

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

FACULTE DES SCIENCES
DEPARTEMENT DE PHYSIQUE
N° : Ph/ENR /02/2020



DOMAINE : Sciences de la matière
FILIERE : Physique
OPTION : Physique Energétique
Et Energies Renouvelables

Mémoire présenté pour l'obtention
Du diplôme de Master Académique

Réalise par :

LATRECHE Nacira

RAHMANI Mouna

Intitulé

Etude de la convection forcée dans un tube à
aillettes elliptiques

Soutenu le 15/09 /2020 devant le jury composé de :

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

Année universitaire : 2019/2020

Remerciements

قال الله تعالى:

((وإذ تأذن ربكم لئن شكرتم لأزيدنكم ولئن كفرتم إن عذابي لشديد)) سورة إبراهيم (7)

وقوله صلى الله عليه وسلم: ((من لم يشكر الناس لم يشكر الله)). رواه الترمذي

Nous remercions Dieu Tout-Puissant d'avoir réussi à accomplir ce travail.

Nous adressons nos sincères remerciements à notre honorable encadreur Mr. Farouk TAHROUR. Pour sa supervision et sa supervision de nous dans la rédaction du mémoire. Par ses directives sincères à notre égard et les précieux conseils qu'il nous a donnés pour accomplir notre travail. Aussi les informations qu'il nous a fournies ce qui a contribué à enrichir le sujet de notre étude sous ses différents aspects.

Nous remercions les membres du comité de discussion.

Nous remercions également sincèrement nos pères et nos mères qui nous ont facilité par le chemin de la science. Nous remercions aussi le chef de département de la physique Mr. Mohamed SALMI, et à tous les professeurs de département de physique en particulier les enseignants de physique énergétique et énergies renouvelables. Et À tous les étudiants de la faculté des sciences et spécialement les étudiants de la spécialité physique énergétique.

À tous ceux qui ont contribué à la rédaction de ce mémoire ... Même avec un bon mot ...





Dédicace

Je dédie ce mémoire à :

Mes parents :

*Au propriétaire de la biographie parfumée et de la pensée éclairée, à la c'était son celui qui a le premier crédit, pour accéder à l'enseignement supérieur, À ceux qui ont récolté des épines sur ma route. Au grand cœur (**Mon père bien-aimé**), que Dieu prolonge sa vie.*

*À celui qui m'a mis sur le chemin de la vie, Symbole de l'amour et de la sécurité, et Baume cicatrisant, Au cœur blanc (**ma mère bien-aimée**), qu'elle Dieu prolongera sa vie.*

*À **Mes sœurs** et **mes frères** qui n'ont cessé d'être pour moi des exemples de persévérance, de courage et de générosité.*

*À ceux qui ont participé à mon parcours éducatif : **mes collègues***

*Pour tous ceux qui m'ont conseillé et soutenu : **Oussama kerkeb***

*Pour ceux avec qui j'ai vécu les plus beaux moments: **mes chers amis***

À tous ceux qui me tiennent à cœur.♥

Nacira





Dédicace

Je dédie ce mémoire à :

Mes parents :

*À ceux qui ont consacré sa vie à atteindre mes objectifs, à tous ceux qui m'ont éclairé et qui ne m'ont pas appris le sens de l'échec, Oh qui donne l'exemple dans la vie: (**Mon père**) que Dieu a prolongé sa vie*

*Qui a jeté sa lumière sur ma vie, et le symbole de l'amour, et le propriétaire du grand cœur: (**ma mère**), qu'elle Dieu prolongera sa vie.*

*Avec un cœur pur et pur, à **mes sœurs** et **mes frères**, Qui font partie de mon âme et de mes cœurs.*

*À ceux qui ont participé à mon parcours éducatif: **mes collègues***

*À ceux avec qui j'ai vécu les plus beaux moments: **mes chers amis***

Pour tous ceux qui m'ont conseillé et soutenu

À tous ceux que je chéris.

Mouna



Sommaire

Sommaire	i
Liste des figures	i
Nomenclature	i
Introduction générale	1

Chapitre 1 Recherche Bibliographique

1.1 Introduction générale au domaine des échangeurs thermiques.....	3
1.1.1 Définition.....	3
1.1.2 Différents types d'échangeurs de chaleur.....	3
1.1.2.1 Le type de contact	3
1.1.2.2 Le type d'échange des fluides.....	4
1.1.2.3 Le type de l'écoulement des fluides.....	4
1.1.2.4 Géométries des échangeurs thermique.....	7
1.1.3 Applications des échangeurs de chaleur.....	10
1.1.4 Méthodes de calcul des échangeurs de chaleur	10
1.1.4.1 Méthode NUT.....	10
1.1.4.2 Méthode DTLM.....	12
1.2 Les ailettes	14
1.2.1 Définition de l'ailette	14
1.2.2 Efficacité de l'ailette.....	14
1.2.3 Effet des paramètres géométriques.....	16
1.2.3.1 Effet du diamètre et de la forme des tubes.....	16
1.2.3.2 Effet de l'espacement entre les ailettes	17
1.2.3.3 Effet de l'espacement entre les tubes	17
1.2.3.4 Effet de l'arrangement et du nombre de rangées de tubes	18
1.2.3.5 Effet de l'épaisseur et du matériau d'ailettes	19
1.2.3.6 Effet de l'ellipticité d'ailettes et de tubes	20
1.2.4 Effet de la géométrie d'ailette.....	22

1.2.4.1 Ailettes continues.....	22
1.2.4.2 Les ailettes Annulaires.....	22
1.2.4.3 Ailettes dentelées.....	25
Références	27
 Chapitre 2 Approche numérique	
2.1 Introduction	29
2.2 Equations gouvernant le problème étudié.....	30
2.3 Méthode de résolution numérique.....	32
2.3.1 Méthode des volumes finis.....	32
2.4 Présentation de « Fluent ».....	33
2.5 Présentation de Gambit.....	34
2.6 Étapes de l'approche numérique	34
2.7 Domaine de calcul.....	36
2.8 Maillage	38
2.9 Conditions aux limites	40
2.10 Définition des propriétés physiques	40
Références	41
 Chapitre 3 Résultats et discussion	
3.1 Evaluation des caractéristiques thermo-hydraulique d'écoulement.....	42
3.2 Résultats	43
3.2.1 Effet de l'ellipticité des tubes et des ailettes.....	43
3.2.1.1 Arrangement en quinconce	43
3.2.1.2 Arrangement en ligne.....	47

3.2.2 Effet de l'arrangement des tubes.....	49
3.2.3 Effet du nombre de Reynolds.....	50
Conclusion générale.....	51

Liste des figures	page
Fig. 1.1 Réchauffeur d'air rotatif.....	4
Fig. 1.2 Principe d'un échangeur à co-courant.....	5
Fig. 1.3 Distributions des températures dans un échangeur à courants parallèles.....	6
Fig. 1.4 Principe de fonctionnement d'un échangeur à contre-courant	6
Fig. 1.5 Distributions des températures dans un échangeur à contre-courant.....	7
Fig. 1.6 Principe d'un échangeur à courant croisés.....	7
Fig. 1.7 Echangeur à plaque.....	8
Fig. 1.8 Schéma d'un échangeur à ailettes.....	8
Fig. 1.9 Echangeur monotube.....	9
Fig. 1.10 Echangeur à tubes coaxiaux.....	9
Fig. 1.11 Echangeur à faisceau tubulaire.....	10
Fig. 1.12 Applications des échangeurs de chaleur.....	10
Fig. 1.13 Efficacité d'un échangeur à co-courant	12
Fig. 1.14 Efficacité d'un échangeur à contre-courant	12
Fig. 1.15 Dimensions de l'ailette utilisée.....	15
Fig. 1.16 Effet de l'espacement diagonale entre tubes sur le coefficient de transfert convectif et la chute de pression.....	18
Fig. 1.17 Effet de l'épaisseur et du matériau d'ailette sur le coefficient de transfert thermique.....	20
Fig. 1.18 Différentes géométries et profils d'ailette pour une et deux restriction d'espace.....	21
Fig. 1.19 Différentes configurations d'ailettes continues : (a) ailettes ondulées lisses, (b) ailettes ondulées interrompues, (c) ailettes planes.....	22

Fig. 1.20 Géométries d'ailette annulaire : (a) ailette circulaire pleine (b) ailette annulaire en forme d'étoile	23
Fig. 1.21 Trois types d'ailette circulaire avec et sans perforations	23
Fig. 1.22 Ailettes circulaire et elliptique.....	24
Fig. 1.23 Tube avec trois géométries d'ailette annulaire	25
Fig. 1.24 Géométries des ailettes étudiée : (a) ailette circulaire pleine, (b) ailette circulaire intégré par des tiges cylindriques, (c) ailette segmentée intégré par des tiges.....	25
Fig. 1.25 Géométries d'ailettes: (a) ailette pleine (b) ailette dentelée sans vrillage (c) ailette dentelée avec vrillage	26
Fig. 2.1 Domaine de calcul d'un faisceau de trois rangées (lignes pointillées), avec les conditions aux limites.....	37
Fig. 2.2 Maillage généré pour un faisceau de tubes à ailettes elliptiques avec l'arrangement en ligne.....	39
Fig. 2.3 Maillage généré pour un faisceau de trois rangées de tubes avec l'arrangement quinconcé.....	39
Fig. 3.1 Effet de l'ellipticité des tubes et des ailettes sur le flux thermique.....	44
Fig. 3.2 Lignes isothermes pour l'ellipticité : (a) $e=1$; (b) $e=0,8$ avec ($Re=15000$).....	45
Fig. 3.3 Effet de l'ellipticité des tubes et des ailettes sur la chute de pression.....	46
Fig. 3.4 Variation du coefficient de performance en fonction de l'ellipticité et du nombre de Re	47
Fig. 3.5 Effet de l'ellipticité des tubes et des ailettes sur le flux thermique échangé.....	48
Fig. 3.6 Effet de l'ellipticité des tubes et des ailettes sur la chute de pression.....	48
Fig. 3.7 Variation du coefficient de performance en fonction de l'ellipticité et du nombre de Re	49

Fig. 3.8 Effet de l'arrangement des tubes sur le flux thermique échangé.....50

Fig. 3.9 Effet de l'arrangement des tubes sur la chute de pression..... 50

Liste des tableaux

page

Tableau 2.1 Dimensions des échangeurs de chaleur utilisés dans la simulation numérique
..... 38

Tableau 3.1 Effet du nombre de Reynolds sur le flux thermique et la chute de pression
pour ($e=0,8$)..... 51

Tableau 3.2 Effet du nombre de Reynolds sur le flux thermique et la chute de pression
pour ($e=0,4$)..... . 51

Nomenclature

Notations latines :

Symboles	Signification	Unité
A	Surface d'échange	$[m^2]$
C_p	Chaleur spécifique	$[J / (kg . K)]$
C_{pc}	Chaleur spécifique du fluide chaude	$[J / (kg . K)]$
C_{pf}	Chaleur spécifique du fluide froide	$[J / (kg . K)]$
D_a	Diamètre d'ailette	$[m]$
D_t	Diamètre de tube extérieur	$[m]$
E_{ail}	Epaisseur d'ailette	$[m]$
D_c	Diamètre extérieur du collier d'ailette	$[m]$
H	Coefficient de transfert convectif	$[W/m^2 . K]$
h_a	Hauteur des ailettes	$[m]$
$\dot{m}$	Débit massique de fluide	$[kg/s]$
P	Pression	$[Pa]$
ΔP	Chute de pression	$[Pa]$
P_l	Pas longitudinal des tubes	$[m]$
P_t	Pas transversal des tubes	$[m]$
S	Pas d'ailettes	$[m]$
T	Température	$[K]$
ΔT	Différence de température	$[K]$
T_p	Température de paroi	$[K]$
T_{ent}	Température d'entrée du fluide	$[K]$
T_{sor}	Température sortie du fluide	$[K]$
ΔT_{LM}	Différence de température logarithmique moyenne	$[K]$
V	Vitesse moyenne du fluide	$[m/s]$
V_{ent}	Vitesse d'entrée de fluide	$[m/s]$

x, y, z	Variable d'espace	[m]
γ^+	Distance en unité de la paroi	[-]
u_τ	Vitesse de frottement	[-]
K	Coefficient de performance	[-]
Re	Nombre de Reynolds	[-]

Lettre grecques :

Symboles	Signification	Unité
η_a	Efficacité de l'ailette	[-]
λ_{inox}	Conductivité thermique de l'inox	[W/m.K]
λ_{air}	Conductivité thermique de l'air	[W/m.K]
ε	Dissipation de l'énergie turbulente	[s ² /m ²]
μ	Viscosité dynamique	[kg/m. s]
ν	Viscosité cinématique	[m ² /s]
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
ϕ	Flux de chaleur	[W]
ϕ_{max}	Flux de chaleur maximal	[W]

Introduction générale

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel dans toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande partie (90%) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés. Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de plusieurs paramètres : l'intervalle de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité des fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur de chaleur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

L'amélioration du transfert de chaleur est une préoccupation majeure des chercheurs car elle a un large domaine d'application dans l'industrie. Le transfert de chaleur par convection peut être augmenté en augmentant le mouvement du fluide ou la surface de transfert de chaleur (insertion des ailettes).

Pour augmenter les performances thermo-hydraulique des échangeurs de chaleur, beaucoup de recherches ont été menées et plusieurs techniques étaient effectuées par les constructeurs afin de concevoir un échangeur plus en plus efficace. Habituellement, la résistance thermique dans ces dispositifs est très grande dans le côté d'air. Donc l'amélioration de la géométrie des ailettes et l'accroissement de son efficacité est la manière la plus préférable pour augmenter la performance des échangeurs de chaleur. Toutes les recherches liées aux échangeurs de chaleur visent à satisfaire la dualité entre le transfert de chaleur et la perte de charge c'est-à-dire avoir un compromis entre la maximisation du transfert thermique et la minimisation de la perte de charge en se limitant toujours à optimiser les couts d'investissement.

L'objectif de ce travail de mémoire est d'examiné numériquement l'effet de l'ellipticité des tubes et des ailettes annulaires sur l'intensité de transfert thermique et de la chute de pression d'un échangeur de trois rangées de tubes. Une série de simulation numérique par le logiciel Fluent 6.2 ont été réalisé pour un intervalle de nombre de Reynolds ($8400 \leq Re \leq 15000$).

La présente étude s'inscrit dans le cadre d'une étude comparative entre deux formes géométrique d'ailette, une ailette circulaire et une ailette elliptique, avec les deux arrangements du faisceau (arrangement en ligne et en quinconce). Les résultats obtenus ont été présentés sous forme des courbes et des tableaux afin de comparer et analyser la variation du flux thermique échangé et de la chute de pression pour toutes les formes des tubes à ailettes.

La simulation numérique repose sur l'utilisation du la technique des calculs de la dynamique des fluides (CFD) par le code de calcule FLUENT 6.2 basé sur la méthode des volumes finis. Cette méthode permet de résoudre les équations de conservation de la masse, quantité de mouvement et d'énergie. Pour résoudre les équations de l'écoulement turbulent nous avons choisir le modèle de turbulence RNG ($k-\varepsilon$).

Ce document de mémoire est composé de trois chapitres :

Dans le premier chapitre, nous avons présenté une étude bibliographique sur le domaine des échangeurs de chaleurs. Dans la première partie de ce chapitre, on a donné des définitions et de la méthode de calcul des échangeurs thermiques. La deuxième partie de ce chapitre est consacrée à l'analyse des différents travaux de recherche concernant l'amélioration et l'optimisation des performances des échangeurs de chaleur.

Dans le deuxième chapitre, nous avons présenté la méthode de simulation par le code de calcul FLUENT 6.2 et la création de la géométrie et son maillage par le logiciel Gambit. Nous avons présenté également les équations de dérivés partielles gouvernent notre problème d'étude, les conditions au limites ainsi que les dimensions de notre domaine de calcul.

Le troisième et le dernière chapitre de ce manuscrit rapporte les résultats numériques concernant l'effet de l'ellipticité des tubes et des ailettes, l'arrangement des tubes et du nombre de Reynolds sur le flux thermique échangé et la chute de pression. Les résultats sont présentés sous formes des courbes, des contours et des tableaux.

Finalement, ces trois chapitres sont clôturés par une conclusion générale où les principaux résultats numériques tirés de notre étude seront présentés brièvement.

Chapitre 1.

Recherche Bibliographique

1.1 Introduction générale au domaine des échangeurs thermiques.

1.1.1 Définition

Les échangeurs de chaleurs sont des appareils permettent de transférer la chaleur entre deux ou plusieurs fluides à des températures différentes.

Dans la plupart des cas, les deux fluides ne sont pas en contact directe et le transfert s'effectue, généralement, à travers une paroi d'échange solide. Au sein de la paroi séparatrice, le mécanisme de transmission de la chaleur est la conduction, et, sur chacune des deux surfaces de contact avec les fluides, ce sont presque toujours les phénomènes de convection qui prédominent.

Dans de nombreux cas, les fluides restent monophasiques, qu'ils soient gazeux ou liquides. Pratiquement, il existe trois grandes catégories d'échangeurs dans lesquelles surviennent des changements de phase : les évaporateurs où l'on vaporise un liquide, les condenseurs où une vapeur est liquéfiée, et les vapo-condenseurs dans laquelle les deux fluides changent leur phase.

Actuellement, les échangeurs thermiques ont de nombreuses applications, majoritairement dans l'industrie, mais également dans l'habitat (notamment le conditionnement d'air, la réfrigération et le chauffage urbain) ou dans le domaine de transport (climatisation et refroidissement des moteurs) [1].

1.1.2 Différents types d'échangeurs de chaleur

Il existe quatre critères de classification des échangeurs de chaleur :

-  Le type de contact.
-  Le type d'échange de fluides.
-  Le type de l'écoulement des fluides.
-  Géométrie de l'échangeur.

1.1.2.1 Le type de contact

Le critère de ce classement consiste le type de contacte entre les deux fluides :

a) Echangeur à contact direct

C'est un échangeur sans paroi matérielle de séparation entre les deux fluides circulent dans l'échangeur. On distingue :

- ✚ Les désurchauffeurs de vapeur.
- ✚ Les dégazeurs.
- ✚ Les tours de refroidissement à convection naturelle ou forcée.
- ✚ Les ballons de détente de purges.

b) Echangeur à contact indirect discontinu « régénérateur » :

Les échangeurs rotatifs et régénérateurs sont des échangeurs où le fluide chaud cède une partie de son énergie à une matrice, le passage intermittent, fluide chaud puis fluide froid, sur la matrice permet l'échange de chaleur entre les deux fluides.

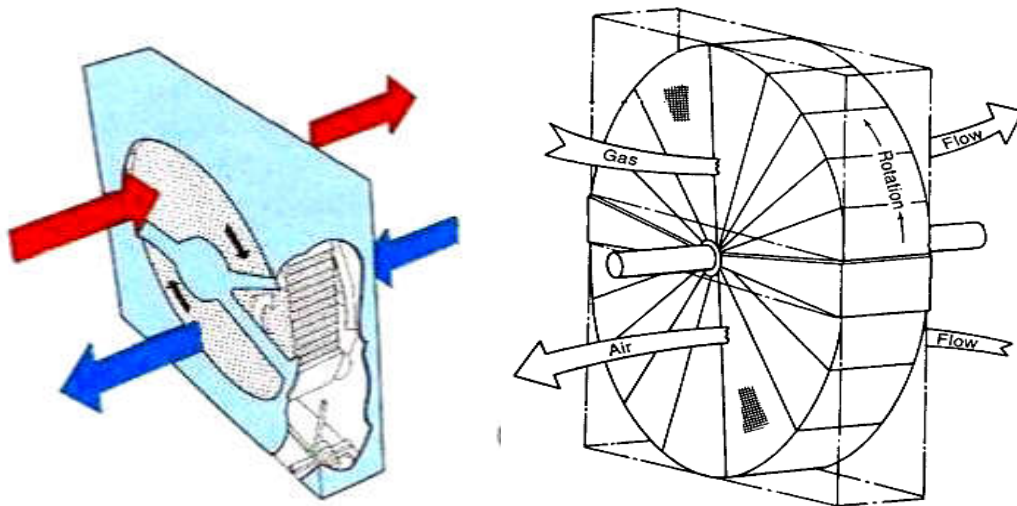


Fig. 1.1 Réchauffeur d'air rotatif

c) Echangeur à contact indirect continu

Dans cette catégorie qui est la plus importante en raison de ses nombreuses applications industrielles, les deux fluides circulent de manière continue de part et d'autre de la surface d'échange.

