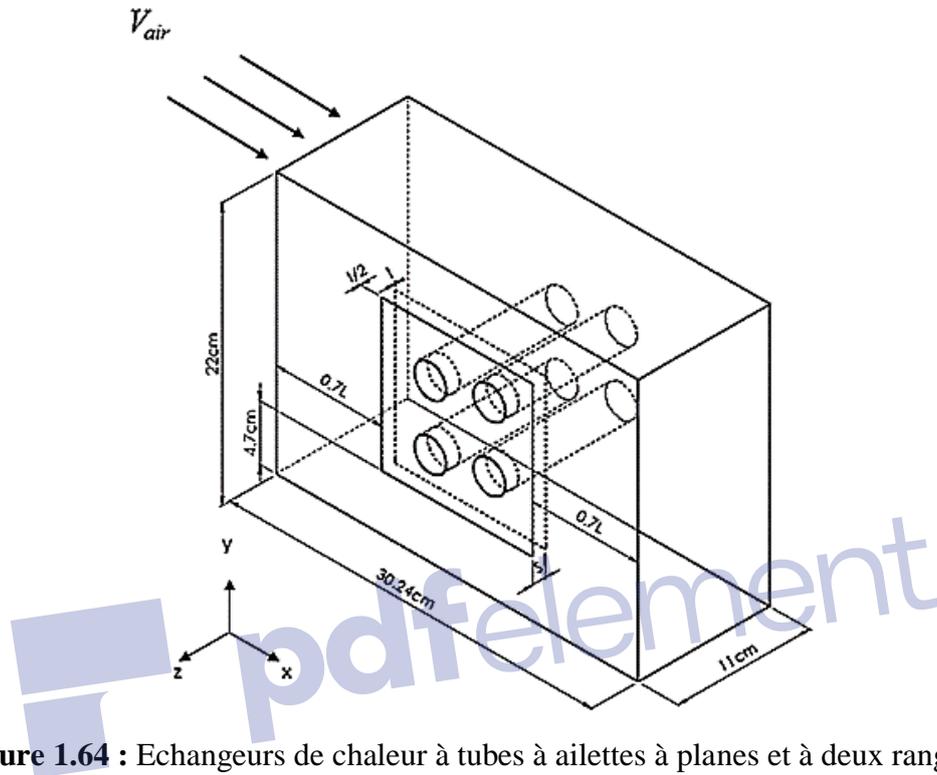


Figure 1.64 : Echangeurs de chaleur à tubes à ailettes à planes et à deux rangées.

Les performances de la distribution d'écoulement de fluide dans le collecteur d'un échangeur de chaleur à plaques et à ailettes ont été étudiées numériquement par Wen et al. [65] pour améliorer l'uniformité de la distribution du flux.

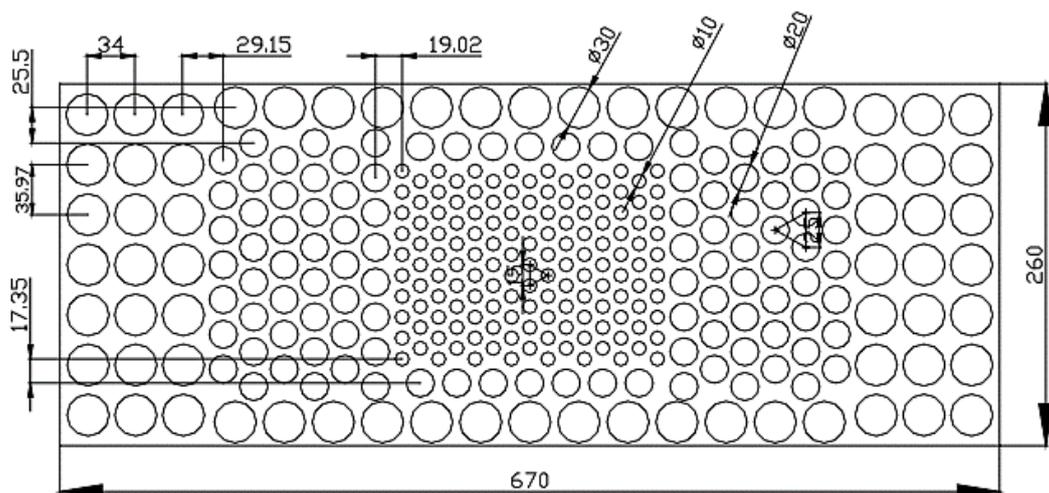


Figure 1.65 : Un déflecteur d'écoulement.

D'après les résultats, les auteurs ont recommandé que l'utilisation d'un déflecteur (fig 1.65) avec de petits trous et avec trois diamètres différents dans l'en-tête soit préférable à l'utilisation d'un en-tête conventionnel utilisé dans l'industrie. Le rapport entre la vitesse maximale d'écoulement et la vitesse minimale d'écoulement passe de 3,44 - 3,04 à 1,57 - 1,68, si un déflecteur de longueur optimale est installé dans le collecteur avec des trous décalés et correctement répartis. Les résultats numériques indiquent que la configuration de l'en-tête proposé dans ce travail, peut améliorer considérablement la performance d'un échangeur de chaleur à plaques et à ailettes.

Une étude expérimentale concernant les effets des générateurs de tourbillons dans la convection forcée pour un banc de tubes en ligne (fig 1.66) avec un écoulement transversal externe a été réalisée par Zdanski et al. [66]. Différents paramètres ont été pris en compte dans cette étude, tels que le nombre de Reynolds, le pas et l'angle d'incidence de l'ailette delta. Les résultats montrent que le nombre de Nusselt et la perte de charge peuvent être augmentés respectivement de 30% et 40%. Basé sur les résultats obtenus dans ce travail, une nouvelle corrélation empirique a été obtenue pour des applications pratiques avec une erreur acceptable.

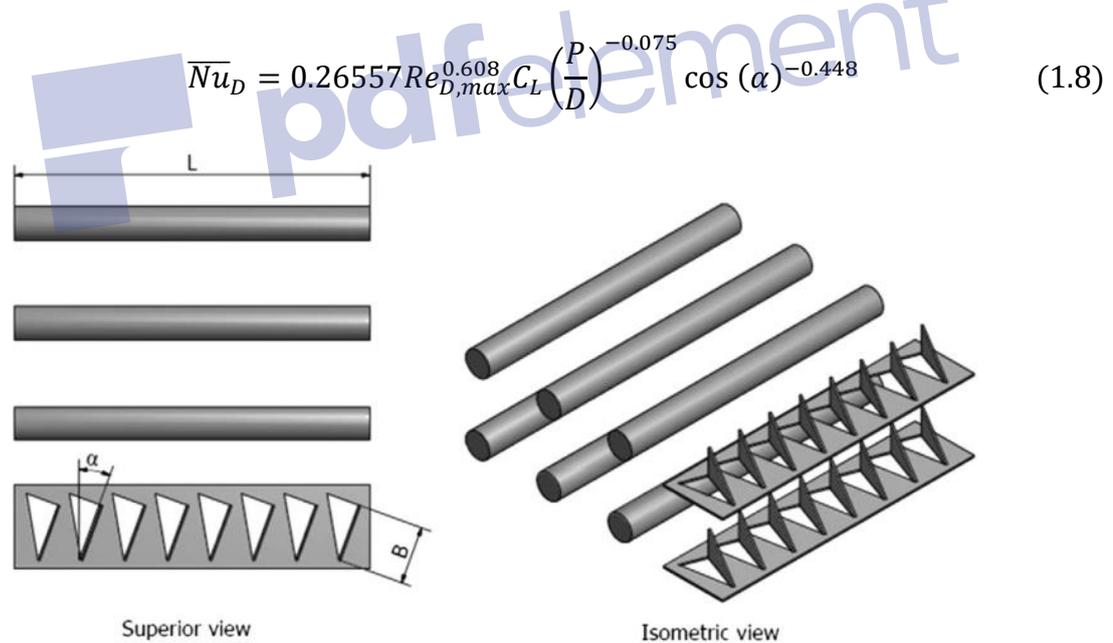


Figure 1.66 : Tubes en ligne avec des générateurs de tourbillons.

Une étude expérimentale a été menée par Abou-Ziyan et al. [67] pour améliorer le transfert de chaleur dans un large canal annulaire cylindrique en utilisant un tuyau rotatif à ailette hélicoïdale interrompue à l'intérieur de la canal (fig 1.67). Ces expériences ont été conduites en convection forcée pour un tuyau ordinaire et trois tuyaux à ailettes avec différent espacement des ailettes pour différent vitesses de rotation. Les résultats montrent que, par

l'utilisation d'un large canal annulaire et un tuyau à l'intérieur avec des ailettes hélicoïdales au lieu d'un simple tuyau stationnaire peut améliorer le nombre de Nusselt par 7,5 fois et peut également augmenter le rapport d'échange de chaleur à la puissance de pompage par un facteur de 7,6.

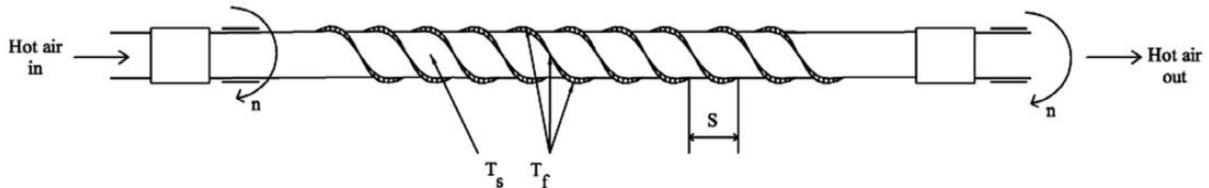


Figure 1.67 : Le tuyau rotatif avec les ailettes hélicoïdales.

6. Echangeur de chaleur tube à ailettes annulaire excentrique

Dans cette partie, nous allons mentionner les recherches existant dans la littérature sur les échangeurs de chaleur tubes à ailettes excentriques. Senapati et al. [68] ont présenté une étude numérique pour un cylindre horizontal équipé des ailettes annulaires, et cette étude a été réalisée pour découvrir l'effet de l'excentricité sur les caractéristiques de transfert de chaleur. Pour cela, les auteurs ont réalisé cette étude par visualisation de la structure de champ d'écoulement sur le cylindre horizontal dans le régime laminaire. Leurs résultats montrent que le transfert de chaleur sur un cylindre horizontal à ailettes excentriques est toujours inférieur à celui d'un cylindre horizontal à ailettes concentriques. La diminution du transfert de chaleur est petite dans les ailettes excentriques avec un rapport d'excentricité négatif. Sous cet angle, avec une limitation de l'espace, il est possible d'utiliser des ailettes avec un rapport d'excentricité négatif pour une perte acceptable dans le transfert de chaleur.

Benmachiche et al. [69] ont effectué une étude expérimentale et une simulation numérique sur la position optimale du tube dans l'ailette circulaire, pour trouver la meilleure performance thermique et hydraulique dans les arrangements alignés et décalés.

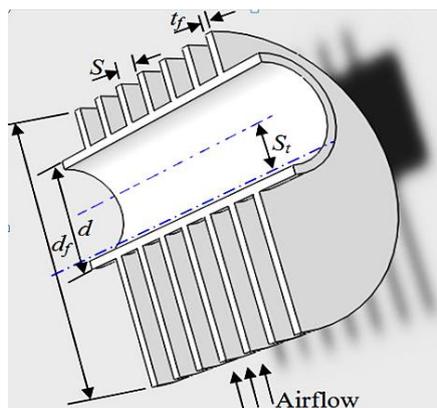


Figure 1.68 : Coupe transversale d'un tube à ailettes annulaires excentriques.

Ils ont trouvé que, pour un nombre de Reynolds variant de 5500 à 29700, les caractères thermiques d'un tube à ailettes excentrique sont supérieurs à ceux des ailettes concentriques. Ils ont trouvé aussi, que le coefficient moyen de transfert de chaleur correspondant à l'échangeur de chaleur excentrique augmenté de 36 à 92% et la chute de pression diminuée de 7 à 19%.

7. Conclusion

Les points importants de cette étude bibliographique liés à notre travail sont récapitulés comme suit :

- Le type de l'échangeur de chaleur utilisé dans un système dépend de plusieurs paramètres tel que : l'application, le domaine d'utilisation, ...
- Les études pour les échangeurs de chaleur peuvent être faites analytiquement, numériquement et expérimentalement. La méthode numérique est la méthode la plus utilisée par les chercheurs. La méthode expérimentale est trop chère et prend beaucoup de temps.
- Les améliorations proposées dans la littérature concernant, les échangeurs de chaleur en été font soit par un appareil extérieur (compresseur, turbulateur, ...) ou grâce à la modification dans la géométrie de l'échangeur (tubes, ailettes, source interne, ...).
- Ce qui concerne l'amélioration des performances thermiques et dynamiques des échangeurs de chaleur tubulaire à ailettes on a trouvé que la majorité des études se concentre sur les ailettes (espacement des ailettes, diamètres des ailettes, épaisseur des ailettes, matériaux des ailettes), et les autres études portent sur les tubes et leurs formes (diamètres des tubes, forme des tubes, ...).
- D'après les études bibliographiques, nous avons constaté que l'espacement des ailettes joue un rôle important dans l'optimisation du transfert de chaleur et qu'un espacement optimal des ailettes peut être trouvé pour un ensemble spécifique de paramètres (diamètre, épaisseur, matière des ailettes, ...).

8. Objectifs de cette thèse

Comme mentionné ci-dessus dans l'étude de la littérature, de nombreuses techniques peuvent permettre d'améliorer les performances de transfert de chaleur dans des échangeurs de chaleurs tubulaires à ailettes en convection naturelle. La majorité de ces études portent sur l'effet du transfert de chaleur sur la géométrie des tubes et des ailettes.

La plupart des études d'amélioration ont été faites après avoir obtenu la configuration optimale de l'échangeur pour achever le transfert de chaleur maximal. Dans ce but, on a fait une étude numérique pour trouver la configuration optimale (diamètre des tubes, épaisseur des ailettes, espacement optimal, ...) d'un échangeur de chaleur tubulaire à ailettes concentrique. Après cela, on a mené une étude numérique tout en introduisant le décalage des tubes

L'étude numérique est effectuée pour un nombre de Rayleigh (4×10^4 - 7×10^4). Le type de L'écoulement trouvé dans cette étude est considéré comme un écoulement laminaire, tridimensionnel, incompressible et stationnaire. Pour la résolution numérique, le transfert de chaleur gouvernant le problème étudié est résolu à l'aide du logiciel de calcul de la dynamique des fluides (CFD), Ansys Fluent basé sur la méthode des volumes finis. Les essais expérimentaux ont été réalisés dans un banc d'essais que nous avons réalisé au sein du hall de technologie de l'université de Biskra. La configuration optimale étudiée expérimentalement a été déterminée à partir des simulations numériques.



Chapitre 2 : Formulation mathématique

1. Introduction

Le transfert de chaleur est un phénomène complexe qui peut être réalisé avec un mode où la superposition des trois modes de transfert de chaleur fondamentaux, conduction, convection et rayonnement. Dans ce chapitre, nous présentons la formulation mathématique de la convection naturelle pour un échangeur de chaleur de type tube à ailettes annulaires circulaires. Nous commençons par l'écriture des équations gouvernant ce phénomène : équation de conservation de la masse, équation de quantité de mouvement et équation de l'énergie. Ces dernières expriment les principes fondamentaux de la mécanique des fluides. Nous présentons aussi les corrélations qui peuvent être utilisées dans notre étude ainsi que les méthodes de calcul de transfert de chaleur dans la convection naturelle.

2. Convection naturelle

Le transfert de chaleur se fait par convection naturelle c'est-à-dire que la chaleur doit être transmise à, ou par, un fluide en écoulement. Dans ce mode de convection le fluide se déplace seulement à cause des variations de masse volumique. À l'opposé de la convection forcée, dans laquelle l'écoulement et le transfert de chaleur se fait par un gradient de pression (force extérieure). Ces forces se produisent à l'aide d'un dispositif extérieur (pompe, ventilateur, ...). Dans la convection naturelle les variations de masse volumique sont causées par une distribution non uniforme de la température dans le fluide, dans le cas par exemple d'une plaque horizontale soumise à une température constante supérieure à la température de l'air ambiant. Les molécules de fluide qui sont proches de la plaque vont monter parce que leur masse volumique diminuera et que les autres molécules à plus basse température vont descendre.

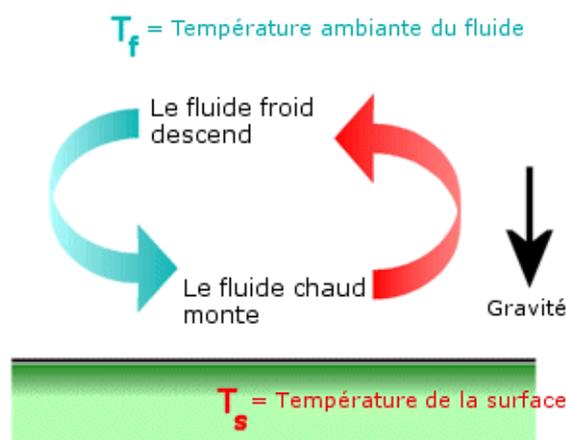


Figure 2.1 : Convection naturelle entre l'air et le sol [70].

Pour obtenir la dépendance de ρ , il faut utiliser les coefficients thermodynamiques suivants :

- Coefficient de dilatation a pression constante :

$$\alpha = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P \quad (2.1)$$

- Coefficient d'augmentation de pression a volume constant :

$$\beta = -\frac{1}{P} \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_\rho \quad (2.2)$$

- Coefficient de compressibilité a température constante :

$$\kappa = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_T \quad (2.3)$$

3. Hypothèse Boussinesq

Dans la majorité des cas de la convection naturelle, les variations de la masse volumique au sein du fluide sont faibles et les vitesses d'écoulement sont aussi relativement faibles. Par conséquent, il est possible dans l'étude de considérer ces écoulements comme des écoulements quasi-incompressibles. À l'exception des forces de gravité qui sont l'origine de la convection, la variation de la masse volumique du fluide est négligeable. Cette hypothèse est appelée hypothèse de Boussinesq.

En pratique, cette hypothèse consiste à exprimer la masse volumique en une fonction linéaire de la température comme suit :

$$\rho = \rho_0 [1 - \beta(T - T_0)]$$

Où le coefficient de dilatation thermique β est en fonction de ρ_0

Pour les gaz parfaits ce coefficient peut être s'écrire sous la forme :

$$\beta_{\text{Gaz parfait}} = \frac{1}{T}$$

4. Equations gouvernantes

4.1. Equation de continuité

Dans ce travail on considère l'air comme étant un fluide incompressible ($\rho = \text{constante}$). L'équation de continuité peut être exprimée sous forme :

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{v} = 0 \quad (2.4)$$

4.2. Equation de quantité de mouvement

Cette équation est déduite de la deuxième loi de la dynamique, qui stipule que la variation de quantité de mouvement d'une particule de fluide est égale à la somme des forces extérieures sur cette particule. Dans ce cas l'axe des coordonnées Y est de sens opposé à l'accélération de la gravité, donc les composantes de g sont (0, -9.81) et la force volumique peut s'écrire :

$$\text{Force volumique} = \rho g_y + \rho_0 g_y \quad (2.5)$$

En substituant ρ par son expression, nous obtenons :

$$\text{Force volumique} = g_y \beta (T - T_0) \rho_0 \quad (2.6)$$

L'équation de quantité de mouvement s'écrit sous forme tensorielle comme suit, après division des deux membres par ρ_0 :

$$\rho_0 \left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \cdot \vec{\nabla} \vec{v} \right) = -\vec{\nabla} (P + \rho_0 g_y) + \rho_0 g \beta (T - T_0) \vec{e}_y + \mu \nabla^2 \vec{v} \quad (2.7)$$

4.3. Equation de l'énergie

L'équation de l'énergie représente le principe de conservation de l'énergie. Dans le déroulement d'un phénomène dans un système isolé, l'énergie initiale peut passer d'une forme à une autre mais elle ne peut être ni créée ni disparaître.

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{v} \cdot \vec{\nabla} T \right) = \vec{\nabla} \cdot (\lambda \vec{\nabla} T) \quad (2.8)$$

5. Paramètre nécessaire

5.1. Nombre de Prandtl

Ce nombre adimensionnel représente l'importance du mécanisme de diffusion visqueuse par rapport à la diffusion thermique.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{c_p \rho \nu}{\lambda} \quad (2.9)$$

5.2. Le nombre de Grashof :

Le nombre de Grashof est un nombre adimensionnel qui caractérise le rapport des effets thermiques de convection naturel aux effets visqueux.

$$Gr = \frac{\beta g (T_p - T_\infty) D_c^3}{\nu^2} \quad (2.10)$$

Pour les échangeurs de chaleur tube à ailettes annulaire, cette forme devient :

$$Gr = \frac{\beta g (T_p - T_\infty) d^3}{\nu^2} \quad (2.11)$$

5.3. Nombre de Peclet

Ce nombre caractérise l'importance des effets de convection par rapport aux effets de diffusion thermique, et il est donné par :

$$Pe = Pr \sqrt{Gr} \quad (2.12)$$

5.4. Nombre de Rayleigh

Pour caractériser le transfert de chaleur dans la convection naturelle, le nombre adimensionnel Rayleigh (Ra) est fréquemment utilisé pour définir le type d'écoulement (laminaire ou turbulent). Le nombre de Rayleigh peut être défini par le produit du nombre de Grashof et le nombre de Prandtl, reliant les effets de force de gravité et les forces viscoses du fluide :

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (2.13)$$

Dans les calculs des échangeurs de chaleur tube à ailettes on peut utiliser plusieurs paramètres comme dimensionne de référence. Le nombre de Rayleigh basé sur le diamètre du cylindre d est donné par :

$$Ra = \frac{g \beta (T_p - T_\infty) d^3}{\nu \alpha} \quad (2.14)$$

L'équation de nombre de Rayleigh basé sur l'espacement entre les ailettes S :

$$Ra_S = \frac{g \beta (T_p - T_\infty) S^3}{\nu \alpha} \left(\frac{S}{D} \right) \quad (2.15)$$

5.5. Nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds permet de déduire le régime de l'écoulement (laminaire ou turbulent), et il représente le rapport entre les forces internes et les forces visqueuses. L'équation de Reynolds peut être écrite en fonction de nombre de Peclet et Prandtl sous la forme :

$$Re = \frac{Pe}{Pr} = \frac{UD_c}{\nu} \quad (2.16)$$

Pour les écoulements internes la dimension caractéristique du système à utiliser dans le calcul du nombre de Reynolds est le diamètre hydraulique [m] qui est donné par :

$$D_h = \frac{4S}{P} \quad (2.17)$$

Dans les écoulements externes, on prend la longueur du système dans la direction de l'écoulement comme la dimension caractéristique. La valeur critique Re_{crit} indiquant quel type d'écoulement utilisé dans le système. Cette valeur est différente pour les écoulements internes et externes :

- Ecoulement interne :

$$\text{Ecoulement laminaire} < Re_{crit} \cong 2300 < \text{Ecoulement turbulent}$$

- Ecoulement externe :

$$\text{Ecoulement laminaire} < Re_{crit} \cong 300000 < \text{Ecoulement turbulent}$$

5.6. Nombre de Nusselt

5.6.1. Forme générale

Le nombre de Nusselt (Nu) est un nombre adimensionnel qui déduit la densité de flux de chaleur. Ce nombre caractérise le transfert convectif entre un fluide et une paroi, et on le définit par :

$$Nu = \frac{hDc}{\lambda} \quad (2.18)$$

Pour un échangeur de chaleur tube à ailettes, cette équation peut être écrite sous la forme :

$$Nu = \frac{hd}{\lambda} \quad (2.19)$$

Formule de nombre de Nusselt basée sur l'espacement des ailettes S :

$$Nu_S = \frac{hS}{\lambda} \quad (2.20)$$

5.6.2. Corrélations

Les corrélations pour calculer le nombre de Nusselt qui se trouve dans la littérature sont nombreuses et elles dépendent du type de la géométrie. Certaines de ces corrélations sont semi-

empiriques, mais la plupart sont extraites de données expérimentales, ce qui limite leur utilisation pour des cas spécifiques.

5.6.2.1. Plaque plan verticale

Pour une plaque verticale avec une longueur L , température de paroi T_p qui est plus élevée que la température de fluide qui l'entoure T_a , le nombre de Rayleigh est donné par la formule suivante :

$$Ra = \frac{g\beta(T_p - T_a)L^3}{\nu\alpha} \quad (2.21)$$

La valeur pour laquelle la transition entre laminaire et turbulent est $Ra = 10^9$

- Régime laminaire ($Ra < 10^9$) : La formule de nombre de Nusselt est :

$$Nu = ARa^{1/4} \quad (2.22)$$

A dépend du nombre de Prandtl comme indique dans le tableau suivant :

| Pr | 0.01 | 0.1 | 0.7 | 1 | 10 | 100 |
|----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| A | 0.240 | 0.385 | 0.515 | 0.534 | 0.620 | 0.653 |

Tableau 2.1 : Variation de A avec Pr .

