

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

FACULTE DES SCIENCES  
DEPARTEMENT DE PHYSIQUE  
N° : .....



DOMAINE : Sciences de la matière  
FILIERE : Physique  
OPTION : Energétique

Mémoire présenté pour l'obtention  
Du diplôme de Master Académique

Par: Maroua GHADRI

Intitulé

**RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE SUR  
L'EFFET DES DIFFERENTS PARAMETRES  
GEOMETRIQUES SUR LES PERFORMANCES  
D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR DE TUBES  
AILETES**

Soutenue le 25 / 05 /2017 devant le jury composé de:

|                       |                      |            |
|-----------------------|----------------------|------------|
| Dr : Mohamed SALMI    | Université de M'SILA | Président  |
| Dr : Farouk TAHROUR   | Université de M'SILA | Rapporteur |
| Dr : Nadia BENMANSOUR | Université de M'SILA | Examineur  |

Année universitaire : 2016/2017

## *Dédicaces*

الى كل من يحمل في نفسه ذرة نور يسعى بما الى تجديت الظلمات التي تزحف علينا

*Je dédie ce modeste travail :*

*A mon compassion papa (Abderrahman)*

*A mon princesse maman (Ombarka).*

*Je le dédie aussi à mes sœurs et mes frères qui m'ont  
encouragé spécialement (Salim).*

*A tous mes amis sans exception.*

*Je leurs souhaite une carrière pleine de succès.*

*Que dieu les garde tous.*

*A tous les êtres chers à mon cœur*

## ***Remerciements***

Premièrement à prosterner remerciant Allah le tout- puissant de nos avoir donné le courage et la patience pour terminer ce travail.

Je remercie ensuite mon encadreur : ***Farouk TAHROUR***

Pour nos avoir honoré par son encadrement, ses conseils précieux, sa patience et ses nobles valeurs que ce soit scientifique ou humaine.

Je veux exprimer, également, mon profond respect à tous les enseignants qui m'ont encadré durant toute la période de nos études au département de physique, en particulier (physique Énergétique), et leurs responsables.

Je tiens aussi à remercier le Docteur Mohamed SALMI m'avoir fait l'honneur de présider le jury de ma soutenance, et le Docteur Nadia BENMANSOUR de l'université Mohammed BOUDIAF de M'sila, pour avoir accepté d'examiner mon travail de mémoire.

## Sommaire

|                                    |     |
|------------------------------------|-----|
| <i>Liste des Figures</i> .....     | iii |
| <i>Nomenclature</i> .....          | v   |
| <i>Introduction générale</i> ..... | 1   |

## Chapitre 1

## Introduction au domaine des échangeurs de chaleur

|   |    |
|---|----|
| 1. Introduction.....                                  | 3  |
| 1.1 Définition de l'échangeur de chaleur.....         | 3  |
| 1.2 Classification.....                               | 4  |
| 1.2 .1 Critère d'écoulement des fluides .....         | 4  |
| 1.2 .2 Types de contact .....                         | 4  |
| 1.3 Coefficients globale d'échangeur .....            | 5  |
| 1.4 Méthodes de calcul des échangeurs thermique ..... | 7  |
| 1.4 .1 Méthode DLMT.....                              | 8  |
| 1.4 .2 Méthode NUT.....                               | 8  |
| 1.5 Généralités sur les ailettes.....                 | 9  |
| 1.5.1 Définition d'une ailette .....                  | 9  |
| 1.5.2 Différents types d'ailerres .....               | 9  |
| 1.5.2.1 Ailettes continues.....                       | 10 |
| 1.5.2.2 Ailettes indépendantes.....                   | 10 |
| 1.5.3 Efficacité d'ailette.....                       | 11 |
| Références bibliographiques.....                      | 13 |

## Chapitre 2

## Effet des paramètres géométriques

|  |    |
|--|----|
| 2.1 Effet des paramètres géométriques..... | 14 |
| 2.1.1 Effet du pas entre ailettes .....    | 15 |

|   |    |
|---|----|
| 2.1.2 Effet du diamètre et de la forme des tubes.....       | 16 |
| 2.1.3 Effet de l'arrangement des tubes .....                | 20 |
| 2.1.4 Effet de l'épaisseur et de matériau des ailettes..... | 22 |
| 2.1.5 Effet du nombre de rangées .....                      | 24 |
| 2.2 Intensification du taux de transfert thermique .....    | 26 |
| Références bibliographiques .....                           | 30 |

### Chapitre 3

#### Résultats de la simulation numérique

|  |    |
|--|----|
| 3.1 Introduction.....  | 34 |
| 3.2 Équations gouvernées le problème .....   | 35 |
| 3.3 Méthodes de résolution numériques.....   | 35 |
| 3.4 Simulation numérique .....   | 36 |
| 3.4.1 Domaine de calcul.....   | 36 |
| 3.4.2 Conditions aux limites.....  | 37 |
| 3.4.3 Maillage.....  | 38 |
| 3.4.4 Détermination du coefficient d'échange thermique et des pertes<br>de charge..... | 39 |
| 3.5 Résultats.....   | 40 |
| 3.5.1 Effet de l'arrangement du faisceau sur le taux de transfert<br>thermique.....    | 40 |
| 3.5.2 Effet de l'arrangement du faisceau sur la chute de pression.....                 | 42 |
| Références bibliographiques .....  | 44 |
| Conclusion générale .....  | 45 |

## Liste des Figures

## Liste des Figures

|   |    |
|---|----|
| <u>Figure 1.1</u> : Critères utilisés dans la classification de l'échangeur de chaleur [1].   | 4  |
| <u>Figure 1.2</u> : Schéma des résistances thermiques dans un échangeur à tube et ailettes [2].   | 6  |
| <u>Figure 1.3</u> : Principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur  | 7  |
| <u>Figure 1.4</u> : Différentes configurations d'ailettes continues: (a) ailettes planes, (b) ailettes ondulées lisses, (c) ailettes ondulées interrompues [10,11] [3, 4].            | 10 |
| <u>Figure 1.5</u> : Quelques exemples typiques de surfaces étendues indépendantes [5].  | 11 |
| <u>Figure 1.6</u> : Définition des dimensions de l'ailette utilisée [6].  | 12 |
| <u>Figure 2.1</u> : Les paramètres définissant la géométrie d'un échangeur de tubes (a) à ailettes circulaires [7] (b) à ailettes plaques planes continues.                           | 14 |
| <u>Figure 2.2</u> : Effet de l'espacement et de la hauteur d'ailette sur le taux de transfert de chaleur [8].   | 16 |
| <u>Figure 2.3</u> : Effet de diamètre extérieur des tubes sur : (A) le coefficient de transfert convectif, (B) la chute de pression [9].  | 17 |
| <u>Figure 2.4</u> : Effet du diamètre des tubes sur le nombre de Nusselt, le facteur de frottement, le coefficient de transfert thermique et la chute de pression ( $Re=3000$ ) [10]. | 18 |
| <u>Figure 2.5</u> : Efficacité de l'ailette en fonction de l'ellipticité ( $e$ ), du nombre de Reynolds ( $Re$ ) et du nombre de rangées [11].  | 19 |
| <u>Figure 2.6</u> : Les deux configurations d'échangeurs de chaleur étudiés par Huang et al. [12].  | 20 |
| <u>Figure 2.7</u> : Effet de l'épaisseur d'ailette sur : (a) la chute de pression ; (b) le coefficient de transfert thermique [8].  | 23 |
| <u>Figure 2.8</u> : Les géométries d'échangeur testés dans la référence [22].   | 25 |
| <u>Figure 2.9</u> : Effet du nombre de Reynolds ( $Re$ ) et du nombre de rangées sur le nombre de Nusselt ( $Nu$ ) et le facteur de frottement [14].                                  | 25 |
| <u>Figure 2.10</u> : Générateurs de vortex les plus communs : (a) Delta Wing, (b) rectangulaire Wing (c), delta winglet, (d) rectangulaire winglet et (e) Côte perforée [26].         | 26 |