1.1.2.2 Le type d'échange des fluides

a) Echangeur sans changement de phase

Les échangeurs de chaleur sans changement de phase correspondent aux échangeurs dans lesquels l'un des fluides se refroidit pour réchauffer le deuxième fluide sans changement de leurs phases.

b) Echangeur avec changement de phase :

Les échangeurs thermiques avec changement de phase sont caractérisés par trois cas différents:

- ✚ L'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise : ces échangeurs sont rencontrés dans les machines frigorifiques.
- ✚ Le fluide secondaire se vaporise en recevant de la chaleur du fluide primaire, lequel ne subit pas de changement de phase. Ils sont appelés évaporateurs.
- ✚ Dans le cas des condenseurs, le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état [2].

1.1.2.3 Le type de l'écoulement des fluides

a) Echangeur à Co-courant

Lorsque l'échangeur de chaleur fonctionne à courant parallèle, les deux fluides s'écoulent dans la même direction et entrent dans l'échangeur de chaleur au même endroit.

La température de sortie du côté froid peut atteindre au maximum la température de sortie du côté chaud (voir Fig.1.3).

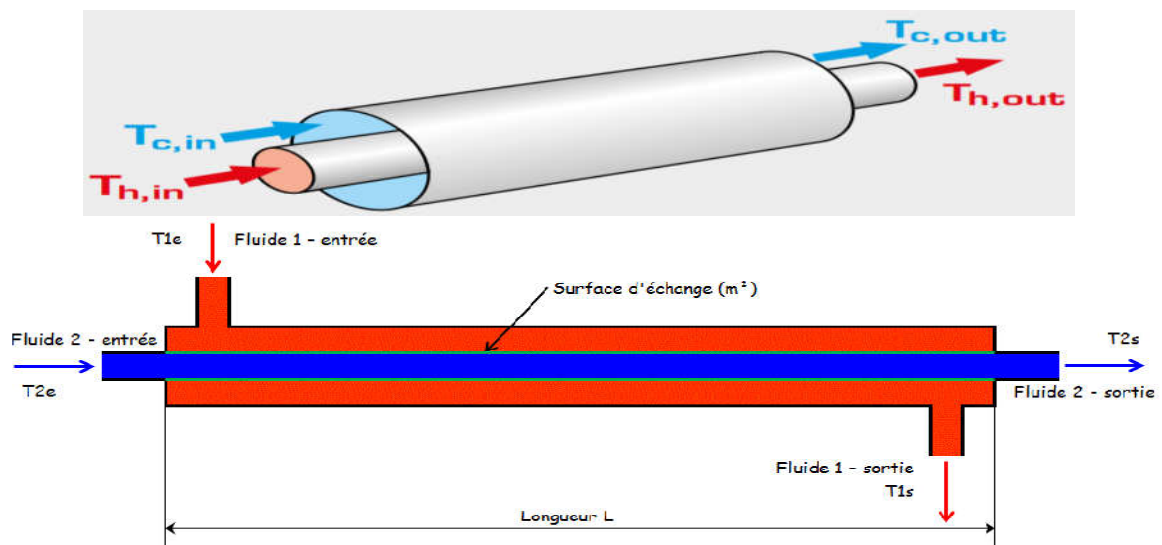


Fig. 1.2 Principe d'un échangeur à co-courant [3].

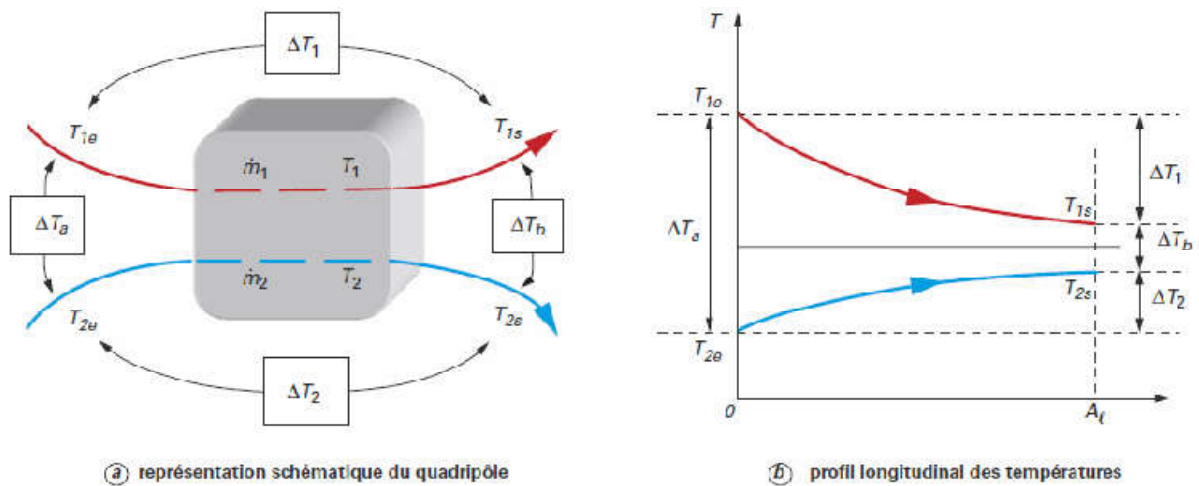


Fig. 1.3 Distributions des températures dans un échangeur à courants parallèles.

b) Echangeur à contre courant

En fonctionnement à contre courant, les deux fluides s'écoulent dans des directions opposées sans se toucher. Le lieu d'entrée du premier fluide correspond au lieu de sortie du second fluide.

Lorsque l'échangeur de chaleur est très bien conçu, il est possible que la température de sortie soit plus élevée du côté froid que la température de sortie du côté chaud [3].

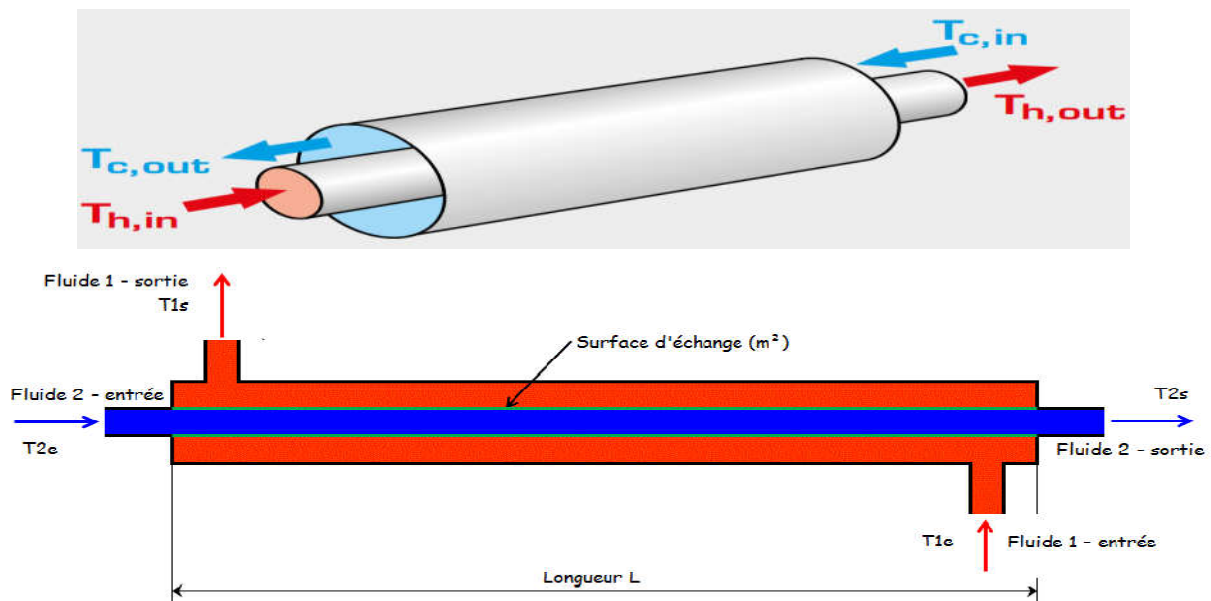


Fig. 1.4 Principe de fonctionnement d'un échangeur à contre courant [4].

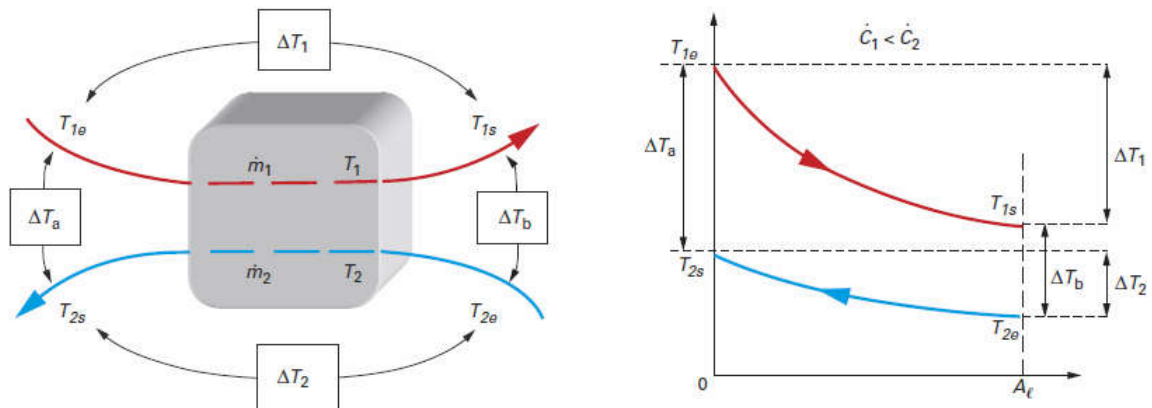


Fig. 1.5 Distributions des températures dans un échangeur à contre courant [4].

c) Echangeur à courant croisés

En fonctionnement à courants croisés, les directions des fluides se croisent. Le fonctionnement à courants croisés est surtout utilisé pour assurer une distribution uniforme de la température du deux fluides. Ce type d'échangeur est la plus utilisé dans l'industrie.

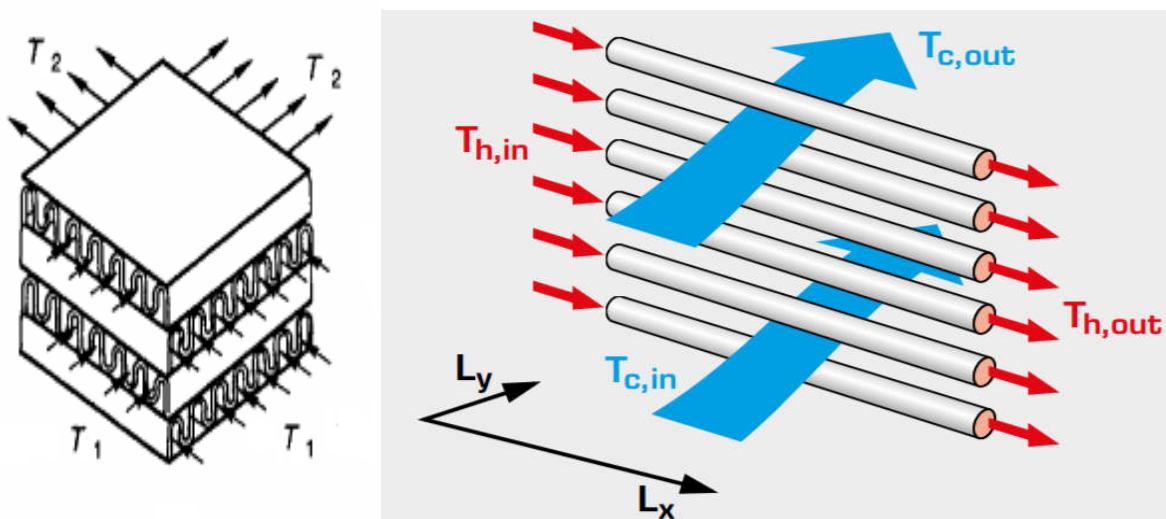


Fig. 1.6 Principe d'un échangeur à courant croisés [3].

1.1.2.4 Géométries des échangeurs thermique

a) Echangeur à plaque

Les échangeurs à plaques et joints sont constitués d'un ensemble de plaques corruguées et embouties suivant des profils différents qui forment, après assemblage, des canaux de circulation pour les fluides. Le périmètre des plaques est bordé d'un joint qui permet par compression de l'ensemble d'éviter les fuites. Le transfert d'énergie calorifique se fait sur toute la surface des plaques.

L'échangeur à plaques est un type d'échangeur de chaleur qui connaît un usage croissant dans l'industrie et dans le génie climatique chauffage/refroidissement de fluides, évaporation, condensation...etc.

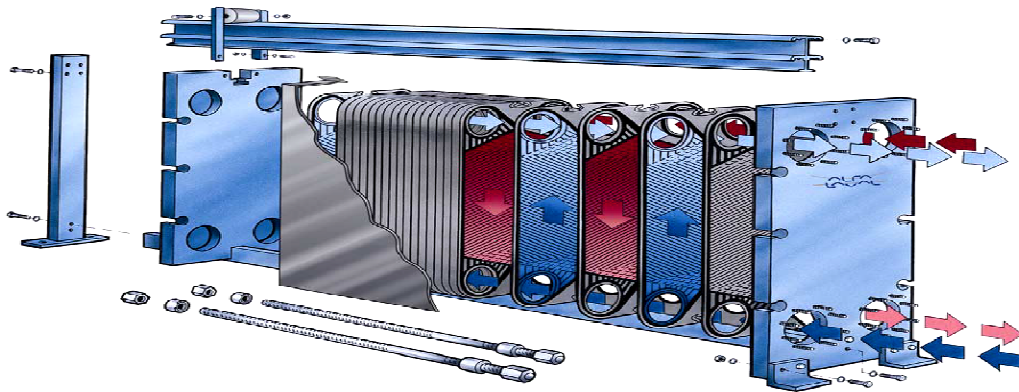


Fig. 1.7 Echangeur à plaque.

Ce type d'échangeur est caractérisé par :

- + Simple et fiable.
- + Grande durée de vie et pratiquement pas de panne.
- + Absence de pièces en mouvement « sécurité de fonctionnement ».
- + Peu de maintenance nécessaire.
- + Faible risque de contamination de l'air frais en cas de bonne conception.
- + Exécution en divers matériaux et nombreuses combinaisons possibles.
- + L'échangeur présente une perte de charge relativement importante, surtout à de grands débits.

b) Les échangeurs à ailettes

L'insertion des ailettes à la partie extérieure des échangeurs augmente la surface d'échange, l'intensité de turbulence et le transfert convectif autour des tubes. Pratiquement il existe plusieurs configurations des ailettes.

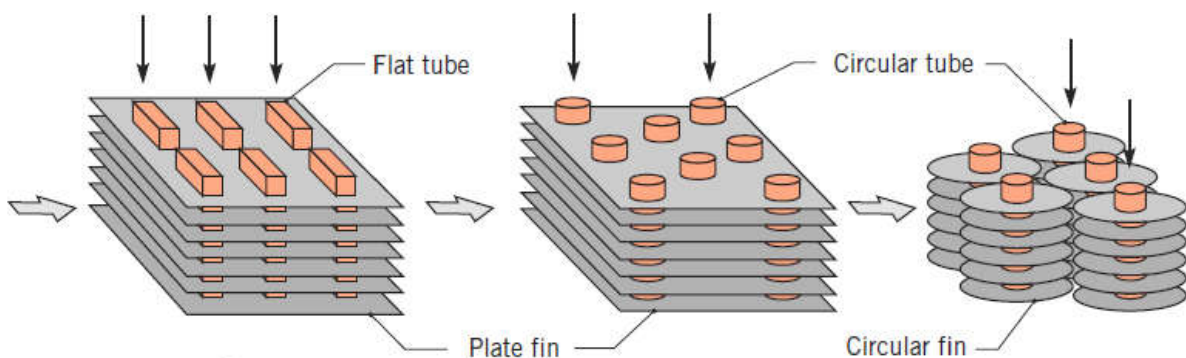


Fig. 1.8 Schéma d'un échangeur à ailettes.

c) Echangeur à tube

1) Echangeur monotube

Pour lesquels le tube est placé dans un réservoir et a généralement la forme d'un serpentin : c'est le cas du ballon de stockage du capteur solaire thermique.



Fig. 1.9 Echangeur monotube.

2) Echangeur à tube coaxiaux

La configuration la plus simple est celle dans laquelle les deux fluides s'écoulent soit dans le même sens soit en sens contraire dans des tubes coaxiaux (ou concentriques).

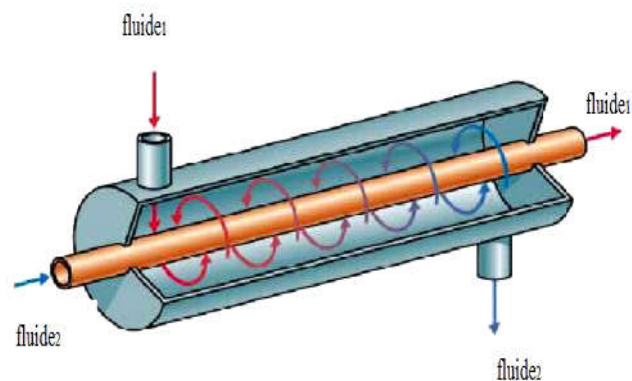
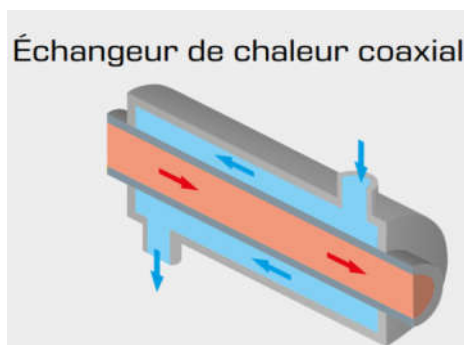


Fig. 1.10 Echangeur à tubes coaxiaux.

c.3) Echangeurs à faisceau tubulaires

En ce qui concerne les échangeurs à faisceau de tubes et calandre, on peut citer parmi les dispositions les plus courantes : le faisceau rectiligne et le faisceau en U. Un faisceau en forme U est mieux adapté dans le cas de forts gradients de température puisqu'il permet une libre dilatation des tubes. L'implantation de chicanes transversales permet d'allonger le trajet du fluide en calandre et d'augmenter le flux échangé (voir la fig. 1.11).

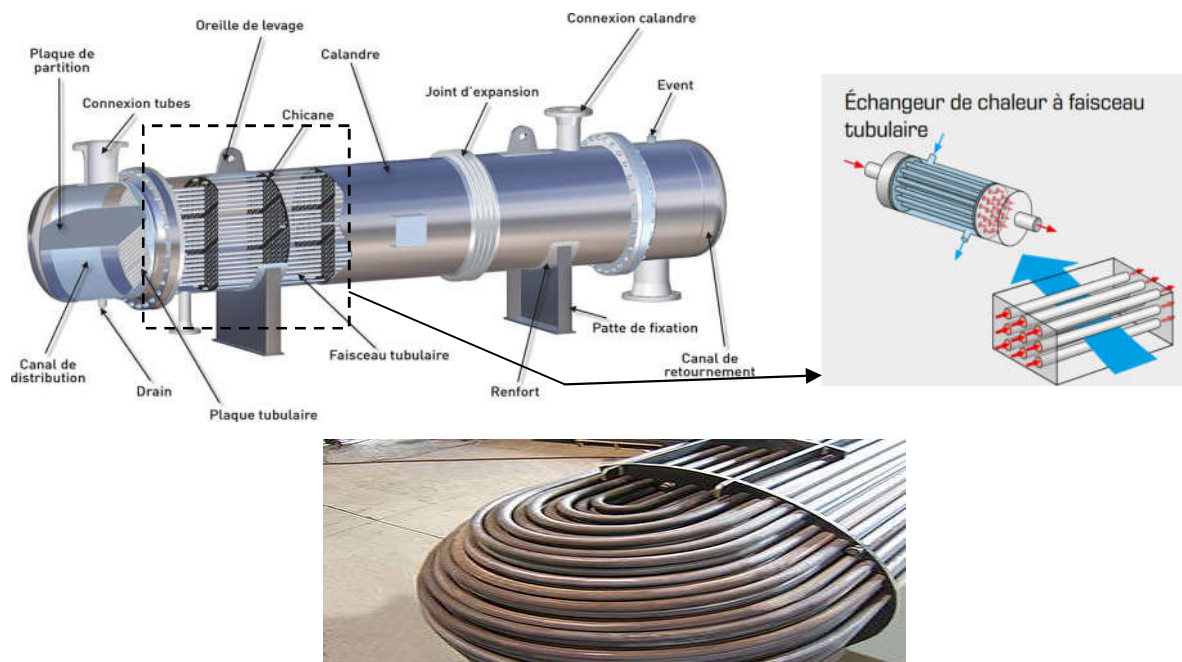


Fig. 1.11 Echangeur à faisceau tubulaire.