- Régime turbulent ($Ra > 10^9$) : il existe plusieurs relations semi-empiriques pour estimer le nombre de Nusselt, par exemple :
 - **Corrélation de Burmeister :**

$$Nu = \frac{0.0248Ra^{2/5}Pr^{1/15}}{(1 + 0.494Pr^{2/3})^{2/5}} \quad (2.23)$$

- **Corrélation de Bayley :** valable pour les grands nombres de Rayleigh et le nombre de Prandtl proches de l'unité : ($2 \cdot 10^9 \leq Ra \leq 10^{15} / Pr \cong 1$)

$$Nu = 0,183Ra^{0,31} \quad (2.24)$$

5.6.2.2. Au-dessus d'une plaque chaude horizontal

Le nombre de Nusselt pour une plaque isotherme est estimé par la corrélation suivante :

$$Nu = ARa^b \quad (2.25)$$

- Régime laminaire ($2 \cdot 10^4 < Ra < 8 \cdot 10^6$) $\Rightarrow A = 0,54 / b = 0,25$

- Régime laminaire ($8 \cdot 10^6 < Ra < 10^{11}$) $\Rightarrow A = 0,15 / b = 0,33$

5.6.2.3. En dessus d'une plaque chaude horizontale

Si la plaque est isotherme, le nombre de Nusselt est donné par :

$$Nu = ARa^b \quad (2.26)$$

Avec : $A = 0,27 / b = 0,25$ pour : $10^5 < Ra < 10^{10}$

5.6.2.4. Au-dessus d'un cylindre horizontal chaud

Pour un cylindre horizontal avec un diamètre d comme dimension caractéristique le nombre de Nusselt est donné par :

$$Nu = ARa^b \quad (2.27)$$

Avec : $A = 0,25 / b = 0,188$ pour : $10^2 < Ra < 10^4$

$A = 0,53 / b = 0,250$ pour : $10^4 < Ra < 10^9$

$A = 0,23 / b = 0,330$ pour : $10^9 < Ra < 10^{11}$

5.6.2.5. Autour un cylindre vertical

Si d et L désignent respectivement le diamètre et la longueur de cylindre l'expression de Nusselt est donnée par :

$$Nu \cdot \exp\left(\frac{-2}{Nu}\right) = 0,6 \left(\frac{d}{L}\right)^{1/4} Ra^{1/4} \quad (2.28)$$

Pour : $10^{-2} < Ra^{1/4} \left(\frac{d}{L}\right)^{1/4} < 10^3$

5.6.3. Corrélation pour les échangeurs de chaleur tube à ailettes

• Tsubouchi and Masuda

Le transfert de chaleur par convection naturelle à partir d'un cylindre horizontal à ailettes a été étudié expérimentalement par Tsubouchi et Masuda et une corrélation a été développée :

$$Nu_s = \frac{Ra_s}{12\pi} \left\{ 2 - \exp\left[-\left(\frac{C^*}{Ra_s}\right)^{3/4}\right] - \exp\left[-\beta^* \left(\frac{C^*}{Ra_s}\right)^{3/4}\right] \right\} \quad (2.29)$$

Pour : $1.67 < \xi < \infty$

Où ξ exprime le rapport entre le diamètre extérieur et le diamètre intérieur de l'ailette annulaire et correspond à $\xi = D/d$ avec :

$$\beta^* = (0.17/\xi) + e^{-(4.8/\xi)}$$

Et

$$C^* = \left\{ \frac{23.7 - 1.1[1 + (152/\xi^2)]^{1/2}}{1 + \beta^*} \right\}^{4/3}$$

- **Chen**

Depuis la corrélation de Tsubouchi et Masuda, Chen [25] a développé une corrélation pour la relation $Nu_s - Ra_s^{1/4}$. Cette corrélation est écrite comme :

$$Nu_s = -0.553 + 0.6 \times Ra_s^{1/4} \quad (2.30)$$

- **Churchill and chu**

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (2.31)$$

6. Analyse thermique

Considérons la conception dans la figure (2.2) qui illustre un échangeur de chaleur contre-courant. La valeur de flux de chaleur spécifique du fluide chaud et fluide froid en fonction de la température d'entrée et de sortie est calculée par la formule suivante :

$$Q = c_{ch}(T_{ec} - T_{sc}) = c_f(T_{sf} - T_{ef}) \quad (2.32)$$

Les termes c_{ch} et c_f sont définis comme les taux de capacité du fluide (chaude et froide).

Le flux de chaleur dépend du coefficient d'échange global entre les deux fluides. La surface de l'échangeur de chaleur requise pour satisfaire aux spécifications thermodynamiques de l'équation (Précédant) est obtenue en intégrant l'équation du flux de chaleur sur la Longueur (ou la superficie) de l'échangeur.

$$dQ = k \cdot dA (T_{ch} - T_{fr}) \quad (2.33)$$

La différence de température moyenne effective calculée sur la surface totale est.

$$\Delta T_m = \frac{1}{A} \int_A (T_{ch} - T_{fr}) dA \quad (2.34)$$

La substitution de l'équation 2.33 à l'équation 2.34 donne

$$Q = KA\Delta T_m \quad (2.35)$$

La différence de température effective ΔT_m est en fonction de type d'écoulement de l'échangeur de chaleur (par exemple, l'écoulement à contre-courant ou croisé) et le degré de mélange de fluides.

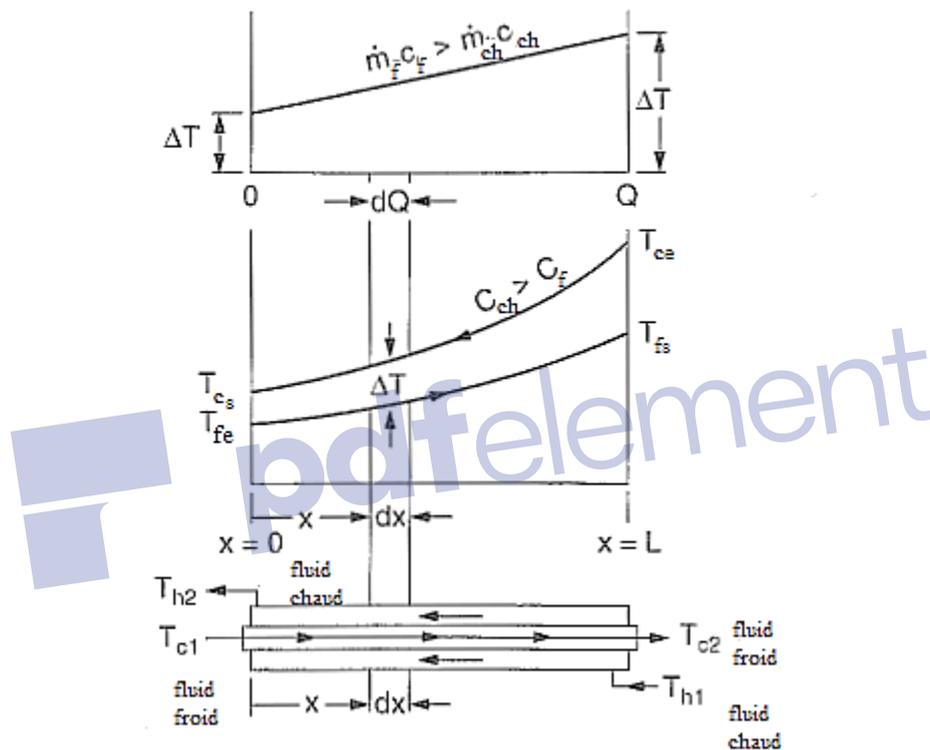


Figure 2.2. Répartition de la température dans l'échangeur de chaleur à contre-courant.

ΔT_m Connue sous le nom de différence de température moyenne logarithmique (DTML)

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_{x=0} - \Delta T_{x=l}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{x=0}}{\Delta T_{x=l}} \right)} \quad (2.36)$$

En utilisant la terminologie $\Delta T_{x=0}$ et $\Delta T_{x=l}$ comme différence entre les températures de fluide à chaque extrémité de l'échangeur. Pour les géométries plus complexes tels qu'un écoulement croisé ou un écoulement multi-passe, l'intégration de l'équation 2.36 donne une forme complexe d'expressions de ΔT_m . Dans de tels cas, il est habituel de définir un facteur de correction F.

$$F = \frac{\Delta T_m}{\Delta T_{ml}} \quad (2.37)$$

Où ΔT_{ml} est calculé pour un écoulement contre-courant. La correction F est présentée graphiquement comme illustré dans les figures 2.3 et 2.4.

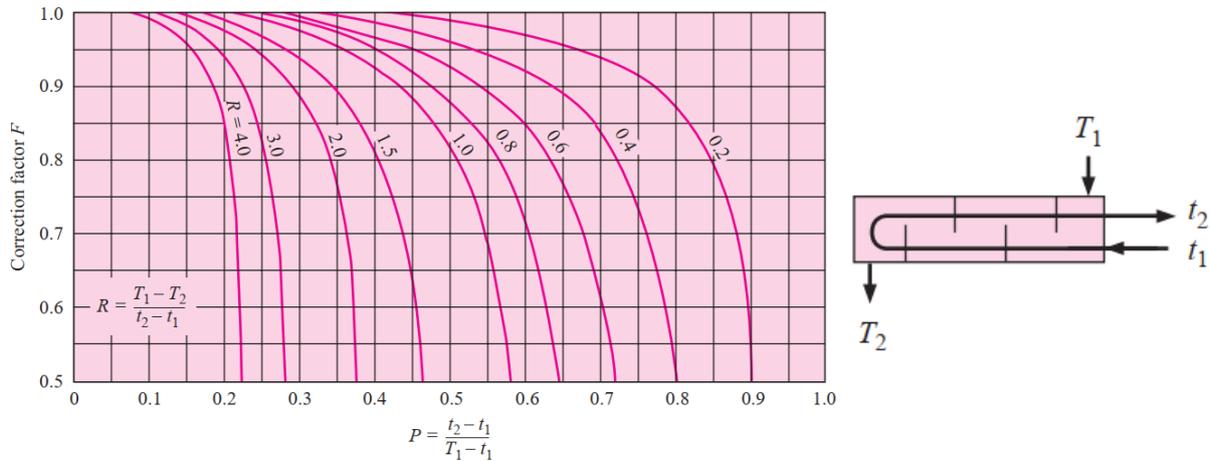


Figure 2.3. Facteur de correction pour un échangeur de chaleur avec un seul passe à côté de calandre [71].

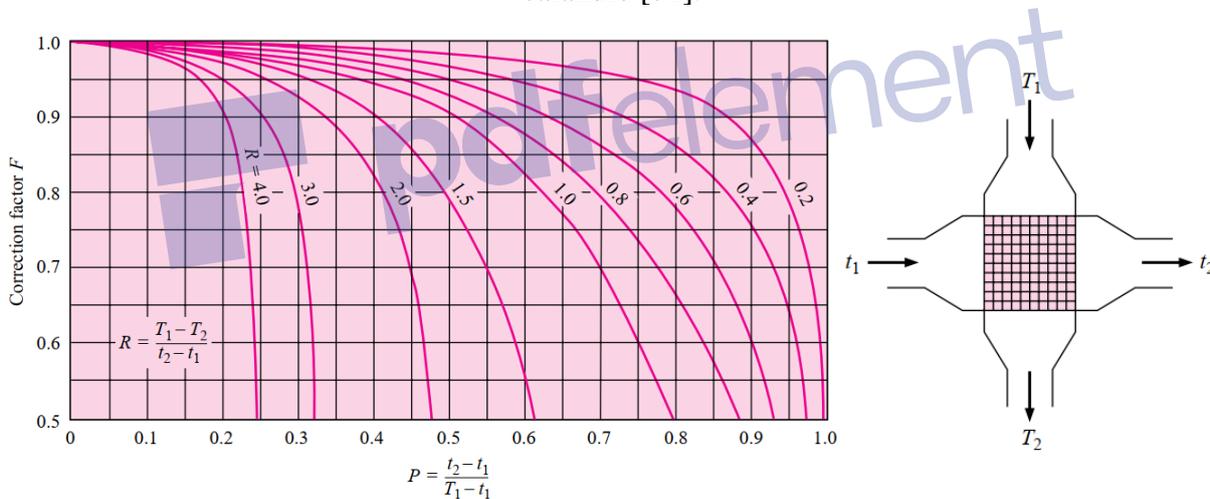


Figure 2.4. Facteur de correction pour un échangeur de chaleur à courant croisé, fluides non mixé [71].

6.1. Méthodes de conception d'échangeur de chaleur

Il existe différentes méthodes pour calculer le taux de transfert de chaleur entre les deux fluides. Ce sont les méthodes DTML et Efficacité-NUT.

6.1.1. La méthode DTML

La méthode DTML obtenue

de l'équation 2.35 en substitue le terme ΔT_m avec l'équation 2.36.

$$Q = FKA\Delta T_{ml} \quad (2.38)$$

6.1.2. Méthode Efficacité-NUT

L'efficacité de l'échangeur de chaleur, ε est définie comme

$$\varepsilon = \frac{\text{le flux de chaleur réel}}{\text{le flux de chaleur maximal}} = \frac{Q_{reel}}{Q_{max}} \quad (2.39)$$

Où Q_{reel} est donné par les équations du bilan thermique. Q_{max} aura lieu dans un échangeur de chaleur à contre-courant si un fluide subit un changement de température égal à la différence de température maximale disponible.

$$\Delta T_{max} = T_{ce} - T_{fe} \quad (2.40)$$

Le calcul pour Q_{max} est basé sur le fluide ayant le taux de capacité la plus faible, C_{min} pour satisfaire à la première loi de la thermodynamique.

$$Q_{max} = c_{min}\Delta T_{max} = c_{min}(T_{ce} - T_{fe}) \quad (2.41)$$

En substituant l'équation 2.41 à l'équation 2.39, on obtient :

$$Q_{reel} = \varepsilon c_{min}(T_{ce} - T_{fe}) \quad (2.42)$$

L'efficacité de l'échangeur de chaleur dépend de type de l'écoulement (écoulement à contre-courant ou écoulement croisé). Pour une géométrie d'écoulement donnée, l'efficacité est en fonction de deux quantités sans dimension :

$$NUT = \frac{KA}{c_{min}} \text{ et } R = \frac{c_{min}}{c_{max}} \quad (2.43)$$

L'efficacité dans le mode contre-courant :

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1-R)}}{1 - Re^{-NUT(1-R)}} \quad (2.44)$$

6.2. Coefficient d'échange par convection h :

Le coefficient moyen de transfert pour un tube à ailettes peut être déterminé comme suit:

$$h = \frac{Q}{(A_t + \eta_f A_f)\theta} \quad (2.45)$$

Où A_t est la surface de tube sans les ailettes, A_f est la surface des ailettes et θ est la différence de température moyenne logarithmique :

$$\theta = \Delta T_{ml} = \frac{T_e - T_s}{\ln\left(\frac{T_e - T_p}{T_s - T_p}\right)} \quad (2.46)$$

Le transfert de chaleur totale Q peut être déterminé comme la somme du flux de chaleur du tube et le flux de chaleur des ailettes :

$$Q = Q_{tube} + Q_{ail} \quad (2.47)$$

L'efficacité des ailettes est définie comme le rapport du flux de chaleur réelle des ailettes et le flux de chaleur maximal :

$$\eta_f = \frac{Q_{réel}}{Q_{max}} = \frac{Q_{réel}}{hA_f(T_p - T_\infty)} \quad (2.48)$$

$$Q = q_v c_p (T_e - T_s) \quad (2.49)$$

$$Q = A_t h (T_p - T_\infty) + \eta_f A_f h (T_p - T_\infty) \quad (2.50)$$

Dans la plupart des échangeurs de chaleur tube à ailettes utilisés dans l'industrie, le diamètre des ailettes est petit et le coefficient de conductivité thermique est grand. Dans ce cas, on peut prendre l'efficacité égale à 1 pour faciliter les calculs.

Pour un tube de diamètre intérieur d_i et extérieur d_e et longueur L le transfert de chaleur par conduction est régi par :

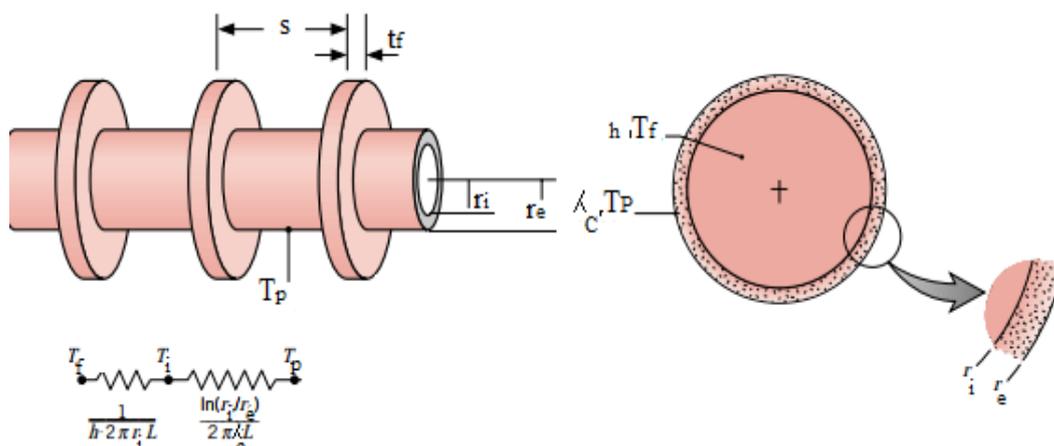


Figure 2.5 : Schéma illustré la méthode de calcul T_p .

La résistance thermique totale :

$$\sum R_{th} = \frac{T_p - T_f}{Q} \quad (2.51)$$

Donc l'équation de T_p est écrite sous la forme :

$$T_p = T_f - \left[\frac{Q}{\frac{1}{2h\pi r_i L} + \ln \frac{r_e/r_i}{2\pi\lambda_c L}} \right] \quad (2.52)$$

7. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté la formulation mathématique (les équations gouvernantes), les hypothèses (hypothèse de Boussinesq) et les corrélations correspondant au transfert de chaleur par convection naturelle dans un échangeur de chaleur tube à ailettes annulaires circulaires.



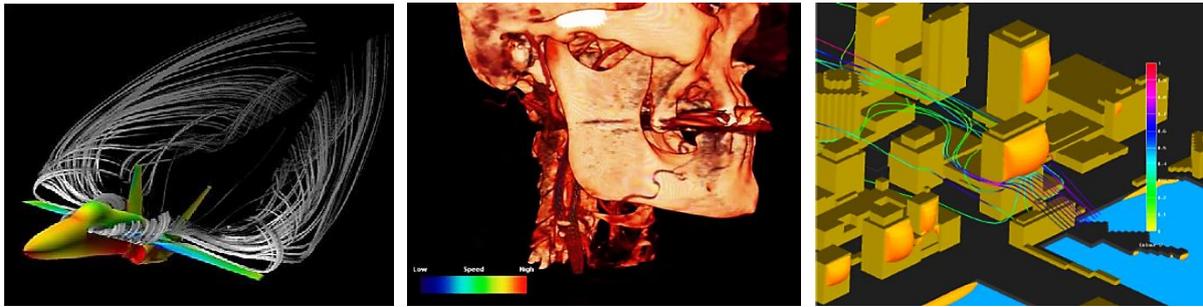
Chapitre 3 : Etude numérique CFD

1. Introduction

Ce chapitre porte sur la méthodologie numérique utilisée dans ce travail. L'étude numérique a été réalisée en CFD (Computational Fluid Dynamic) pour calculer les écoulements des fluides et le transfert de chaleur et de masses associées, ainsi que le changement de phase et divers autres phénomènes liés à la dynamique des fluides en utilisant une simulation numérique. Cette simulation résout les problèmes rencontrés en utilisant un algorithme numérique pour expliquer les phénomènes physiques. L'avantage de réaliser des simulations numériques par rapport à l'expérimentation réside dans la possibilité de changer les paramètres et d'optimiser sans avoir à exiger des modifications physiques, ce qui permet d'économiser le temps et l'argent. En outre, cette technique a été largement appliquée à diverses applications d'ingénierie, en raison du niveau élevé de détails générée par les résultats. Ce chapitre décrit la théorie et la modélisation CFD, qui comprend la génération du domaine de calcul et du système de maillage utilisé pour la réalisation des simulations numériques. Ce chapitre contient aussi les résultats des simulations numériques.

2. Modèle numérique

Plusieurs logiciels en CFD ont été élaborés et commercialisés. Le logiciel commercial Ansys FLUENT est l'un des plus utilisés actuellement par les chercheurs pour simuler l'écoulement d'un fluide couplé à une analyse de transfert de chaleur et de masse sur une géométrie définie. Ce logiciel est destiné à modéliser l'écoulement des fluides, le transfert de chaleur et d'autres phénomènes pour des géométries simples et complexes (figure 3.1). Il résout les problèmes 2D et 3D avec différents types de maillage (triangle, quadrilatère, tétraèdre, hexaèdre, ...). La procédure de simulation contenue dans la fonction de mécanique des fluides (FLUENT) inclut le préprocesseur (Design Modeler), le solveur, le postprocesseur et les résultats. La première étape commence par la création d'une conception assistée par ordinateur (CAO) pour le domaine physique d'écoulement de fluide à l'aide de Design Modeler. Une fois que la géométrie est créée, le maillage est généré en fonction de la configuration. Après avoir lu avec succès le fichier maillé au sein du solveur de Fluent, il est nécessaire de vérifier et redimensionner le maillage et définir les conditions aux limites afin d'initialiser le système pour obtenir les résultats. Les itérations sont effectuées jusqu'à ce qu'un critère de convergence soit satisfait. Dans la dernière partie des procédures (Résultat) la géométrie, le maillage, les vecteurs des vitesses, les tracés de contour et le suivi des particules peuvent être trouvés avec grands détails.



A. En ingénierie aéronautique

B. En biomécanique

C. En génie civil

Figure 3.1 : Quelques applications des logiciels CFD.

2.1. Création de la géométrie

L'utilisation du logiciel Ansys « Géométrie » permet d'importer des géométries construit avec d'autre logiciel, réaliser des tracés 2D (Esquisse), créer des géométries (objets 3D) à partir des esquisses (par extrusion etc...) et manipuler les objets 3D pour obtenir les géométries complexe (figure 3.2 A).

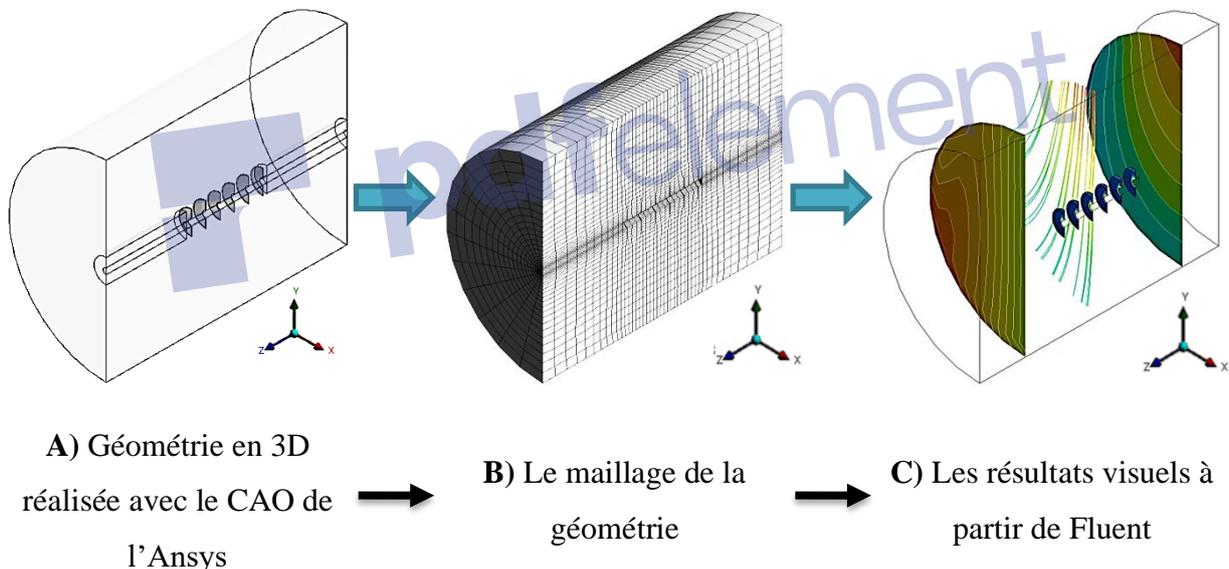


Figure 3.2 : Etapes de simulation en utilisant Ansys.

2.2. Maillage

Le maillage d'Ansys prend en charge différents types de maillage : triangulaires et quadrilatéraux en 2D, ainsi que tétraédriques, hexaédriques, pyramidaux et hybrides en 3D. Il est possible de laisser le programme de créer le système de maillage en modifiant uniquement les options du répertoire de maillage. Cependant, cela peut donner une qualité de maillage faible. Par conséquent, il est préférable d'ajuster manuellement les options et le type de maillage. Il est préférable de choisir des éléments, de petite taille, en particulier lorsque les

paramètres étudiés varient considérablement pour obtenir des résultats plus stables et précis (figure 3.2 B). La qualité du maillage peut être vérifiée dans le solveur Fluent (Qualité orthogonale minimale). L'étape suivante consiste à identifier et nommer les différentes parties de la géométrie (entrée, sortie, ...), afin de définir les conditions aux limites du problème (symétrie, mur chauffé, ...).