|   |    |
|---|----|
| <u>Figure 2.11</u> : Structures de l'écoulement générées par un générateur trapézoïdal [25].  | 28 |
| <u>Figure 2.12</u> : <i>Techniques d'augmentation de la performance thermique d'ailettes annulaires [31-32-34-35].</i>  | 29 |
| <u>Figure 3.1</u> : Domaine de calcul d'un faisceau à trois rangées: (a) arrangement en ligne, (b) arrangement quinconce.   | 37 |
| <u>Figure 3.2</u> : Maillage généré pour un faisceau de trois rangées de tubes avec l'arrangement quinconcé.  | 39 |
| <u>Figure 3.3</u> : <i>Distribution de la vitesse proche de la surface extérieure des ailettes (a) en arrangement quinconcé ; (b) arrangement en ligne (Re= 8200).</i>  | 40 |
| <u>Figure 3.4</u> : <i>Distribution de la température à l'intérieur des ailettes des faisceaux : (a) à arrangement quinconcé ; (b) à arrangement aligné (Re= 8200).</i> | 41 |
| <u>Figure 3.5</u> : Effet de l'arrangement des tubes et du nombre de Re sur le taux de transfert thermique.   | 42 |
| <u>Figure 3.6</u> : Effet de l'arrangement des tubes et du nombre de Re sur la chute de pression.   | 43 |

## Nomenclature

**Unité :**

|  |                |
|--|----------------|
| A : surface  | [ $m^2$ ]      |
| Cp : Capacité calorifique  | [J/kg.K]       |
| $d_a$ : Diamètre d'ailette   | [m]            |
| $d_t$ : Diamètre extérieur de tube                                   | [m]            |
| E : Epaisseur d'ailette  | [m]            |
| F : Facteur correctif  | [-]            |
| h : Coefficient de transfert convectif                               | [W / $m^2$ .K] |
| ha: Hauteur d'ailette  | [m]            |
| $\dot{m}$ : Débit massique de fluide                                 | [Kg / s]       |
| P : Pression   | [Pa]           |
| $\Delta P$ : Perte de charge   | [Pa]           |
| $P_l$ : Pas longitudinal de tube                                     | [m]            |
| $P_t$ :Pas transversal de tube                                       | [m]            |
| S : pas d'ailettes   | [m]            |
| T : Température  | [k]            |
| $\Delta T$ : Différence de température                               | [k]            |
| $T_p$ : Température de parois  | [k]            |
| $T_c^{ent}$ : Température d'entrée du fluide chaud                   | [K]            |
| $T_c^{sor}$ : Température de sortie du fluide chaud                  | [k]            |
| $T_f^{ent}$ : Température entrée froid                               | [k]            |
| $T_f^{sor}$ : Température sortie froid                               | [k]            |
| $\Delta T_{LM}$ : La différence de température logarithmique moyenne | [k]            |
| V : Vitesse moyenne du fluide  | [m/s]          |
| x, y, z : Variable d'espace  | [m]            |

**Lettre grecques**

|   |               |
|---|---------------|
| $\varepsilon$ : Dissipation de l'énergie turbulente | [ $s^2/m^3$ ] |
| $\lambda$ : Conductivité thermique                  | [w/m.k]       |
| $\eta_a$ : Efficacité de l'ailette                  | [-]           |

|                                  |                      |
|----------------------------------|----------------------|
| $\mu$ : La viscosité dynamique   | [Kg /m.s]            |
| $\nu$ : La viscosité cinématique | [m <sup>2</sup> /s]  |
| $\rho$ : Masse volumique         | [kg/m <sup>3</sup> ] |
| $\Phi$ : Flux de chaleur         | [W]                  |

**Indice :**

a : ailette

a : Le fluide a

b : Le fluide b

C : Chaud

e : ellipticité

Ent : Entrée

f : Froid

LM : logarithmique moyenne

m : moyenne

Max : maximale

Min : minimal

P : paroi

S: sortie

Sor : Sortie

**Nombre adimensionnels**

Nut : Nombre d'unité de transfert.

$$Nut = \frac{UA}{C_{\min}}$$

$P_r$ : Nombre de Prandtl.

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$$

Re : Nombre de Reynolds.

$$Re = \frac{\rho \nu L}{\mu}$$

## **Introduction générale**

Récemment, la recherche scientifique sur l'optimisation des processus industriels pour une maximum exploitation de l'énergie disponible présente un axe de recherche très active. Cependant, le fonctionnement de ces dispositifs industriels est généralement accompagné par une génération importante de la chaleur. Ceci peut poser des problèmes graves de surchauffe qui mène, avec le temps, à la défaillance du système. L'une des solutions efficaces de ce problème est l'insertion des échangeurs de chaleur dans les machines concernés.

Dans un échangeur de chaleur, un fluide chaud circule depuis une entrée de l'échangeur jusqu'à sa sortie en transférant une partie de son enthalpie à un fluide froid qui lui aussi circule entre une entrée et une sortie distinctes de celles du fluide chaud. Les processus de transfert thermique présentent une réciprocity : convection entre le fluide chaud et la paroi séparatrice, conduction à travers la paroi et la convection entre la paroi séparatrice et le fluide froid.

L'objectif principal dans le perfectionnement des systèmes thermiques, tel que les échangeurs de chaleur, est de renforcer le transfert de chaleur entre les fluides chaudes et froides. Par conséquent, le problème se compose à identifier une configuration qui fournit le transfert de chaleur maximum avec un espace donné.

La présente étude s'inscrit dans le cadre de la compréhension des phénomènes de transfert de chaleur et de la mécanique des fluide dans un échangeur de chaleur et l'effet des différents paramètres géométriques sur les performances d'un faisceau de tubes ailettes, à savoir :

1. Hauteur d'ailette **H**.
2. Espacement entre ailettes **S**.
3. Diamètre extérieur du tube **D**.
4. L'arrangement et le nombre de rangée **N**.
5. Epaisseur **E** et matériau de construction des ailettes.

Le présent manuscrit comporte trois chapitres, le premier chapitre est une brève introduction au domaine des échangeurs de chaleur. Les différentes

géométries d'échangeur thermique et d'ailettes ainsi que les deux méthodes principaux de calcul de ces dispositifs ont été présentés dans ce chapitre.

Dans le deuxième chapitre nous avons présenté une synthèse bibliographique détaillée sur les différentes études paramétriques concernant les échangeurs thermiques de tubes à ailettes.

Le troisième chapitre consacré à la présentation de la méthode de simulation par le code de calcul Fluent 6.2. L'explication générale de la modélisation numérique (par la méthode des volumes finis) d'un écoulement incompressible du fluide avec un transfert de chaleur associé complète cette présentation. Ce chapitre rapporte également les résultats numériques liés à l'effet de l'arrangement des tubes sur les caractéristiques thermique et dynamique d'un faisceau de trois rangés avec des ailettes circulaires.