1.1.3 Applications des échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur sont des équipements très important pour des processus de refroidissement et de chauffage dans les différents secteurs industriels. Ces applications peuvent être résumées dans la figure ci-dessous.

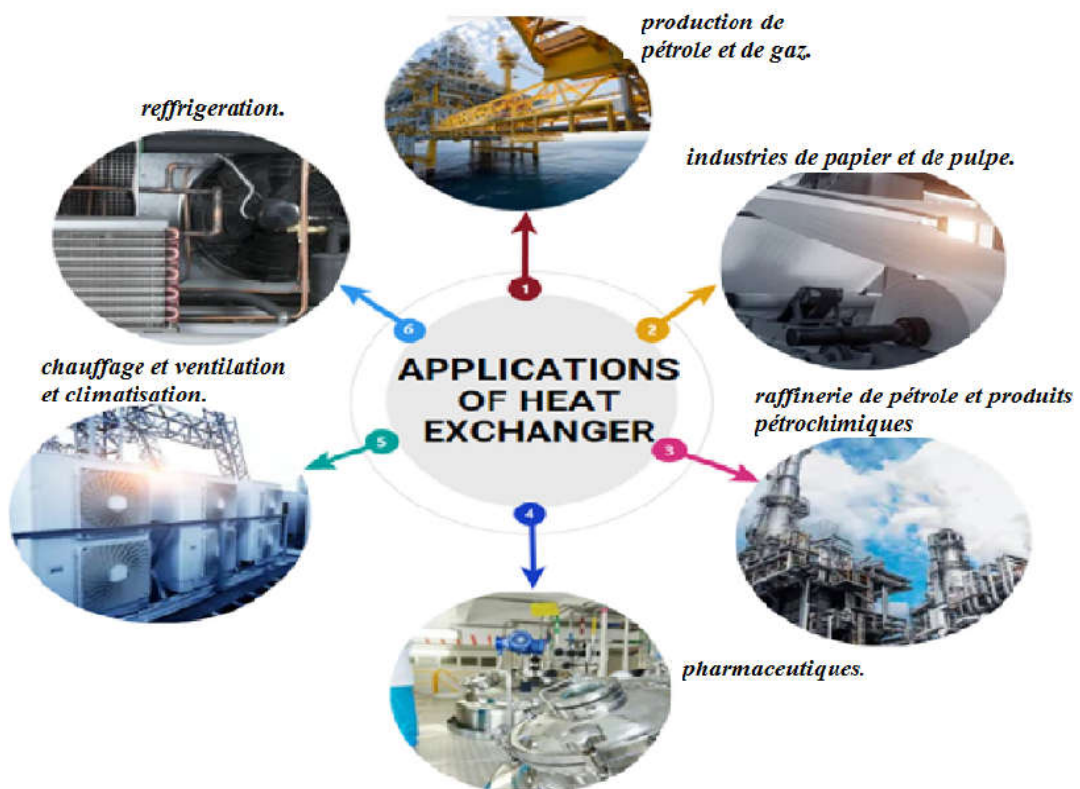


Fig. 1.12 Applications des échangeurs de chaleur [4].

1.1.4 Méthodes de calcul des échangeurs de chaleur

1.1.4.1 Méthode NUT

L'efficacité d'un échangeur de chaleur est définie comme le rapport de la puissance thermique réellement échangée à la puissance d'échange maximale théoriquement possible, avec les mêmes conditions d'entrée des fluides dans l'échangeur (mêmes fluides, débits et températures d'entrée).

$$\varepsilon = \frac{\varphi_{réel}}{\varphi_{max}} \quad (1.1)$$

$$\varphi_{réel} = \dot{m}_c C_{p_c} (T_{ce} - T_{cs}) \quad (1.2)$$

$$\varphi_{réel} = \dot{m}_f C_{p_f} (T_{fe} - T_{fs}) \quad (1.3)$$

$$\varphi_{max} = (\dot{m}\dot{c}p)_{min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (1.4)$$

Donc, l'efficacité de l'échangeur pour un fluide chaud est :

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_c C_{p_c} (T_{ce} - T_{cs})}{(\dot{m}\dot{c}p)_{min} (T_{ce} - T_{fe})} \quad (1.5)$$

Pour un fluide froid :

$$\varphi = \varepsilon C_{min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (1.6)$$

– L'efficacité d'un échangeur de chaleur à courant parallèle :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp^{(NUT(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}))}}{1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}} \quad (1.7)$$

– L'efficacité d'un échangeur de chaleur à contre courants :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp^{(NUT(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}))}}{1 - \frac{C_{min}}{C_{max}} \exp^{(NUT(\frac{C_{min}}{C_{max}} - 1))}} \quad (1.8)$$

NUT : est un groupement adimensionnelle, il est appelé nombre d'unité de transfert, il représente le pouvoir d'échange de l'appareil.

$$NUT = \frac{K \times S_{tot}}{C_{min}} \quad (1.9)$$

Des abaques fournissent l'efficacité de l'échangeur à partir du nombre NUT et du rapport $\frac{C_{min}}{C_{max}}$ ont été dressés pour la plupart de configurations des échangeurs thermiques [5].

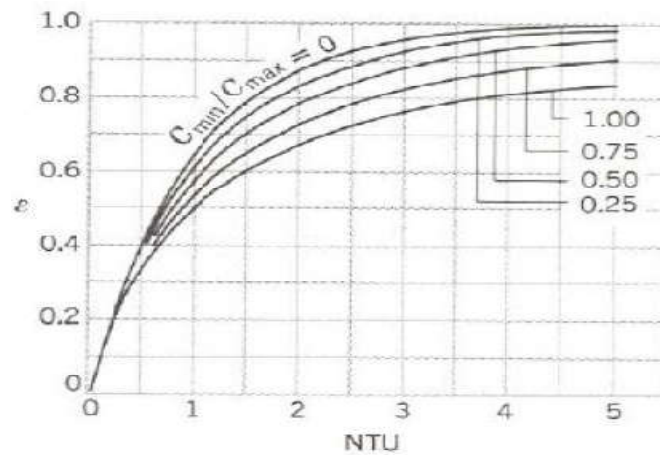


Fig. 1.13 Efficacité d'un échangeur à co-courant

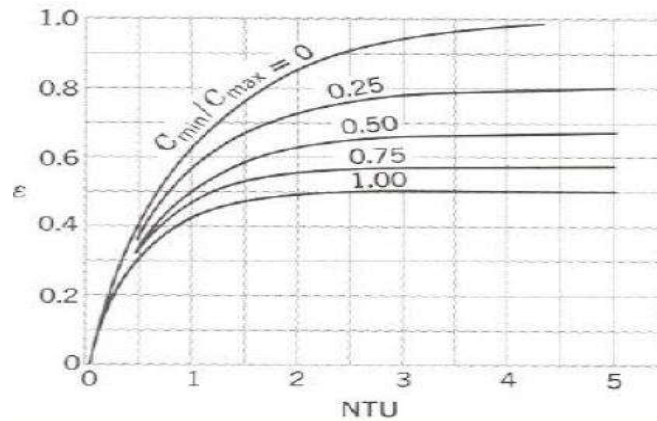


Fig. 1.14 Efficacité d'un échangeur à contre-courant

1.1.4.2 Méthode DTLM

On sait que la valeur du flux thermique élémentaire échangé à travers un élément de la surface d'échange est donnée par l'équation :

$$d\phi = K(T_1 - T_2)dS \quad (1.10)$$

Avec K est le coefficient d'échange global entre les fluides 1 et 2 situés de part et d'autre de la paroi d'échange. Les températures T_1 et T_2 sont les températures moyennes des deux fluides.

L'intégration du flux thermique échangé sur la surface d'échange ne peut s'effectuer que si l'on connaît l'évolution du coefficient d'échange en fonction des températures T_1 et T_2 dont l'évolution suivant l'écoulement doit être connue.

Pratiquement, l'intégration ne peut s'effectuer simplement qu'en admettant les hypothèses suivantes :

- ✚ On définit une température moyenne caractéristique pour chaque fluide ;
- ✚ Le coefficient d'échange global K est constante et a été déterminé aux températures moyennes des deux fluides.

La surface totale s'obtient en intégrant l'équation précédente :

$$S_{tot} = \int \frac{d\varphi}{K(T_1 - T_2)} \quad (1.11)$$

$$S_{tot} = \int \frac{\varphi}{K\Delta T_{12}} = \frac{\varphi}{K\Delta T_m} \quad (1.12)$$

$\overline{\Delta T_{12}} = \Delta T_m$ Est la différence moyenne de température entre les deux fluides sur tout l'échangeur :

$$\Delta T_m = \int_0^{S_{tot}} (T_1 - T_2) dS \quad (1.13)$$

Pour des écoulements co-courant et contre-courant, et dans le cas où le coefficient d'échange peut être considéré comme constant, cette différence moyenne de température est la différence de température logarithmique moyenne **DTLM**.

Dans le cas où l'une des températures de sortie est inconnue, on utilise les équations du bilan thermique de l'échangeur :

$$\varphi = C_1(T_{1e} - T_{1s}) \quad (1.14)$$

$$\varphi = C_2(T_{2e} - T_{2s}) \quad (1.15)$$

Où

$$C_1 = \dot{m}_1 \times C_{p1}$$

$$C_2 = \dot{m}_2 \times C_{p2}$$

C_1 et C_2 : Sont les débits de capacité thermique, $\dot{m}_1$ et $\dot{m}_2$ débits massique des deux fluides, C_{p1} et C_{p2} capacités thermiques massiques des fluides 1 et 2 respectivement.

– Écoulement à co-courant :

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{1e}-T_{2e})-(T_{1s}-T_{2s})}{\ln \frac{(T_{1e}-T_{2e})}{(T_{1s}-T_{2s})}} \quad (1.16)$$

– Écoulements à contre-courant :

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{1e}-T_{2s})-(T_{1s}-T_{2e})}{\ln \frac{(T_{1e}-T_{2s})}{(T_{1s}-T_{2e})}} \quad (1.17)$$

Finalement, l'expression du flux thermique échangé a été donnée par :

$$\varphi = K \times S_{tot} \times \Delta T_m \quad (1.18)$$

1.2 Les ailettes

1.2.1 Définition de l'aillette

Une ailette est un dispositif thermique visant à augmenter la surface de contact avec un fluide extérieur pour intensifier les échanges convectifs, le mélange de l'écoulement et donc le transfert de chaleur.

La chaleur se propage par conduction à travers l'aillette qu'est refroidi ou chauffée par convection par le fluide environnant.

1.2.2 Efficacité de l'aillette

L'efficacité d'une ailette est définie comme étant le rapport de la puissance thermique réellement échangée par l'aillette à la puissance thermique théorique qu'elle serait capable d'échanger si toute la surface de l'aillette est à la température de sa base T_b . [6]

$$\eta_a = \frac{\varphi_{réel}}{h S_a (T_b - T_f)} \quad (1.19)$$

Le flux thermique réel échangé $Q_{réel}$ s'obtient par intégration sur la surface d'échange S_a de l'aillette :

$$\varphi_{réel} = \int h (T_{ail} - T_f) \quad (1.20)$$

Il est généralement plus facile d'utiliser la conservation du flux de chaleur (régime stationnaire, travail nul), qui stipule que le flux convectif échangé avec l'air est égal en valeur absolu au flux conductif qui entre au pied de l'ailette :

$$Q_a = \lambda A \left. \frac{dT}{dz} \right|_{z=0} \quad (1.21)$$

Une fois le champ de température connu, il est possible d'utiliser la relation (1.20) afin d'obtenir le flux de chaleur échangé par l'ailette.

Pour une ailette de section constante à sommet adiabatique, l'utilisation simultanée de l'équation du champ de température et la relation (1.21) conduit au flux échangé :

$$\Phi_a = (T_b - T_f) m \lambda A \tanh(mL) = (T_b - T_f) \sqrt{hp\lambda A} \tanh(mL) \quad (1.22)$$

Avec : $m = \sqrt{\frac{h \cdot p}{\lambda \cdot S}}$ avec $p = 2(d+e)$

La quantité m , homogène à l'inverse d'une longueur, est appelée "module de l'ailette".

On obtient l'efficacité de l'ailette en introduisant cette relation dans la relation (1.19) :

$$\eta_a = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (1.23)$$

Physiquement, la relation (1.18) montre que si la hauteur de l'ailette croît, l'efficacité diminue. Des ailettes démesurément longues accroissent inutilement le poids et l'encombrement, sans améliorer significativement les échanges de chaleur.

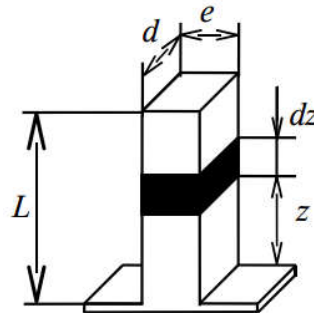


Fig. 1.15 Dimensions de l'ailette utilisée.

1.2.3 Effet des paramètres géométriques

La distribution du coefficient de transfert thermique sur un tube à ailettes est principalement liée aux conditions d'écoulement et la géométrie des ailettes. En outre, il existe plusieurs facteurs importants contrôlant le transfert de chaleur et les pertes de charge à travers un faisceau de tubes à ailettes et l'interaction entre ces facteurs crée un problème très complexe.

1.2.3.1 Effet du diamètre et de la forme des tubes

Torikoshi et Xi [7] montrent que le coefficient de transfert de chaleur moyen dépend principalement du diamètre extérieur du tube. D'une autre part, la structure d'écoulement change aussi avec le diamètre extérieur des tubes. Les résultats de cette étude montrent également que la chute de pression augmente avec l'augmentation du diamètre de tube.

L'effet du diamètre extérieur des tubes sur le changement de transfert thermique et les caractéristiques de l'écoulement du fluide dans un faisceau de tubes à ailettes circulaire a été examiné numériquement par Mi Sandar Mon [8]. Cette investigation numérique a été effectuée pour trois valeurs de diamètre des tubes (13,59 ; 24 et 28mm), avec un intervalle de nombre de Reynolds ($8,6 \times 10^3 \leq Re \leq 4,3 \times 10^4$). Les résultats trouvés par l'auteur indiquent que l'influence du diamètre des tubes est remarquable dans le cas de l'arrangement en ligne que l'arrangement en quinconce. D'une autre part, avec les deux arrangements des tubes, le coefficient de transfert thermique et la chute de pression sont inversement proportionnelles avec le diamètre des tubes pour une même valeur du nombre de Re et un rapporte $\left(\frac{S}{D_t}\right)$ fixe.

Pour une ailette avec des inserts, Hui Han et al. [9] ont étudié numériquement l'effet du diamètre et de la forme de tube sur l'écoulement du fluide et les caractéristiques de transfert thermique d'un échangeur de chaleur. Ils ont constaté que le flux thermique échangé avec un tube ovale augmente de 1.5-4.9%, alors que la chute de pression diminuée de 22.0-31.8% comparativement avec un tube circulaire. Cette étude indique aussi que le coefficient de transfert convectif augmente avec le diamètre du tube tandis que la surface d'échange totale de l'échangeur est diminuée.

1.2.3.2 Effet de l'espacement entre les ailettes

N. Kayansayan [10] a montré, en examinant dix configurations différentes d'échangeur à quatre rangées, que le coefficient de transfert thermique croît avec l'espacement entre les ailettes.

D.G. Rich [11] a étudié également l'effet de l'espacement entre ailettes et du nombre de rangées pour le cas d'un faisceau de tubes à ailettes plaque plane. L'étude montre que le facteur de Colburn diminué de 50% quand l'espacement entre ailettes réduit de 8,7 mm à 1,23 mm.

Récemment, **S.Unger et al.** [12] ont analysé par une étude expérimentale la variation des caractéristiques de la convection forcée et de l'écoulement du fluide avec l'espacement entre ailettes, inclinaison du tube et le nombre de Re pour le cas d'un tube ovale avec des ailettes annulaires ovales. Ils ont trouvé que, pour une position de tube perpendiculaire avec la direction de l'écoulement, qu'il y a une amélioration du nombre de Nusselt et une réduction du facteur de frottement quand l'espacement entre ailettes augmente.

1.2.3.3 Effet de l'espacement entre les tubes

Indépendamment de l'effet de diamètre du tube, l'intensité de la turbulence à l'intérieur d'un faisceau de plusieurs rangées est dépend fortement de l'espace entre les tubes, l'arrangement du faisceau et la vitesse d'entrée de l'écoulement. Par conséquent, l'échange thermique et la chute de pression dans un faisceau de tubes varient surement avec ces paramètres.

Mon [8] a été parmi les premiers à étudier numériquement avec le code de calcul Fluent 6.2 la variation des propriétés thermo-hydraulique d'un échangeur à ailettes circulaires avec l'augmentation des espacement entre tubes. L'effet de ce paramètre a été analysé pour les deux arrangements des tubes et avec trois valeurs du nombre de Re. Les résultats, de ce travail, ont été présentés en termes de variation du coefficient de transfert convectif et de la chute de pression (voir la fig. 1.16).

Les courbes de cette figure montrent que, quelles que soit l'arrangement des tubes et le nombre de Re, le coefficient d'échange convectif et les pertes de charge (ΔP) diminuent avec le pas diagonal entre tubes. L'auteur montre également que le pas transversal des tubes a une influence importante sur l'arrangement en ligne que l'arrangement en quinconce.

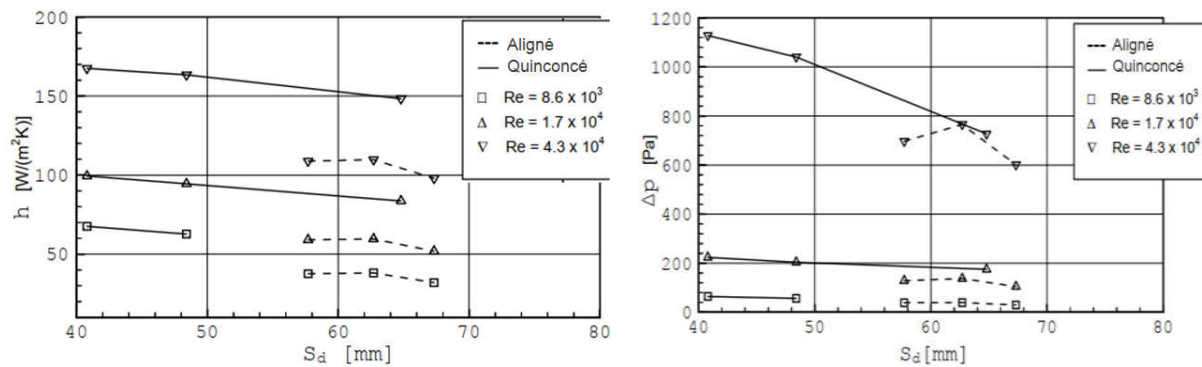


Fig. 1.16 Effet de l'espacement diagonale entre tubes sur le coefficient de transfert convectif et la chute de pression [8].