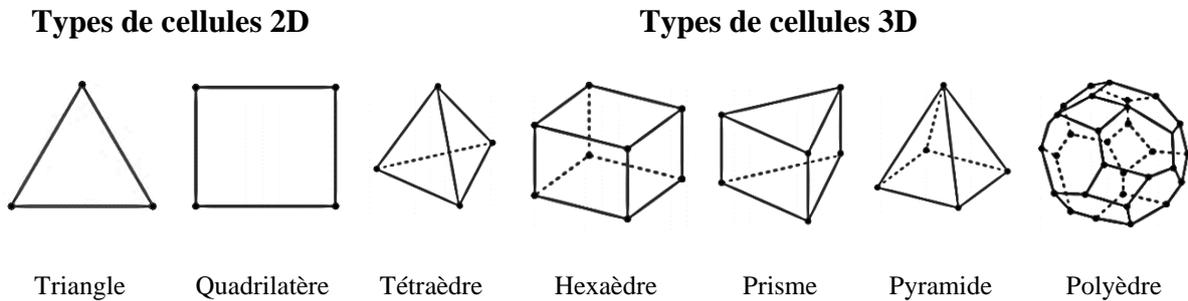


Figure 3.3 : Les différents types des éléments utilisés dans le maillage.

2.3. Mise en données et simulation

Cette étape concerne le choix de ;

- Type d'écoulement (Stationnaire et instationnaire).
- Model utilisé (Multiphase, Energy, ...).
- Régime de l'écoulement (laminaire, Turbulent).
- Types et paramètres des matériaux utilisés (masse volumique, coefficient de conductivité thermique, coefficient de dilatation thermique, ...).
- Conditions aux limites (Velocity inlet, Pressure outlet, Symmetry, ...).
- Méthodes de solution.

Après avoir réglé tous les paramètres nécessaires, le système peut être initialisé (initialisation standard ou hybrid) et le calcul peut être démarré afin d'obtenir les résultats numériques après la convergence des équations étudiées.

2.4. Résultats CFD

En utilisant FLUENT pour trouver les valeurs des différents paramètres (température, pression, enthalpie, ...), le contour de température, pression, densité et le vecteur de vitesse. Il est préférable d'utiliser le post-traitement pour visualiser les résultats (contour, vecteur, animation, ...).

3. Méthode des volumes finis

Les calculs effectués avec Fluent sont basés sur la méthode des volumes finis (FVM). Cette méthode est une technique numérique qui transforme les équations aux dérivées partielles

représentant les lois de conservation sur des volumes différentiels en équations algébriques discrètes sur des volumes finis (éléments). De manière similaire à la méthode des différences finies ou des éléments finis, la première étape du processus de solution est la discrétisation du domaine géométrique en éléments non chevauchants (méthode des volumes finis). Les équations aux dérivées partielles sont ensuite transformées en équations algébriques en les intégrant sur chaque élément discret puis, on les résout pour calculer les valeurs des variables dépendantes de chacun des éléments. Dans la méthode des volumes finis, le flux entrant dans un volume donné est identique à celui sortant du volume adjacent, certains termes de l'équation de conservation sont transformés en flux évalués aux faces des volumes finis. Un autre attribut important de la méthode des volumes finis est qu'elle peut être formulée dans l'espace physique sur des mailles polygonales non structurées. Aussi, il est assez facile d'introduire des différentes conditions aux limites, car les variables inconnues sont évaluées au centre des éléments. Cette méthode est souvent utilisée pour simuler numériquement des diverses applications impliquant l'écoulement de fluide et le transfert de chaleur et de masse et d'autres applications.

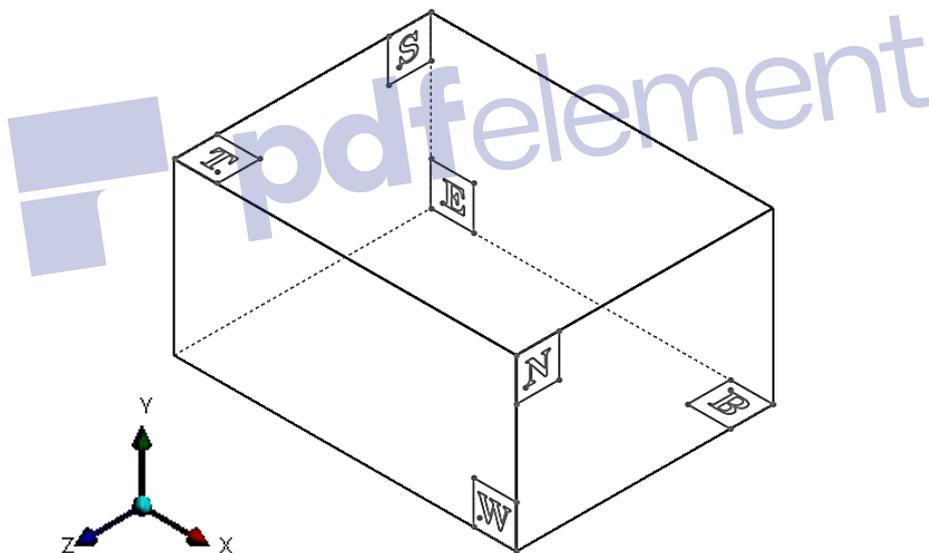


Figure 3.4 : Élément de volume finis (3D).

4. Régime d'écoulement

Dans cette partie nous évoquons les modèles les plus utilisés.

4.1. Ecoulement non visqueux

Les analyses d'écoulement non visqueux négligent l'effet de la viscosité sur l'écoulement qui convient aux applications à nombre de Reynolds élevé où les forces d'inertie ont tendance à dominer les forces visqueuses. Un exemple pour lequel un calcul d'écoulement non visqueux

est approprié dans l'analyse aérodynamique de certains projectiles à grande vitesse. Dans un cas comme celui-ci, les forces de pression sur le corps vont dominer les forces visqueuses. Par conséquent, une analyse d'écoulement non visqueux donnera une estimation rapide des forces primaires agissant sur le corps. Une fois que la forme du corps a été modifiée pour maximiser les forces de portance et minimiser les forces de traînée, une analyse d'écoulement visqueux peut être effectuée afin d'inclure les effets de la viscosité du fluide et de la viscosité turbulente sur les forces de portance et de traînée.

4.2. Régime laminaire

L'écoulement laminaire est gouverné par les équations de Navier-Stokes. Ce régime caractérise les écoulements ayant un nombre de Reynolds petit. Le transfert d'énergie dans le fluide est réalisé par interaction moléculaire (diffusion). Dans le cas d'écoulements à grande vitesse, le travail des contraintes visqueuses peut également contribuer au transfert d'énergie.

4.3. Régime turbulent

C'est un modèle simple qui résout l'équation de transport directement pour une viscosité turbulente modifiée. Il est principalement destiné aux applications aérodynamiques / turbomachines à séparation de la couche limite faible, telles que les écoulements supersoniques / transsoniques sur les pales aérodynamiques, les écoulements dans les couches limites, etc.

Équation de la viscosité ($\tilde{\nu}$) turbulente modifiée,

$$\frac{D\tilde{\nu}}{Dt} = G_v \left\{ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \rho\tilde{\nu}) \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right] + C_{b2}\rho \left(\frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right)^2 \right\} - Y_v + S_{\tilde{\nu}} \quad (3.1)$$

La viscosité turbulente est obtenue à partir de :

$$\mu_t = \rho\tilde{\nu}f_{v1}$$

$$f_{v1} = \frac{(\tilde{\nu}/\nu)^3}{(\tilde{\nu}/\nu)^3 + C_{v1}^3}$$

Ce type de modèle est économique pour les grandes mailles et convie pour les écoulements légèrement complexes (quasi-2D) internes / externes et couche limite sous un gradient de pression (par exemple, profils aérodynamiques, ailes, fuselages d'avions, missiles, coques de navires). Cependant, ce modèle fonctionne mal pour les écoulements 3D.

4.3.1. Model k- ϵ

4.3.1.1. Standard

Le modèle de turbulence k- ϵ est le plus largement utilisé pour les applications industrielles. Valable uniquement pour les écoulements entièrement turbulents et prend en compte le chauffage visqueux, la flottabilité et la compressibilité.

Equations de transport pour k- ε :

$$\frac{D}{Dt}(\rho k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (3.2)$$

$$\frac{D}{Dt}(\rho \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{e1} \frac{\varepsilon}{k} G_k - \rho C_{e2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.3)$$

$$\text{Où : } C_\mu = 0.09, \quad C_{\varepsilon 1} = 1.44, \quad C_{\varepsilon 2} = 1.92, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\varepsilon = 1.3$$

Ce modèle est largement utilisé, car il est robuste et d'une précision raisonnable malgré les limites connues du modèle. Il comporte de nombreux sous-modèles pour la compressibilité, la flottabilité, la combustion, etc. Ce modèle fonctionne mal pour les écoulements complexes impliquant un gradient de pression important, la séparation et une courbure importante.

4.3.1.2. RNG k- ε

Les équations et les coefficients sont dérivés analytiquement. Des changements significatifs dans l'équation ε améliorent la capacité de modéliser les écoulements très tendus. Des options supplémentaires aident à prévoir les écoulements tourbillonnants et pour un nombre de Reynolds faible.

Ce modèle convient mieux aux écoulements de cisaillement complexes impliquant une déformation rapide, un tourbillon modéré, des tourbillons et des écoulements localement transitoires (séparation de la couche limite, séparation massive et formation de tourbillons derrière les corps bouffants, décrochage dans des diffuseurs à grand angle, ventilation dans une pièce).

4.3.1.3. Réalisable

Ce modèle offre de nombreux avantages et applications du modèle RNG standard. Pour améliorer les performances de ce modèle, contraintes simplificatrices ont été utilisées, ce qui donne éventuellement moins de temps pour la convergence que le modèle RNG.

4.3.2. Model k- ω

4.3.2.1. Standard

Ce modèle montre une performance supérieure pour les murs délimités et les écoulements avec un nombre de Reynolds faible. Ce modèle a aussi des options pour l'écoulement transitoire, de cisaillement libre et un écoulement compressible.

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \beta^* f_{\beta^*} k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3.4)$$

$$\rho \frac{D\omega}{Dt} = \alpha \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \beta f_\beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (3.5)$$

Avec ω est le taux de dissipation spécifique :

$$\omega \approx \frac{\varepsilon}{k} \propto \frac{1}{\tau} \text{ et } : \mu_t = \alpha^* \rho \frac{k}{\omega}$$

Ce modèle convient pour la couche limite complexe sous un gradient de pression et de séparation (aérodynamique externe et turbomachines). Il peut être utilisé pour les écoulements de transition (bien qu'il tende à prédire une transition précoce).

4.3.2.2. SST

Ce modèle combine le modèle original de Wilcox pour une utilisation près des murs et le modèle $k - \varepsilon$ standard, éloigné des murs, à l'aide d'une fonction de fusion. Les options de transition et de cisaillement sont prises du modèle $k - \omega$. Aucune option n'est prévue pour tenir compte de la compressibilité.

4.3.3. Reynolds Stress

Ce modèle utilise des équations de transport, en évitant l'hypothèse de viscosité isotrope des autres modèles. Il est utilisé pour les écoulements très tourbillonnants. L'option de pression-déformation quadratique améliore les performances pour l'écoulement de cisaillement de base.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \overline{u'_i u'_j}) + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho \bar{u}_k \overline{u'_i u'_j}) = P_{ij} + F_{ij} + D_{ij}^T + \Phi_{ij} - \varepsilon_{ij} \quad (3.6)$$

A cause de la difficulté de convergence en raison du couplage des équations, ce modèle nécessite plus de temps du processeur et de mémoire. Il convient aux écoulements 3D complexes avec une courbure aérodynamique forte, un tourbillon / une rotation forte (par exemple, un conduit courbe, des passages d'écoulement en rotation, des chambres de combustion à tourbillon, des cyclones).

5. Résolution du problème

5.1. Description de problème

Le problème à étudier (figure 3.5) consiste d'un cylindre isotherme horizontal de 25 mm de diamètre et de 330 mm de longueur, entouré des ailettes annulaires circulaires. Les paramètres analysés dans cette étude (figure 3.6) sont : le diamètre extérieur des ailettes D varie de 50 à 125 mm par incréments de 25 mm, l'espacement entre les ailettes S varie de 2 à 6 mm par un incréments de 1 mm, l'épaisseur des ailettes t varie de 1 à 3 mm avec un incréments de 1 mm, le matériau des ailettes (Cuivre, Aluminium, Acier au carbone et Acier inoxydable) et le

rapport d'excentricité varie de $-0,6$ à $+0,6$ avec un accroissement de $0,15$ comme l'objectif principal de cette étude. Toutes les simulations ont été effectuées avec un modèle 3D.

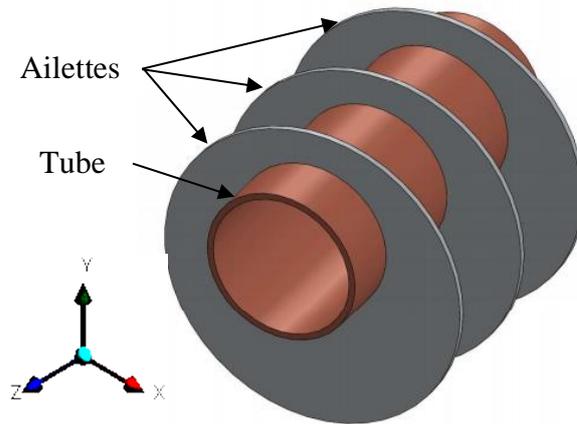


Figure 3.5 : Model 3 dimensionnelle.

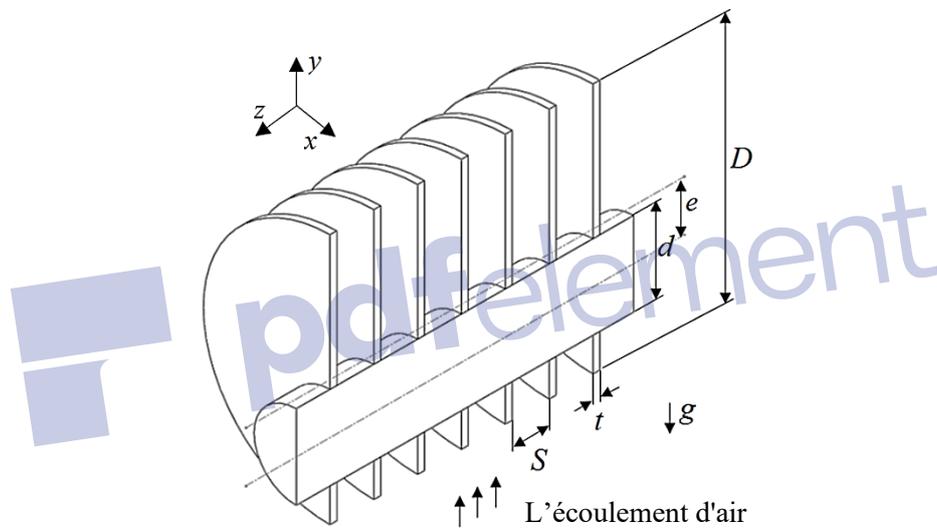


Figure 3.6 : Les dimensions du tube à ailettes.

5.2. CAD et domaine d'étude

Avant de commencer les simulations numériques, nous devons créer le domaine de calcul. Pour un cylindre à ailettes, deux types de domaines de calcul peuvent être utilisés, un domaine cylindrique et un domaine parallélépipédique. Comme nous pouvons voir dans la figure 3.5, les ailettes forment un cylindre, et pour cela nous avons choisi un domaine de calcul de forme cylindrique. Nous avons également remarqué qu'il existe deux plans de symétrie, le premier est le plan YZ au milieu du tube et les ailettes, et le deuxième plan de symétrie est le plan XY au milieu (figure 3.7). Dans ce travail, nous avons utilisé le plan YZ pour diminuer le nombre des éléments et réduire le temps de calcul.

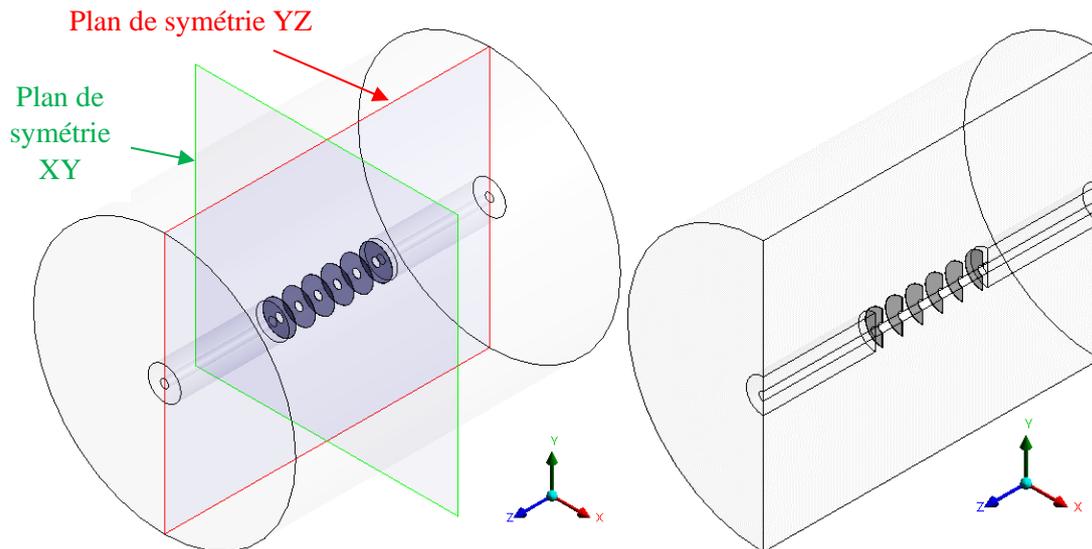


Figure 3.7 : Les plans des symétries.

Pour assurer que le diamètre du domaine d'étude n'a aucun effet sur les résultats, nous avons mené trois études pour différents diamètres (8D, 16D et 24D). Comme la figure 3.8 montre, la différence entre le nombre de Nusselt (Nu_s) de 8D et 16D est supérieure à 14%. Cependant, entre 16D et 24D, la différence est environ 1%. A partir de cela, nous avons pris dans tous les cas le diamètre de domaine de calcul (16D).

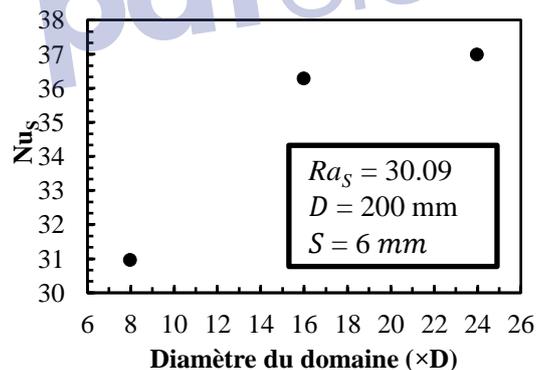


Figure 3.8 : Variation de Nu_s avec le diamètre de domaine d'étude

5.3. Maillage

5.3.1. Type de maillage

Tant que le domaine d'étude est de forme cylindrique, nous avons le choix d'utiliser un maillage hexaédrique ou prismatique. Nous avons réalisé un maillage de bonne qualité orthogonal minimal avec le maillage hexaédrique. Pour toutes les simulations faites dans ce travail la qualité orthogonale minimale est égale ou supérieure à 0.5. La figure 3.9 montre la distribution de maillage dans le domaine d'étude. Les éléments les plus proches du cylindre et des ailettes sont les plus petits, à mesure que nous nous éloignons d'eux, la taille augmente.

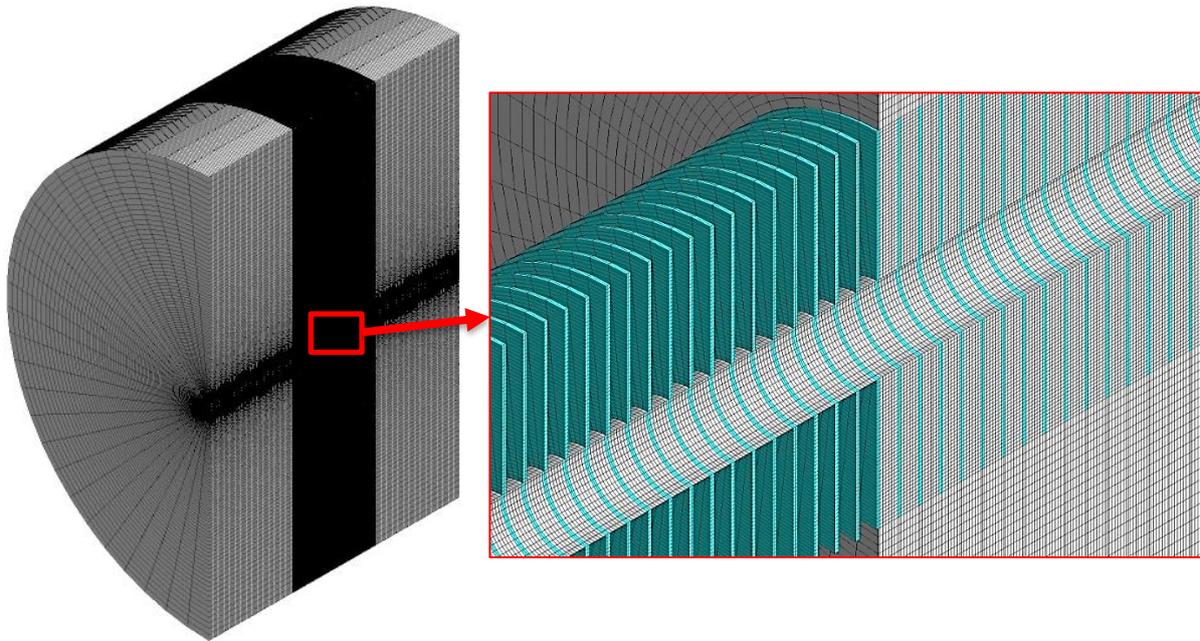


Figure 3.9 : Le maillage de domaine d'étude et des ailettes.

5.3.2. Vérification de maillage

Pour vérifier le maillage, nous avons varié le nombre des éléments de 421194 jusqu'à 3216240. Le tube à ailettes étudié contient 51 ailettes d'un diamètre intérieur de 25 mm, un diamètre extérieur de 100 mm, un espacement des ailettes de 5 mm et une épaisseur de 1 mm.

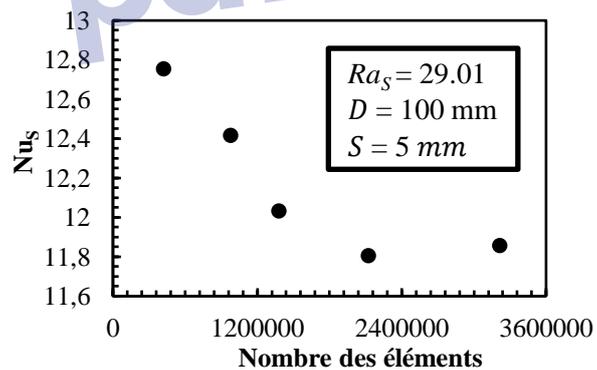


Figure 3.10 : Variation de Nu_s avec le nombre des éléments.

Les simulations ont été effectuées jusqu'à ce que la différence entre les nombres de Nusselt calculés soit inférieure à 0,5 %. Ceci correspond à un nombre d'éléments de 2124938 (figure 3.10).

5.4. Condition aux limites

La condition « Pressure Outlet » a été utilisée pour toute la surface entourant le domaine de l'air avec une température de $T_\infty = 300$ K et une pression ambiante de 1 atm. Pour le tube à

ailettes, la surface extérieure du cylindre et la base des ailettes ont été fixées à température constante $T_w = 350$ K.