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

# **Chapitre 1**

## **Introduction au domaine des échangeurs de chaleur**

### **1.1 Introduction**

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de 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. Ces dispositifs sont utilisés principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel (chauffage, climatisation, etc.).

Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

### **1.2 Définition de l'échangeur de chaleur**

Un échangeur de chaleur est un système qui permet d'échanger la chaleur entre deux ou plusieurs fluides à des températures différentes. Ces fluides peuvent être en contact direct ou indirect, c'est-à-dire séparés ou non par une paroi. Dans un échangeur thermique, le fluide chaud et le fluide froid sont séparés, généralement, par une paroi solide (plane ou tubulaire).

La transmission de la chaleur se fait du fluide chaud vers le fluide froid. Dans un changeur, la chaleur est transmise d'un fluide à un autre. Le même fluide peut être conservé son état physique (liquide ou gaz) ou se présenter successivement sous les deux phases (cas des condenseurs et des évaporateurs).

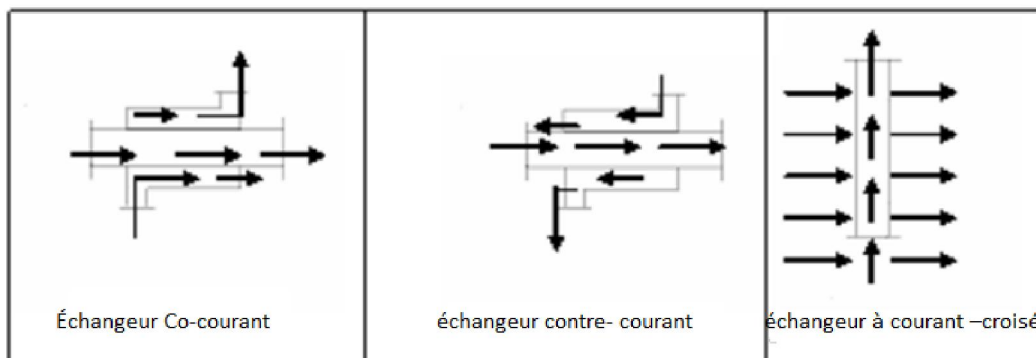
Dans le domaine des échangeurs de chaleur les résistances thermiques par conduction et par rayonnement sont souvent négligées devant la résistance convective globale des deux fluides.

## 1.2 Classification des échangeurs de chaleur

### 1.2.1 Critère d'écoulement des fluides

Une classification peut être établie d'après le sens relatif des écoulements des deux fluides. On distingue donc :

- Les échangeurs à courants parallèles: où l'écoulement des deux fluides est dans le même sens.
- Les échangeurs à contre-courant: dans la quelle l'écoulement des deux fluides est en sens contraire.
- Les échangeurs à courants croisés avec ou sans brassage: l'écoulement des deux fluides perpendiculairement l'un par rapport à l'autre.



**Figure 1.1 :** Critères utilisés dans la classification de l'échangeur de chaleur [1]

### 1.2.2 Types de contact

- Échangeurs à contact direct

Le type le plus simple comprend un récipient dans lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la même température finale.

Exemples :

- Les réchauffeurs d'eau (injection de vapeur d'eau sous pression).
- Les réchauffeurs industriels et les condenseurs à injection (centrale thermique).

- Échangeurs à contact indirect :

En principe, pour les échangeurs les plus répandus dans l'industrie, les deux fluides, froid et chaud, s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi, à faible inertie thermique. La chaleur que le fluide chaud cède à la paroi, par convection le long de la surface de contact, traverse l'épaisseur de la paroi par conduction et est cédée au fluide froid par convection le long de l'autre face.

Les processus de transfert présentent une réciprocity: convection (1), conduction (paroi), convection (2). Le flux de chaleur échangé s'exprime par le produit d'une conductance globale constante le long de l'échangeur, et de la différence entre les températures moyennes  $T_1$  et  $T_2$  des fluides [2].

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés aussi suivant d'autres critères :

1. Construction de la géométrie : tubes, plaques et surfaces à ailettes.
2. Classification selon la compacité de l'échangeur : Cette autre classification se base sur le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur et se divise en deux : échangeurs compact et non-compact.
3. Mécanisme de transfert de chaleur : une ou deux phases.

### 1.3 Coefficient d'échange global d'échangeur

La quantité de chaleur transférée par un échangeur peut être déterminée en écrivant qu'il est égal par exemple, au flux de chaleur perdu par le fluide chaud (c) et au flux de chaleur gagné par le fluide froid (f) au cours de leur traversée de l'échangeur, soit pour un écoulement à contre-courant:

$$Q = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{m,c}^{ent} - T_{m,c}^{sor}) = \dot{m}_f C_{p,f} (T_{m,f}^{sor} - T_{m,f}^{ent}) \quad (1.1)$$

Le flux de chaleur échangé est déterminé également en concevant un échange direct entre les deux fluides et en introduisant l'expression de résistances thermiques en séries.

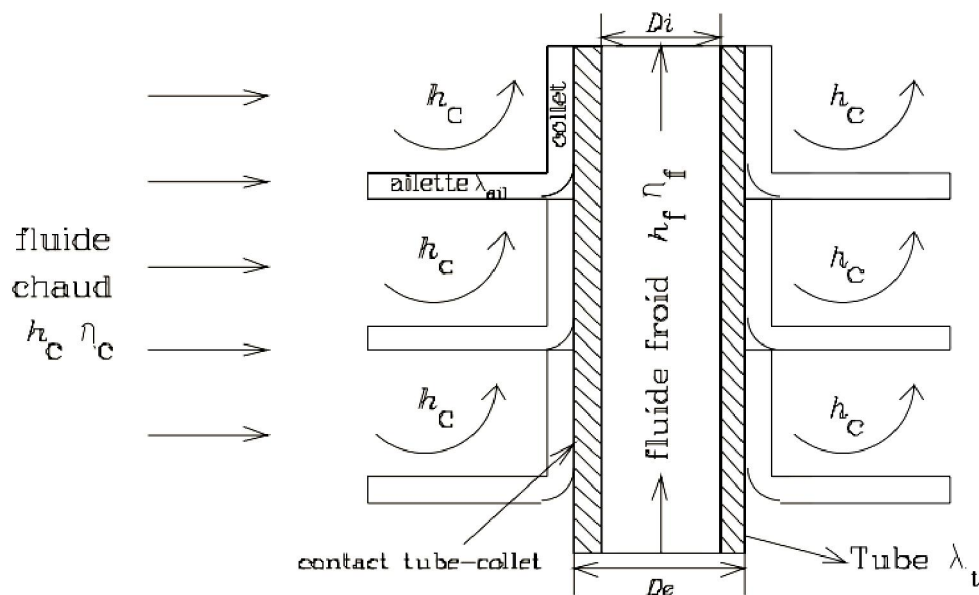
$$Q = UA \Delta T \quad (1.2)$$

Le rapport  $\left(\frac{1}{UA}\right)$  représente la résistance thermique globale à l'échange.