Plus récemment, **Y. Ma et al.** [13] ont analysé dans leur publication les effets du pas entre ailettes, espacement longitudinale et transversale des tubes sur les performances d'un échangeur de dix rangées de tubes à ailettes dentelées. Les résultats fournies par les différents essais expérimentaux montrent que l'augmentation de l'espacement transversal entre tubes corresponde à une réduction du nombre d'Euler, alors que le nombre de Nu reste inchangé. Cependant, l'espacement longitudinal entre tubes à un effet insignifiant sur les nombres de Nusselt et d'Euler, et le rapport optimum (espace transversal sur l'espacement longitudinal) augmente avec l'augmentation de l'espacement transversal entre les tubes.

1.2.3.4 Effet de l'arrangement et du nombre de rangées de tubes

Le transfert de chaleur à partir d'un faisceau de tubes à ailettes est principalement basé sur le modèle découlement. L'écoulement sur un seul tube à ailettes est assez différent de l'écoulement dans un faisceau de tubes. Des recherches ont montré que l'influence de l'effet de nombre de rang sur le transfert de chaleur pour les faisceaux de tubes en quinconce est moins importante que pour un faisceau aligné ($n \geq 2$).

Kwak et al. [14] ont réalisé des expériences pour voir l'effet du nombre de rangées et de l'insertion des segments métallique proche des tubes de la dernière rangée. Les résultats expérimentaux fournis dans cet article prouvent que, pour un arrangement quinconce des tubes sans insertion des segments, le transfert de chaleur est presque indépendant du nombre de rangées des tubes. Au contraire, la perte de pression dépend légèrement du nombre de rangées de tubes.

Mon et al. [15] ont présenté des simulations numériques tridimensionnelles pour résoudre le problème de transfert thermique conjugué (conduction-convection), en régime d'écoulement turbulent. Les résultats présentés, dans leur article, ont montré que l'arrangement décalé des tubes rapporte clairement un flux de chaleur plus grand, alors que la chute de pression est généralement plus élevée que celle de l'arrangement aligné. Toutefois, avec des

faibles valeurs du nombre de Re , l'arrangement en ligne des tubes a une meilleure performance que l'arrangement décalé.

Le code de calcul ANSYS CFX 19.0 a été utilisé par **S. Unger et al.** [16] afin de voir la variation du comportement de l'écoulement et le phénomène de la convection naturelle avec les paramètres géométriques : le pas transversal et longitudinal entre tubes, forme du tube, le nombre de rangées et arrangement du faisceau. Les résultats de ces simulations numériques indiquent que la configuration en quinconce de l'échangeur fonctionne mieux que l'arrangement en ligne, car le mélange d'écoulement est plus élevé. D'une autre part, un nombre de rangées supérieur à 5 n'améliore pas le transfert thermique.

Jang et al. [17] a signalé que le transfert de chaleur est indépendant du nombre de rangées quand ce nombre est plus que quatre, et que le coefficient de transfert de chaleur et le facteur de frottement de l'arrangement décalé des tubes sont respectivement 15-27% et 20-25% plus grand que ceux de l'arrangement aligné.

1.2.3.5 Effet de l'épaisseur et du matériau d'ailettes

Dans le but de construire une ailette à petite taille et plus performante, plusieurs travaux de recherche trouvés dans la littérature ont intéressé à l'examinations de l'effet d'épaisseur et du matériau de constriction des ailettes.

Un nombre de 10 prototypes des échangeurs de chaleur avec deux rangées de tubes à ailettes ondulées ont été testés expérimentalement par **Kuvannarat et al.** [18]. L'objectif de ce travail de recherche et de voir, pour un espacement d'ailettes $S = 1,41\text{mm}$ fixe, l'influence de la variation de l'épaisseur des ailettes dans l'intervalle (0,115-0,25mm). Ils ont étudié l'effet du poisson sur les performances d'une nageoire ondulée. L'étude indique que l'effet de l'épaisseur des ailettes sur le coefficient de convection est significatif. Les coefficients de transfert de chaleur pour $E = 0,25\text{ mm}$ sont environ 5 à 50% plus élevés que ceux de 0,15 mm tandis que la chute de pression pour le premier cas est environ 5 à 20% supérieure à celle du second cas.

Des approches numériques sur les tubes à ailettes annulaires ont été exécutées par **Bilirgen et al.** [19] en utilisant le logiciel ANSYS FLUENT. Les effets de l'espacement entre ailettes, hauteur et épaisseur d'ailette et du matériau de construction des ailettes sur le transfert de chaleur global et la chute de pression ont été déterminés pour le cas d'une seule rangée de tubes, avec un écoulement croisé des fluides. Le régime d'écoulement a été assumé tridimensionnelle, transitoire, incompressible et turbulent.

Les résultats publiés dans cet article affirment que le coefficient de transfert de chaleur augmente avec l'épaisseur de l'ailette. Cependant, cette augmentation est relativement faible, en particulier pour le cas où ($E \geq 1\text{mm}$). En parallèle, il y a une augmentation remarquable de la chute de pression avec ce paramètre.

D'une autre part, les auteurs faire une analyse approfondie de leurs résultats concernant l'effet de quatre matériaux de construction de l'ailette : Acier inoxydable 304, plats en acier au carbone, aluminium et le cuivre. Ils ont observé que, quelque soit l'épaisseur de l'ailette, l'acier inoxydable 304 donne un coefficient de transfert de chaleur sensiblement inférieur que les autres matériaux. Cependant, l'acier au carbone, l'aluminium et le cuivre donnent presque une même valeur du coefficient de transfert de chaleur (voir la figure ci-dessous).

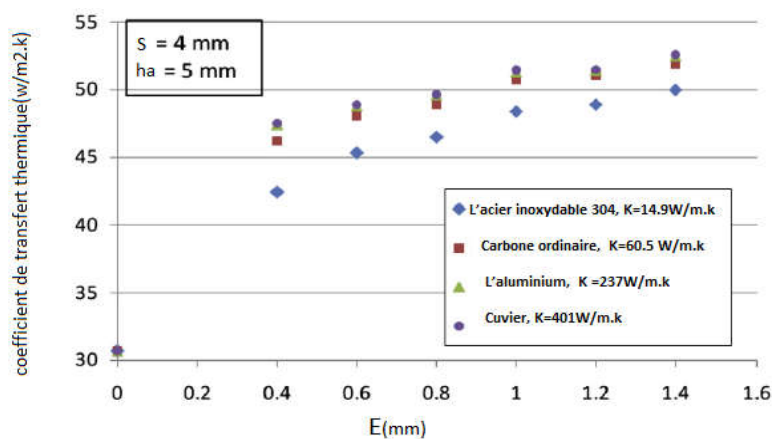


Fig. 1.17 Effet de l'épaisseur et du matériau d'ailette sur le coefficient de transfert thermique.

Récemment, **B. Anoop, C. Balaji, et K. Velusamy [20]** ont étudié le transfert de chaleur sur un tube avec des ailettes dentelées en combinant entre des testes expérimentales et des simulations numériques. La longueur des segments, le pas entre ailettes, la hauteur et l'épaisseur d'ailette ont été étudiés. L'épaisseur de l'ailette prend les valeurs : $E = 0,9 ; 1,2 ; 1,5$ et $1,8\text{mm}$.

Les chercheurs ont trouvé qu'au faible nombre de Re , l'épaisseur n'a pas une influence significative sur le nombre de Nu . Mais son effet est remarquable au nombre de Reynolds élevé. L'étude montre également qu'une ailette plus épaisse mène à un nombre de Nu plus élevé mais ceci conduit également à un poids plus élevé pour l'échangeur de chaleur.

1.2.3.6 Effet de l'ellipticité d'ailettes et de tubes

Plusieurs recherches expérimentales et numériques trouvées dans la littérature concernant la recherche d'une forme optimale des tubes et des ailettes annulaires. L'objectif

principale de ces travaux et de développé un profile qui corresponde à un bon échange thermique et à un minimum de la chute de pression.

Pour le cas d'un tube à ailettes circulaires et elliptiques, **Kundi et al.** [21] ont résolu l'équation gouvernant la conduction de la chaleur, en considérant un coefficient d'échange convectif uniforme le long de la surface d'ailette. Une technique semi analytique a été utilisé, par les auteurs, afin de faire une étude comparative du transfert de chaleur entre une ailette elliptique et une ailette annulaire circulaire en position concentrique et excentrique avec le tube (voir la figure ci-dessous). L'étude montre que, pour une restriction d'un côté de l'ailette, la chaleur dissipée par les ailettes elliptiques est très inférieure à celle cédée avec l'ailette excentrique. Cependant, pour une restriction de l'espace des deux côtés, l'ailette elliptique a un très bon taux de transfert thermique par rapport à celui de l'ailette circulaire.

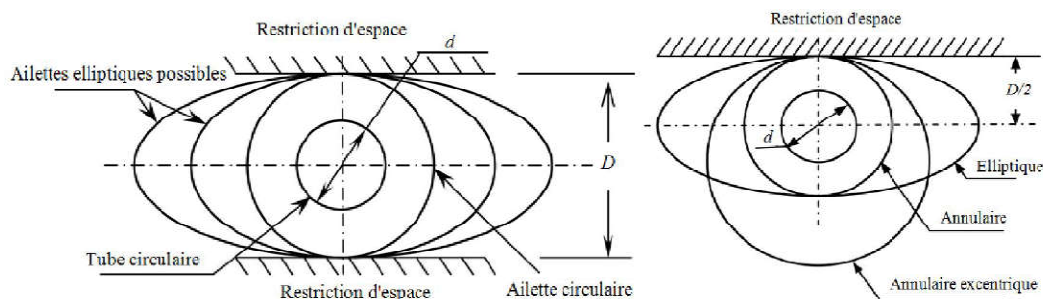


Fig. 1.18 Différentes géométries et profils d'ailette pour une et deux restriction d'espace.

Simo Tala et al. [22] ont également étudié l'effet de la modification de la forme des tubes (de la forme circulaire à la forme elliptique) sur les caractéristiques thermo-hydrauliques côté d'air et cadence de fabrication d'entropie en utilisant le modèle de turbulence instationnaire RANS. Ils ont trouvé une augmentation de la performance thermo-hydraulique de l'échangeur thermique par 80% avec la réduction de l'ellipticité de tube comparativement avec des tubes en forme circulaire.

Dans une vaste gamme des paramètres thermo-géométriques, l'efficacité d'une ailette annulaire elliptique a été étudiée numériquement par **Nemati et Samivand** [23]. Les chercheurs proposent une nouvelle corrélation pour estimer l'efficacité d'une ailette elliptique. Dans le but de maximiser le taux de dissipation thermique pour un volume spécifique d'ailette la corrélation permette d'optimiser la géométrie d'ailette.

Mohd Zeeshan et al. [24] ont appliqué la méthode de MOORA (multi-objective optimization on the basis of ratio analysis) pour évaluer les performances thermo-hydrauliques d'un échangeur de tubes en forme : circulaire, elliptique et ovale arrangées d'une façon aligné et quinconé. Ils ont trouvé que, à un nombre de Re élevé, la diminution de

l'ovalité des tubes diminue le coefficient de performance de l'échangeur. Concernant l'effet de l'ellipticité des tubes, une même tendance a été trouvée avec un arrangement en ligne des tubes. Au contraire, pour l'arrangement décalé, l'efficacité de l'échangeur augmente avec la diminution de l'ellipticité des tubes, cela peut être expliqué par le fait que la vitesse maximale d'écoulement entre les tubes augmente.

1.2.4 Effet de la géométrie d'ailette

La construction d'échangeurs de chaleur plus petits, plus légers et plus économes en énergie a toujours représenté un défi pour les ingénieurs. Le transfert de chaleur côté d'air dans ce contexte représente le facteur clé. Afin d'augmenter les performances thermique et dynamique d'un échangeur de chaleur, il est nécessaire de savoir l'influence de la géométrie des ailettes sur le transfert de chaleur et la chute de pression.

1.2.4.1 Ailettes continues

C'est la forme la plus classique et la plus connue des surfaces étendues. L'idée conventionnelle adoptée dans les surfaces d'ailettes est d'augmenter la surface d'échange thermique, intensifier le mélange du fluide et de diminuer la taille de la couche limite. Pour cela, les chercheurs ont développé d'autres formes d'ailettes continues telles que les ailettes ondulées, les ailettes perforées et les ailettes à générateurs des tourbillons.

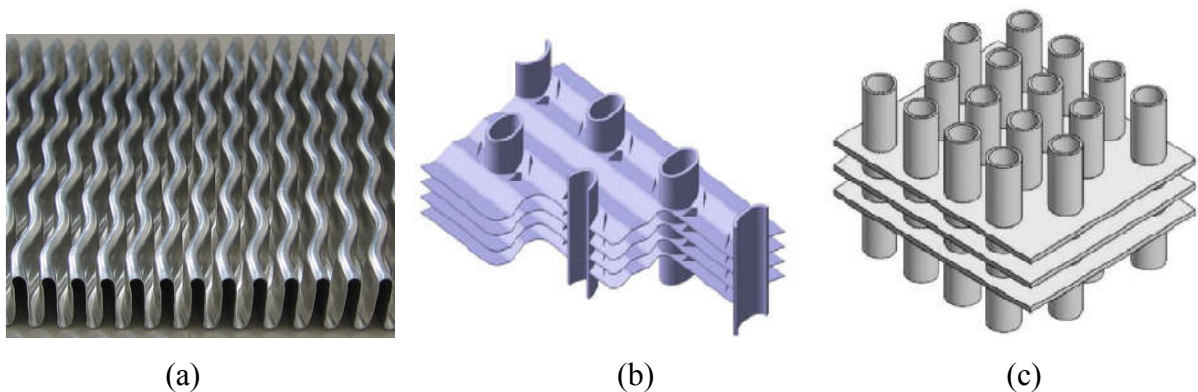


Fig. 1.19 Différentes configurations d'ailettes continues: (a) ailettes ondulées lisses, (b) ailettes ondulées interrompues, (c) ailettes planes [25, 26].

1.2.4.2 Les ailettes annulaires

Bošnjakovi et al. [27] ont fait des essais expérimentaux afin de comparer entre les performances d'un tube mené d'ailette circulaire et d'un autre tube mené par des ailettes en forme d'une étoile. Les ailettes sont ont été construire de l'acier inoxydable. Les deux échangeurs de chaleur ont été expérimentalement examinés avec le même équipement et dans des conditions identiques, avec un nombre de Re varié dans l'intervalle de 2000 à 13000.

Les résultats expérimentaux indiquent une augmentation du flux thermique par 39.3% en utilisant les ailettes à une forme d'une étoile, avec la réduction de la masse d'échangeur de chaleur par 23.8%.

Pour des applications industriels, afin de construire des l'échangeur de chaleur ayant des petites masse et taille, l'application des ailettes en forme d'étoile devient un bon choix.

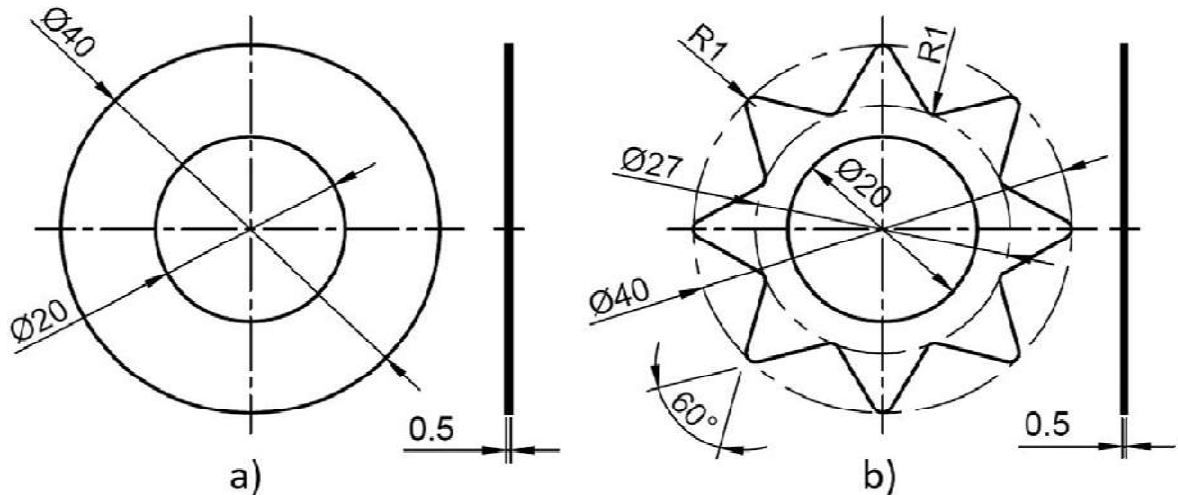


Fig. 1.20 Géométries d'ailette annulaire : (a) ailette circulaire pleine (b) ailette annulaire en forme d'étoile [27].

Lee et al. [28] ont étudié l'effet de la perforation d'ailettes circulaires sur la performance thermique et dynamique d'un échangeur de chaleur. Ils montrent que le coefficient de transfert de chaleur convectif à côté de l'air est augmenté de 3,55% et 3,31% pour respectivement 2 et 4 trous. Ces augmentations ont été suivies par une augmentation de la chute de pression de 0,68% et 2,08%, respectivement.

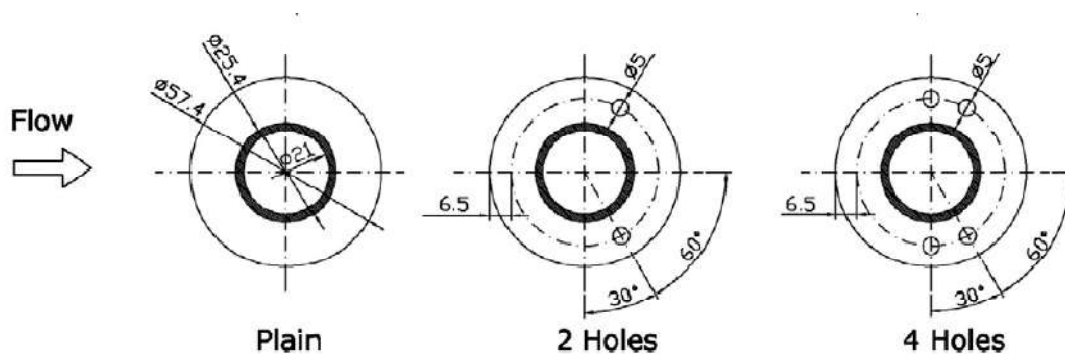


Fig. 1.21 Trois types d'ailette circulaire avec et sans perforations [28].

Jang et al. [29] ont fait une étude numérique et expérimentale pour comparer le comportement du fluide et du transfert thermique sur des ailettes elliptiques et circulaires situées dans un faisceau de quatre rangées de tubes qui sont aussi elliptiques. La comparaison a été réalisée pour les deux types d'arrangements des tubes, avec une seule valeur d'ellipticité

($e = 0,35$). Pour les deux arrangements des tubes, les résultats trouvés montrent que le coefficient de transfert thermique moyen pour les tubes à ailette elliptique était de 35–50% plus grand que celui de la forme circulaire, tandis que la chute de pression pour les tubes elliptiques est inférieure de 25-30% par rapport à la configuration circulaire. A la fin, les auteurs concluent que le rapport du coefficient d'échange thermique sur la chute de pression de la géométrie elliptique est 1,5 fois celui de la forme circulaire.

Une étude expérimentale a été effectuée par **Nagargoj et Patil** [30] pour comparer les coefficients de transfert thermique entre une ailette circulaire et une ailette elliptique. La comparaison a été réalisée pour un intervalle du nombre de Re : $(9600 \leq Re \leq 20300)$. Les résultats trouvés par les chercheurs indiquent que le coefficient de transfert convectif au niveau de l'ailette elliptique est supérieur de 60% comparativement avec celle de l'ailette circulaire.