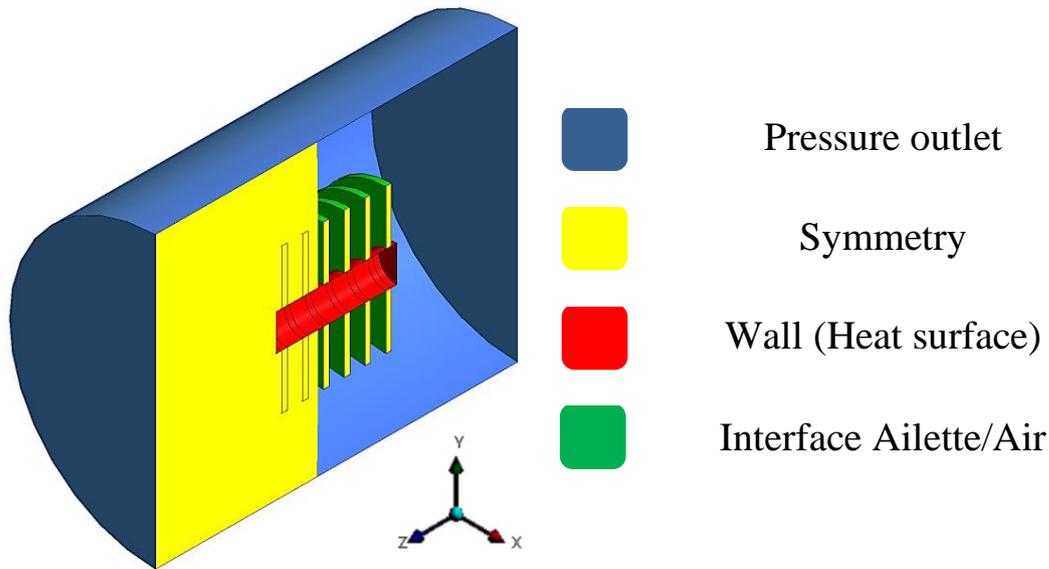


Figure 3.11 : Condition aux limites

5.5. Erreur de calcul et incertitude

Le critère de convergence de l'énergie a été fixé à 10^{-6} , et le critère des autres équations a été fixé à 10^{-4} (tableau 3.1). Les valeurs des paramètres d'air ambiant sont données dans le tableau 3.2.

| Pressure | Density | Body Forces | Momentum |
|----------|---------|-------------|----------|
| 0.3 | 1 | 1 | 0.7 |

Tableau 3.1 : Paramètre sous relaxation

| T | ρ | μ | Cp | k | α | β |
|-----|--------|-----------------------|------|--------|-----------------------|---------|
| 300 | 1.177 | 1.85×10^{-5} | 1006 | 0.0262 | 2.22×10^{-5} | 0.0033 |

Tableau 3.2 : Paramètres de l'air ambiant

6. Vérification des résultats numériques

Une validation de nos calculs avec la corrélation expérimentale de Tsubouchi et Masuda (Equation 2.29), et la corrélation proposée par Chen et al. [26] (Equation 2.30) a été présentée dans la figure 3.13 et le tableaux 3.3. Le modèle étudié contient 23 ailettes avec un diamètre intérieur de 25 mm, un diamètre extérieur de 150 mm pour des différentes valeurs d'espacement des ailettes (3, 5, 10, 50, 100 et 150 mm). Pour vérifier les résultats de la simulation, nous avons aussi comparé les lignes isothermes (Figure 3.12) avec celles obtenues par Chen et al. [25]

utilisant le même modèle composé de 3 ailettes de 27 mm comme un diamètre intérieur et 99 mm de diamètre extérieur. L'espace entre les ailettes est de 10 mm.

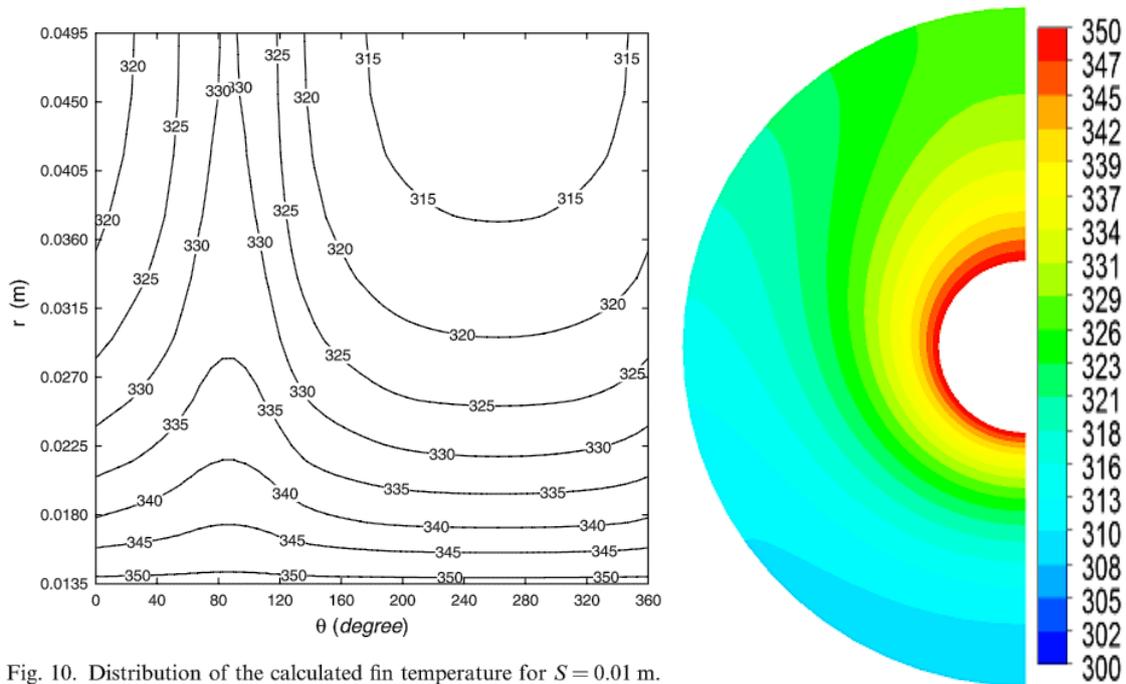


Fig. 10. Distribution of the calculated fin temperature for $S = 0.01$ m.

Figure 3.12 : Comparaison des lignes isothermiques du présent travail et calcul de et la référence [25] ($D = 99$ mm, $Ra = 71563$).

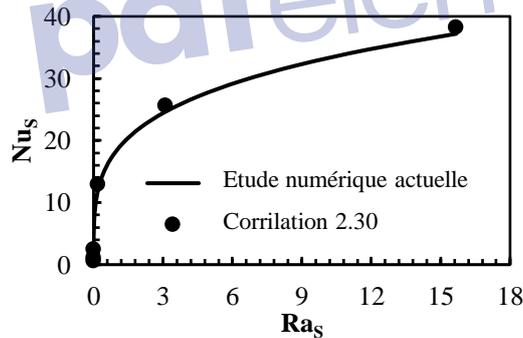


Figure 3.13 : Comparaison entre les résultats du présent travail et ceux des corrélations expérimentales expriment la variation du nombre de Nusselt avec le nombre de Rayleigh ($D = 150$ mm).

| Ra_s | $Nu_{sPresent\ work}$ | $Nu_{sEq(2.30)}$ | $Nu_{sEq(2.31)}$ |
|-------------------|-----------------------|------------------|------------------|
| 193503,6 | 12,957 | 11,783 | 12,031 |
| 3096057,8 | 25,685 | 23,583 | 24,615 |
| 15673792,8 | 38,212 | 35,377 | 37,199 |

Tableau 3.3 : Comparaison entre les résultats du présent travail et ceux des corrélations expérimentales expriment la variation du nombre de Nusselt avec le nombre de Rayleigh ($D = 150$ mm).

Le figure 3.13 et le tableau 3.3 montrent clairement que les résultats numériques de nombre de Nusselt sont plus proches de ceux obtenus par la corrélation de Chen et al. [25].

7. Résultats numériques

7.1. Effet des paramètres géométrique sur le transfert de chaleur

7.1.1. Effet de diamètre de l'ailette

Le modèle étudié est un cylindre entouré par des ailettes ayant un diamètre extérieur variant entre 50 et 125 mm par incréments de 25 mm pour différentes valeurs d'espacement entre les ailettes (3, 4, 5 et 6 mm). Les matériaux utilisés dans les ailettes sont : le cuivre, l'aluminium, l'acier au carbone et l'acier inoxydable avec une épaisseur des ailettes constante ($t = 1$ mm).

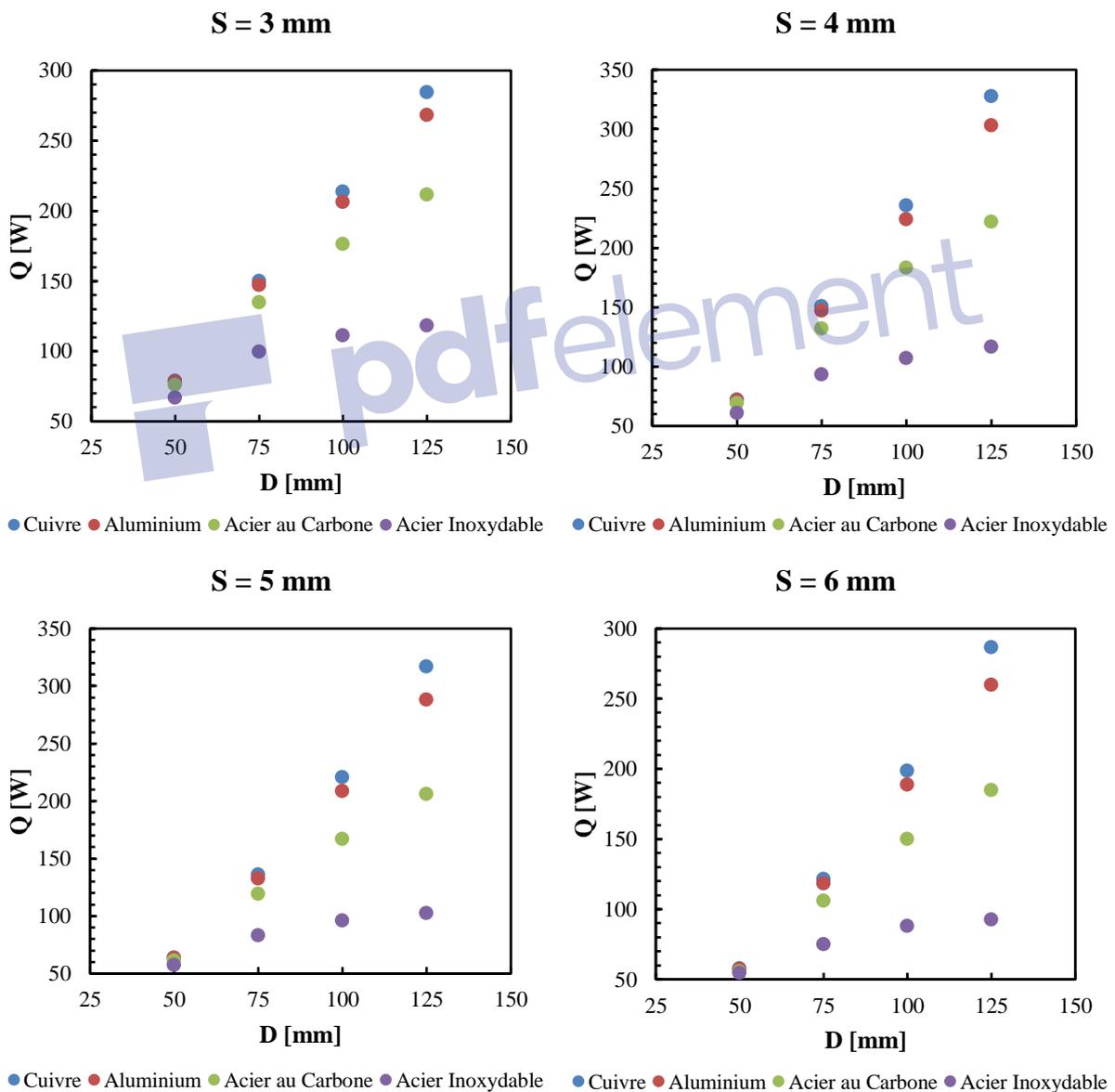


Figure 3.14 : Variation de flux de chaleur avec le diamètre des ailettes pour différentes valeurs d'espacement et pour des différents matériaux.

La figure 3.15 montre la variation de flux de chaleur avec le diamètre. De cette figure on peut constater que le flux de chaleur augmente avec l'augmentation de diamètre, et cette augmentation dépend beaucoup du type de matériau utilisé dans les ailettes. Pour les matériaux avec un grand coefficient de conductivité thermique l'augmentation est énorme, elle peut atteindre jusqu'à 362 % pour les ailettes construites avec du cuivre (de 50 mm à 125 mm). Dans le cas où les ailettes sont construites avec un matériau de coefficient de conductivité thermique faible (acier inoxydable), après avoir dépassé un certain diamètre ($D = 100$ mm) l'augmentation du flux de chaleur devient négligeable (8.4 %).

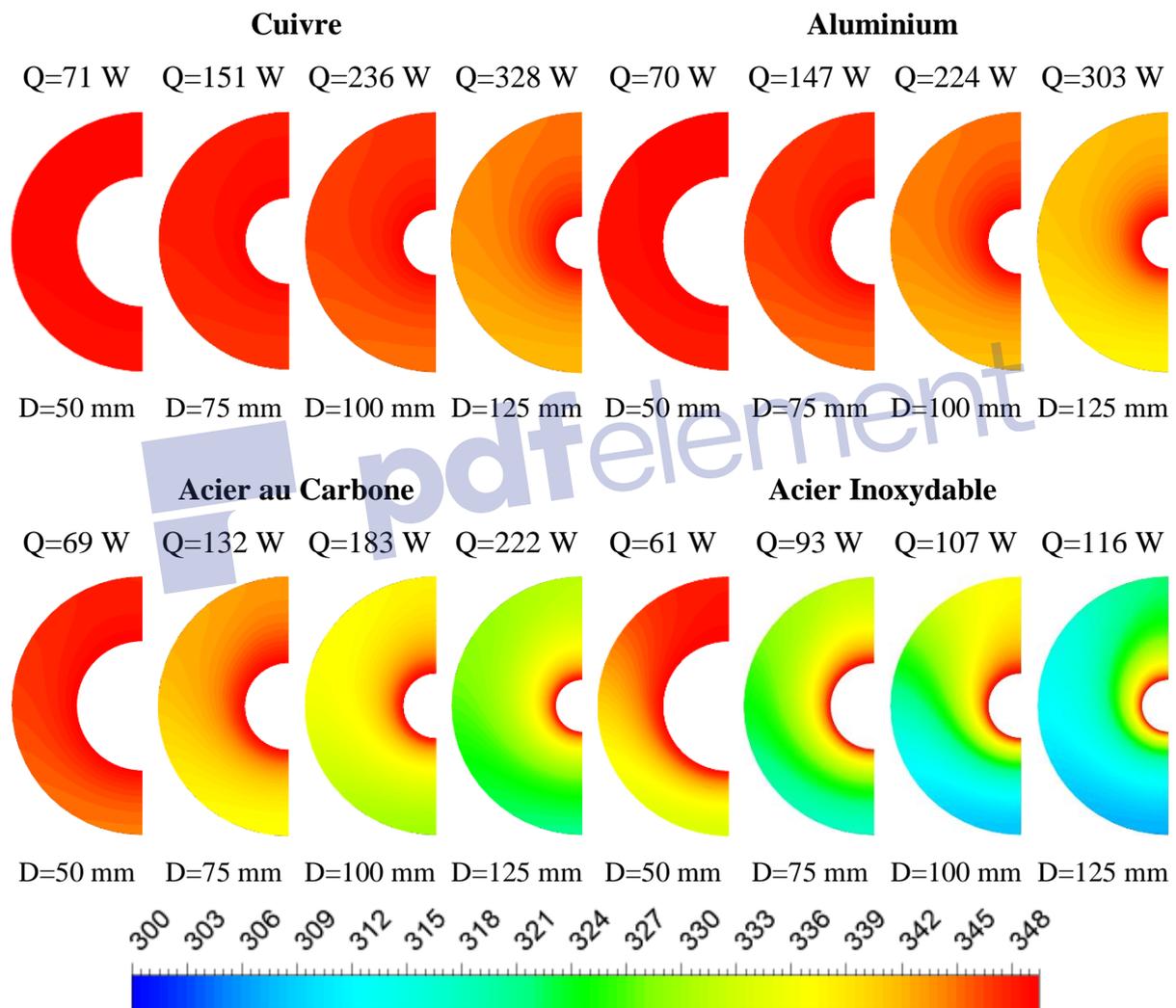


Figure 3.15 : Contours de la température statique [K] de l'ailette intermédiaire variant avec le diamètre de l'ailette ($S = 4$ mm).

La figure 3.15 explique l'effet du coefficient de conductivité thermique sur le transfert de chaleur à travers la distribution de température dans les ailettes.

7.1.2. Effet de l'espace des ailettes

Le modèle utilisé dans cette partie comprend des ailettes de diamètre extérieur variant de 50 à 125 mm par un incrément de 25 mm, et l'espace des ailettes varie de 2 à 6 mm par 1 mm. Les types des matériaux des ailettes étudiées dans cette thèse sont celles fréquemment utilisés par les fabricants dans les échangeurs de chaleur (Cuivre, Aluminium, Acier au Carbone et Acier Inoxydable).

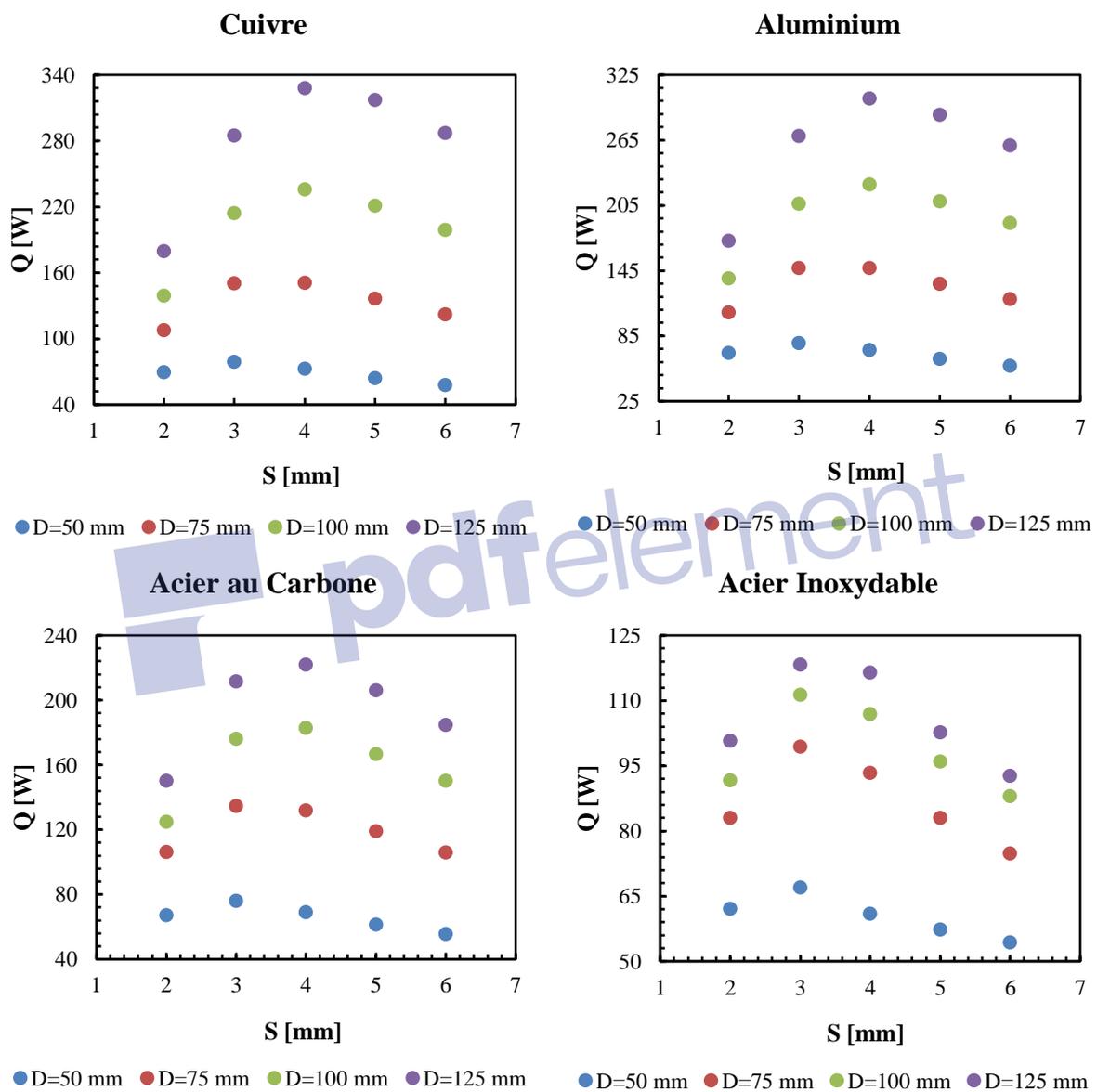


Figure 3.16 : Variation de flux de chaleur avec l'espace des ailettes pour différentes valeurs de diamètre et différents matériaux.

La variation du flux de chaleur en fonction de l'espace des ailettes, du diamètre des ailettes et du matériau est présentée dans la figure 3.16. Le flux de chaleur augmente avec la diminution de l'espace des ailettes jusqu'à un certain point (l'espace optimal). Tout

ajout des ailettes après avoir atteint l'espacement optimal diminuera le transfert de chaleur, car l'espacement des ailettes ne dépasse pas suffisamment l'épaisseur de la couche limite.

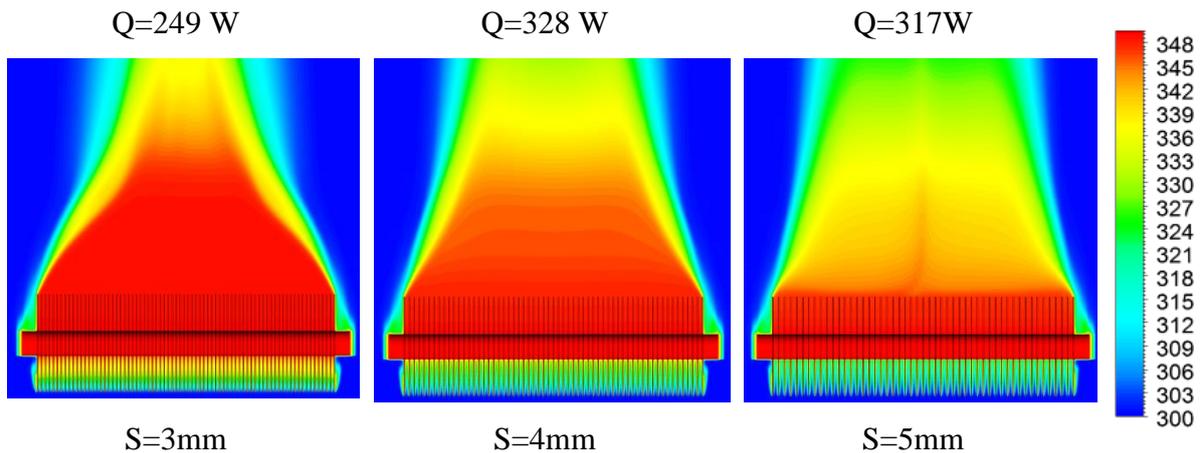


Figure 3.17 : Contours de la température statique [K] de plan YZ variant avec l'espacement des ailettes (D = 125 mm, Cuivre).

Les figures 3.17 et 3.18 offrent plus des explications pour l'effet de l'espacement des ailettes. Les deux figures montrent qu'après avoir passé l'espacement optimal des ailettes la température de l'air qui s'écoule entre les ailettes atteint ses valeurs maximales, pourtant la vitesse de l'air entre les ailettes diminue lorsque l'espacement entre les ailettes diminue.

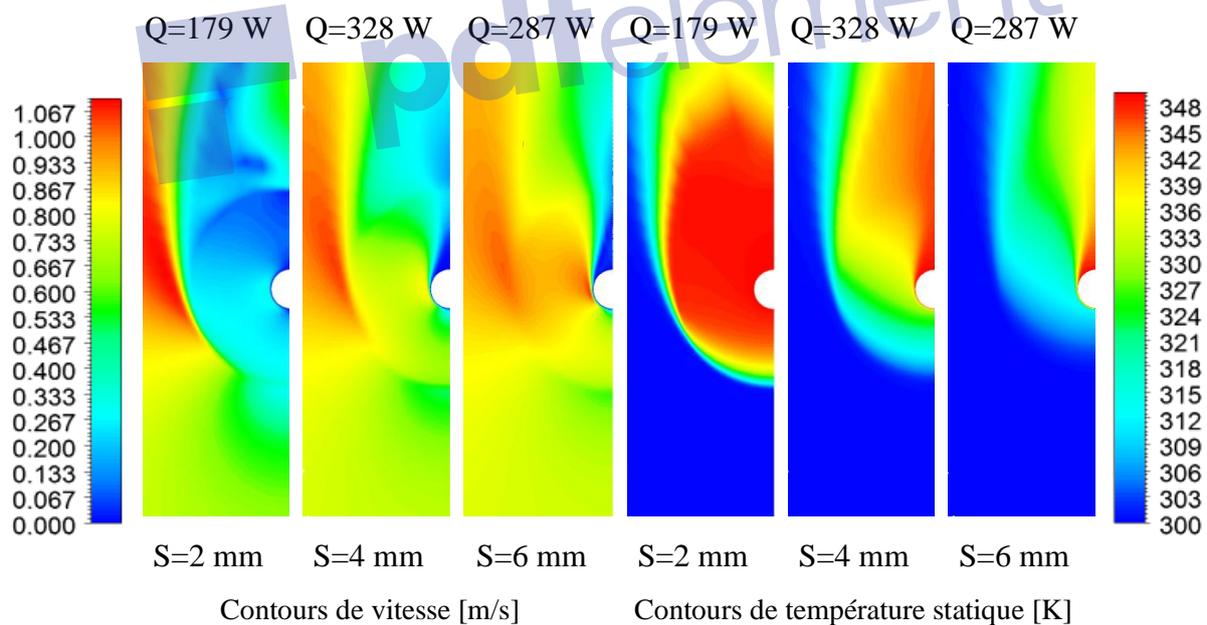


Figure 3.18 : Contours de vitesse et de température statique variant avec l'espacement des ailettes pour le plan entre les deux ailettes intermédiaires (D = 125 mm, Cuivre).