La connaissance de ce rapport est essentielle dans le calcul des échangeurs de chaleur. Dans le cas d'un échangeur à tube est ailettes telle que la Figure (1.2), l'expression du produit UA est donné par l'équation suivante:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta h A)_f} + \frac{R_i''}{(\eta A)_t} + R_{contact} + \frac{\ln(D_e/D_i)}{(2\pi\lambda A)_t} + \frac{R_e''}{(\eta A)_t} + \frac{1}{(\eta h A)_c} \quad (1.3)$$

- $\eta_f$  et  $\eta_c$ , sont, respectivement, les efficacités de la partie extérieure (qui inclut généralement des ailettes) et la partie intérieure du tube.
- $\frac{1}{(\eta h A)_f}$  et  $\frac{1}{(\eta h A)_c}$ , sont, respectivement, les résistances thermiques convectives : entre l'ailette et le fluide froid et entre le tube et le fluide chaud.
- $\frac{R_i''}{(\eta A)_t}$  et  $\frac{R_e''}{(\eta A)_t}$  sont des résistances thermiques dues à l'encrassement des fluides respectivement à l'intérieur et l'extérieur du tube,
- $\frac{\ln(D_e/D_i)}{(2\pi\lambda A)_t}$  est la résistance thermique de nature conductive du tube,
- $R_{contact}$  est la résistance thermique de contact entre le tube et ailette au niveau du collet.

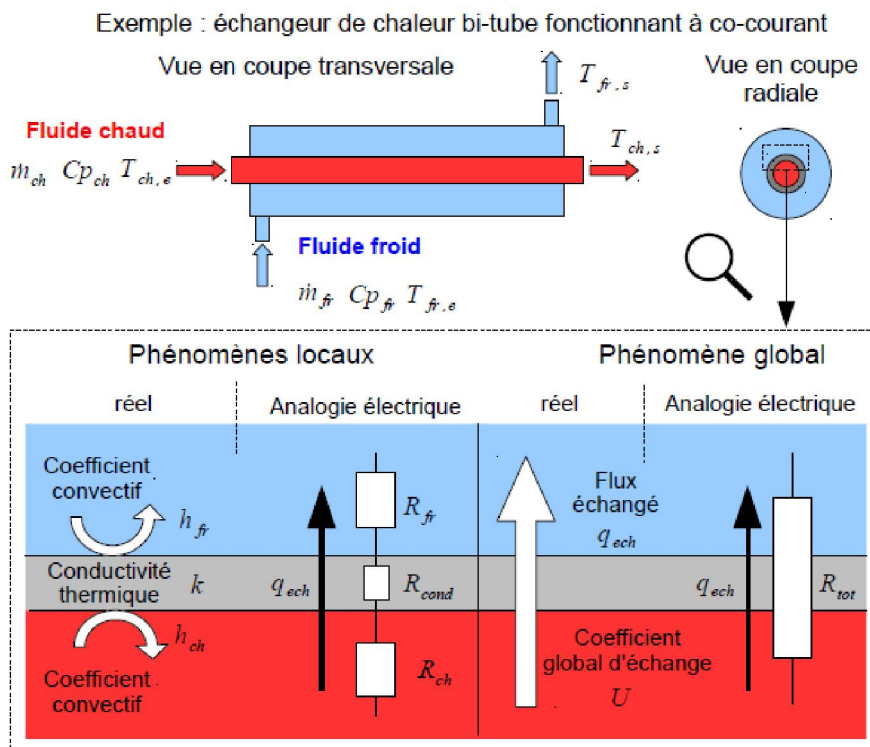


**Figure 1. 2 :** Schéma des résistances thermiques dans un échangeur à tube ailettes [3].

### 1.4 Méthodes de calcul des échangeurs thermique

Plusieurs critères sont à considérer pour le dimensionnement d'un échangeur suivant son utilisation. La puissance thermique est toujours la principale préoccupation, mais le choix définitif de l'échangeur peut dépendre aussi d'autres paramètres tels que : les pertes de pression ; l'encombrement ; la masse ; l'encrassement ; une température de paroi convenable avec les matériaux utilisés;...etc.

Il existe plusieurs méthodes d'évaluations des performances des échangeurs de chaleur sont envisageables pour la caractérisation de l'échangeur. Les plus connues sont la méthode d'analyse de la différence de température logarithmique moyenne (DTLM) et celle de l'efficacité/nombre d'unités de transfert ( $\epsilon$ -NUT). Avant de décrire le principe de ces deux méthodes, il est nécessaire d'établir un schéma représentatif et les principales hypothèses de travail.



**Figure 1.3 :** Principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur.

Ces deux méthodes de calcul d'échangeur sont toutes basées sur une approche intégrale ; elles présentent donc, du fait de leurs hypothèses, certaines limitations :

- Pour permettre une intégration analytique des équations, elles supposent un coefficient d'échange constant le long de l'échangeur ;
- Elles n'offrent pas en général la possibilité de dégager l'influence des paramètres géométriques, car les corrélations sont obtenues à partir de résultats globaux sur des appareils standards.

#### 1.4.1 Méthode DLMT

La différence de température logarithmique moyenne est la différence de température des deux fluides à l'entrée de l'échangeur moins cette différence à la sortie, divisée par le logarithme népérien du quotient de ces deux différences de températures. Pour le cas d'un échangeur tubulaire concentrique à contre-courant:

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_c^{ent} - T_f^{sor}) - (T_c^{sor} - T_f^{ent})}{\ln\left(\frac{T_c^{ent} - T_f^{sor}}{T_c^{sor} - T_f^{ent}}\right)} \quad (1.4)$$

Pour d'autres configurations géométriques d'échangeurs la quantité  $\Delta T_{LM}$  évaluée selon la méthode précédente ne représente plus exactement la déviance de température moyenne effectuée. On continue cependant à calculer  $\Delta T_{LM}$  comme s'il s'agissait d'un échangeur à contre-courant pur, en corrigeant néanmoins le résultat obtenu, par l'introduction d'un facteur de correction «  $F$  » tenant compte de la véritable configuration des écoulements. On a donc :

$$Q = UA.F.\Delta T_{LM} \quad (1.5)$$

L'objectif consiste alors à déterminer:

- La surface d'échange requise
- La géométrie appropriée en fonction du type d'échangeur, du coût, de la masse et de l'encombrement.

Le facteur correctif «  $F$  » est toujours inférieur à l'unité, la littérature fournit les valeurs de «  $F$  » sous la forme d'abaques pour la plupart des configurations courantes d'écoulements [4].

#### 1.4.2 Méthode NUT

La méthode de nombre d'unités de transfert est basée sur le calcul de l'efficacité  $\varepsilon$ , de l'échangeur. Cette dernière étant définie comme le rapport du flux,

de chaleur effectivement transféré au flux de chaleur maximal qui serait transféré dans les mêmes conditions de températures d'entrée des deux fluides.

$$\varepsilon = \frac{Q_{réel}}{Q_{max}} \quad (1.6)$$

L'efficacité maximale peut être atteinte dans un échangeur à contre-courant de longueur infinie. Dans ce cas le fluide dont le taux de capacité thermique  $C (C = \dot{m}.C_p)$ , est le plus faible, subit le maximum de différence de température.

$$Q_{max} = C_{min} (T_{m,c}^{ent} - T_{m,f}^{ent}) \quad (1.7)$$

Le NUT est le nombre d'unité de transfert, il est représentatif du pouvoir d'échange de l'échangeur et s'exprime comme le rapport adimensionnel:

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \quad (1.8)$$

Il faut notée que les deux méthodes aboutissent au meme résultat. Cependant un certain nombre d'arguments semblent plaider en faveur de la méthode NUT:

- Les températures de sortie des fluides ne figurent pas dans les données.
- Simplicité d'emploi.