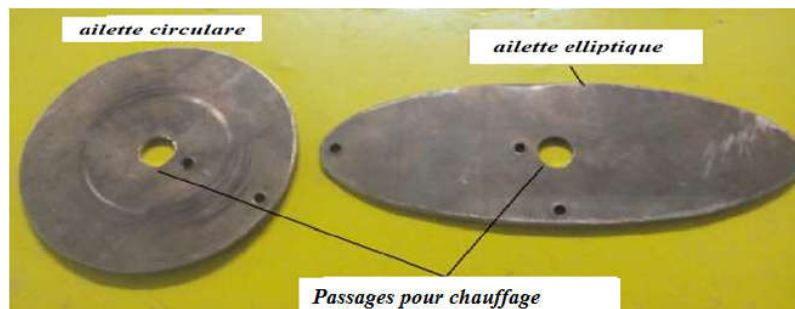


Fig. 1.22 Ailettes circulaire et elliptique [30].

Récemment, **Morales-Fuentes et Loredó-Sáenz** [31] ont mené des simulations par le logiciel ANSYS FLUENT v.18 pour comparer les caractéristiques thermique et dynamique d'un tube avec trois géométries d'ailettes annulaires : ailette carrée, ailette circulaire et une ailette à des segments cylindriques. Avec un régime d'écoulement turbulent, les auteurs utilisent le facteur de qualité du volume pour comparer entre les trois formes d'ailette. Le calcul de ce facteur est basé sur la puissance thermique échangée et la puissance de pompage du fluide. Les résultats de ce travail montrent que le facteur de qualité du volume pour l'ailette avec des segments cylindrique est importante comparativement avec les deux autres géométries. Les auteurs ont conclu qu'afin de choisir la géométrie avec la plus haute performance, le premier critère devrait être basé sur le facteur de compacité ; quand les géométries comparées ont un même facteur de compacité, l'efficacité d'ailette devrait être le suivant critère de sélection.

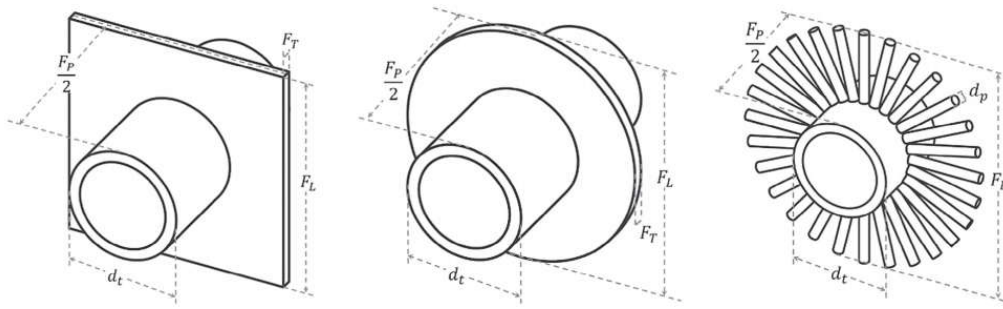
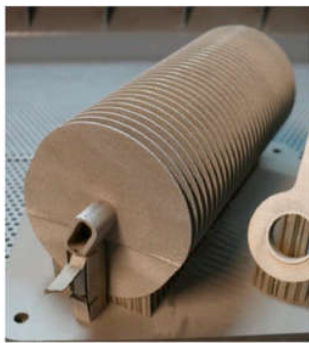


Fig. 1.23 Tube avec trois géométries d'ailette annulaire [31].

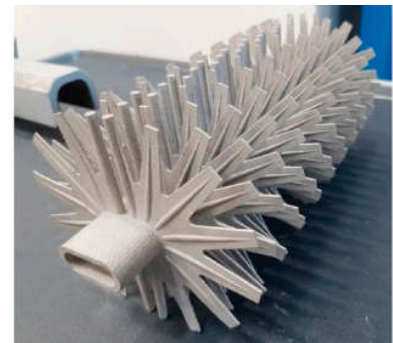
Une investigation expérimentale détaillée a été réalisé par **S. Unger et al.** [32] afin de comparer les performances thermo-hydraulique de trois nouveau géométries des ailettes annulaires : ailette circulaire pleine, ailette circulaire intégré par des tiges cylindriques et une ailette segmentée intégré par des tiges cylindriques (voir la Fig. 1.24). La forme des tubes est ovale. La comparaison a été réalisée par le calcul du flux thermique, nombre de Nu, facteur de frottement et efficacité des ailettes.



(a)



(b)



(c)

Fig. 1.24 Géométries des ailettes étudiée : (a) ailette circulaire pleine, (b) ailette circulaire intégré par des tiges cylindriques, (c) ailette segmentée intégré par des tiges [32].

1.2.4.3 Ailettes dentelées

Pour le cas des ailettes dentelées **Ma et al.** [13] et **Hofmann et al.** [33] ont étudié expérimentalement les caractéristiques de transfert thermique et de la chute de pression des faisceaux de tubes avec des ailettes dentelées. L'influence de diverses densités d'ailettes dentelées, de l'espacement transversal et longitudinal des tubes ont été présentées par Ma et al. L'effet de ces paramètres sur le nombre de Nusselt et le nombre d'Euler a été donné sous forme des corrélations prédictives.

Dans un faisceau de trois rangées de tubes, **Lemouedda et al.** [34] ont effectué une étude numérique comparative des performances thermiques des différents types d'ailettes dentelées.

La première partie d'étude compare la performance thermique des tubes à ailettes avec et sans dentelures. La deuxième partie de cette étude concerne l'effet du vrillage de la partie extérieure d'ailette sur la performance des tubes à ailettes dentelées (Fig. 1.25). Les investigations numériques effectuées dans cette étude montrent l'avantage d'utiliser les ailettes dentelées en améliorant la performance des échangeurs thermiques. En outre, l'augmentation du nombre de segments d'ailette par période mène à plus d'interruption de la couche limite et à plus de mélange du fluide. Ceci améliore généralement la performance des l'ailette dentelée.

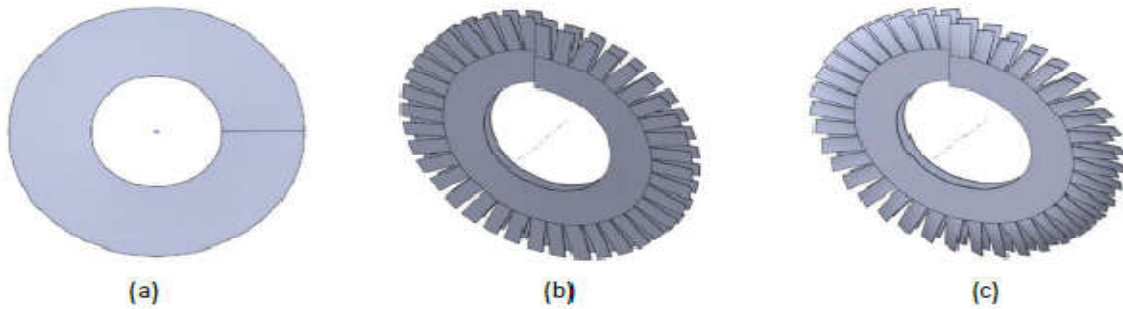


Fig. 1.25 Géométries d'ailettes: (a) ailette pleine (b) ailette dentelée sans vrillage (c) ailette dentelée avec vrillage [34].

D'après cette recherche bibliographique on peut remarque qu'il ya seulement l'étude de **Jang et Yang** [29] concernant la comparaison entre la forme circulaire et elliptique des ailettes annulaires dans un faisceau de quatre rangée. Mais, il faut noter ici que ce travail de recherche ne compare les deux configurations que pour une seul valeur d'ellipticité ($e= 0,35$). Pour cela, nous avons choisir dans ce travail de mémoire de faire une étude numérique approfondie afin de voir l'effet de l'ellipticité des tubes à ailettes circulaire sur les caractéristiques thermo-hydraulique d'un échangeur de trois rangées de tubes en arrangement quinconcé et aligné. La comparaison a fait pour quatre valeurs d'ellipticité d'ailettes et des tubes.

Références

- [1] M.-H. Mathonniere and M.-D. Hagelsteen, "Conseil de la concurrence," *Relatif à l'acquisition de la société vicarb par la société alfa laval Holding AB*, vol. 99-A-02, 1999.
- [2] BOUGRIOU.CHERIF, "calcul et technologie des échangeurs de chaleur," vol. N5327.
- [3] "Genie thermique et energie," *gunt hamburg- equipments pour l'enseignement technique*, vol. 3, pp. 65_69.
- [4] A. O. Borode, N. A. Ahmed, and P. A. Olubambi, "A review of heat transfer application of carbon-based nanofluid in heat exchangers," *Nano-Structures & Nano-Objects*, vol. 20, 2019.
- [5] U. M. s. D. d. g. M. o. énergétique, "module calcul et dimensionnement des échangeurs de chaleur," pp. 7_10, 2016_2017.
- [6] F.DOUMENC, "THERMIQUE APPLIQUEE," pp. 36, 2011_2012.
- [7] K. Torikoshi, and XI,G.N., "A Numerical steady of Flow and thermal Fields in finned tube heat exchangers," *IMECE Proceedings of the ASME heat transfer Division*, vol. HTD_VOL 317, pp. 453_457, 1995.
- [8] M. S. Mon, "Numerical investigation of air-side heat transfer and pressure drop in circular finned-tube heat exchangers," Doctorat thesis, Technische Universitat Bergakademie Freiberg, Germany, 2003.
- [9] H. Han, Y.-L. He, Y.-S. Li, Y. Wang, and M. Wu, "A numerical study on compact enhanced fin-and-tube heat exchangers with oval and circular tube configurations," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 65, pp. 686-695, 2013.
- [10] N. Kayansayan, "Heat transfer characterization of plat fin-tube heat exchanger," *Rev Int Froid*, vol. 17, pp. 49-57, 1994.
- [11] D. G. Rich, "The effect of the nombre of tubes rows on heat transfer performance of smooth plate fin-and-tube heat exchangers," *ASHRAE Transfer*, vol. 81, pp. 307-317, 1975.
- [12] S. Unger, M. Beyer, M. Arlit, P. Stasch, and U. Hampel, "An experimental investigation on the air-side heat transfer and flow resistance of finned short oval tubes at different tube tilt angles," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 140, pp. 225-237, 2019.
- [13] Y. Ma, Y. Yuan, Y. Liu, X. Hu, and Y. Huang, "Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in serrated finned tube banks with staggered layouts," *Applied Thermal Engineering*, vol. 37, pp. 314-323, 2012.
- [14] K. M. Kwak, K. Torii, and K. Nishino, "Heat transfer and pressure loss penalty for the number of tube rows of staggered finned-tube bundles with a single transverse row of winglets," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 46, pp. 175-180, 2003.
- [15] M. S. Mon and U. Gross, "Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 1953-1964, 2004.
- [16] S. Unger, E. Krepper, M. Beyer, and U. Hampel, "Numerical optimization of a finned tube bundle heat exchanger arrangement for passive spent fuel pool cooling to ambient air," *Nuclear Engineering and Design*, pp. 110549, 2020.
- [17] J. Y. Jang, M. C. Wu, and W. J. Chang, "Numerical and experimental studies of three-dimensional plate-fin and tube heat exchangers," *International Journal Heat and Mass Transfer*, vol. 39, pp. 3057-3066, 1996.
- [18] T. Kuvannarat, C. C. Wang, and S. Wongwises, "Effect of fin thickness on the air-side performance of wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, pp. 2587-2596, 2006.
- [19] H. Bilirgen, S. Dunbar, and E. K. Levy, "Numerical modeling of finned heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 61, pp. 278-288, 2013.
- [20] B. Anoop, C. Balaji, and K. Velusamy, "A characteristic correlation for heat transfer over serrated finned tubes," *Annals of Nuclear Energy*, vol. 85, pp. 1052-1065, 2015.
- [21] B. Kundu and P. K. Das, "Performance analysis and optimization of elliptic fins circumscribing a circular tube," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 50, pp. 173-180, 2007.
- [22] J. V. Simo Tala, D. Bougeard, S. Russeil, and J.-L. Harion, "Tube pattern effect on thermalhydraulic characteristics in a two-rows finned-tube heat exchanger," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 60, pp. 225-235, 2012.

- [23] H. Nemati and S. Samivand, "Performance optimization of annular elliptical fin based on thermo-geometric parameters," *Alexandria Engineering Journal*, vol. 54, pp. 1037-1042, 2015.
- [24] M. Zeeshan, S. Nath, and D. Bhanja, "Numerical study to predict optimal configuration of fin and tube compact heat exchanger with various tube shapes and spatial arrangements," *Energy Conversion and Management*, vol. 148, pp. 737-752, 2017.
- [25] C.-C. Wang, Y.-T. Lin, C.-J. Lee, and Y.-J. Chang, "Investigation of wavy fin-and-tube heat exchangers: a contribution to databank," *Experimental Heat Transfer*, vol. 12, pp. 73-89, 1999.
- [26] B. Lotfi, M. Zeng, B. Sund, and Q. Wang, "3D numerical investigation of flow and heat transfer characteristics in smooth wavy fin-and-elliptical tube heat exchangers using new type vortex generators," *Energy*, vol. 73, pp. 233-257, 2014.
- [27] M. Bošnjakovic, S. Muhić, and A. Cikić, "Experimental testing of the heat exchanger with star-shaped fins," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 149, pp. 119190, 2020.
- [28] D. H. Lee, J. M. Jung, J. H. Ha, and Y. I. Cho, "Improvement of heat transfer with perforated circular holes in finned tubes of air-cooled heat exchanger," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 39, pp. 161-166, 2012.
- [29] J.-Y. Jang and J.-Y. Yang, "Experimental and 3D numerical analysis of the thermal-hydraulic characteristics of elliptic finned-tube heat exchangers," *Heat Transfer Engineering*, vol. 19, pp. 55-67, 1998.
- [30] K. Nagargoje and A. M. Patil, "Experimental investigation of heat transfer from annular fins of circular and elliptical cross section," *International Journal of Engineering Sciences & Research Technology*, vol. 5(3), pp. 512-516, 2016.
- [31] A. Morales-Fuentes and Y. A. Loredó-Sánchez, "Identifying the geometry parameters and fin type that lead to enhanced performance in tube-and-fin geometries," *Applied Thermal Engineering*, vol. 131, pp. 793-805, 2018.
- [32] S. Unger, M. Beyer, S. Gruber, R. Willner, and U. Hampel, "Experimental study on the air-side thermal-flow performance of additively manufactured heat exchangers with novel fin designs," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 146, pp. 1-11, 2019.
- [33] R. Hofmann, F. Frazer, and K. Ponweiser, "Experimental analysis of enhanced heat transfer and pressure-drop of serrated finned-tube bundles with different fin geometries," *5th WSEAS International conference on heat and mass transfer (HMT'08), Acapulco, Mexico*, pp. 54-62, 2008.
- [34] A. Lemouedda, A. Schmid, E. Franz, M. Breuer, and A. Delgado, "Numerical investigations for the optimization of serrated finned-tube heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, pp. 1393-1401, 2011.

Chapitre 2. Approche numérique

2.1 Introduction

La principale difficulté d'application des méthodes numérique a un échangeur de chaleur tubulaire muni d'ailettes circulaires, elliptiques ou carrées, est sa géométrie. D'autre part, plusieurs paramètres géométriques influent directement sur l'amélioration du transfert de chaleur.

A cause de développement des modèles physiques, l'analyse numérique et la puissance informatiques, la simulation des propriétés de transfert de chaleur dans des cas tridimensionnels devient possible.

Dans la réalité l'écoulement turbulent est tridimensionnel et le temps de calcul est très long en comparant avec un écoulement bidimensionnel, a cause de cela, les études tridimensionnel sur les échangeurs de chaleur tubulaires a ailettes circulaires son rares. Par conséquent, la simulation du champ d'écoulement tridimensionnel dans des conditions géométriques complexes est difficile d'analyser et une tache apparemment compliquée.

Le logiciel disponible pour la simulation de l'écoulement de fluide **FLUENT** est utilise pour déterminer le champ de vitesse et de transfert de chaleur, **FLUENT** est base sur la méthode de volume finis et demande de l'utilisateur « **GAMBIT** » de fournir un maillage de domaine, les propriétés physique et les conditions aux limites.

Après la simulation d'un problème, les considérations telles que l'état des frontières, la taille du domaine, le type du grill et le modèle à deux dimensions ou à trois dimensions sont nécessaires. Par exemple, le choix approprié du type de la maille peut économiser le temps et les calculs. D'autre part, un examen consciencieux pour le choix des modèles physiques et la détermination du procède de solution produira des résultats plus efficaces [1].

2.2 Equations gouvernant le problème étudié

Dans la présente étude, le régime d'écoulement turbulent est choisi pour tous les calculs. Le nombre de Reynolds est déterminé en se basant sur la vitesse d'entrée d'air et le diamètre extérieur de tubes [2, 3]. Ceci donne une variation du nombre de Reynolds dans l'intervalle ($5100 < Re < 15400$). Donc, l'écoulement dans le faisceau de tubes à ailettes a été assumé: tridimensionnel, incompressible, stationnaire et turbulent. Les équations de Navier-Stokes moyennées (équations de Reynolds), équation de continuité et l'équation d'énergie sont suffisamment rapprochées par :

- Continuité :

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

- Quantité de mouvement :

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_i u_j + P \delta_{ij} - \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) + \rho \overline{u'_i u'_j} \right) = 0 \quad (2.2)$$

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

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho K + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (2.3)$$

- Equation d'énergie:

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

λ_t est la conductivité thermique turbulent.

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

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

Pour le modèle de turbulence, nous avons choisi le modèle $k-\varepsilon$. Les modèles $k-\varepsilon$ sont classés dans des modèles à deux équations dans lesquels, à la fois la longueur turbulente et l'échelle de temps sont déterminées en résolvant deux équations de transport distinctes. Trois

versions différentes des modèles $k-\varepsilon$ se trouvent dans FLUENT. Le modèle $k-\varepsilon$ standard est le modèle le plus courant pour simuler un écoulement turbulent. La robustesse, l'économie et une précision raisonnable pour une large gamme des écoulements turbulents expliquent sa popularité dans les simulations industrielles d'écoulement et de transfert de chaleur. Il s'agit d'un modèle semi-empirique, et la dérivation des équations du modèle repose sur des considérations phénoménologiques et d'empirisme.

L'inconvénient de tous les modèles $k-\varepsilon$ est leur insensibilité aux gradients inverses de pression et à la séparation des couches limites.

Le modèle RNG $k-\varepsilon$ a été dérivé en utilisant une technique statistique. Il est similaire dans sa forme au modèle $k-\varepsilon$ standard, mais comprend les améliorations suivantes [4]:

- Le modèle RNG a un terme supplémentaire dans son équation ε qui améliore la précision pour les écoulements rapidement tendus.
- L'effet des vortex sur la turbulence est inclus dans le modèle RNG, améliorant la précision des écoulements tourbillonnants.
- La théorie du modèle RNG fournit une formule analytique pour les nombres de Prandtl turbulents, tandis que le modèle standard utilise des valeurs constantes prédéfinies.
- Alors que le modèle standard est un modèle à nombre de Reynolds élevé, la théorie RNG fournit une formule différentielle analytiquement dérivée pour une viscosité efficace qui tient compte des effets à faible nombre de Reynolds.

Ces caractéristiques rendent le modèle RNG $k-\varepsilon$ plus précis et fiable pour de nombreux types d'écoulement que le modèle standard.

Le modèle $k-\varepsilon$ réalisable diffère du modèle $k-\varepsilon$ standard de deux façons importantes:

- Le modèle $k-\varepsilon$ réalisable contient une formulation alternative pour la viscosité turbulente.
- Une équation de transport modifiée pour le taux de dissipation, ε , a été dérivée d'une équation exacte pour le transport de la fluctuation moyenne quadratique du tourbillon.

Le terme «réalisable» signifie que le modèle satisfait certaines contraintes mathématiques sur les contraintes de Reynolds, cohérentes avec la physique des écoulements turbulents. Ni le modèle $k-\varepsilon$ standard ni le modèle RNG $k-\varepsilon$ ne sont réalisables [4].

Les modèles k- ϵ réalisables et RNG ont montré des améliorations substantielles par rapport au modèle k- ϵ standard où les caractéristiques d'écoulement comprennent une forte courbure aérodynamique, des tourbillons et une rotation. Puisque le modèle réalisable est encore relativement nouveau, on ne sait pas exactement dans quels cas le modèle k- ϵ réalisable surpasse systématiquement le modèle RNG [4].