7.1.3. Effet de l'épaisseur

Afin d'examiner l'effet de l'épaisseur sur le transfert de chaleur, nous avons simulé la convection naturelle autour d'un tube à ailettes comportant 23 ailettes avec un espacement des ailettes constant de 10 mm et un diamètre de l'ailette de 75 mm. L'épaisseur de l'ailette varie de

1 mm à 3 mm par incréments de 0,5 mm pour différents types des matériaux (Cuivre, Aluminium, Acier au Carbone et Acier Inoxydable).

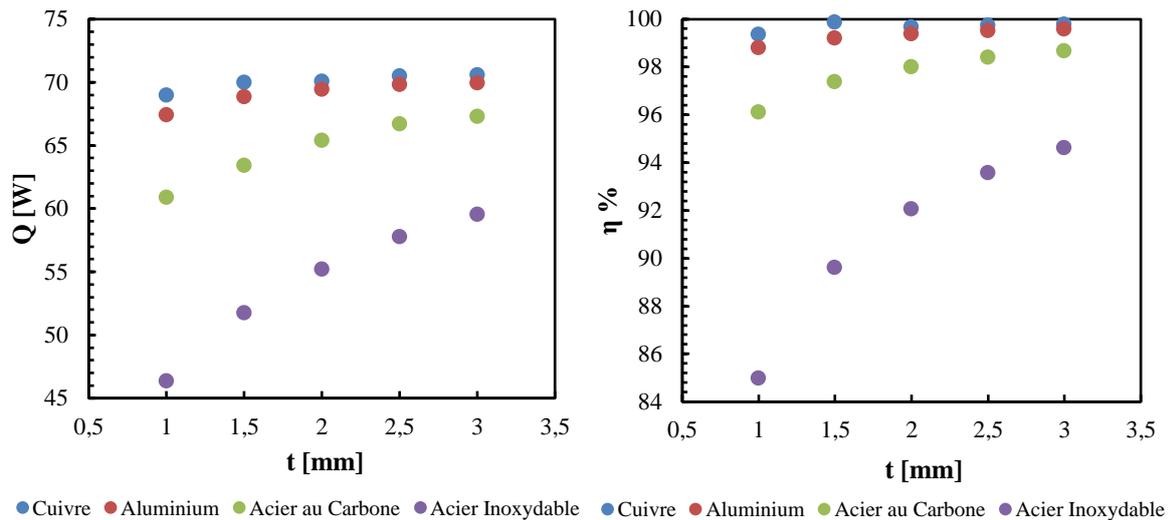


Figure 3.19 : Variation de flux de chaleur et le rendement des ailettes avec l'épaisseur des ailettes pour différents matériaux (D = 50 mm, S = 10 mm).

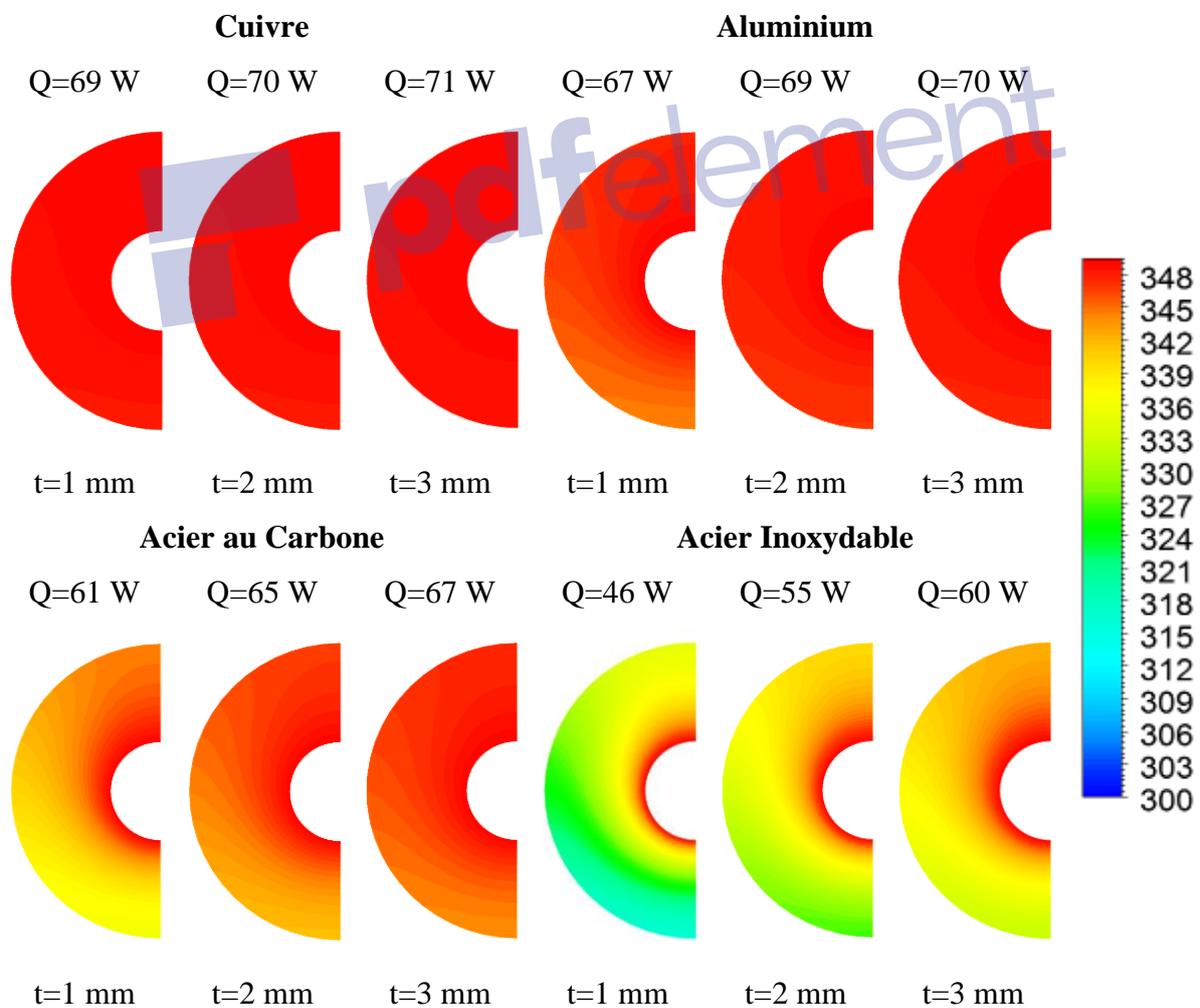


Figure 3.20 : Contours de la température statique de l'ailette intermédiaire variant avec l'épaisseur des ailettes pour différentes matériaux (D = 75 mm, S = 10 mm).

L'effet de l'épaisseur des ailettes sur le transfert de chaleur dépend du matériau de l'ailette (Figure 3.19). Les ailettes avec un matériau de faible conductivité thermique présentent une augmentation significative du flux de chaleur. Pour une variation de l'épaisseur de 1 mm à 3 mm, le flux de chaleur augmente de 30,4% pour l'acier inoxydable parce que le transfert de chaleur par conduction dans les ailettes augmente. Dans le cas des matériaux avec un grand coefficient de conductivité thermique, l'augmentation de flux de chaleur est négligeable pour la raison que le transfert de chaleur par conduction atteint la valeur maximale pour un épaisseur de 1 mm (figure 3.20).

7.2. Effet de l'excentricité

7.2.1. Effet de l'excentricité en fonction de l'espacement

Le modèle utilisé est constitué des ailettes en cuivre avec une épaisseur de 1 mm, un diamètre extérieur de 75 mm et un espacement des ailettes qui varie de 2 à 6 mm par incréments de 1 mm. Le coefficient d'excentricité varie de -0,6 à +0,6 avec un incrément de 0,15.

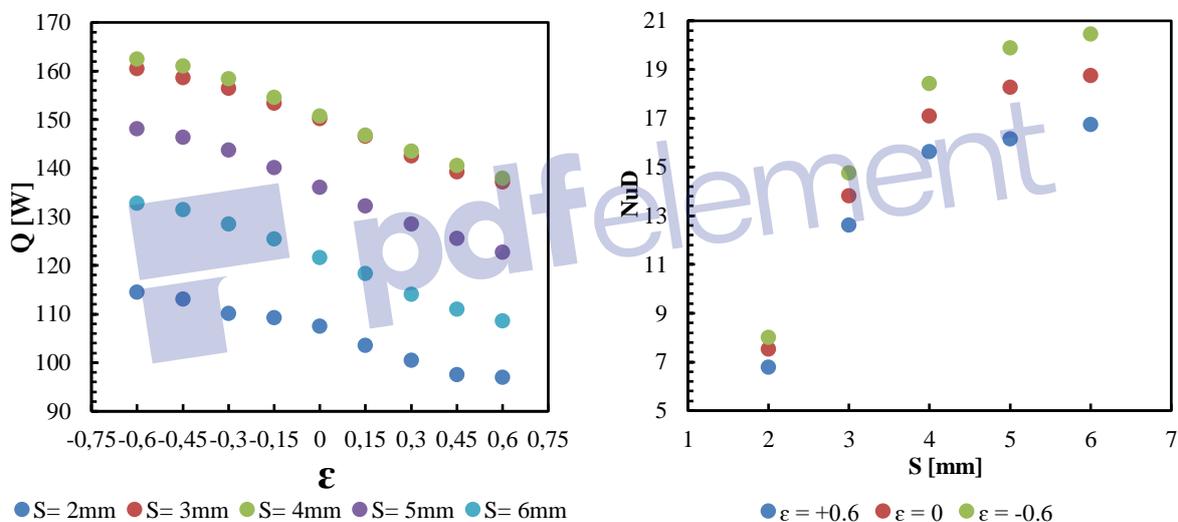


Figure 3.21 : Variation du flux de chaleur avec le coefficient d'excentricité pour différentes valeurs d'espacement des ailettes ($D = 75$ mm, Cuivre).

La figure 3.21 montre que, les meilleures valeurs de flux de chaleur correspondant au coefficient d'excentricité négative. Cependant, pour toutes les valeurs du coefficient d'excentricité, les valeurs les plus élevées de flux de chaleur correspondent au même espacement optimal des ailettes $S = 4$ mm. Par conséquent, il suffit d'effectuer les simulations numériques pour les espacements des ailettes optimales (qui sont déterminé pour les ailettes concentriques).

7.2.2. Effet de l'excentricité en fonction de diamètre

Le modèle étudié est un cylindre entouré des ailettes ou le diamètre extérieur varie de 50 à 125 mm par un incrément de 25 mm. L'espacement optimal des ailettes est utilisé pour cette

étude. L'analyse est faite pour un coefficient d'excentricité varie de $-0,6$ à $+0,6$ par un incrément de $0,15$.

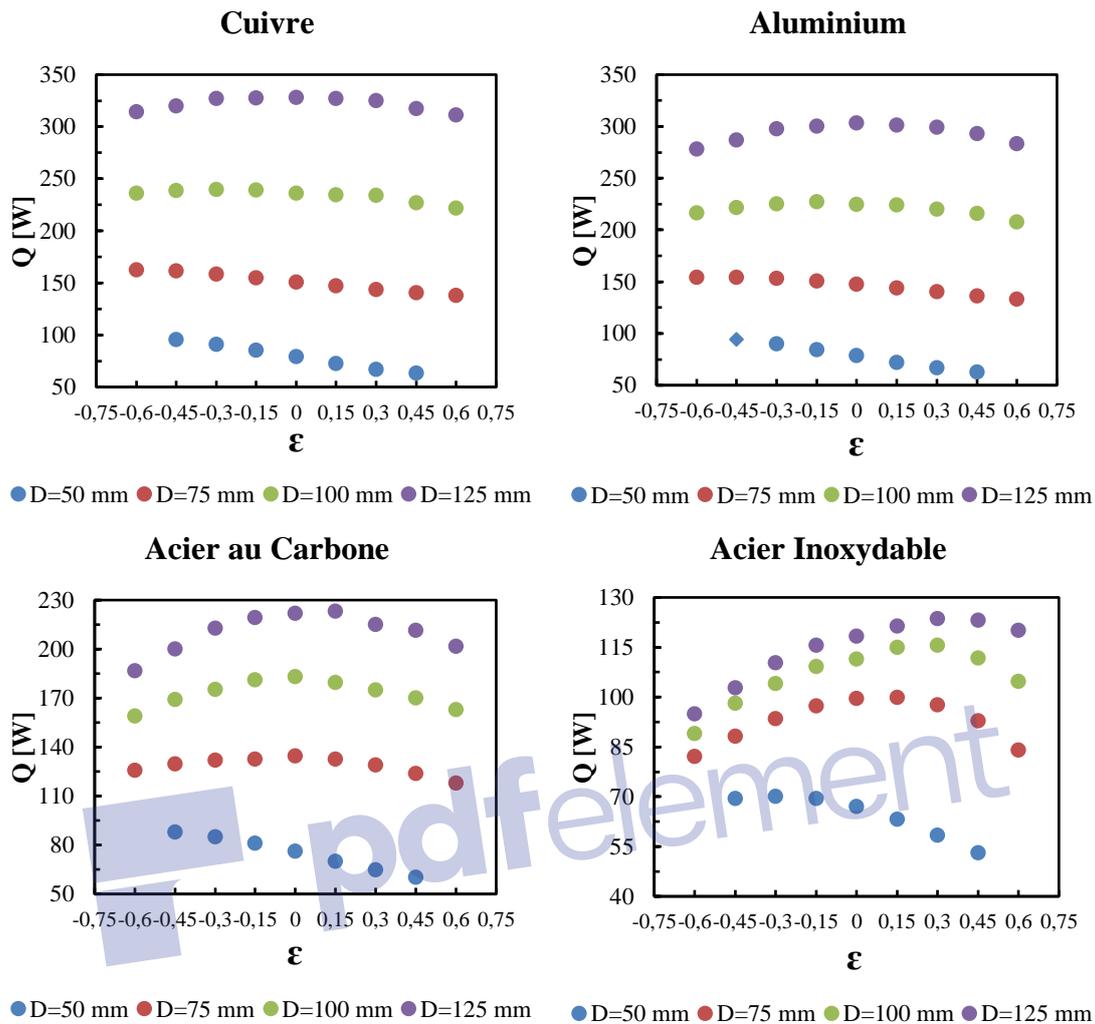


Figure 3.22 : Variation de flux de chaleur avec le coefficient d'excentricité pour différentes valeurs de diamètre et de matériau des ailettes.

La figure 3.22 indique que le flux de chaleur dépend du coefficient d'excentricité, du diamètre des ailettes et du matériau de l'ailette. En effet, cela montre que les ailettes en cuivre, en aluminium et en acier au carbone ont un fort échange thermique pour un coefficient d'excentricité négative et un petit diamètre (50 mm). Cependant, pour les grands diamètres (125 mm), les ailettes concentriques donnent le meilleur échange thermique. On peut voir sur cette figure que les ailettes en acier inoxydable qui se caractérisent par une faible conductivité thermique s'échangent mieux dans le coefficient d'excentricité positif pour un grand diamètre (125 mm), et pour un petit diamètre (50 mm) le meilleur échange de chaleur est donné pour un coefficient d'excentricité négative.

Pour l'analyse quantitative, le flux de chaleur augmente de 21,3% pour les ailettes en cuivre avec un diamètre de 50 mm et un coefficient d'excentricité négatif. La cause de cette

augmentation est l'élimination de la circulation sur le côté supérieur des ailettes (la zone rouge dans la figure 3.23).

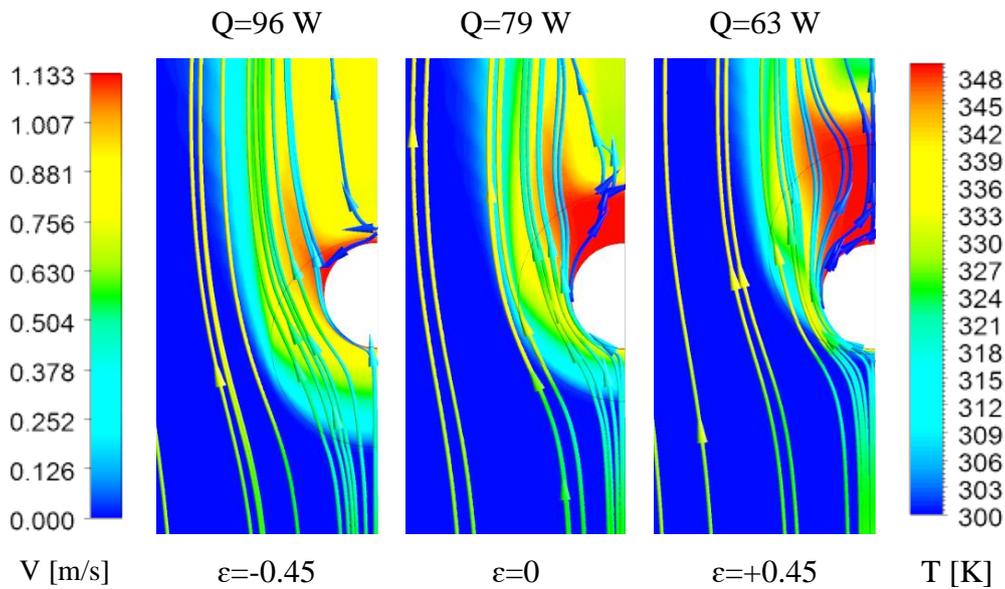


Figure 3.23 : Contours de température statique et les ligne de courant pour le plan entre les deux ailettes intermédiaires variant avec le coefficient d'excentricité ($D = 50$ mm, $S = 3$ mm, Cuivre).

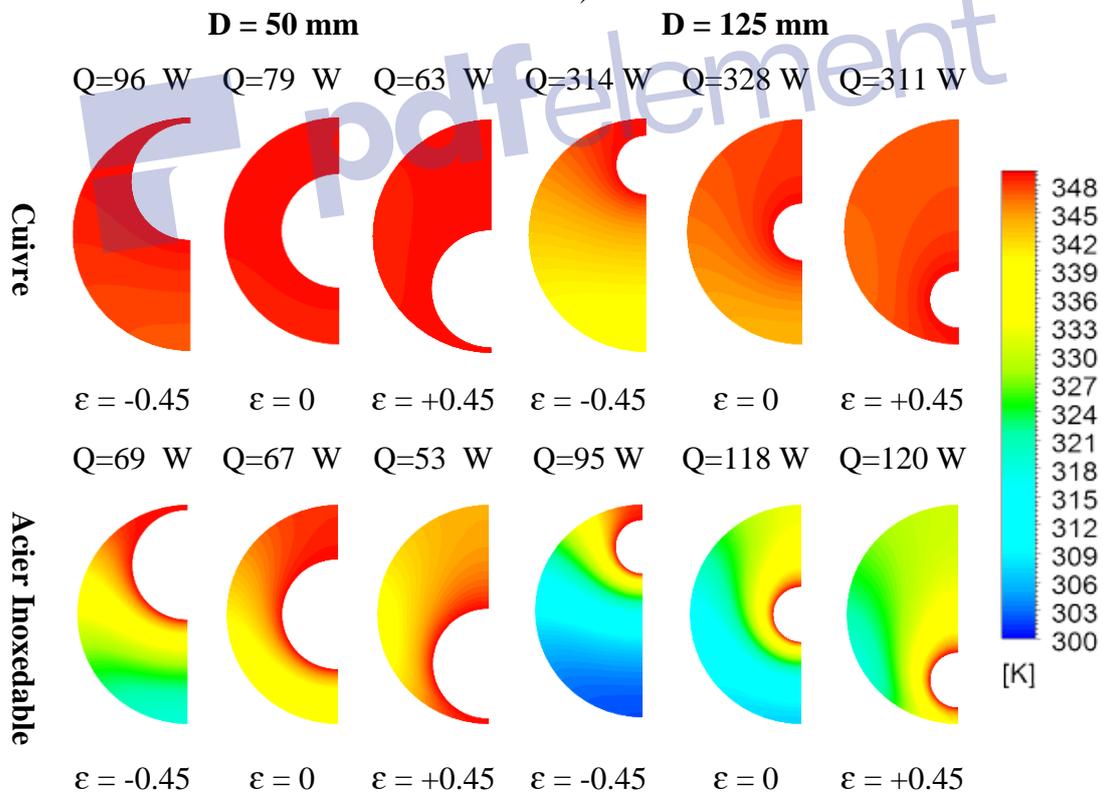


Figure 3.24 : Contours de température statique de l'ailette intermédiaire variant avec le coefficient d'excentricité pour différents diamètres et matériaux des ailettes.

Pour les matériaux à faible conductivité thermique (acier inoxydable et acier au carbone), le changement du coefficient d'excentricité du côté négatif au côté positif se produit plus

rapidement que pour les matériaux à haute conductivité thermique (cuivre et aluminium) voir figure 3.22 et 3.24.

7.2.3. Effet de l'excentricité en fonction de l'épaisseur

Pour étudier l'effet de l'épaisseur, on a utilisé un tube avec 23 ailettes avec un espacement d'ailettes constant (10 mm) et un diamètre constant d'ailette de 50 mm. Les matériaux utilisés dans les ailettes sont le cuivre (Cu) et l'acier inoxydable (SS) avec deux épaisseurs 1 mm et 3 mm. Le coefficient d'excentricité varie de -0,6 à +0,6 avec un incrément de 0,15.

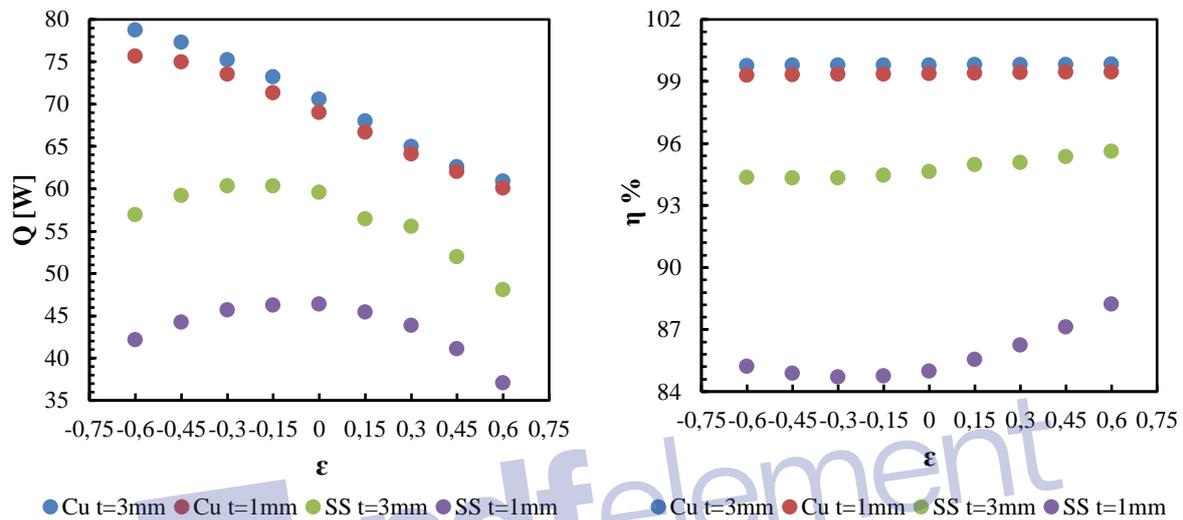


Figure 3.25 : Variation de flux de chaleur et de rendement des ailettes avec le coefficient d'excentricité pour différentes valeurs d'épaisseur et matériaux.

La figure 3.25 montre que l'effet de l'excentricité dépend de l'épaisseur des ailettes. Pour les ailettes en Acier Inoxydable avec une épaisseur de 1 mm, la valeur maximale du flux de chaleur est obtenue pour un coefficient d'excentricité égale à 0. La meilleure valeur de flux de chaleur pour une épaisseur de 3 mm correspond à un coefficient d'excentricité égale à -0,3.

7.3. Effet du nombre de Rayleigh

L'échangeur de chaleur étudié est constitué des ailettes en Cuivre d'un diamètre extérieur de 75 mm et l'espacement des ailettes qui varie entre 2 mm et 6 mm par incréments de 1 mm. Les valeurs du coefficient d'excentricité sont -0,6, 0 et +0,6

Comme prévu, la figure 3.26 montre qu'avec l'augmentation du nombre de Rayleigh, le nombre de Nusselt augmente. Cependant, on peut noter que les meilleures valeurs du nombre de Nusselt sont obtenues pour les ailettes avec un coefficient d'excentricité négatif ($\epsilon = -0,6$) pour toutes les valeurs de nombre de Rayleigh.

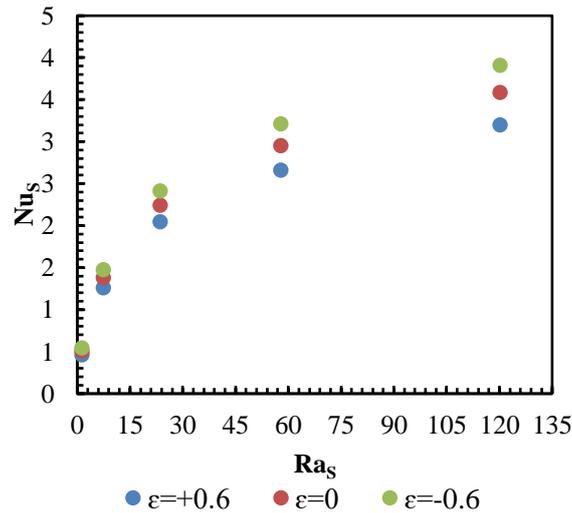


Figure 3.26 : Variation du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh pour différentes valeurs du coefficient d'excentricité.