## 1.5 Généralités sur les ailettes

### 1.5.1 Définition d'une ailette

Les surfaces étendues ou ailettes sont des dispositifs permettent d'augmenter la surface d'échange thermique et de créer des perturbations et de la turbulence au niveau de l'écoulement du fluide entourant l'ailette. Ainsi, ils permettent d'intensifié le taux de transfert thermique.

### 1.5.2 Différents types d'ailettes

Un nombre utile de dispositifs énergétiques modernes exigeant un transfert de chaleur plus rapide. Elles produisent une demande en expansion des composants de transfert de chaleur de haute performance avec des petits poids, volumes, coûts et des formes serviables. Donc, une meilleure construction d'un échangeur thermique nécessite un bon choix de la configuration de l'ailette.

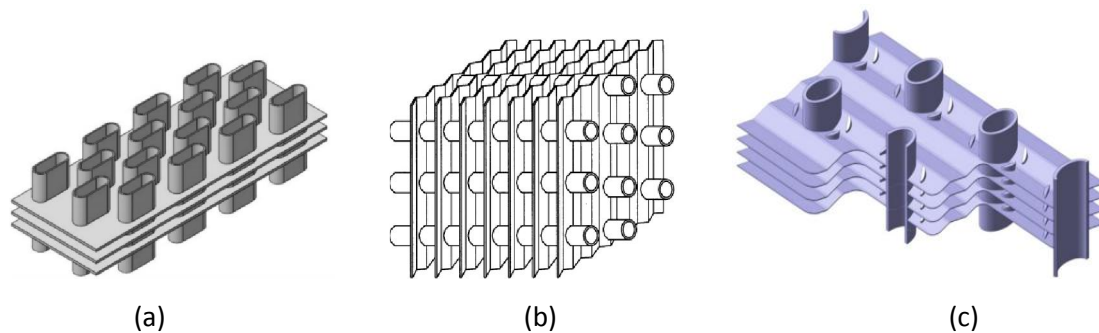
Dans les domaines d'applications technologiques on trouve plusieurs formes et configurations des surfaces étendues, divers modèles d'ailettes utilisés tels que :

plaque plane continue, ailettes annulaires circulaires ou carrées, ailettes ondulées,...etc.

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

### 1.5.2.1 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 de distordre la structure de l'écoulement et de diminuer la taille de la couche limite. Par conséquent, 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

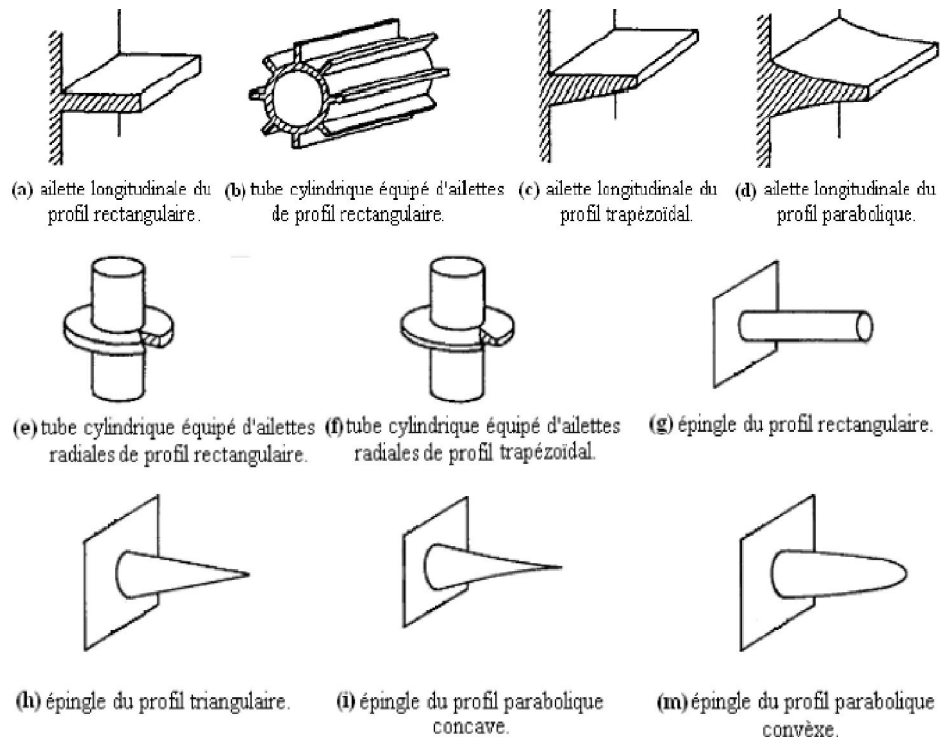


**Figure 1.4:** Différentes configurations d'ailettes continues: (a) ailettes planes, (b) ailettes ondulées lisses, (c) ailettes ondulées interrompues [5, 6].

### 1.5.2.2 Ailettes indépendantes

La forme indépendante d'ailette à une variété d'applications dans les échangeurs de chaleur compacts, les échangeurs à un seul et à double pipe, dans les équipements électriques chez lesquels la chaleur dissipée devrait être expéditivement absorbé et les moteurs à combustion interne. La sélection d'un type particulier d'ailette annulaire dépend principalement de leur géométrie.

Les ailettes continues sont utilisées dans les échangeurs de chaleur employés dans l'habitat, tandis que les échangeurs de chaleur industriels ont plutôt des ailettes indépendantes.



**Figure 1.5 :** Quelques exemples typiques de surfaces étendues indépendantes [7].

### 1.5.3 Efficacité d'ailette

L'efficacité d'une ailette est définie comme étant le rapport de la puissance thermique réellement échangée par l'ailette à la puissance thermique théorique qu'elle serait capable d'échanger si toute la surface de l'ailette est à la température de sa base  $T_b$  [8].

$$\eta_a = \frac{Q_a}{hS_a(T_b - T_f)} \quad (1.9)$$

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 :

$$Q_a = \lambda A \left. \frac{dT}{dz} \right|_{z=0} \quad (1.10)$$

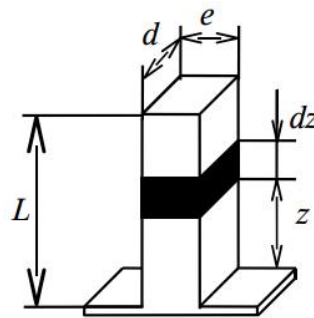
Une fois le champ de température connu, il est possible d'utiliser la relation (1.10) pour obtenir le flux de chaleur échangé par l'ailette. À titre d'exemple l'efficacité d'une ailette de section constante à sommet adiabatique : l'utilisation simultanée de l'équation du champ de température et la relation (1.10) conduit au flux échangé :

$$Q_a = (T_b - T_f) \cdot m\lambda A \cdot \tanh(mL) = (T_b - T_f) \cdot \sqrt{hp\lambda A} \cdot \tanh(mL) \quad (1.11)$$

On obtient l'efficacité de l'ailette en introduisant cette relation dans la relation (1.9)

$$\eta_a = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (1.12)$$

Physiquement, la relation (1.12) 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.