Comme la majorité des références [2, 5-8] concernant la simulation numériques des problèmes thermiques et dynamique autour d'un faisceau de tubes à ailettes annulaires dépendent du modèle RNG k- ϵ , nous avons choisi ce modèle de turbulence pour la fermeture de notre système d'équations. Pour plus de détails sur les équations de ce modèle voir les références [5, 6, 8].

2.3 Méthode de résolution numérique

Les équations différentielles aux dérivées partielles régissant les phénomènes de transfert de chaleur et de la mécanique des fluides dans un faisceau de tube à ailettes annulaires peuvent être résolues numériquement, en tenant compte des conditions aux limites et des conditions initiales. Il existe essentiellement trois méthodes de résolution de ces équations :

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

Le choix de l'utilisation de telle méthode numérique va dépendre essentiellement du type et de la complexité du problème à résoudre : la nature du fluide, le comportement thermodynamique, la modélisation du milieu et le problème stationnaire ou instationnaire. Dans la présente étude, on utilisera la méthode des volumes finis, car elle présente des avantages considérables du fait qu'elle soit simple, sa fiabilité quand aux résultats, son adaptation au problème physique, sa garantie pour la conservation de masse et de quantité de mouvement et de tout scalaire transportable sur chaque volume de contrôle et dans tout le domaine de calcul, ce qui n'est pas le cas pour les autres méthodes numériques [9].

2.3.1 Méthode des volumes finis

Les équations aux dérivées partielles régissant le mouvement d'un fluide sont dans le cas général non linéaire. Par conséquent elles ne peuvent pas être résolues analytiquement.

La méthode des volumes finis est utilisée par la majorité des codes de calcul, elle se base sur la subdivision du domaine d'étude en un nombre fini de volumes de contrôle (Mailles) sur lesquels les équations de conservation sont intégrées.

En plus de ça, la méthode des volumes finis consiste à :

- ✚ L'intégration des équations gouvernantes sur les volumes de contrôle individuels, afin de construire des équations algébriques pour les variables dépendantes discrètes (les inconnues), telles que les trois composantes de la vitesse ($\mathbf{U}$, $\mathbf{V}$, $\mathbf{W}$), la pression ($\mathbf{P}$), la température ($\mathbf{T}$) ...etc.
- ✚ La linéarisation des équations discrétisées.
- ✚ La résolution du système d'équations linéaires résultantes

Comparativement avec les autres méthodes, les avantages de la méthode des volumes finis sont :

- ✚ Approche très compatible avec les phénomènes physiques : bilan des flux.
- ✚ S'adapte pour une géométrie quelconque.
- ✚ Fournit plusieurs schémas pour la résolution des termes non-linéaires.
- ✚ Sa formulation donne la caractéristique de conservation de toute quantité, en bref, tout ce qui sort d'un volume de contrôle entre dans un autre.
- ✚ La méthode des volumes finis est la base de fonctionnement de la majorité des codes de simulation : Fluent, Star-CD, CFX...etc.

2.4 Présentation de « Fluent »

Fluent est un code de calcul pour modéliser les écoulements des fluides avec et sans transfert thermique dans des géométries quelconques. Il peut résoudre des problèmes d'écoulement avec des mailles non structurées, qui peuvent être produites pour les géométries complexes avec une facilité relative. Les types de mailles disponibles incluent : en cas 2D prends la forme triangulaire ou quadrilatère, pour le cas 3D il y a les mailles tétraédrique, hexaédrique, pyramidales, et les mailles hybrides.

Fluent est écrit en langage de programmation C et utilise pleinement la flexibilité et la puissance offertes par ce langage (allocation de mémoire dynamique). En outre, il utilise un architecteur qui lui permet d'exécuter en tant que plusieurs processus simultanés sur le même poste de travail ou sur des postes séparés pour une exécution plus efficace. L'utilisation expérimentée peut adapter ou augmenter aux besoins l'interface en écrivant des macros et des fonctions de menu afin d'automatiser certaines procédures. Ainsi, à titre non exhaustif, il a les capacités de faire les modélisations suivantes:

- ✚ Ecoulement 2D ou 3D.
- ✚ Etats permanents ou transitoires.
- ✚ Ecoulement incompressibles ou compressibles en incluant toute les régimes de vitesse (subsonique, transsoniques, supersoniques et hypersoniques).
- ✚ Ecoulements non visqueux, laminaires ou turbulents.
- ✚ Ecoulements Newtonien ou non.
- ✚ Transfert de chaleur, par conduction, par convection (naturelle ou forcé) ou radiatif.
- ✚ Ecoulements avec changements de phases.
- ✚ Ecoulements en milieux poreux....etc.

2.5 Présentation de Gambit

Gambit est un logiciel qui permis de dessiner différentes formes géométriques (2D ou 3D). Il permet de générer un maillage structuré ou non structuré, uniforme ou non uniforme en coordonnées cartésiennes, polaires ou cylindriques. Il peut réaliser des maillages complexes en deux ou trois dimensions avec des mailles de type rectangle ou triangle.

Ce logiciel est utilisé pour définir aussi les conditions aux limites appropriées, au niveau de cellules qui coïncident ou touchent la frontière du domaine de calcul et de spécifier le type du matériau de différentes zones (fluide ou solide).

2.6 Étapes de l'approche numérique

a) Création et maillage de la géométrie : Ces deux étapes sont réalisées au niveau du "Gambit".

b) Définition des conditions aux limites : De même cette étape est aussi réalisée en utilisant le "Gambit". Les conditions aux limites permettent de définir les variables de flux sur les limites du modèle physique choisi, certaines variables sont fixées et les autres calculées en fonction des variables fixes. Il est donc important qu'elles soient définies de manière cohérente avec la réalité physique. Les conditions aux limites sont aussi nécessaires pour avoir un nombre d'équations égales au nombre d'inconnues, afin de résoudre le système algébrique [10].

c) Résolution du problème avec le code Fluent

Pour effectuer la simulation par ce logiciel, il faut décrire les paramètres de solution suivants :

1. Choix entre simple précision ou double précision : Fluent offre deux modes de calcul : le mode “double précision” et le mode “simple précision”. Dans le mode “double précision”, les nombres à virgule flottante sont représentés en utilisant 64 bits, alors que le mode “simple précision” utilise une représentation à 32 bits. Le revers de cette précision est que le premier mode requiert beaucoup plus de mémoire. En outre, le mode “double précision” est préconisé entre autres pour les écoulements impliquant des longueurs d'échelles très disparates.

2. Modèles de turbulence : les modèles de turbulence les plus utilisés à l'heure actuelle dans les codes **CFD** sont les modèles à deux équations, et plus particulièrement le modèle de turbulence dit K- ϵ (RNG) qui est de loin le plus répandu [11].

3. Choix d'unité : l'unité dans l'échelle de la grille est de mètre.

4. Choix de la formulation du solveur : Dans cette étape, on a choisi le solveur segregated-implicite parmi les deux types que Fluent nous offre, puisque l'approche segregated offre de la souplesse dans le traitement de la solution et nécessite moins de mémoire. Choisi le modèle énergétique afin d'inclure l'équation énergie dans le calcul. Choisi le modèle RNG k-epsilon ce modèle est également un modèle de turbulence à 2 équations, ce modèle s'appuie sur la méthode mathématique dite de normalisation qui utilise une description spectrale et statistique de la turbulence.

5. Choix des matériaux : Ici on fait le choix des matériaux utilisés dans notre modèle à partir des listes existantes, sinon il faut les introduire selon nos besoins.

6. Insertion des conditions de fonctionnement (ici la gravité et la pression).

7. Imposer les conditions aux limites : Pour cette étape, Fluent nous offre une option qui permet à l'utilisateur d'imposer ses conditions aux limites et de définir les propriétés des matériaux et entrez la température de chaque partie.

8. Choix des schémas de discrétisation : Le schéma numérique « Upwind » avec une précision du 2ème ordre est sélectionné pour la discrétisation de toutes les équations. Il est fortement recommandé dans les écoulements de dominance convective. Malgré sa difficulté pour atteindre la convergence, le schéma du second ordre donne de très bons résultats. Pour l'aspect du couplage vitesse-pression nous avons choisi l'algorithme SIMPLE.

Les facteurs de sous relaxation sont :

❖ Pression	0,3
❖ Densité	1,0
❖ Energie	1,0
❖ Quantité de mouvement	0,7
❖ Energie cinétique turbulent	0,8
❖ Taux de dissipation turbulent	0,8
❖ Viscosité turbulent	1,0

Les critères de convergences ont été choisis comme suit:

- ❖ Continuité=0,001
- ❖ $k=0,001$
- ❖ $\varepsilon=0,001$
- ❖ Vitesse : $X,Y,Z=0,001$
- ❖ Energie= 10^{-6}

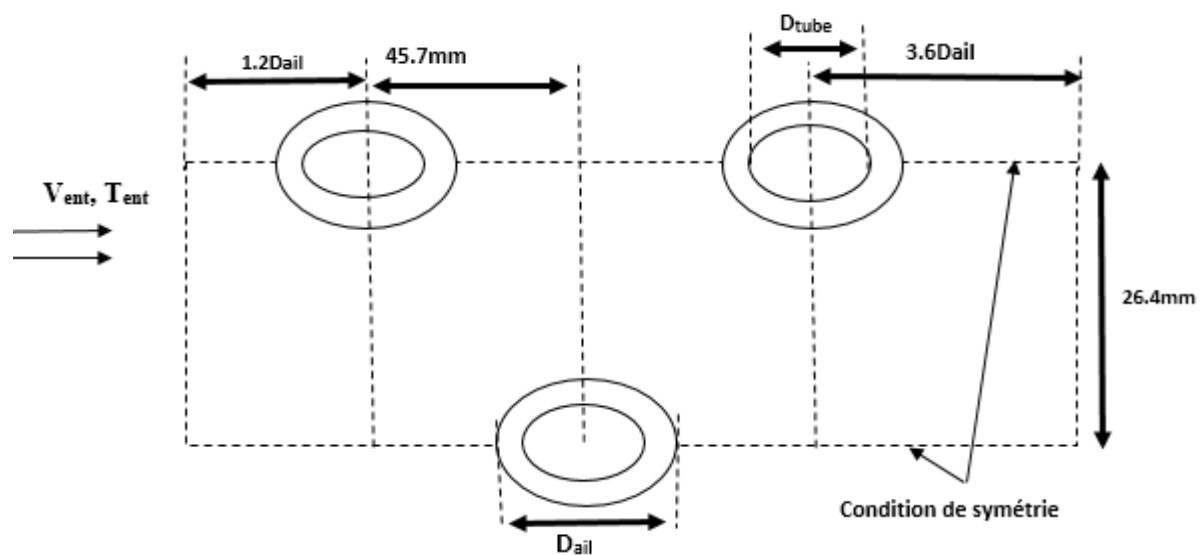
9. Initialisation du champ d'écoulement: Il est nécessaire d'initialiser toutes les variables avant de commencer les calculs.

10. Calcul de solution et l'enregistrement des résultats.

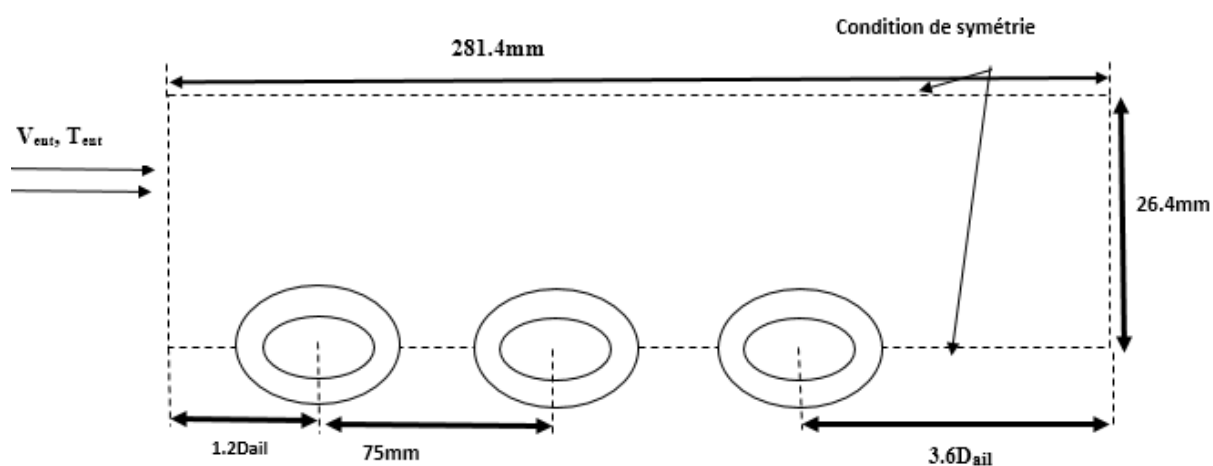
2.7 Domaine de calcul

En prévoyant de simuler un problème, les considérations de base du modèle de calcul telles que les conditions aux limites, la taille du domaine de calcul, topologie du maillage, modèle 2D ou 3D sont nécessaires. Basé sur la condition de symétrie entre les tubes et les ailettes, la cellule entre deux surfaces adjacentes d'ailettes est simulée. La géométrie de l'échangeur étudiée ainsi que les conditions aux limites sont montrées dans la figure ci-dessous.

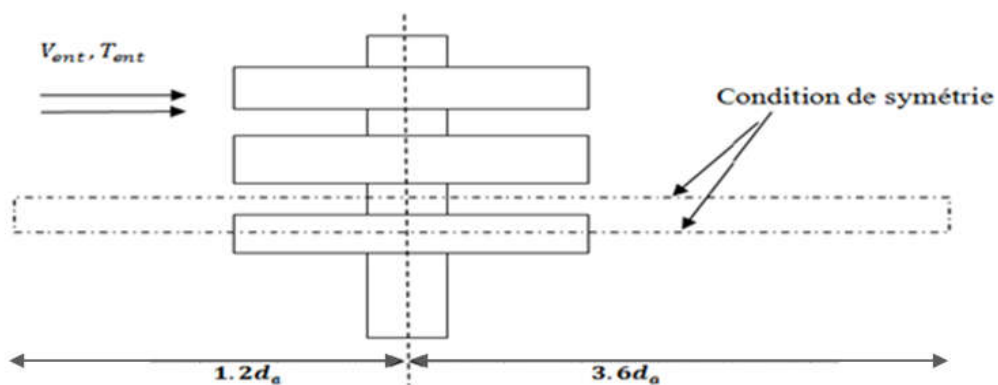
Les dimensions des différentes géométries analysées dans ce travail de mémoire sont montrées dans le tableau 2.1.



a) Arrangement en quinconce.



b) Arrangement en linge.



c) Section longitudinale du domaine de calcul

Fig. 2.1 Domain de calcul d'un faisceau de trois rangées (lignes pointillées), avec les conditions aux limites

Nom	Intervalle des valeurs (mm)
Diamètre de tubes	24
Diamètre d'ailette	44
Ellipticité (e)	1 - 0,8 - 0,6 - 0,4
Epaisseur de l'ailette	0,5
Le pas transversal	52,8 (mm)
Le pas longitudinal	45,7 (cas en quinconce), 75 (cas en ligne)
Espacement inter-ailettes	2

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

2.8 Maillage

La création de toutes les géométries ainsi que leurs maillage ont été fait sous le logiciel "Gambit". La génération du maillage et l'incorporation des conditions aux limites sont indispensables avant d'entamer tout autre objectif. L'amélioration et la génération du maillage est importante pour prévoir les caractéristiques thermo-hydrauliques dans les géométries complexes. Sous Gambit, on peut utiliser plusieurs types de maillages: maillage structuré, non structuré ou hybride. Une étude du maillage a été réalisée dans le but de s'assurer que les résultats obtenus après les calculs ne soient affectés par la taille des mailles. Pour cela, nous avons déterminé les valeurs du taux de transfert thermique pour différents maillages du domaine étudié.

Pour un faisceau de trois rangées, l'indépendance de la solution avec le nombre des mailles dépend du type d'arrangement des tubes. Pour l'arrangement en quinconce, un nombre de (850.000) mailles hexaèdres est nécessaire pour donner des résultats stables et indépendants du maillage, tandis que pour l'arrangement en ligne, un nombre de (650.000) mailles hexaèdres est suffisant.

Un facteur significatif dans l'exactitude du calcul numérique est le traitement de la région proche-parois. Avec la commande appropriée de la densité de maillage, le domaine de calcul est discrétisé par un maillage non uniforme. Pour résoudre correctement les différentes équations de conservation dans les couches limites dynamique et thermique, le maillage doit être serré proche des surfaces d'ailettes et des tubes où les gradients élevés sont prévus. Loin des parois où l'écoulement est relativement uniforme, le maillage grossi a été choisi.

Lorsque le modèle k- ϵ (RNG) avec l'utilisation de l'option "traitement amélioré de paroi", les équations d'écoulement sont résolues dans la sous-couche visqueuse. Par conséquent, le maillage a été fait de telle manière que la valeur de " y^+ " du paroi, comme indiqué ci-dessous, est limitée à moins de 5 pour le nombre de Reynolds le plus élevé considéré.

$$y^+ = \frac{y \cdot u_\tau}{\nu} \quad (2.6)$$

Avec : u_τ est la vitesse de frottement: $u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_p}{\rho}}$.

La contrainte de cisaillement de la paroi : $\tau_p = \rho \nu \left(\frac{\partial U}{\partial y} \right)_{y=0}$

y : est la distance entre la paroi et le centre de la première maille.

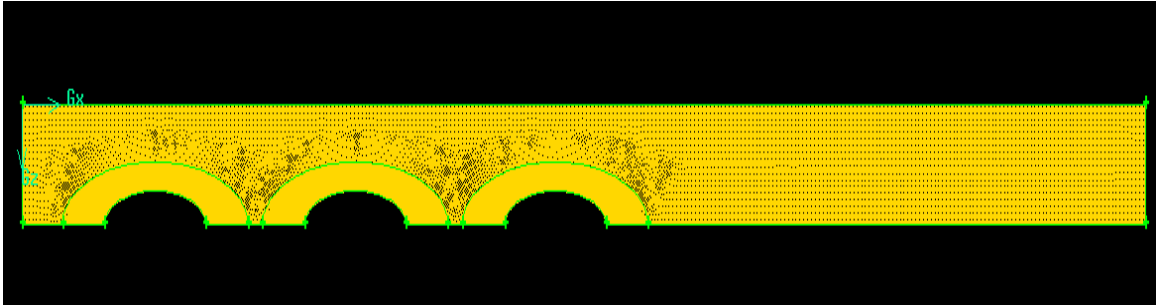


Fig. 2.2 Maillage généré pour un faisceau de tubes à ailettes elliptiques avec l'arrangement en ligne.