Pour étudier l'effet de Rayleigh sur le flux de chaleur, le modèle utilisé est constitué des ailettes en cuivre avec un diamètre extérieur de 100 mm et 4 mm comme espacement entre les ailettes. Le coefficient d'excentricité varie de -0,6 à +0,6 mm par incréments de 0,3. Les valeurs du nombre de Rayleigh prises sont 72563, 58051 et 43538.

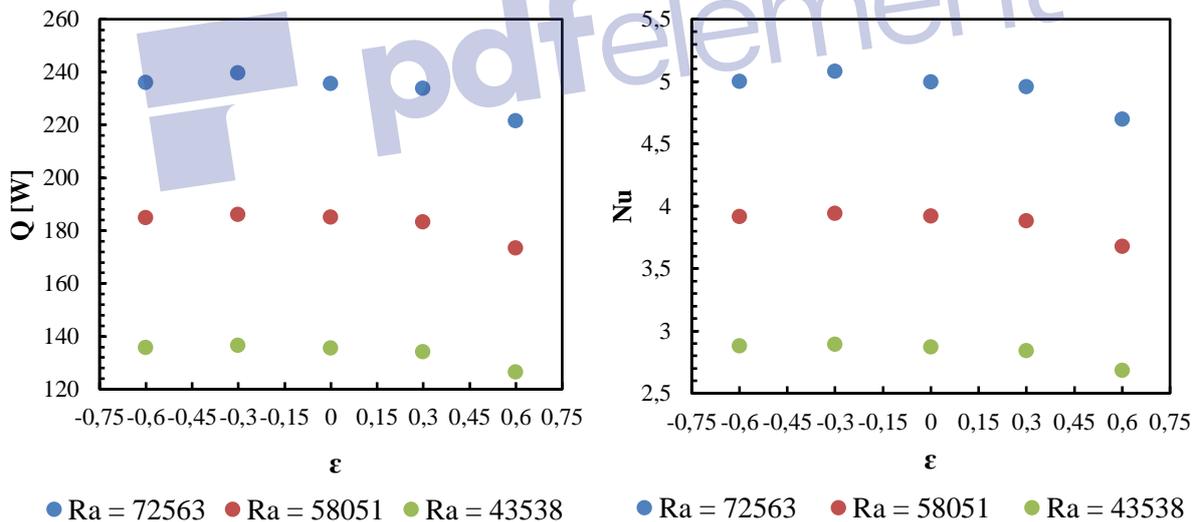


Figure 3.27 : Variation du flux de chaleur et du nombre de Nusselt avec le coefficient d'excentricité pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh.

La figure 3.27 montre que l'effet du nombre de Rayleigh sur le coefficient d'excentricité est négligeable car la valeur optimale du coefficient d'excentricité reste la même pour toutes les valeurs du nombre de Rayleigh (= -0,3).

8. Conclusion

Un modèle 3D a été proposé pour étudier le transfert de chaleur par convection naturelle sur des échangeurs à tubes à ailettes annulaires excentriques et concentriques pour quatre matériaux différents. L'étude couvre une large gamme de nombre de Rayleigh ($4 \times 10^4 - 7 \times 10^4$) pour différentes valeurs de diamètre, espacement et épaisseur des ailettes et pour différentes valeurs d'excentricité ($-0.6 \times D/2$) à $(+0.6 \times D/2)$. Les résultats numériques ont été validés par comparaison avec ceux de la littérature et avec des corrélations numériques.

A travers cette étude, on peut tirer les conclusions suivantes :

- L'effet de l'excentricité se manifeste plus pour les matériaux avec haute conductivité thermique et pour les petits diamètres des ailettes. L'augmentation du flux de chaleur peut atteindre 21,3% avec des ailettes excentriques.
- Avec l'augmentation de diamètre, le coefficient d'excentricité optimal passe du côté négatif au côté positif. Ce décalage est plus rapide pour les matériaux avec une conductivité thermique faible. L'augmentation du transfert de chaleur pour les grands diamètres est faible comparativement à celui des petits diamètres.
- L'influence de l'espacement des ailettes sur le coefficient d'excentricité est négligeable.
- L'effet de l'excentricité se manifeste plus pour les grandes épaisseurs des ailettes en raison de l'augmentation du transfert de chaleur par conduction.

Chapitre 4 : Etude expérimentale

1. Introduction

D'après les résultats numériques obtenus en utilisant des simulations en CFD par le logiciel ANSYS FLUENT, nous avons conclu que les échangeurs de chaleur à tube à ailettes excentriques peuvent être utilisés pour améliorer le transfert de chaleur. Cependant, les études numériques sont généralement suivies par des études expérimentales pour concrétiser l'idée et valider les résultats numériques. Dans ce but, nous avons conduit une étude expérimentale basée sur les résultats qu'on a présenté dans le chapitre III. Pour minimiser le coût et le temps on a utilisé un seul modèle qui est déterminé à partir de l'étude numérique.

Dans ce chapitre, nous décrivons en détail le dispositif expérimental réalisé dans le hall mécanique de l'université de Biskra. Il s'agit d'un échangeur de chaleur constitué de tubes circulaires en Cuivre avec des ailettes circulaires concentriques et excentriques en aluminium opérant en convection naturelle.

2. Etapes de la réalisation du dispositif expérimental

2.1. Eléments du dispositif

2.1.1. Tubes à ailettes

Les composants essentiels dans cet essai sont les tubes à ailettes (concentriques et excentriques) représentée dans la figure 4.1. Le diamètre des tubes est 28 mm et le diamètre des ailettes est 50 mm avec un espacement de 3 mm (figure 4.2). Le coefficient d'excentricité des ailettes excentriques est $\varepsilon = \pm 0.36$



Figure 4.1 : Les tubes à ailettes concentrique et excentrique.

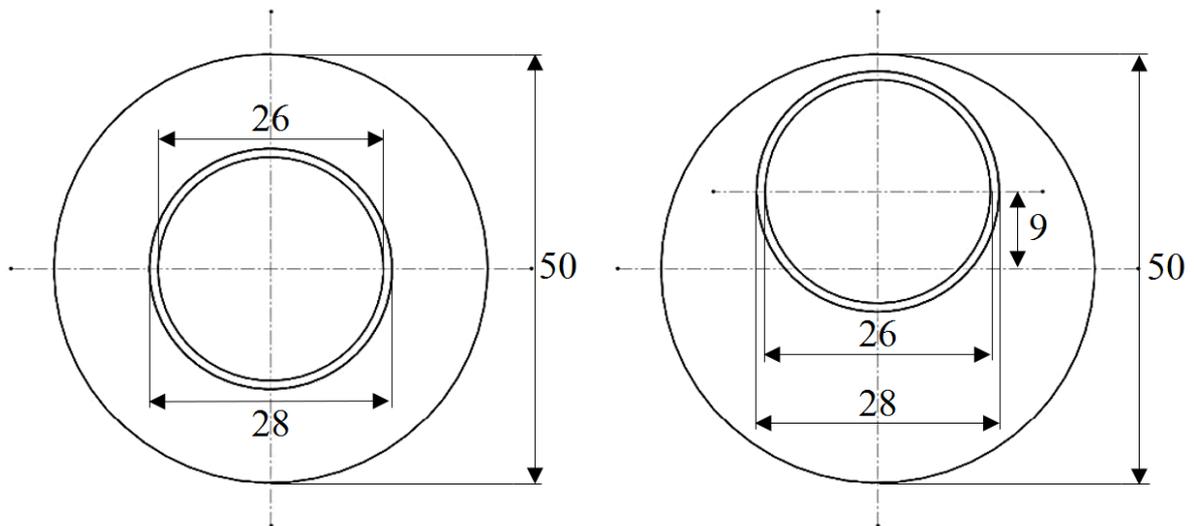


Figure 4.2 : Schéma des ailettes concentriques et excentriques.

2.1.2. Afficheur de température

Dans ce travail, nous avons utilisé deux types de thermomètre, le premier est un régulateur de température FT800 (figure 4.3 a) qui utilise la technologie de calibration numérique pour une précision de mesure 0,3%. Ce modèle prend en charge les thermocouples standard et la résistance au platine avec une résolution maximale de 0,1 °C (figure 4.4 a). Il contient également une fonction de syntonisation automatique et une adaptation automatique avec un algorithme de contrôle intelligent artificiel avancé. Le deuxième est un afficheur de température simple TPM-900 (figure 4.3 b) qui ne peut être utilisé qu'avec des thermocouples standard (figure 4.4 b).



a) TOMCON FT800



b) TPM-900

Figure 4.3 : Les afficheurs de température.

2.1.3. Sondes thermiques

Le thermocouple est un outil de mesure de la température composé de deux conducteurs différents qui se touchent à un ou plusieurs endroits. Lorsque la température de l'un des points diffère de la température de référence des autres parties du circuit, un potentiel électrique est généré entre les points différents.

Dans cette expérience on a utilisé deux types de thermocouple (figure 4.4), le premier thermocouple est un thermocouple avec une tête blindée (acier inoxydable) du type K qui se connecte au contrôleur de température (FT800) voir figure 4.3 a. Ce capteur de température est utilisé pour mesurer la température à l'intérieur du tuyau avec un grand intervalle de mesure (-50 à +1300°C). Le deuxième capteur est un thermocouple standard utilisé pour mesurer la température ambiante avec une petite plage de mesure (-20 à +50°C) (figure 4.4 b). Ce capteur est connecté avec l'afficheur de température standard (figure 4.3 b).



Figure 4.4 : a) Thermocouple avec une tête blindée, b) thermocouple standard.

2.1.4. Soupape de sécurité

Une soupape de sécurité est installée à l'entrée du Cumulus pour des raisons de sécurité en cas d'augmentation soudaine de la pression à l'intérieur du Cumulus



Figure 4.5 : Soupape de sécurité non réglable en Laiton $P_{\max} = 7$ bars.

La soupape de sécurité empêche les dégâts qui peuvent être causés par une grande pression sur le système (Cumulus et pompe à eau). La pression maximale à l'intérieur du cumulus que la soupape de sécurité peut supporter est de 7 bars. Cette soupape de sécurité joue également le rôle d'un clapet anti-retour qui empêche l'eau de sortir du Cumulus.

2.1.5. Cumulus

Le Cumulus (chauffage électrique) est couvert avec une isolation thermique de faible conductivité thermique. Il est doté d'une résistance électrique, protection anti-corrosion (une anode de magnésium ou ACI Hybride) et d'un thermostat. L'eau chaude stockée dans cet appareil sort par sa partie supérieure afin de ne pas endommager la résistance électrique. Le Cumulus s'arrête lorsque la température de l'eau dépasse la valeur réglée par le thermostat, et le Cumulus redémarre lorsque la température à l'intérieur est inférieure à la température réglée. Le Cumulus utilisé dans cette expérience peut contenir 80 L d'eau et peut chauffer l'eau jusqu'à 80 °C.



Figure 4.6 : Cumulus et thermostat.

2.1.6. Pompe électrique

Une pompe centrifuge de petite puissance ($P_w = 0.37 \text{ kW}$) a été utilisée pour faire circuler l'eau dans l'installation à partir du réservoir. La pompe utilisée dans cette expérience à un traitement contre la corrosion et elle peut fonctionner dans une température de 70 °C.



Figure 4.7 : Pompe électrique $P_w = 0.37$ Kw.

2.1.7. Tuilières

La circulation de l'eau dans l'installation se fait dans des tuyaux flexibles appelés PEX (polyéthylène réticulé) et des tuyaux non-flexibles appelés Adara ($P_{\max} = 10$ bar, $T_{\max} = 95$ °C). Ces deux types de tuyaux ont une grande isolation thermique, une bonne rigidité, sont légers et coûtent moins cher que les autres types de tubes utilisés (galvanisé, cuivre, ...).

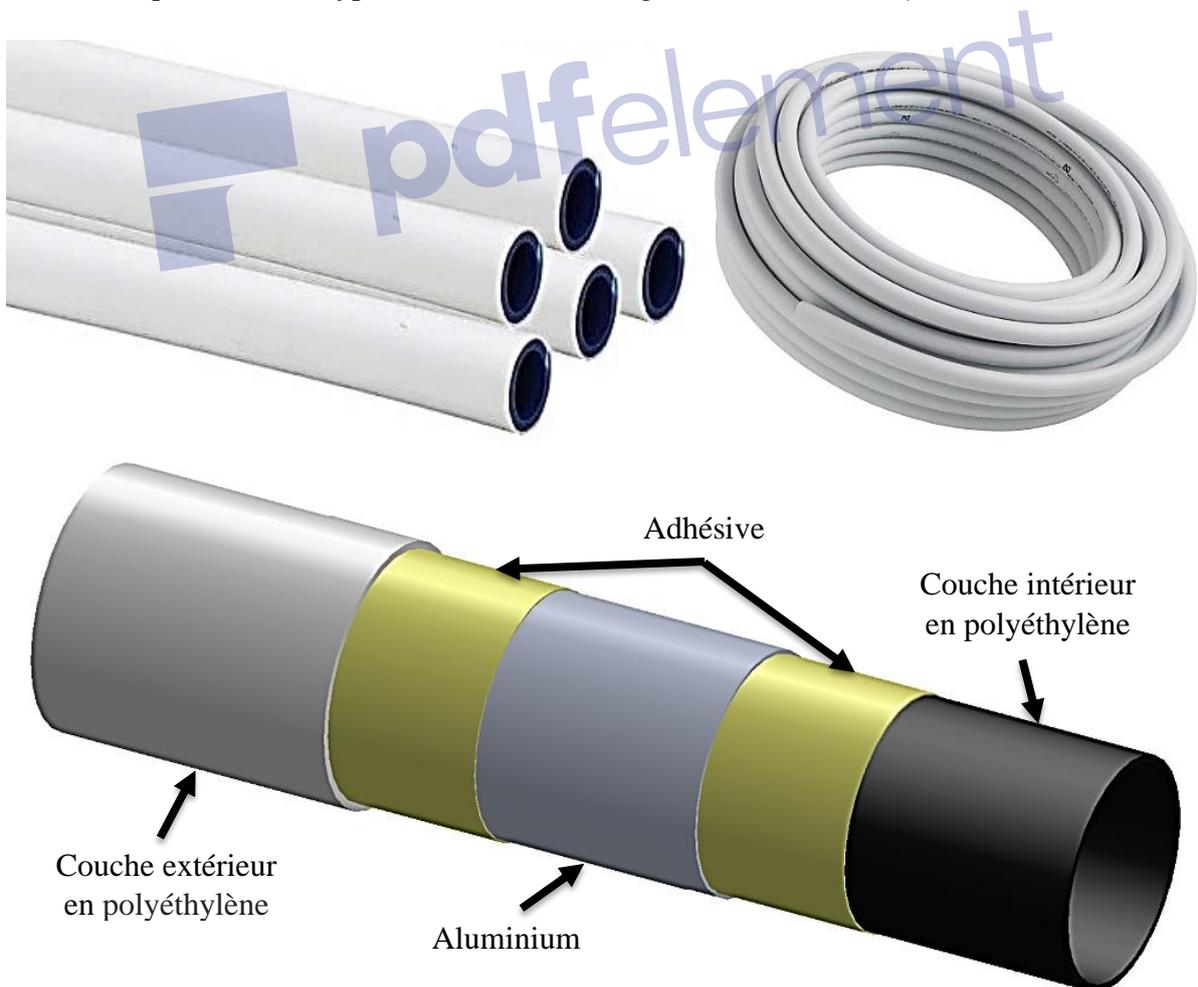


Figure 4.8 : Tuyaux Adara et PEX.

2.2. Réalisation des tubes à ailettes

Pour la réalisation des ailettes, on a utilisé des tôles d'Aluminium pour fabriquer des ailettes avec un diamètre extérieur de 50 mm, un diamètre intérieur de 28 mm et une épaisseur de 1 mm. Afin de créer ces ailettes, on a utilisé une presse hydraulique manuelle avec deux outils de coupe, une pour chaque diamètre.



Figure 4.9 : Presse hydraulique 50 t.

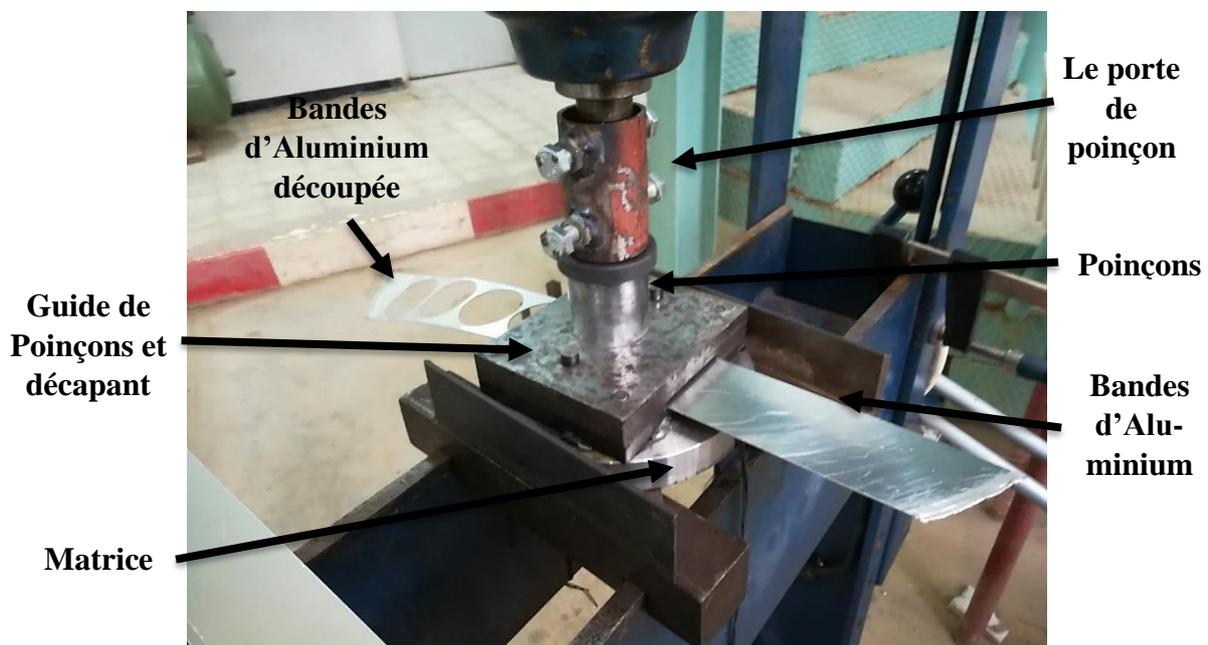


Figure 4.10 : Outil de coupe de diamètre 50 mm.



Figure 4.11 : Outil de coupe de diamètre 28 mm.

Les tubes circulaires utilisés pour cette expérience sont des tubes en Cuivre avec 28 mm de diamètre extérieur. La longueur de chaque tube est 720 mm avec 150 ailettes. Pour les deux types des ailettes (Concentrique et Excentrique) on a utilisé trois éléments avec une longueur totale de 2,16 m et un nombre total d'ailettes de 450 pour chaque type des ailettes.



Figure 4.12 : Tube en Cuivre et ailettes en Aluminium (Concentrique et Excentrique).

Les ailettes ont été montées sur les tubes circulaires d'une manière forcée.

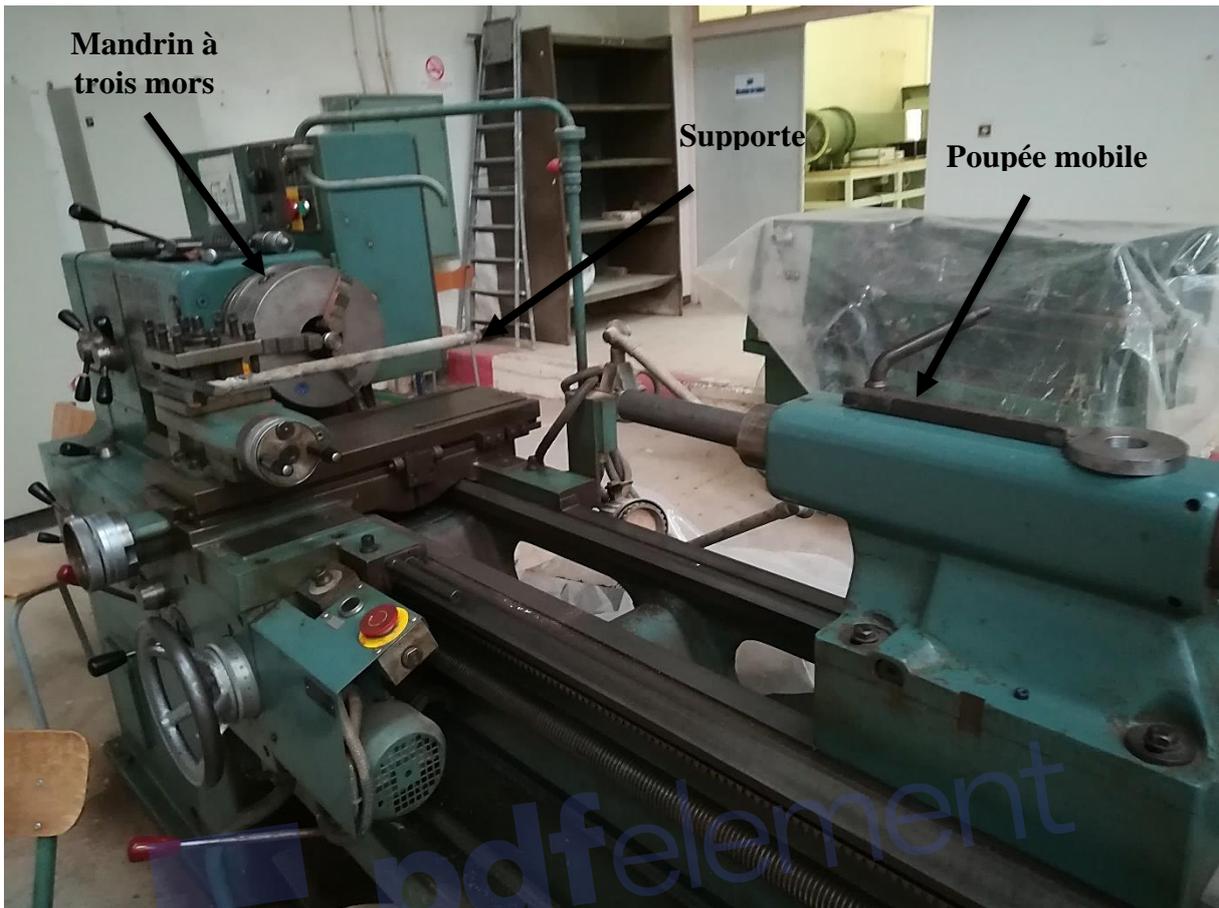


Figure 4.13 : Tour

3. Fonctionnement de l'installation

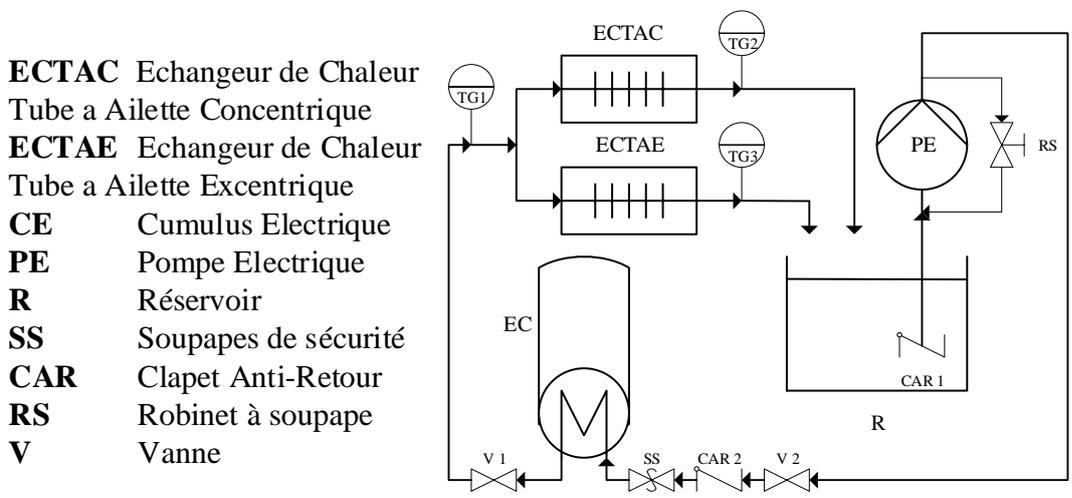


Figure 4.14 : Schéma de l'installation.

La pompe extrait l'eau du réservoir et l'envoie au cumulus pour le chauffer, puis l'eau s'écoule à travers le tube jusqu'à ce qu'elle atteigne l'échange de chaleur où la température est mesurée au début et à la fin, puis l'eau retour au réservoir.