**Figure 1.6** : Définition des dimensions de l'ailette utilisée [8].

## Références bibliographiques

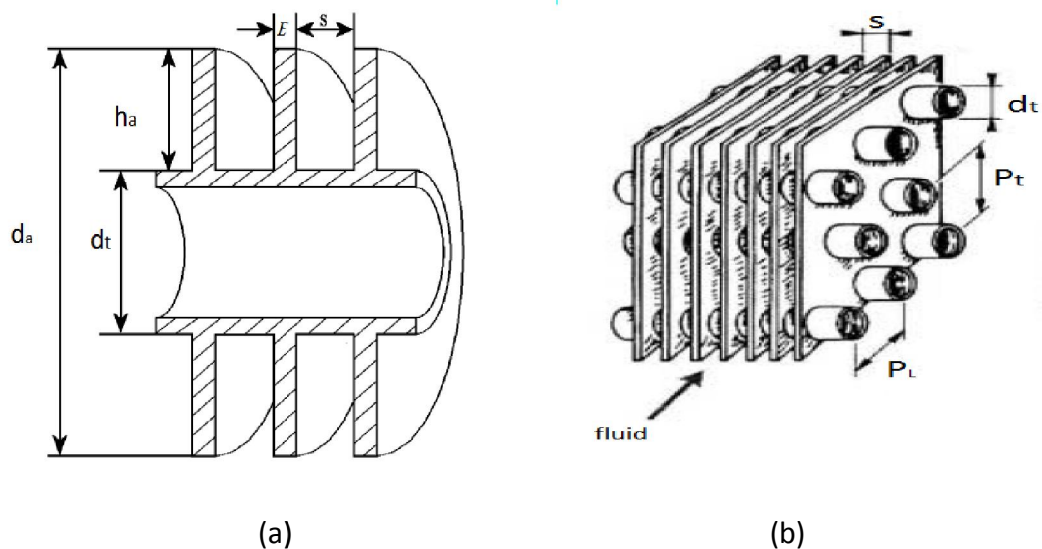
- [1] B. Nada, "Etude et optimisation des échangeurs de chaleur," in *departement de physique: montouri de conostantine*, 2008.
- [2] M. Moussa and P. J. Marie "Changeur de chaleur: échangeur tubulaire et changeur à surface raclée," 2002.
- [3] J. Jean-Michel "Condensation des effluents gazeux dans les échangeurs de chaleur en présence d'Incondensable," Thèse de Doctorat, Département de l'Energétique Industrielle de l'école des Mines de Douai, Université de Valenciennes et du Hainaut Cambrésis, France, 2003, pp. 1-250.
- [4] j. f. sacadura, *initiation aux transferts de valenciennes et du Hainaut Cambrésis*. France, 2003.
- [5] 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.
- [6] C.-C. Wang, Y.-M. Hwang, and Y.-T. Lin, "Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers," *International Journal of Refrigeration*, vol. 25, pp. 673-680, 2002.
- [7] A. D. Kraus, A. Aziz, J. Welty, W. John, and Sons, "Extended surface heat transfer," 2001.
- [8] F. Document, "Thermique Applique." *Université Pierre et Marie Curie*, vol. (Paris VI), pp. 36, 2011/2012.

## Chapitre 2

### Effet des paramètres géométrique

#### 2.1 Effet des paramètres géométriques

Pour augmenter la performance thermique des échangeurs de chaleur, il est nécessaire et efficace d'utiliser les surfaces prolongées (surfaces à ailettes) sur le côté gaz pour compenser le coefficient de transfert convectif, qui peut-être 10 à 100 fois plus petit que cela du côté liquide. Cependant, Plusieurs études trouvées dans la littérature montrent que les profils d'écoulement et les caractéristiques relatives de transfert de chaleur sont strictement liés et régis par la disposition et la forme d'ailettes, des tubes et aussi leurs dimensions (figure 2.1). Dans ce chapitre nous présenterons les facteurs importants qui influencent le transfert de chaleur et la chute de pression dans un faisceau des tubes à ailettes.



**Figure 2.1** : Les paramètres définissant la géométrie d'un échangeur de tubes (a) à ailettes circulaires (b) à ailettes plaques planes continues.

### 2.1.1 Effet du pas entre ailettes

Lors de la construction d'un faisceau de tubes à ailettes, la sélection d'un espacement correct entre les ailettes est un besoin souligné. Donc, un bon choix de ce paramètre permet de réaliser un échangeur bien compact.

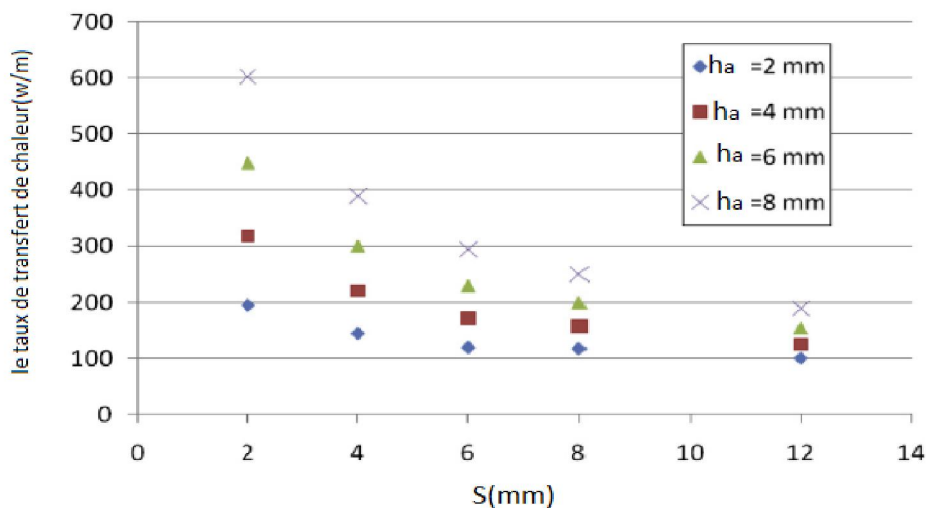
**Turaga, Lin et Fazio** (1966) [1], trouvent que le facteur de Colburn décroît avec le pas d'ailettes et proposent des corrélations en présence et en l'absence de condensation. En 1973, **Rich** [2] a étudié l'influence de l'espacement des ailettes sur le coefficient de transfert de chaleur à partir des résultats expérimentaux sur huit échangeurs à quatre rangées de tubes. Il a conclu que le coefficient de transfert est indépendant du pas d'ailettes, en parallèle, il corrèle le facteur de Colburn au nombre de Reynolds.

**Kayansayan** (1994) [3], a montré, en examinant dix configurations différentes d'échangeur à quatre rangées, que le coefficient de transfert thermique croît avec l'espacement entre ailettes. **Huang et al.** [4], (2009) ont montré expérimentalement que pour les deux types d'arrangements des tubes, le coefficient d'échange convectif moyen augmente significativement avec l'augmentation du pas d'ailettes ainsi que de la vitesse de l'écoulement. **Rich** [2, 5], a étudié l'effet de l'espacement entre ailettes et du nombre de rangées pour le cas d'un faisceau de tube à ailettes plaque plane. L'étude montre que le facteur de Colburn diminue de 50% quand l'espacement entre ailettes réduit de 8,7 mm à 1,23 mm.