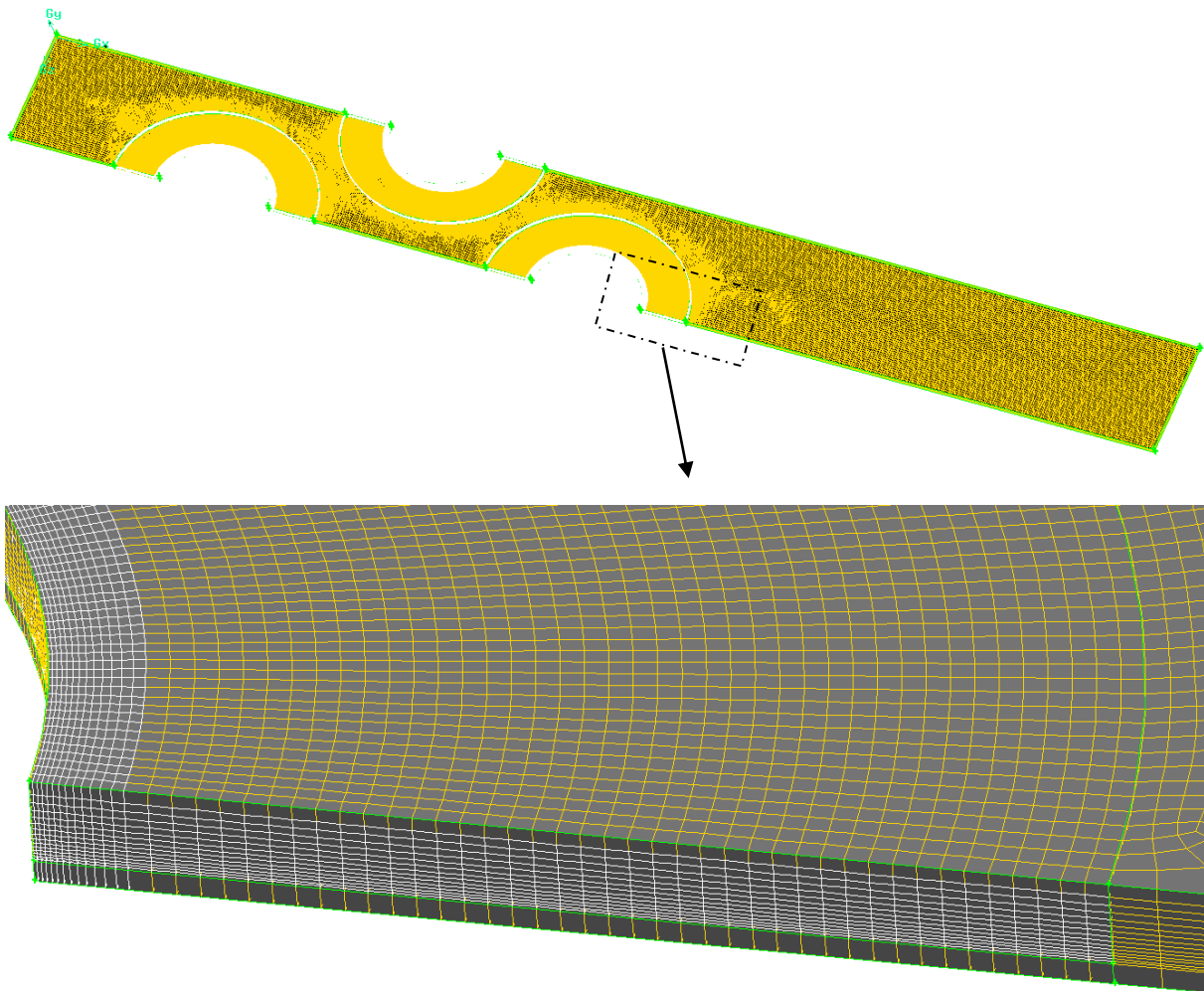


Fig. 2.3 Maillage généré pour un faisceau de trois rangées de tubes avec l'arrangement quinconcé.

2.9 Conditions aux limites

Pour l'approche numérique du problème, les conditions aux limites doivent être définies dans toutes les limites du domaine de calcul. On suppose que l'air sec pénètre dans le domaine de calcul avec une vitesse constant V dans la direction X uniquement, cette vitesse prend trois valeurs ($V=5$, $V=7$, $V=9$ m/s), et la température $T_{ent} = 323.15K$ et une intensité turbulent "I" $I = \left(\frac{0,16}{Re^{1/8}} \right)$. Le nombre de Reynolds est déterminé en se basant sur la vitesse d'entrée d'air et le diamètre extérieur du collier d'ailette ($D_c = D_t + 2E_{ail}$).

La région solide inclut les ailettes, le reste c'est du fluide. Sur les surfaces solides des tubes et d'ailettes, la condition de non-glissement des vitesses est spécifiée. Une température constante T_p égale $283.15K$ est assignée sur la surface des tubes. Les températures dans les ailettes sont calculées en résolvant le problème de transfert de chaleur conjuguée (conduction-convection). La distribution de température sur les parois des tubes est uniforme et leur résistance thermique est négligeable. On assume que la sortie du domaine de calcul est maintient à une pression statique (pression atmosphérique).

2.10 Définition des propriétés physiques

La définition des propriétés physique (conductivité thermique, densité, viscosité et chaleur spécifique) du fluide et du solide est un facteur nécessaire pour résoudre numériquement un problème de transfert thermique.

Dans cette étude, le débit d'air passant entre les ailettes transfère de la chaleur à la surface d'ailettes et de tube, d'où la chaleur est transférée au liquide réfrigérant. Cependant, dans cette étude, on suppose que l'air soit sec, on néglige l'effet de condensation. Les ailettes sont en Inox dans le cas où elles sont solides ($\lambda_{inox} = 14.9W/m.K$ $C_p=477J/kg.K$, $\rho=7900kg/m^3$). Dans "Fluent", les propriétés thermo-physiques de l'air $\left(\lambda = 0,0242 \frac{W}{m.K} ; C_p = 1006,43 \frac{J}{kg.K} ; \rho = 1,225 \frac{kg}{m^3} ; \mu = 1,7894 \times 10^{-5} \frac{kg}{m.s} \right)$ sont prises pour une température de référence ($T_{réf} = 288,16K$).

Références

- [1] M. REKIOUA, "Etude des performances d'un échangeur de chaleur croisé avec ou sans ailettes poreuses," in *Mémoire de magistère en génie mécanique, université de Constantine*, 2011, pp. 12.
- [2] H. Bilirgen, S. Dunbar, and E. K. Levy, "Numerical modeling of finned heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 61, pp. 278-288, 2013.
- [3] M. S. Mon and U. Gross, "Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 1953-1964, 2004.
- [4] H. Nemati and M. Moghimi, "Numerical study of flow over annular-finned tube heat exchangers by different turbulent models," *CFD Letters*, vol. 6(3), pp. 101-112, 2014.
- [5] A. Kumar, J. B. Joshi, and A. K. Nayak, "A comparison of thermal-hydraulic performance of various fin patterns using 3D CFD simulations," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 109, pp. 336-356, 2017.
- [6] M. S. Mon and U. Gross, "Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 1953-1964, 2004.
- [7] A. Morales-Fuentes and Y. A. Loredó-Sáenz, "Identifying the geometry parameters and fin type that lead to enhanced performance in tube-and-fin geometries," *Applied Thermal Engineering*, vol. 131, pp. 793-805, 2018.
- [8] F. TAHROUR, "Modélisation et optimisation des échangeurs de chaleur à ailettes indépendantes," in *Thèse de doctorat, Faculté des sciences: université El Hadj Lakhder -Batna*: El Hadj Lakhder -Batna, 2016, pp. 153.
- [9] M. YOUNES, "Etude numérique comparative entre deux types chicanes et ailettes (trapézoïdale et triangulaire) utilisées pour améliorer les performances des capteurs solaires plans à air," *niversité Abou Bekr Belkaid Tlemcen*, pp. 104, 2012.
- [10] F. JAMATI, "Étude numérique d'une éolienne hybride asynchrone," in *Mémoire présenté en vue de l'obtention du diplôme de master en sciences appliquées (génie mécanique)*, 2011.
- [11] R. Belhaouari, "Simulation mécanique (Influence des modèles de turbulence sur la dispersion des gaz polluants)," in *Mémoire magister, Département de génie mécanique*, 2013.

Chapitre 3

Résultats et discussion

Nous reportons dans ce chapitre les résultats numériques obtenus pour le cas d'un faisceau de trois rangées de tubes à ailettes circulaires et elliptiques ont été présentés et analysés. Le code de calcul en CFD FLUENT 6.2 a été utilisé pour examiner l'effet des paramètres à savoir : l'ellipticité des tubes et des ailettes, arrangement des tubes et le nombre de Reynolds sur les caractéristiques thermo-hydrauliques d'un échangeur de chaleur. Ces résultats ont été obtenues pour un intervalle de nombre de Reynolds ($8400 < Re < 15000$) où le modèle de turbulence $K-\epsilon$ (RNG) a été sélectionné.

Ce chapitre traite la plupart du temps les résultats des investigations réalisées sur l'effet de l'ellipticité des tubes et des ailettes sur le flux thermique échangé et la chute de pression (perte de charge) dans un échangeur de trois rangées de tubes à ailettes circulaires.

Les résultats ont été présentés sous forme des courbes, des tableaux et des contours de température.

3.1 Evaluation des caractéristiques thermo-hydraulique d'écoulement

Le flux thermique échangé entre les surfaces solides froides et l'air chaud pour chaque géométrie a été calculé par la relation suivante :

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p (T_e - T_s) \quad (3.1)$$

$\dot{m}$ Est le débit massique de l'écoulement, T_e et T_s sont respectivement la température du fluide à l'entrée et à la sortie du domaine de calcul.

La connaissance de la chute de pression permet de déterminer l'énergie de pompage requise pour le fonctionnement d'un échangeur de chaleur. Il est donc nécessaire de caractériser les chutes de pression afin de concevoir bien ces dispositifs thermiques. La chute de pression ΔP a été déterminée en connaissant la relation suivante :

$$\Delta P = P_{ent} - P_{sor} \quad (3.2)$$

P : est la pression totale du fluide.

Dans le but de la détermination de la géométrie optimale d'un échangeur thermique, le coefficient de performance " K " d'un faisceau a été utilisé par les chercheurs pour comparer entre les différents types d'échangeurs.

$$K = \frac{\varphi}{(\Delta P \cdot \dot{V})} \quad (3.3)$$

$\dot{V}$ Est le débit volumique de l'écoulement du fluide (m^3/s).

L'équation (3.3) concerne le gain du flux thermique échangé $\varphi(W)$ par le faisceau à la consommation d'énergie $\Delta P \cdot \dot{V}(W)$. La valeur maximale de ce rapport indique que le faisceau de tubes donné est optimal du point de vue de la puissance absorbée.

3.2 Résultats

3.2.1 Effet de l'ellipticité des tubes et des ailettes

3.2.1.1 Arrangement en quinconce

Pour examiner l'effet de l'ellipticité des tubes et des ailettes sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de l'écoulement du fluide nous avons sélectionné quatre valeurs de l'ellipticité e ($e=0.4$, $e=0.6$, $e=0.8$ et $e=1$). L'investigation a pour objectif de déterminer et de comparer le flux thermique échangé et la chute de pression pour ces configurations d'échangeurs thermiques avec trois valeurs de nombre de Reynolds.

Les résultats de la variation du flux thermique échangé avec l'ellipticité des ailettes et des tubes pour l'arrangement quinconcé des tubes sont montrés sur la figure (3.1). On constate sur cette figure, pour les trois valeurs du nombre de Re , les valeurs de φ augmentent lorsque la valeur de l'ellipticité diminue de ($e=1$) à ($e=0.8$), à partir de cette dernière valeur d'ellipticité, le flux thermique échangé diminue. Cela peut être expliqué par le fait que la partie, avant les tubes, de la surface d'ailette (qu'il caractérise par un bon échange thermique) est devenue importante dans le cas de ($e=0.8$) que la forme conventionnelle ($e=1$). Cependant, une augmentation plus de l'ellipticité ($e < 0.8$) conduit à une augmentation indésirable de la région de recirculation derrière les tubes (zone morte d'échange de chaleur).

En comparaison avec les performances d'un faisceau de tubes à ailettes circulaires ($e=1$), l'échange thermique pour le cas elliptique ($e=0,8$), voir figure 3.1, augmente de: 0,8 % (pour $Re = 8400$), 1,3% (pour $Re = 11700$) et 5,6% (pour $Re = 15000$). Ces résultats indiquent que le gain dans le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Par conséquent, nous proposons d'utiliser ce type d'échangeur (avec une ellipticité de $e=0,8$) pour les grandes valeurs nombres de Reynolds.

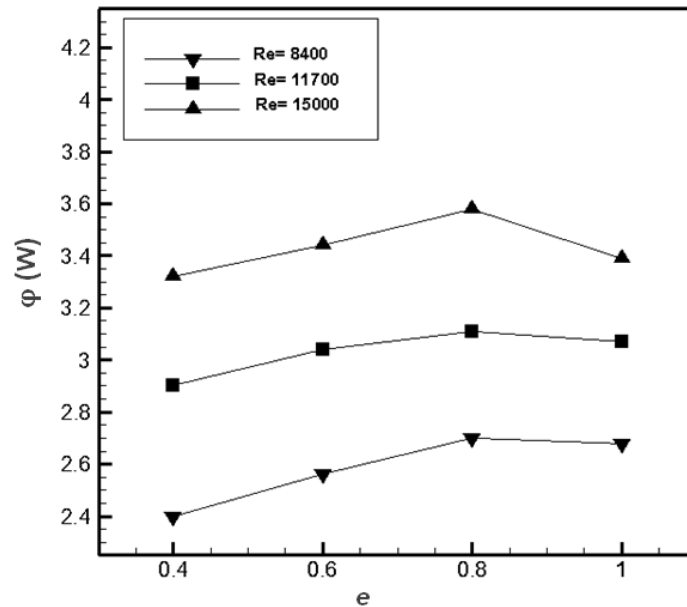


Figure 3.1 Effet de l'ellipticité des tubes et des ailettes sur le flux thermique.

Pour enrichir encore plus notre discussion concernant l'effet de l'ellipticité des tubes et des ailettes sur le comportement thermique d'un échangeur de chaleur nous avons présenté dans la figure 3.2 les lignes isothermes pour les deux géométries ($e= 1$ et $e= 0,8$). Les isothermes ont été tracés dans la section transversale située à une hauteur $y = 0,15$ mm, pour un nombre de Reynolds 15000.

Les isothermes présentées dans cette figure montrent que le gradient de température entre la jonction ailette-tube et le bord de l'ailette est important, particulièrement dans la région avant des ailettes. Cela est dû au taux élevé du transfert thermique à cette partie d'ailette. Cependant, le faible gradient de température à la partie arrière des ailettes est dû à la zone de recirculation produite dans cette région. Comparativement avec l'ailette circulaire, le gradient de température autour des tubes à ailettes elliptique est important. Cette remarque a été trouvée pour toutes les rangées du faisceau. En conséquence, nous pouvons déduire que, sous la même valeur du nombre de Re , les caractéristiques de transfert convectif augmentent si en utilisant des ailettes avec une ellipticité de ($e= 0,8$).

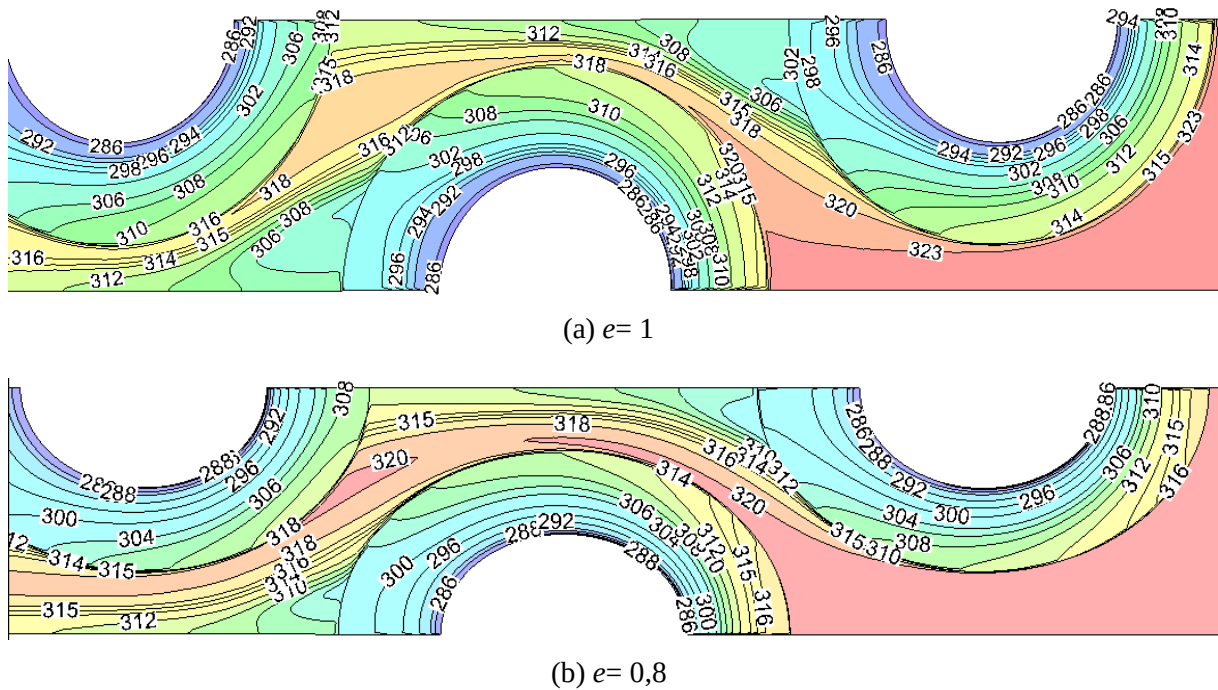


Figure 3.2 Lignes isothermes pour l'ellipticité : (a) $e = 1$; (b) $e = 0,8$ avec ($Re = 15000$).

Du côté dynamique, la détermination et l'utilisation des pertes de charge pour la prévision des performances fait actuellement une partie utile dans la conception des faisceaux de tubes à ailettes. Ainsi, l'évaluation du transfert de chaleur dans ces dispositifs est souvent suivie par des études de la chute de pression. Comme indiqué dans la figure 3.3, la chute de pression est diminuée considérablement quand la valeur de l'ellipticité des tubes et des ailettes est varié de ($e = 1$) à ($e = 0,4$). Cependant, dans l'intervalle ($0,4 \leq e \leq 0,8$) il ya un pauvre échange thermique. A l'inverse, le transfert de chaleur augmente et la chute de pression diminue avec l'ellipticité $e \in (1 \rightarrow 0,8)$. Cela peut être expliqué par le fait que la forme elliptique des tubes et des ailettes réduite la surface solide perpendiculaire à l'écoulement (diminution de la force de traînée).

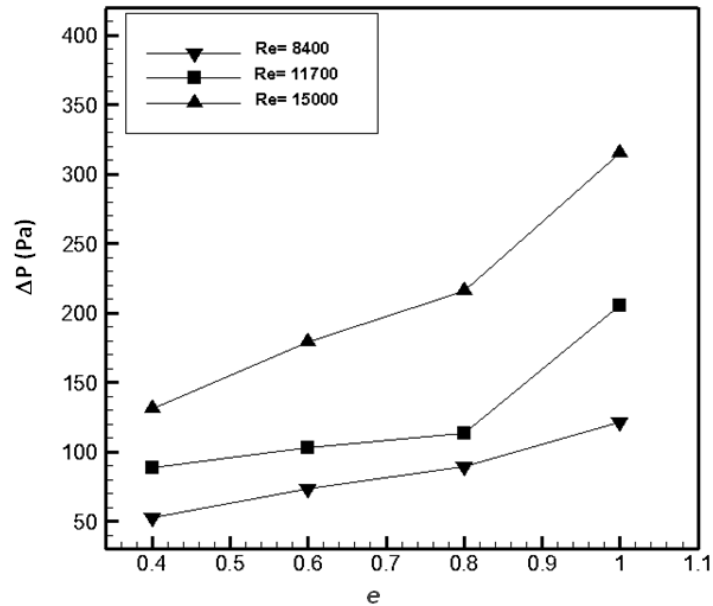


Figure 3.3 Effet de l'ellipticité des tubes et des ailettes sur la chute de pression.

Selon la conception de base des échangeurs de chaleur, une surface requise de transfert de chaleur doit être réalisée sans diminuer le flux thermique échangé et augmenter la perte de charge. Par conséquent, nous avons utilisé dans la présente étude le critère de performance global K [27, 36] pour déterminer la forme optimale des tubes à ailettes annulaires. La variation de K en fonction de l'ellipticité e et du nombre de Reynolds est montrée sur la figure ci-dessous. Les courbes de cette figure indiquent que la performance de l'échangeur de chaleur augmente avec la diminution de la valeur de l'ellipticité e . En plus, le critère de performance globale diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds, qui est due au fait que l'augmentation de transfert thermique avec le nombre de Re est lente comparativement avec l'augmentation rapide de la puissance de pompage ($\Delta P \cdot \dot{V}$).