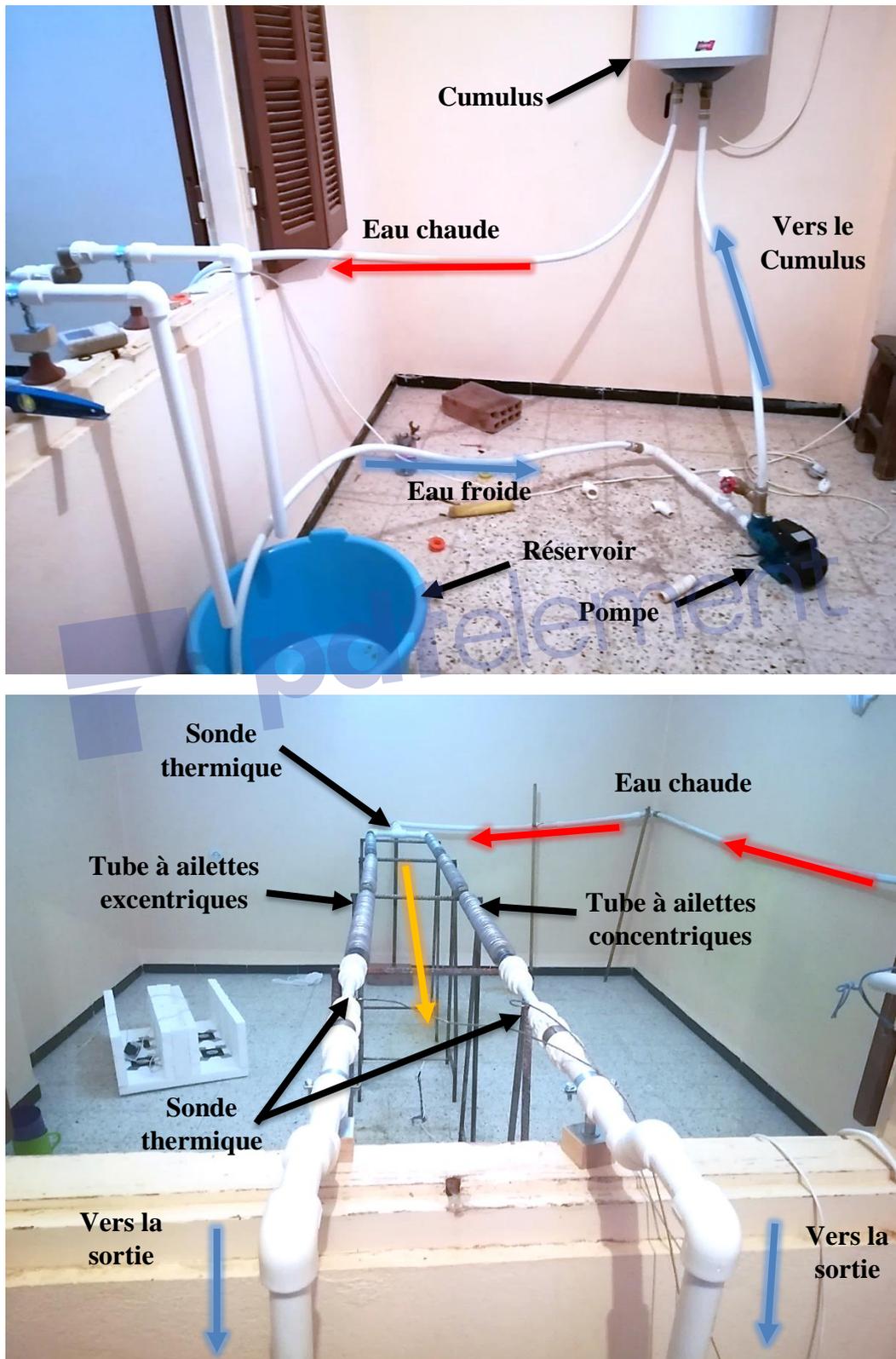


Figure 4.15 : Le circuit de l'eau.

Après avoir parcouru les tubes à ailettes, l'eau refroidie s'écoule dans le réservoir pour refaire l'opération. La température de l'eau chaude sortie de Cumulus et les températures à la sortie des tubes à ailettes ont été mesurées par des thermocouples. Le refroidissement de l'eau se fait par convection naturelle.

4. Conditions d'essais

Pour assurer que le transfert de chaleur est fait par convection naturelle, la salle dans laquelle on a effectué les expériences est complètement fermée. Afin d'éliminer l'effet du sol sur le transfert de chaleur, les tubes à ailettes sont élevés du sol en utilisant des supports avec une distance de 1 m (figure 4.16). L'effet des tubes à ailettes les uns sur les autres a également été minimisé on les éloignant de 30 cm. L'effet de mur a été aussi minimisé on s'éloigne l'échangeur de mur par une distance de 1.5 m.



Figure 4.16 : Les supports.

5. Mesure de température

Pour mesurer la température de l'eau dans la sortie du circuit, un point d'étouffement a été créé pour assurer que les valeurs mesurées sont les valeurs de la température de l'eau moyenne.

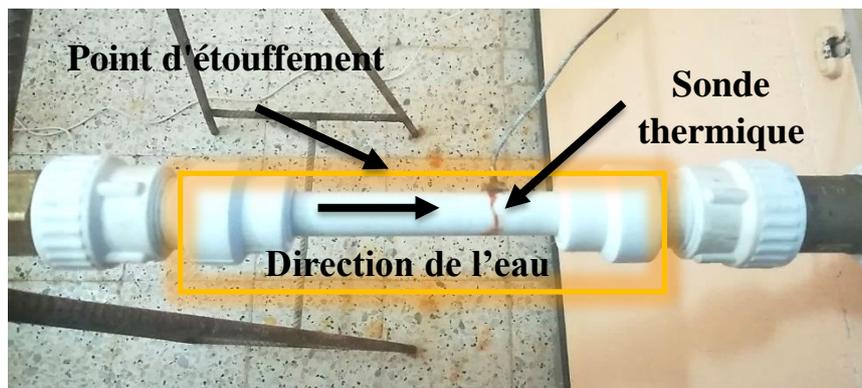


Figure 4.17 : Point d'étouffement.

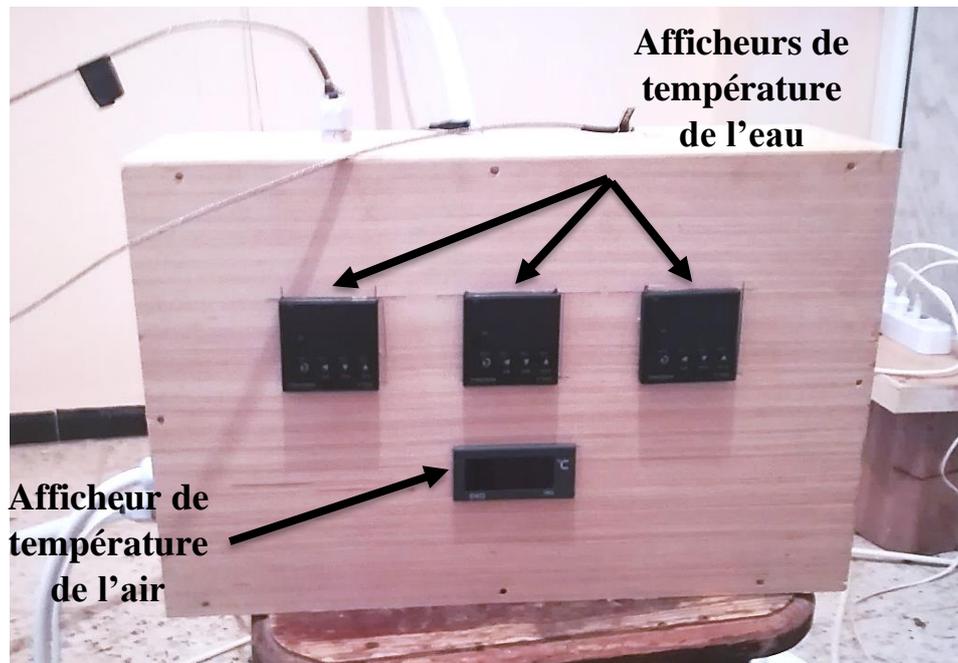


Figure 4.18 : Panneau d'affichage de températures.

6. Mesure et réglage du débit

Pour régler le débit on a créé un système de recirculation dans la pompe avec une vanne (voir figure 4.19). Le débit maximal est obtenu par la fermeture complète de la vanne, et avec l'ouverture de la vanne le débit de l'eau diminue jusqu'à ce que la valeur de débit égale 0.

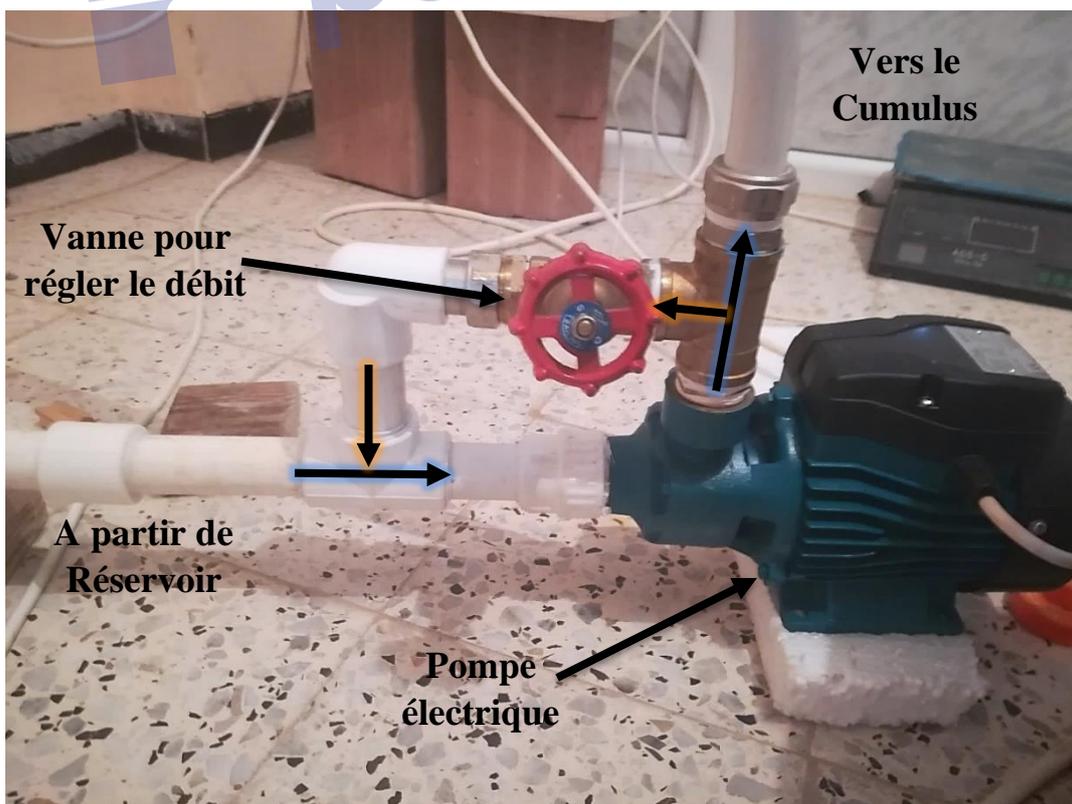


Figure 4.19 : Système de réglage du débit.

La vanne que nous avons utilisée dans ce travail besoin de 4.5 tours pour l'ouvrir complètement, ce qui nous permet de régler le débit de l'eau avec une erreur de 0,001 L/s. Le débit de l'eau a été mesuré à l'aide d'une balance électronique, un récipient et une minuterie.

Ce circuit à deux sorties et pour assurer que le débit d'eau s'écoule dans les deux tuyaux est le même, nous avons placé un ajusteur de la hauteur dans les deux sorties de l'échangeur. Pour assurer aussi que l'échangeur de chaleur est rempli d'eau, nous avons ajouté un tuyau en forme de U avec une extrémité très courte et l'autre extrémité très longue.

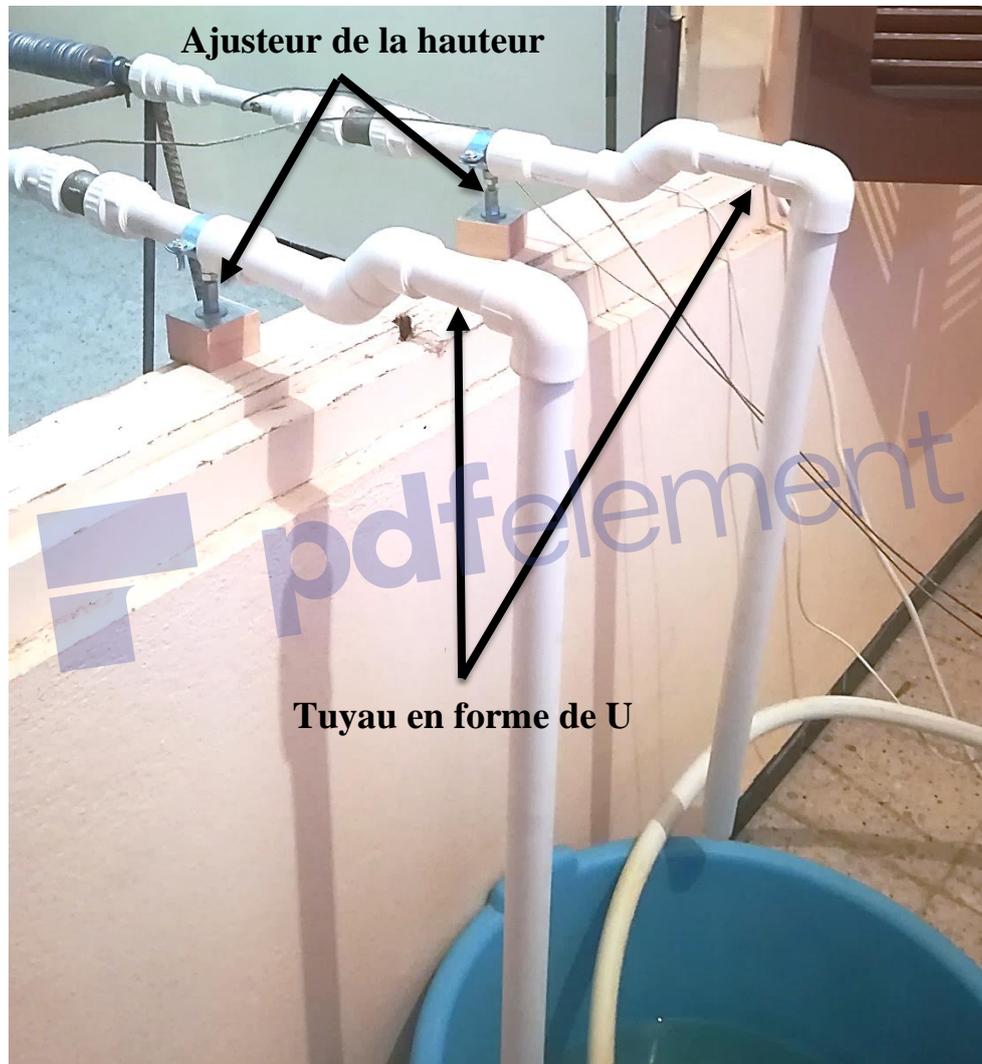


Figure 4.20 : Système d'ajustement de débit du l'eau.

7. Résultats expérimentaux

Les résultats expérimentaux présentés dans les figures (4.20 - 4.23) sont obtenus via le montage expérimental expliqué précédemment pour différents débits d'eau.

7.1. Coefficient d'excentricité négative

Les résultats de la température (entrée et sorties) et le flux de chaleur des deux échangeurs de tubes à ailettes (concentriques et tube à ailettes excentriques) avec un coefficient d'excentricité négative ($\varepsilon = -0.36$), sont montrés dans les figures (4.21 et 4.22). Cette expérience est effectuée pour différentes valeurs de débit de l'eau (0,02, 0,0322, 0,0415 et 0,05 [L/h]).

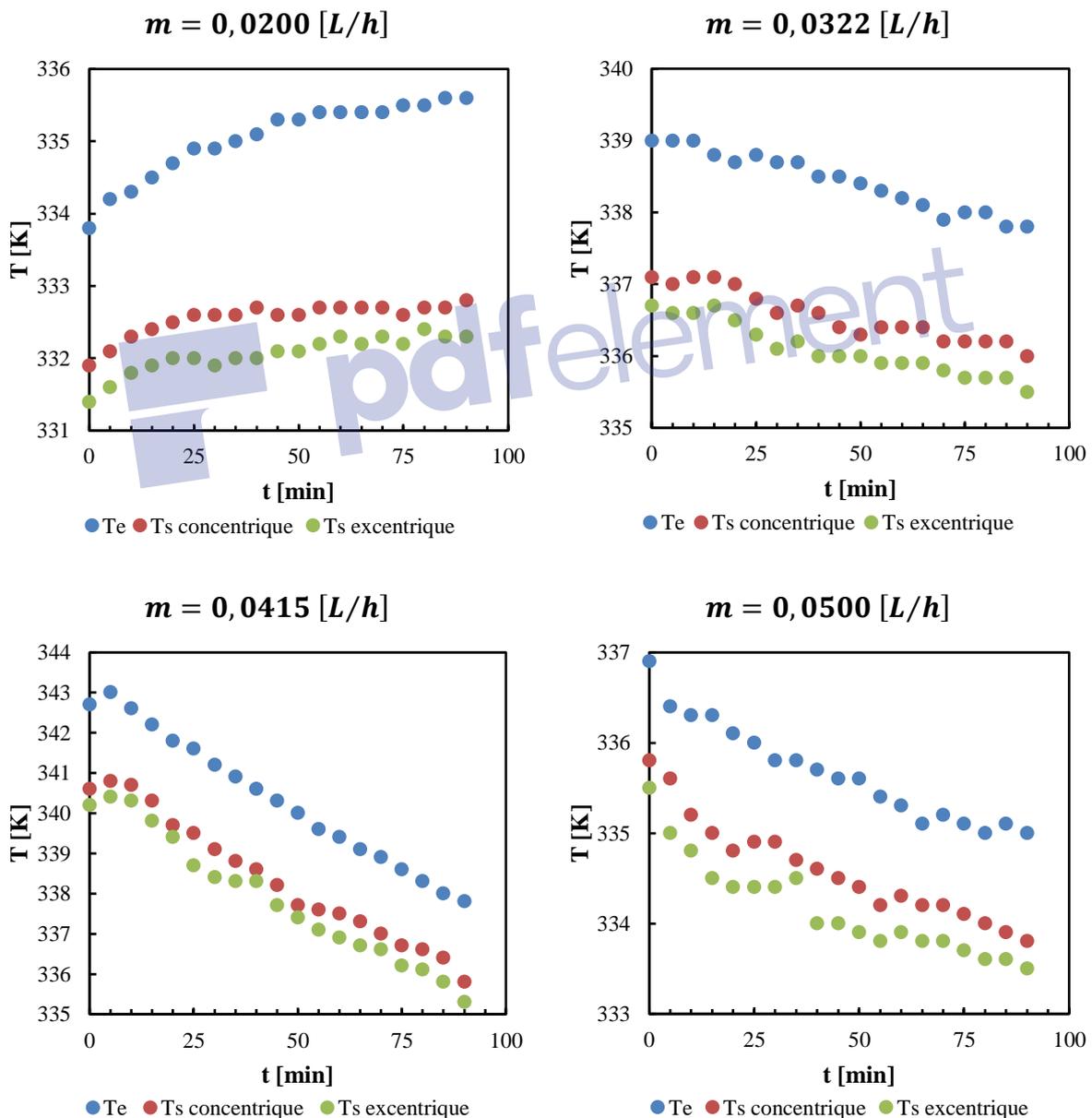


Figure 4.21 : Variation de température de l'entrée et des sorties avec le temps pour différentes valeurs de débit de l'eau

La figure 4.21 montre l'évolution de la température à l'entrée et les sorties d'échangeur de chaleur en fonction de temps. Les résultats expérimentaux montrent que la température peut augmenter ou diminuer, mais la différence entre l'entrée et la sortie est presque toujours la même. En outre, l'amélioration du transfert de chaleur causée par les ailettes excentriques reste pratiquement la même tout au long des temps de mesure pour le même débit d'eau.

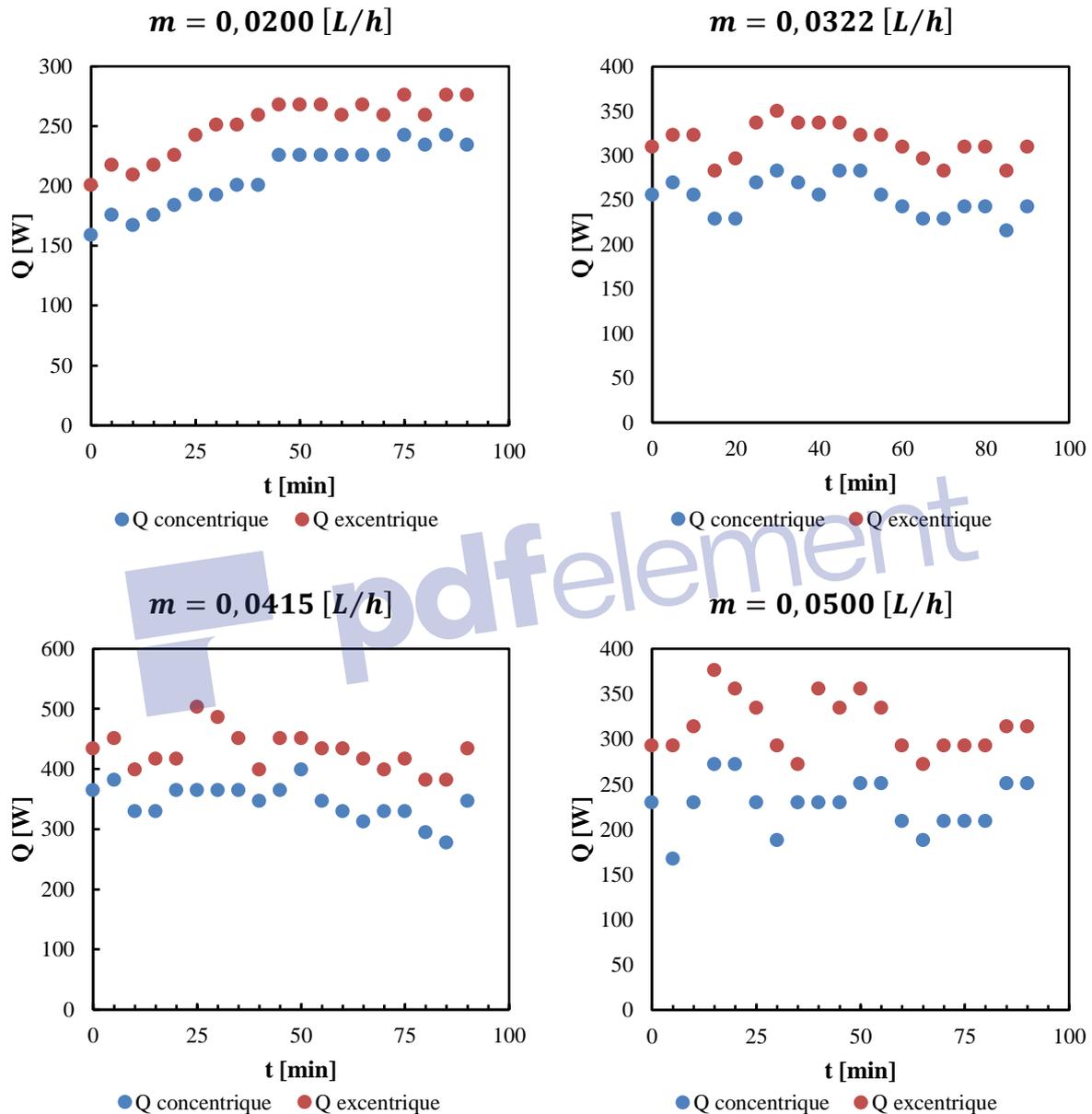


Figure 4.22 : Variation de flux de chaleur pour différent valeur de débit de l'eau.

La figure 4.22 montre que, quel que soit le débit de l'eau, le flux de chaleur dissipé par des ailettes excentriques est supérieur à celui des ailettes concentriques. Ces résultats montrent que l'augmentation moyenne du flux de chaleur est d'environ 30%, ce qui est vraiment profitable. L'augmentation du transfert de chaleur est due à l'élimination de la recirculation dans la partie supérieure des ailettes (voir figure 3.23).

7.2. Coefficient d'excentricité positive

Dans ce cas, les résultats de la température et de flux de chaleur montrés dans les figures (4.23 et 4.24) sont obtenus pour un tube à ailettes concentriques et un tube à ailettes excentriques avec un coefficient d'excentricité positive ($\varepsilon = +0.36$). Les valeurs de débit de l'eau utilisées dans cette expérience sont (0,0173, 0,031, 0,0407 et 0,051[L/h]).