**Jin-yoon Kim et al.** [6], ont analysé par la technique de la sublimation de naphthalène l'effet du rapport entre la distance inter-tubes et de leurs diamètres ( $S/D$ ) pour deux valeurs du nombre de Reynolds 1770 et 2660 sur le transfert de chaleur dans un échangeur à ailettes planes continues. Ils ont constaté qu'avec l'augmentation du rapport ( $S/D$ ), les transferts de chaleur et de masse sur les ailettes augmentent et ils atteignent l'état de saturation à  $(S/D)=0,5$ . Pour la grande valeur du nombre de Reynolds, l'effet de ces paramètres sur le transfert de chaleur devient très important.

**Harun Bilirgen et al.** [7], ont constaté que l'effet du pas d'ailette est dépendant de leur hauteur. Ils ont trouvé que le transfert thermique et les pertes de charges restent constants quand le rapport du pas d'ailette sur sa hauteur ( $S/h_a$ ) est supérieur à 1,5 (voir la figure ci-dessous). Une tendance semblable se produit pour la chute de pression, mais cette fois la chute de pression augmentant pendant que l'espacement d'ailette diminue.

Plus récemment, **Tahrour et al.** [8], montrent que, pour les deux positions concentrique et excentrique des tubes, le coefficient de transfert convectif moyen ( $\bar{h}$ ) augmente avec l'augmentation de pas d'ailettes ( $s$ ) jusqu'à une valeur maximale ( $S=5$  mm), puis il reste constant.

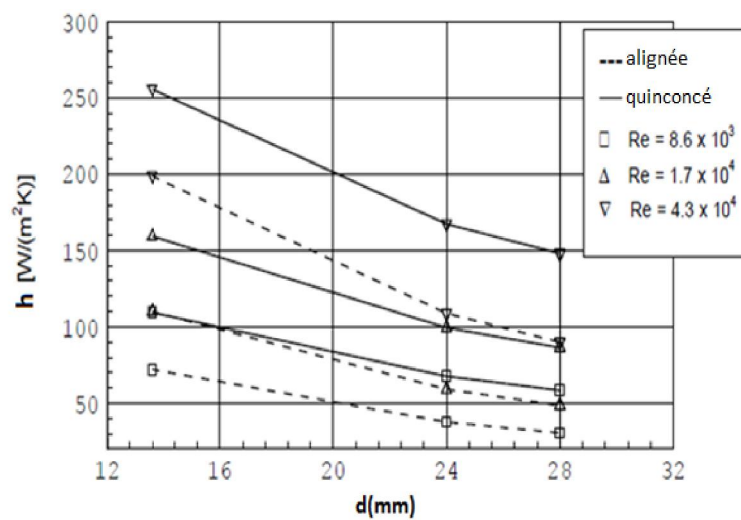


**Figure 2.2** : Effet de l'espacement et de la hauteur d'ailette sur le taux de transfert de chaleur[7].

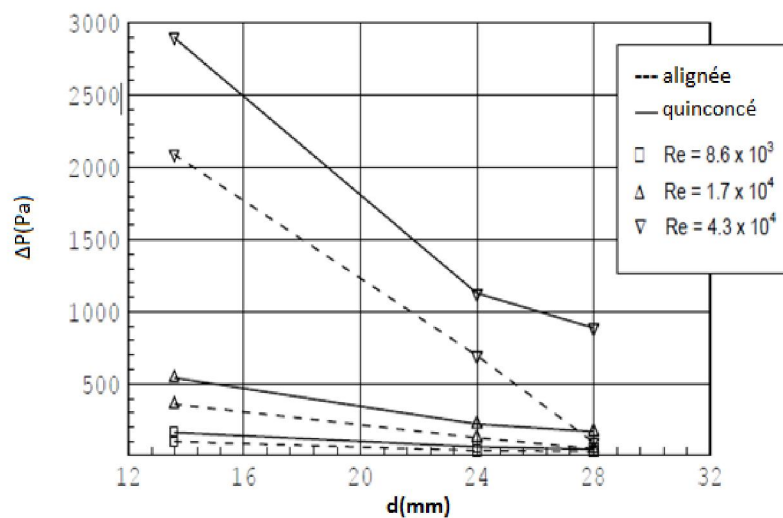
### 2.1.2 Effet du diamètre et de la forme des tubes

Avec le code de calcul Fluent, **Mon.** [9], a étudié l'effet de diamètre extérieur des tubes sur les caractéristiques dynamique et thermique d'un faisceau de quatre rangées à ailettes circulaires. Pour un intervalle de nombre de Reynolds ( $8.6 \times 10^3 \leq Re \leq 4.3 \times 10^4$ ), il trouve que pour les deux types d'arrangement des tubes et sous un rapport de pas transversal et le diamètre d'ailette ( $\frac{p_t}{d_a}$ ) fixe, le coefficient du transfert

thermique convectif  $h$  est diminué avec l'augmentation du diamètre des tubes  $d_t$  (voir la figure 2.3 (a)). Pour un nombre de  $Re$  fixe, la vitesse d'entrée de l'écoulement en cas de diamètre plus petit est plus élevée que pour le diamètre plus grand. Ainsi, la chute de pression  $\Delta P$  diminue avec l'augmentation de diamètre des tubes, quelque soit l'arrangement du faisceau. Quantitativement, les résultats trouvés montrent qu'une augmentation de diamètre de tube de 13,59mm à 24mm résulte une diminution de la chute de pression de 66,7% pour l'arrangement alignée et de 61,1% pour l'arrangement quinconcé (voir la figure 2.3 (b)).



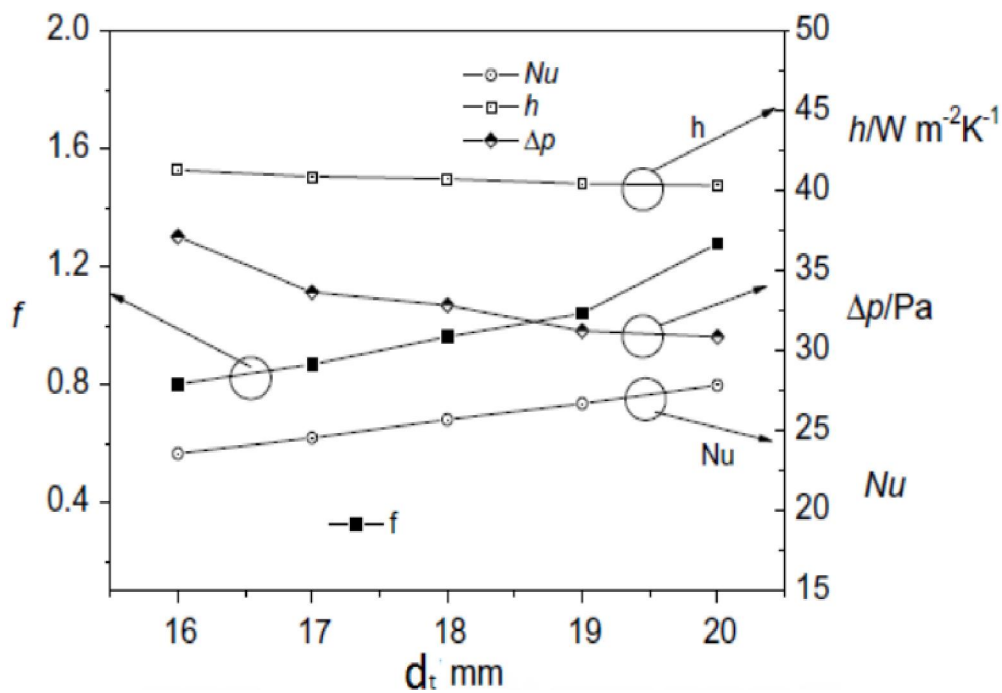
(a)



(b)

**Figure 2.3** : Effet de diamètre extérieur des tubes sur : (A) le coefficient de transfert convectif, (B) la chute de pression [9].