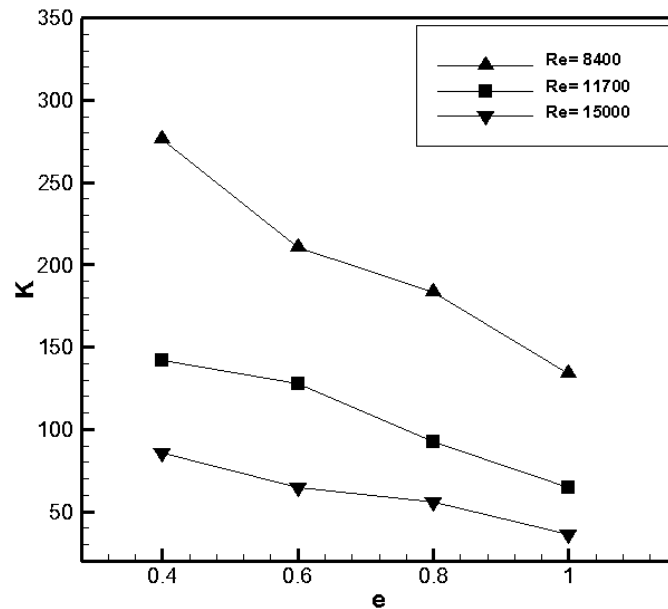


Figure 3.4 Variation du coefficient de performance en fonction de l'ellipticité et du nombre de Re .

3.2.1.2 Arrangement en ligne

Le but de cette partie d'étude est d'examiner l'influence de l'ellipticité des tubes et des ailettes sur la performance thermique et dynamique d'un faisceau de trois rangées de tubes en arrangement aligné. Les dimensions géométriques des faisceaux sont les mêmes que celles de l'arrangement quinconcé sauf que le pas longitudinal des tubes est devenu $P_l = 75\text{mm}$.

Les résultats concernant la variation du flux thermique échangé ϕ et de la chute de pression ΔP avec l'ellipticité des ailettes et des tubes sont présentés par les deux figures (3.5) et (3.6) respectivement. Les résultats montrent que l'échange thermique et la chute de pression augmentent avec la valeur de l'ellipticité e . Quand e diminue, l'espacement entre les ailettes de chaque deux rangées adjacentes diminue par conséquent un faible échange thermique se produit dans les profondes rangées (rangé 2 et 3 du faisceau). Les résultats de ces deux figures montrent également que le flux convectif échangé et la chute de pression augmentent avec le nombre de Reynolds à cause de l'augmentation du gradient de température et de la force de traînée avec la vitesse de l'écoulement.

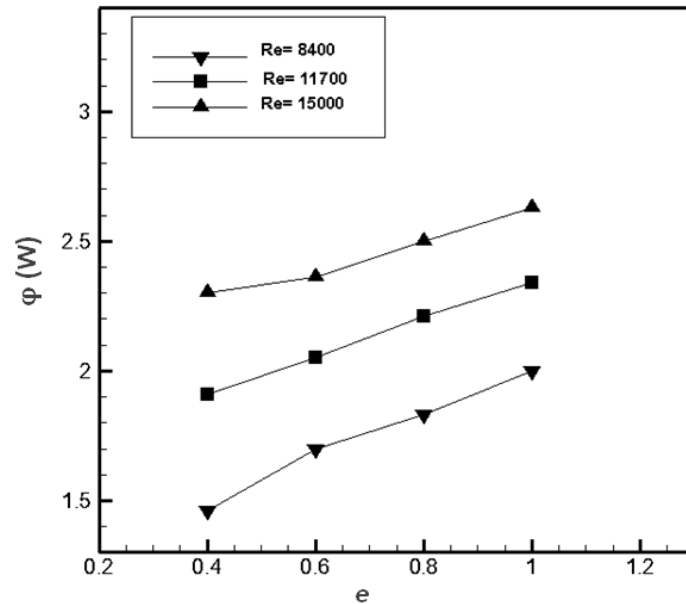


Figure 3.5 Effet de l'ellipticité des tubes et des ailettes sur le flux thermique échangé.

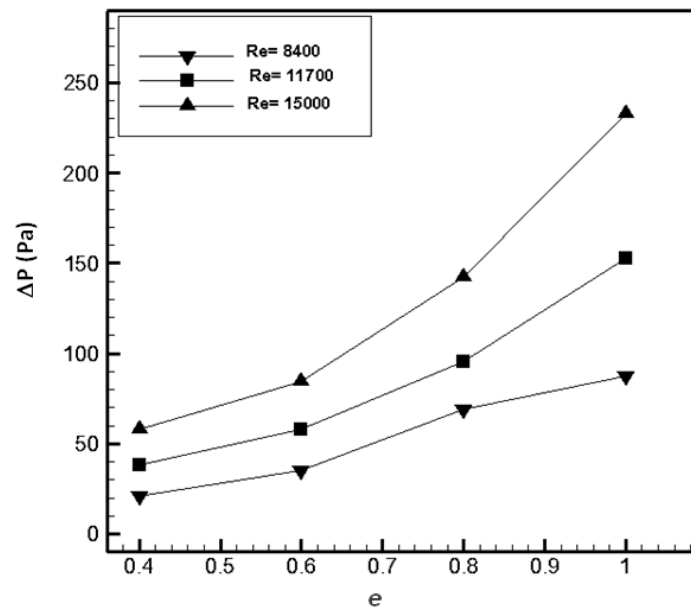


Figure 3.6 Effet de l'ellipticité des tubes et des ailettes sur la chute de pression.

La figure 3.7 illustre l'effet de la forme des tubes et des ailettes ($0,4 \leq e \leq 1$) sur le critère de performance globale d'un échangeur de trois rangées de tubes en arrangement aligné. Il est très clair, de cette figure, que l'ellipticités des tubes à ailettes annulaires améliore la performance thermo-hydraulique de l'échangeur de chaleur. Toutefois, le pourcentage d'amélioration du critère de performance globale varie selon la valeur du nombre de Reynolds par : 251% (pour $Re=15000$), 228% (pour $Re=11700$) et 206% (pour $Re=8400$).

Comme le cas de l'arrangement quinconcé des tubes, l'augmentation du nombre de Re détruit la valeur du critère de performance globale quelque soit la forme géométrique des tubes à ailettes.

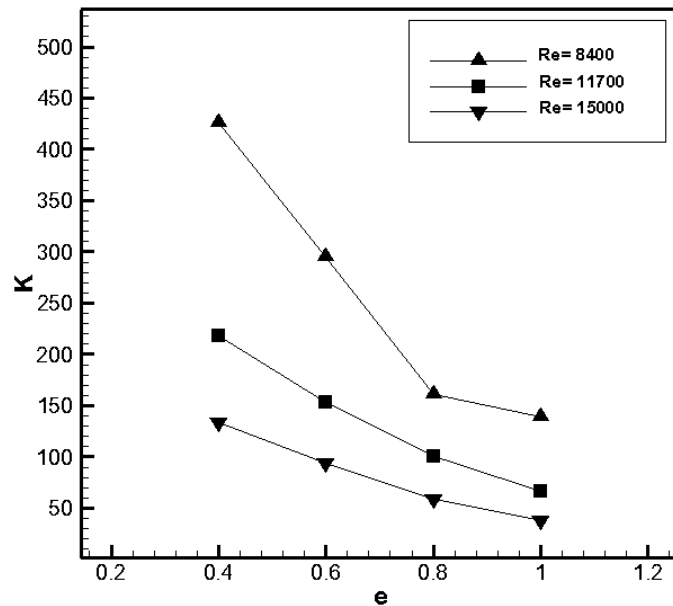


Figure 3.7. Variation du coefficient de performance en fonction de l'ellipticité et du nombre de Re

3.2.2 Effet de l'arrangement des tubes

La sélection correcte de la taille optimale d'un faisceau de tubes à ailettes, pour une application donnée, est spécifiquement dépend de la performance thermique, la puissance de pompage, du poids et du coût de fabrication. L'un des paramètres qui influe soigneusement sur cette sélection est l'arrangement des tubes. Les figures (3.8) et (3.9) comparent les résultats du flux thermique et de la chute de pression entre les arrangements des tubes pour toutes les valeurs de l'ellipticité. Selon la comparaison entre l'arrangement en ligne et l'arrangement quinconcé pour un nombre de Reynolds ($Re = 15000$), le taux de transfert thermique de l'arrangement quinconcé est plus élevé de 28,9-44,3% par rapport à l'arrangement en ligne. Cette différence est de 34-64,4% pour ($Re = 8400$). Cet avantage important de l'arrangement en quinconce suivi par une augmentation de la chute de pression de: 39-153% (quand $Re = 8400$) et de: 35-126% (quand $Re = 15000$).

L'analyse ci-dessus montre que l'influence de l'arrangement des tubes sur la performance des faisceaux dépend de la forme des tubes à ailettes (circulaires ou elliptiques). La forme elliptique augmente généralement les écarts de transfert thermique et de la chute de pression entre les deux arrangements.

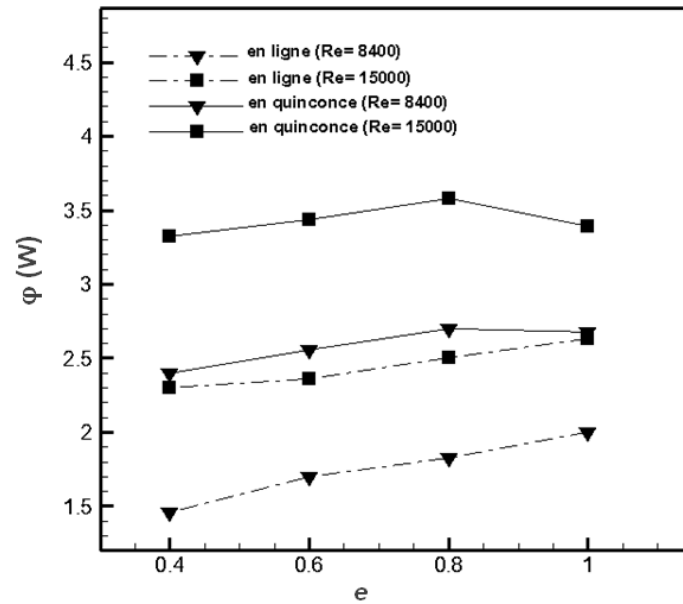


Figure 3.8 Effet de l'arrangement des tubes sur le flux thermique échangé.

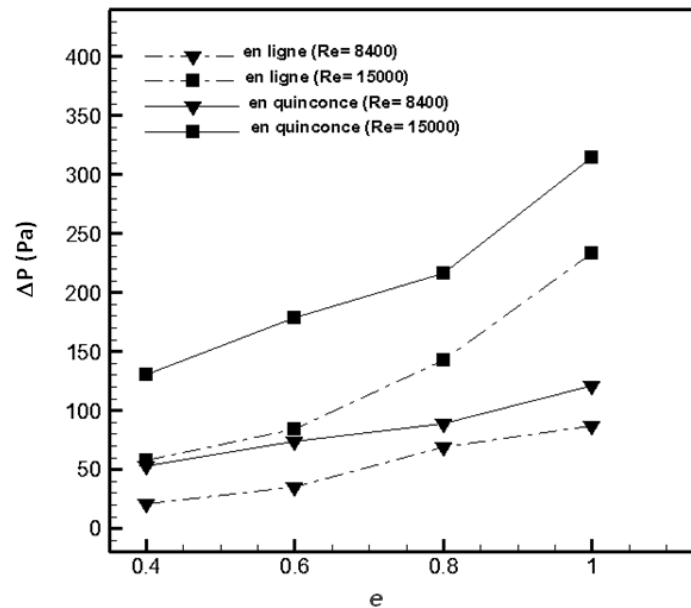


Figure 3.9 Effet de l'arrangement des tubes sur la chute de pression.

3.2.3 Effet du nombre de Reynolds

L'un des facteurs qui influent sur les caractéristiques de transfert thermique et de l'écoulement du fluide est le développement de la couche limite et la zone de recirculation derrière les tubes où la forme et la taille de ces structures varient selon la vitesse d'écoulement, la géométrie du corps solide ainsi que de la nature du fluide concédera. Le nombre adimensionnel de Reynolds résume l'effet de ces paramètres.

Le deux tableau ci-dessous indiquent la variation du flux thermique échangé Q (W) et la chute de pression ΔP (Pa) en fonction de nombre de Reynolds pour deux valeurs de l'ellipticité des tubes à ailettes ($e = 0,4$ et $e = 0,8$).

Les résultats de ce tableau indiquent que, quelque soit l'arrangement est la forme des tubes à ailettes, le flux thermique échangé et la chute de pression augmentent avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Quantitativement, la valeur du flux ϕ s'élève (pour l'arrangement en quinconce) par: 23% (si $e = 0,8$), 49,2% (si $e = 0,4$) et 49,2% (avec $e = 15\text{mm}$) quand le nombre de Reynolds augmente de 8400 jusqu'à 15000. Pour l'arrangement aligné, ces pourcentages deviennent respectivement 36,6% et 57,5%. On note donc que l'augmentation du flux thermique échangée, avec le nombre de Re, est importante si l'ellipticité des tubes à ailettes augmente. D'une autre part, la chute de pression ΔP de l'arrangement en quinconce augmente par 142,2% (si $e = 0,8$) et par 148,5% (si $e = 0,4$) quand le nombre de Re varie entre 8400 et 15000. Avec l'arrangement en ligne des tubes, ces pourcentages d'élévation deviennent respectivement : 106% et 179,1%.

D'après ces résultats, l'utilisation des tubes à ailettes elliptiques (avec $e = 0,8$) est recommandée pour les échangeurs de tubes en arrangement quinconcé afin de voir un bon échange thermique. Cependant, si le critère de performance globale est pertinent, la valeur d'ellipticité ($e = 0,4$) pour les tubes et les ailettes présente un bon choix.

Nombre de Reynolds	Arrangement en quinconce		Arrangement en ligne	
	Q (W)	ΔP (Pa)	Q (W)	ΔP (Pa)
Re= 8400	2,7	89,16	1,83	69,16
Re= 11700	3,11	113,38	2,21	95,27
Re= 15000	3,32	215,98	2,5	142,52

Tableau 3.1 : Effet du nombre de Reynolds sur le flux thermique et la chute de pression pour ($e = 0,8$).

Nombre de Reynolds	Arrangement en quinconce		Arrangement en ligne	
	Q (W)	ΔP (Pa)	Q (W)	ΔP (Pa)
Re= 8400	2,4	52,63	1,46	20,77
Re= 11700	2,9	88,47	1,91	37,96
Re= 15000	3,58	130,8	2,3	57,97

Tableau 3.2 : Effet du nombre de Reynolds sur le flux thermique et la chute de pression pour ($e = 0,4$).

Conclusion générale

Ce travail nous avons effectuée une série de simulations numériques, par le code de calcul Fluent 6.2, afin de déterminer et de comparer les caractéristiques thermo-hydrauliques d'un échangeur de tubes à ailettes circulaire et elliptiques. Cette étude est basé sur l'examinassions numérique de huit faisceaux de trois rangées de tubes à ailettes annulaires en arrangement alignée et quinconce. Le bute de ces calculs numériques est de déterminer la meilleur forme des tubes à ailettes annulaires.

Avec la considération d'un échangeur de tubes à ailettes annulaires et sous la gamme proposée des nombres de Reynolds ($8400 \leq Re \leq 15000$), l'écoulement dans le faisceau de tubes à ailettes annulaires a été assumé: tridimensionnel, incompressible, stationnaire et turbulent. Les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie ont été résoudre par la méthode des volumes finis. Le modèle k- ϵ (RNG) a été choisi afin d'assurer la fermeture du modèle mathématique, alors que l'algorithme PISO a été sélectionné pour le couplage vitesse-pression.

Les principaux résultats dérivés de cette investigation numérique peut être récapitulés dans les points suivants :

- Dans la construction d'un échangeur de chaleur, une superficie requis de transfert de chaleur totale doit être réalisée sans diminuer le flux thermique échangé et augmenter la chute de pression.
- Pour l'arrangement en quinconce, l'ellipticité ($e= 0,8$) présent le meilleur choix en termes de transfert de chaleur. Cependant, dans le cas de l'arrangement aligné, la forme conventionnelle des tubes et des ailettes ($e= 1$) est la plus performante.
- Quelque soit l'arrangement des tubes, l'ellipticité des tubes à ailettes annulaires diminue la chute de pression.
- En termes de critère de performance globale, la forme elliptique des tube à ailettes présent le bon choix quelque soit le type d'arrangement et le nombre de Reynolds.
- Quelque soit la forme des tubes et des ailettes, les résultats de cette approche numérique affirment que l'arrangement quinconce des tubes rapporte clairement un transfert de chaleur important, alors que la chute de pression de cet arrangement est généralement plus élevée que l'arrangement aligné.

- Dans tous les cas examinés, le transfert thermique et la chute de pression augmentent avec le nombre Reynolds.

ملخص

الهدف من هذه الدراسة العددية هو دراسة الخصائص الحرارية و الهيدروليكية للمبادلات الحرارية ذات الأنابيب و الزعانف دائرية وبيضاوية الشكل. تم استخدام نموذج الاضطراب (RNG k-ε) لبرنامج فلوانت لتحديد القيمة الاهليلجية المثلى للأنبوب مع الزعانف الدائرية التي تعطي أعلى أداء حراري وهيدروليكي لكل من الترتيبات المتداخلة والموازية للأنابيب. ثم ، تم إجراء المحاكاة العددية لدراسة مدى تأثير اصطفاف الأنابيب ، وعدد رينولدز (الذي يتراوح بين 8400 إلى 15000) واهليلجية الأنابيب مع الزعانف. بالنسبة إلى حزمة الأنابيب المتداخلة ، فإن الاهليلجية بمقدار ($e = 0.8$) يقدم أفضل خيار من حيث نقل الحرارة. في حين أنه، في حالة الاصطفاف المتوازي للأنابيب، يكون الشكل التقليدي للأنابيب والزعانف ($e = 1$) هو الأكثر كفاءة. مهما كان ترتيب الحزم، فإن الشكل البيضاوي للأنبوب مع الزعانف الحلقية يقلل من انخفاض الضغط.

الكلمات المفتاحية: زعنفة اهليلجية، مبادل حراري، اصطفافية الأنابيب، تدفق الحرارة، ضياع الضغط، فلوانت.

Abstract

The objective of the present numerical study is to investigate the thermal-hydraulic characteristics of circular and elliptical annular finned-tube heat exchangers. The RNG k-ε turbulence model of Fluent is used to determine the optimum elliptical value of the tube with circular fins that give the highest thermal and hydraulic performances for both staggered and aligned arrangements. Then, the numerical simulations were performed to examine the effects of tube arrays, the Reynolds number (ranging from 8400 to 15000) and the ellipticity of tubes and fins. For staggered tube array, the ellipticity ($e = 0.8$) presents the best choice in terms of heat transfer. However, in the case of the in-line array, the conventional shape of the tubes and the fins ($e = 1$) is the most efficient. Whatever the bundle arrangement, the elliptical shape of the annular finned-tube decreases the pressure drop.

Keywords: Elliptical fins, Heat exchanger, Tube arrangement, Heat transfer rate, Pressure drop, Fluent.

Résumé

L'objectif de la présente étude numérique est d'étudier les caractéristiques thermo-hydrauliques des échangeurs de chaleur de tubes à ailettes annulaires circulaires et elliptiques. Le modèle de turbulence RNG k – ε de Fluent est utilisé pour déterminer la valeur d'ellipticité optimale du tube avec des ailettes circulaires qui donnent les performances thermiques et hydrauliques les plus élevées pour les arrangements décalés et alignés. Ensuite, les simulations numériques ont été effectuées pour examiner les effets de l'arrangement de tubes, le nombre de Reynolds (varie de 8400 à 15000) et l'ellipticité des tubes et des ailettes. Pour un faisceau de tubes décalés, l'ellipticité ($e = 0,8$) présente le meilleur choix en termes de transfert de chaleur. Cependant, dans le cas de l'arrangement en ligne, la forme classique des tubes et des ailettes ($e = 1$) est la plus efficace. De plus, quelle que soit l'arrangement du faisceau, la forme elliptique des tubes à ailettes annulaires diminue la perte de charge.

Mots clés : Ailettes elliptiques, Echangeur de chaleur, Arrangement des tubes, Flux de chaleur, Chute de pression, Fluent.