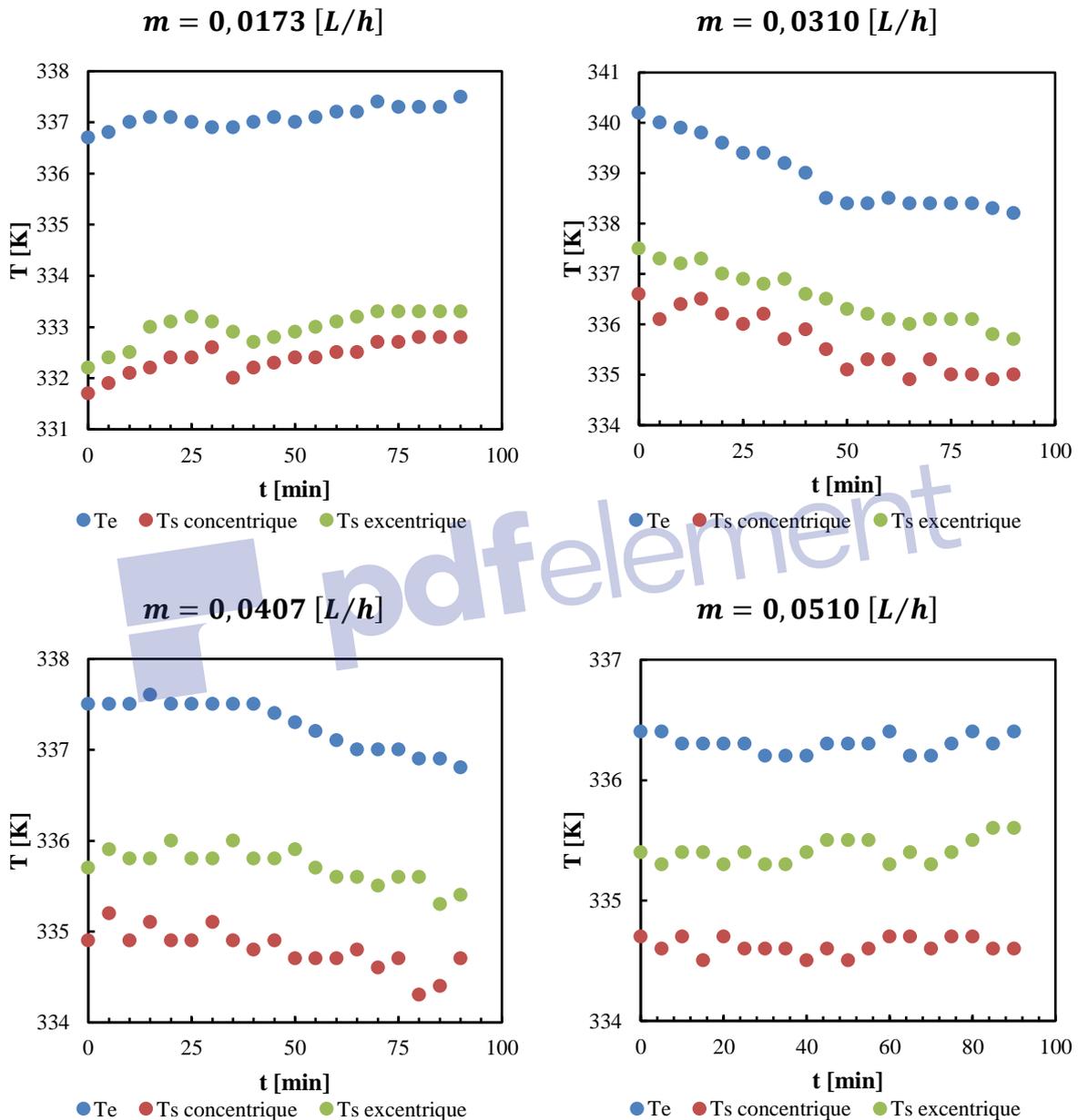


Figure 4.23 : Variation de température de l'entrée et les sorties avec le temps pour différent valeur de débit de l'eau.

Comme on peut le voir sur la figure 4.23, la température de la sortie d'eau dans le tube à ailettes concentriques est toujours inférieure à celle d'un tube à ailettes exconcentriques. Ces résultats nous permettent de conclure que l'utilisation d'un échangeur de chaleur à tubes et ailettes

excentriques avec un coefficient d'excentricité positif ne fera que réduire le transfert de chaleur. Cette diminution est provoquée par l'élévation de la recirculation de l'air sur la partie supérieure des ailettes qui gêne à son tour l'écoulement de l'air.

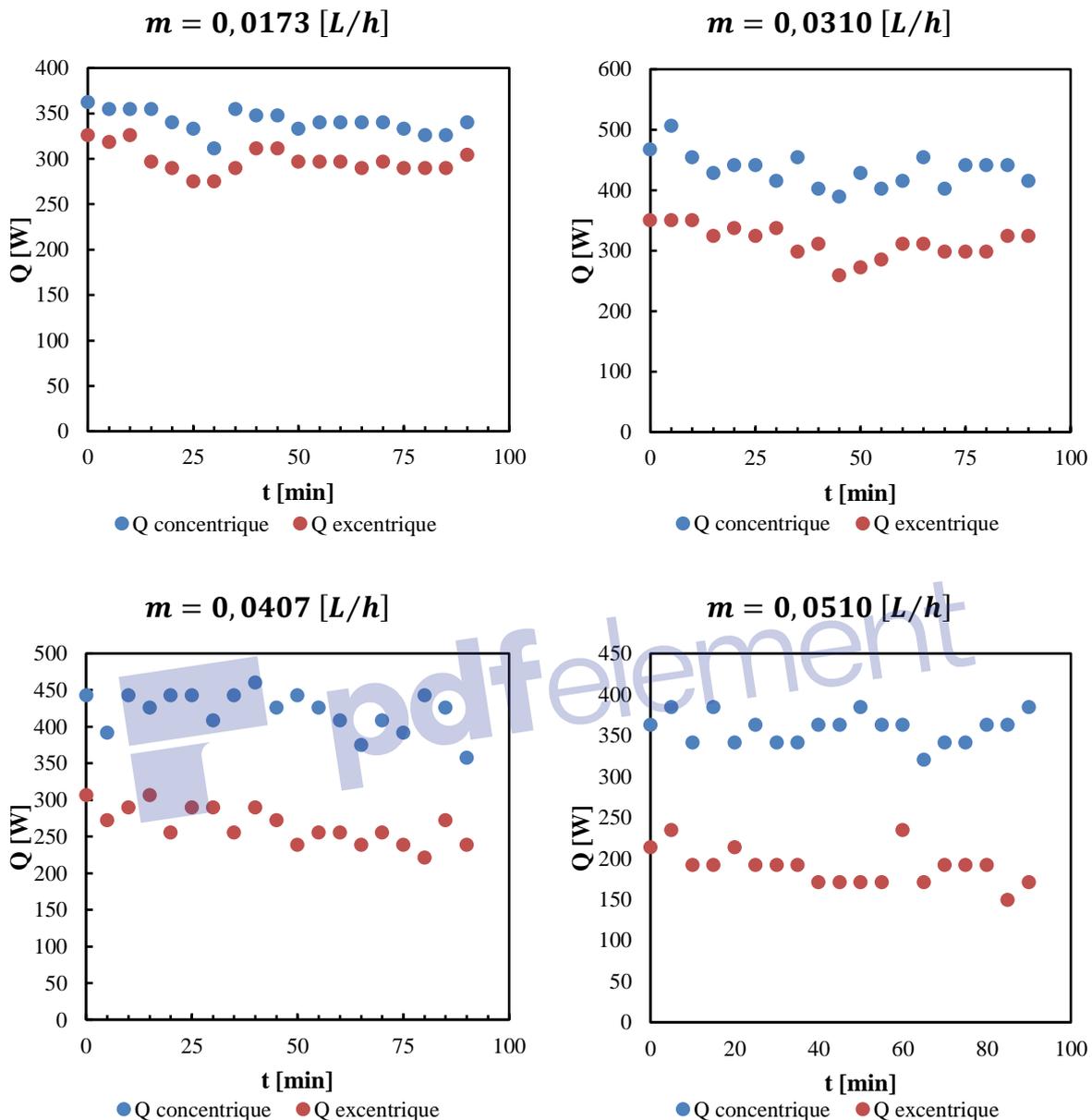


Figure 4.24 : Variation de flux de chaleur pour différent valeur de débit.

La figure 4.24 montre que l'échangeur de chaleur à tubes à ailettes concentriques donne un meilleur transfert de chaleur qu'un échangeur à ailettes excentriques avec un coefficient d'excentricité positif. Les résultats montrent une diminution significative du flux de chaleur, environ 40% avec les ailettes excentriques, en raison de l'augmentation de la recirculation sur la partie supérieure des ailettes (voir figure 3.23).

8. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté le banc d'essai et toutes les étapes de fabrication des différents éléments constituant de notre installation. Nous avons aussi montré les différents points de mesures de la température et différents instruments utilisés durant les expériences. D'après les résultats obtenus, on extrait les conclusions suivantes :

- L'utilisation des échangeurs de chaleur à tube et ailettes excentriques peut apporter un bénéfice sur le transfert de chaleur.
- Pour le cas du modèle étudié expérimentalement, on a constaté que l'utilisation des ailettes excentriques avec un coefficient d'excentricité négative améliore bien le transfert de chaleur.



Conclusion générale

Conclusion générale

Dans ce travail on a traité le transfert de chaleur par convection libre dans un échangeur de chaleur à tube à ailettes annulaires circulaires (concentriques et excentriques). Cette étude a été réalisée numériquement en CFD (Computational fluid Dynamics) et expérimentalement avec un banc d'essai réalisé au sein du Hall technologique de l'université de Biskra. Le but de notre étude est d'améliorer la performance thermique de transfert de chaleur dans ce type d'échangeur de chaleur. Pour se faire, on a premièrement étudié numériquement, l'effet des paramètres géométriques (espacement des ailettes, diamètre des ailettes, ...) et thermique sur le transfert de chaleur afin de trouver la géométrie optimale. Après cela, on a étudié l'effet de décalage des tubes sur la performance de l'échangeur de chaleur. L'étude expérimentale a été faite pour un échangeur de chaleur avec 900 ailettes, 450 ailettes pour chaque type des ailettes (concentriques, excentriques). Les points importants de l'étude bibliographique peuvent être tirés comme suit :

- Il est préférable d'utiliser une étude numérique avant l'étude expérimentale, parce que la méthode expérimentale coûte trop cher et prend beaucoup de temps. La méthode expérimentale est généralement utilisée pour confirmer les résultats numériques ou pour construire une preuve de concept.
- Les améliorations proposées dans la littérature concernant les échangeurs de chaleur se font généralement à l'aide d'un appareil extérieur (compresseur, turbulateur, ...). Ces améliorations demandent des dépenses.

L'étude numérique a été faite par un modèle en 3D pour comprendre l'effet de différents paramètres de l'échangeur : excentricité, espacement, diamètre, épaisseur, matériaux et le nombre de Rayleigh. A partir des résultats obtenus, on peut tirer les conclusions suivantes :

- Dans une configuration d'un échangeur de chaleur, il y a un espacement optimal où le transfert de chaleur atteint sa valeur maximale.
- L'étude de l'effet de l'excentricité sur le transfert de chaleur montre que les ailettes ayant des conductivités thermiques élevées et des petits diamètres sont plus efficaces.
- L'augmentation du transfert de chaleur dans les ailettes excentrique et concentrique pour les grands diamètres est faible ou négligeable à celui des petits diamètres.

- Le coefficient d'excentricité optimale passe du côté négatif au côté positif avec l'augmentation de diamètre. Ce décalage est plus rapide pour les matériaux à faible conductivité thermique.
- L'influence de l'espacement des ailettes sur le coefficient d'excentricité est négligeable.
- L'effet d'excentricité manifeste plus pour les ailettes avec un grands diamètres en raison de l'augmentation du transfert de chaleur par conduction.

Dans l'étude expérimentale on a trouvé que l'utilisation des ailettes excentriques avec un coefficient d'excentricité négative augmente le transfert de chaleur.

Comme perspectives de notre travail, d'autres études peuvent être faites sur l'effet d'excentricité pour diffèrent géométries des tubes et des ailettes. Comme par exemple, l'étude de l'effet de l'excentricité sur le transfert de chaleur pour différentes conditions. L'étude pourra se faire pour les cas suivants :

- Tubes à ailettes annulaires de forme rectangulaire et elliptique.
- Echangeurs de chaleur tubes à ailettes avec des tubes plats, rectangulaire ou elliptiques.
- Etude de l'effet d'excentricité pour des ailettes annulaires poreuses (circulaire, rectangulaire, ...)
- Ecrire des corrélations reliant le nombre de Nusselt avec le nombre de Rayleigh et les paramètres géométriques.

Références Bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] Darvishi, M. T., et al. (2016). "Numerical investigation for a hyperbolic annular fin with temperature dependent thermal conductivity." *Propulsion and Power Research* **5**(1): 55-62.
- [2] Benmachiche, A. H., et al. (2010). "Inverse determination of the heat transfer characteristics on a circular plane fin in a finned-tube bundle." *Heat and Mass Transfer* **46**(11-12): 1367-1377.
- [3] Hong, S.-H. and B.-J. Chung (2016). "Variations of the optimal fin spacing according to Prandtl number in natural convection." *International Journal of Thermal Sciences* **101**: 1-8.
- [4] Lu, Y. W., et al. (2015). "Laminar Natural Convection Heat Transfer Characteristics of Molten Salt Around Horizontal Cylinder." *Energy Procedia* **69**: 681-688.
- [5] Bilirgen, H., et al. (2013). "Numerical modeling of finned heat exchangers." *Applied Thermal Engineering* **61**(2): 278-288.
- [6] Kitamura, K., et al. (2016). "Fluid flow and heat transfer of natural convection induced around a vertical row of heated horizontal cylinders." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **92**: 414-429.
- [7] Yaghoubi, M. and M. Mahdavi (2013). "An Investigation of Natural Convection Heat Transfer from a Horizontal Cooled Finned Tube." *Experimental Heat Transfer* **26**(4): 343-359.
- [8] Yazicioğlu, B. and H. Yüncü (2006). "Optimum fin spacing of rectangular fins on a vertical base in free convection heat transfer." *Heat and Mass Transfer* **44**(1): 11-21.
- [9] Kavita H. D. et al. (2013). "Thermal Analysis of Square and Circular Perforated Fin Arrays by Forced Convection." *International Journal of Current Engineering and Technology* **2**(2): 109-114.
- [10] Yang, Y.-T., et al. (2016). "Numerical simulations and optimization of porous pin fins in a rectangular channel." *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications* **70**(7): 791-808.
- [11] Chen, H.-T. and W.-L. Hsu (2008). "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* **51**(7-8): 1920-1932.

- [12] Awasarmol, U. V. and A. T. Pise (2015). "An experimental investigation of natural convection heat transfer enhancement from perforated rectangular fins array at different inclinations." *Experimental Thermal and Fluid Science* **68**: 145-154.
- [13] Ahmadi, M., et al. (2014). "Natural convection from rectangular interrupted fins." *International Journal of Thermal Sciences* **82**: 62-71.
- [14] Wu, J. M. and W. Q. Tao (2012). "Effect of longitudinal vortex generator on heat transfer in rectangular channels." *Applied Thermal Engineering* **37**: 67-72.
- [15] Hazarika, S. A., et al. (2017). "Thermal analysis of a constructal T- shaped porous fin with simultaneous heat and mass transfer." *Chinese Journal of Chemical Engineering*.
- [16] Dialameh, L., et al. (2008). "Natural convection from an array of horizontal rectangular thick fins with short length." *Applied Thermal Engineering* **28**(17-18): 2371-2379.
- [17] Li, B., et al. (2016). "Investigation of natural convection heat transfer around a radial heat sink with a perforated ring." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **97**: 705-711.
- [18] Vaisi, A., et al. (2011). "Experimental investigation of geometry effects on the performance of a compact louvered heat exchanger." *Applied Thermal Engineering* **31**(16): 3337-3346.
- [19] Micheli, L., et al. (2016). "Thermal effectiveness and mass usage of horizontal micro-fins under natural convection." *Applied Thermal Engineering* **97**: 39-47.
- [20] Micheli, L., et al. (2015). "General correlations among geometry, orientation and thermal performance of natural convective micro-finned heat sinks." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **91**: 711-724.
- [21] Das, R., et al. (2016). "Application of artificial bee colony algorithm for maximizing heat transfer in a perforated fin." *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*.
- [22] Chang, S.-W., et al. (2017). "Heat transfer enhancement of vertical dimpled fin array in natural convection." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **106**: 781-792.
- [23] Yaïci, W., et al. (2014). "3D CFD analysis of the effect of inlet air flow maldistribution on the fluid flow and heat transfer performances of plate-fin-and-tube laminar heat exchangers." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **74**: 490-500.

- [24] Senapati, J. R., et al. (2017). "Three-Dimensional Numerical Investigation of Thermodynamic Performance Due to Conjugate Natural Convection From Horizontal Cylinder With Annular Fins." *Journal of Heat Transfer* **139**(8): 082501.
- [25] Chen, H.-T. and W.-L. Hsu (2007). "Estimation of heat transfer coefficient on the fin of annular-finned tube heat exchangers in natural convection for various fin spacings." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **50**(9-10): 1750-1761.
- [26] Senapati, J. R., et al. (2017). "Numerical investigation of natural convection heat transfer from vertical cylinder with annular fins." *International Journal of Thermal Sciences* **111**: 146-159.
- [27] Senapati, J. R., et al. (2016). "Numerical investigation of natural convection heat transfer over annular finned horizontal cylinder." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **96**: 330-345.
- [28] Lin, Z.-M., et al. (2014). "Numerical study on heat transfer enhancement of circular tube bank fin heat exchanger with interrupted annular groove fin." *Applied Thermal Engineering* **73**(2): 1465-1476.
- [29] Li, B. and C. Byon (2015). "Experimental and numerical study on the heat sink with radial fins and a concentric ring subject to natural convection." *Applied Thermal Engineering* **90**: 345-351.
- [30] Karami, M., et al. (2018). "Experimental study of natural convection from an array of square fins." *Experimental Thermal and Fluid Science* **93**: 409-418.
- [31] Chen, H.-T., et al. (2007). "Estimation of heat transfer coefficient on the vertical plate fin of finned-tube heat exchangers for various air speeds and fin spacings." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **50**(1-2): 45-57.
- [32] Iqbal, Z., et al. (2017). "Optimum configurations of annulus with triangular fins for laminar convection." *Thermal Science* **21**(1 Part A): 161-173.
- [33] Lee, D. H., et al. (2012). "Improvement of heat transfer with perforated circular holes in finned tubes of air-cooled heat exchanger." *International Communications in Heat and Mass Transfer* **39**(2): 161-166.
- [34] Kundu, B. and K.-S. Lee (2016). "A proper analytical analysis of annular step porous fins for determining maximum heat transfer." *Energy Conversion and Management* **110**: 469-480.
- [35] Kumar, A., et al. (2017). "A comparison of thermal-hydraulic performance of various fin patterns using 3D CFD simulations." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **109**: 336-356.

- [36] Kong, Y. Q., et al. (2016). "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* **99**: 357-371.
- [37] Lotfi, B., et al. (2014). "3D numerical investigation of flow and heat transfer characteristics in smooth wavy fin-and-elliptical tube heat exchangers using new type vortex generators." *Energy* **73**: 233-257.
- [38] Morales-Fuentes, A. and Y. A. Loredó-Sáenz (2018). "Identifying the geometry parameters and fin type that lead to enhanced performance in tube-and-fin geometries." *Applied Thermal Engineering* **131**: 793-805.
- [39] Zhao, X. B., et al. (2014). "Numerical investigation of heat transfer and erosion characteristics for H-type finned oval tube with longitudinal vortex generators and dimples." *Applied Energy* **127**: 93-104.
- [40] Dezan, D. J., et al. (2016). "Heat transfer enhancement and optimization of flat-tube multilouvered fin compact heat exchangers with delta-winglet vortex generators." *Applied Thermal Engineering* **101**: 576-591.
- [41] Singh, S., et al. (2017). "Investigation of material efficient fin patterns for cost-effective operation of fin and tube heat exchanger." *Applied Thermal Engineering* **126**: 903-914.
- [42] Shen, Q., et al. (2016). "Natural convection heat transfer along vertical cylinder heat sinks with longitudinal fins." *International Journal of Thermal Sciences* **100**: 457-464.
- [43] Singh, B. and S. K. Dash (2015). "Natural convection heat transfer from a finned sphere." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **81**: 305-324.
- [44] Han, H., et al. (2013). "A numerical study on compact enhanced fin-and-tube heat exchangers with oval and circular tube configurations." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **65**: 686-695.
- [45] Salviano, L. O., et al. (2016). "Thermal-hydraulic performance optimization of inline and staggered fin-tube compact heat exchangers applying longitudinal vortex generators." *Applied Thermal Engineering* **95**: 311-329.
- [46] Porto, M. P., et al. (2014). "Boiling heat transfer on a simulated nuclear fuel rod with annular fins." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **68**: 29-34.
- [47] Deka, A. and D. Datta (2017). "B-spline curve based optimum profile of annular fins using multiobjective genetic algorithm." *Journal of Thermal Stresses* **40**(6): 733-746.

- [48] Deka, A. and D. Datta (2017). "Geometric Size Optimization of Annular Step Fin Using Multi-Objective Genetic Algorithm." *Journal of Thermal Science and Engineering Applications* **9**(2): 021013.
- [49] Nemati, H. and S. Samivand (2016). "Numerical Study of Flow Over Annular Elliptical Finned Tube Heat Exchangers." *Arabian Journal for Science and Engineering* **41**(11): 4625-4634.
- [50] Jasiński, P. B. (2017). "Numerical study of thermo-hydraulic characteristics in a circular tube with ball turbulators. Part 3: Thermal performance analysis." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **107**: 1138-1147.
- [51] Jasiński, P. B. (2014). "Numerical study of the thermo-hydraulic characteristics in a circular tube with ball turbulators. Part 1: PIV experiments and a pressure drop." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **74**: 48-59.
- [52] Jasiński, P. B. (2014). "Numerical study of the thermo-hydraulic characteristics in a circular tube with ball turbulators. Part 2: Heat transfer." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **74**: 473-483.
- [53] Zeeshan, M., et al. (2017). "Numerical study to predict optimal configuration of fin and tube compact heat exchanger with various tube shapes and spatial arrangements." *Energy Conversion and Management* **148**: 737-752.
- [54] Mulcahey, T. I., et al. (2013). "The effect of flow pulsation on drag and heat transfer in an array of heated square cylinders." *International Journal of Thermal Sciences* **64**: 105-120.
- [55] Mangrulkar, C. K., et al. (2017). "Numerical investigation of heat transfer and friction factor characteristics from in-line cam shaped tube bank in crossflow." *Applied Thermal Engineering* **110**: 521-538.
- [56] Feng, H., et al. (2017). "Constructal design for helm-shaped fin with internal heat sources." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **110**: 1-6.
- [57] Fan, A. W., et al. (2012). "Parametric study on turbulent heat transfer and flow characteristics in a circular tube fitted with louvered strip inserts." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **55**(19-20): 5205-5213.
- [58] Pis'mennyi, E. N. (2016). "Study and application of heat-transfer surfaces assembled from partially finned flat-oval tubes." *Applied Thermal Engineering* **106**: 1075-1087.

- [59] Duan, F., et al. (2016). "Numerical study of laminar flow and heat transfer characteristics in the fin side of the intermittent wavy finned flat tube heat exchanger." *Applied Thermal Engineering* **103**: 112-127.
- [60] Yang, H., et al. (2017). "A mathematical model for flow maldistribution study in a parallel plate-fin heat exchanger." *Applied Thermal Engineering* **121**: 462-472.
- [61] Deepakkumar, R. and S. Jayavel (2017). "Air side performance of finned-tube heat exchanger with combination of circular and elliptical tubes." *Applied Thermal Engineering* **119**: 360-372.
- [62] Park, J. M., et al. (2015). "Heat transfer characteristics of circular and elliptic cylinders in cross flow." *Advances in Mechanical Engineering* **7**(11): 168781401561955.
- [63] Chen, H.-T., et al. (2016). "Numerical and experimental study of natural convection heat transfer characteristics for vertical plate fin and tube heat exchangers with various tube diameters." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **100**: 320-331.
- [64] Chen, H.-T., et al. (2015). "Numerical estimation of heat transfer characteristics for two-row plate-finned tube heat exchangers with experimental data." *Heat and Mass Transfer* **52**(5): 969-979.
- [65] Wen, J. and Y. Li (2004). "Study of flow distribution and its improvement on the header of plate-fin heat exchanger." *Cryogenics* **44**(11): 823-831.
- [66] Zdanski, P. S. B., et al. (2015). "Effects of delta winglet vortex generators on flow of air over in-line tube bank: A new empirical correlation for heat transfer prediction." *International Communications in Heat and Mass Transfer* **67**: 89-96.
- [67] Abou-Ziyan, H. Z., et al. (2016). "Enhancement of forced convection in wide cylindrical annular channel using rotating inner pipe with interrupted helical fins." *International Journal of Heat and Mass Transfer* **95**: 996-1007.
- [68] Senapati, J. R., et al. (2016). "3D numerical study of the effect of eccentricity on heat transfer characteristics over horizontal cylinder fitted with annular fins." *International Journal of Thermal Sciences* **108**: 28-39.
- [69] Benmachiche, A. H., et al. (2017). "Comparison of thermal and hydraulic performances of eccentric and concentric annular-fins of heat exchanger tubes." *springer*.
- [70] <https://encrypted-tbn0.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcQ2Jcfn02F4r9K5xl syg2sMTYjzKUQoD-GpHUqzLTpQHI9LwlSpzQ>

- [71] Holman J. P. (2010); Heat transfer, 10th ed. Mc Graw-Hill, series in mechanical engineering, New York.