Pour voir l'influence du diamètre extérieur de tube sur l'efficacité de l'échangeur de chaleur, **Xie et al.** [10], effectuent une analyse numérique sur un modèle d'échangeur avec trois rangées de tube à ailettes plaques planes. L'étude consacrée à l'analyse de l'effet du diamètre de tube sur les caractéristiques de transfert thermique et de l'écoulement. Le diamètre de tube est varié de 16 à 20 millimètres. Les résultats trouvés montrent que le nombre de Nusselt  $Nu$  et le facteur de frottement  $f$  augmentent avec l'augmentation du diamètre du tube. Cependant, le coefficient de transfert convectif  $h$  et la chute de pression  $\Delta P$  sont diminués avec l'augmentation du diamètre du tube.

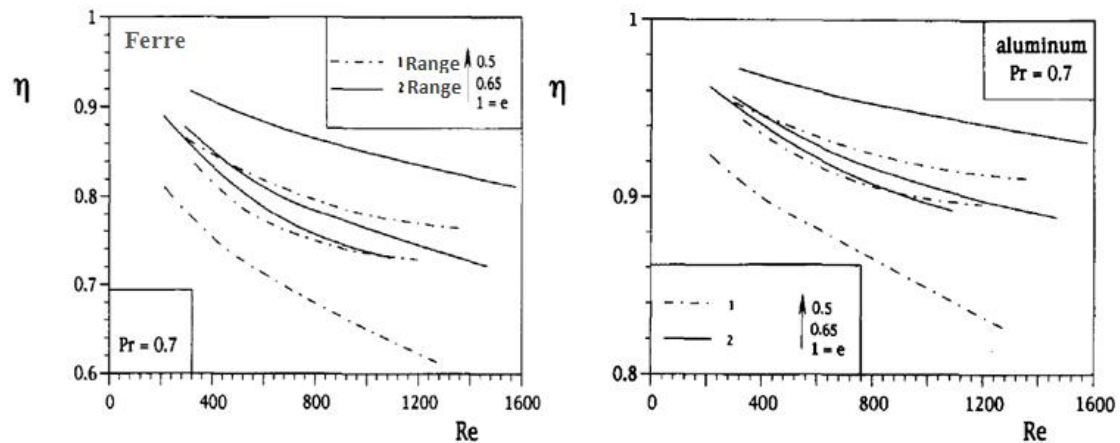


**Figure 2.4** : Effet du diamètre des tubes sur le nombre de Nusselt, le facteur de frottement, le coefficient de transfert thermique et la chute de pression ( $Re=3000$ ) [10].

Les caractéristiques thermique et dynamique d'un échangeur de chaleur dépendent aussi avec la forme des tubes [10].

En 1997, **Rocha et al.** [11], utilisent la méthode des différences finies pour comparer la performance thermique des deux configurations de tube (elliptique et circulaire), avec une et deux rangées de tubes. Les résultats de la variation de l'efficacité d'ailette en fonction de l'ellipticité des tubes, nombre de Reynolds,

nombre de rangées et du matériau qui compose l'ailette, sont présentés par la figure ci-dessous. Les résultats de cette figure indiquent que l'efficacité d'ailette augmente avec l'ellipticité des tubes. En parallèle, l'étude montre qu'il y a un maximum de gain d'efficacité égal à 18% pour ( $e = 0.5$ ) par rapport à un tube circulaire. Dans tout les cas, un échange de chaleur par l'aluminium est plus efficace que le fer, à cause de sa conductivité thermique supérieure.



**Figure 2.5 :** Efficacité de l'ailette en fonction de l'ellipticité ( $e$ ), du nombre de Reynolds ( $Re$ ) et du nombre de rangées [11].

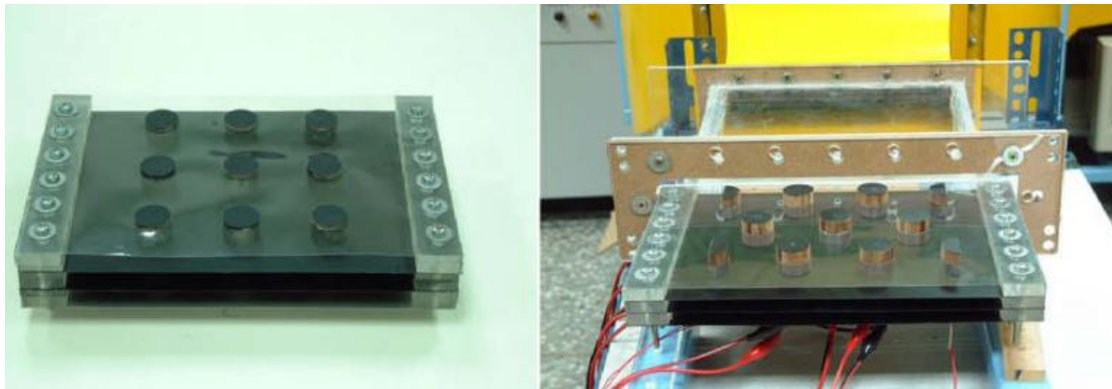
Avec le code de calcul Fluent 5.0, **Erek et al.** [12], effectuent une analyse numérique sur trois modèles d'échangeur de chaleur, avec plusieurs valeurs de l'ellipticité des tubes. Les résultats trouvés montrent que la forme elliptique des tubes donne un bon échange de chaleur que la forme circulaire. L'étude montre également que l'ellipticité des tubes permet d'augmenter la section de passage de l'écoulement entre les tubes, ainsi elle réduit les pertes de charge.

Parallèlement, une simulation numérique en 3D en combinaison avec une étude expérimentale a été effectuée par **Matos et al.** [13], L'étude consacrée à l'analyse énergétique d'un échangeur de tubes elliptiques et circulaires. Les résultats trouvés montrent que la forme optimale elliptique donne un gain relatif de transfert thermique de plus de 19% par rapport à la forme circulaire des tubes. Le gain du transfert thermique pour la forme elliptique a été également associé à une réduction relative de la masse du matériau consommé de plus de 32% par rapport à la forme circulaire.

### 2.1. 3 Effet de l'arrangement des tubes

La recherche d'un nouveau type d'arrangement du faisceau des tubes à ailettes est l'une des choses importantes d'amélioration des performances thermiques et hydrodynamiques des échangeurs de chaleur. Les recherches ci-dessous ont traité cet axe d'optimisation des échangeurs thermiques.

**Huang et al.** [14], ont présenté des simulations numériques en 3D pour résoudre le problème inverse des conditions aux frontières. Ils appliquent la méthode de plus forte pente SDM (steepest descent method) et un code de calcul universel CFX4.4 pour estimer les coefficients de transfert convectif locaux dans un échangeur de chaleur de tubes à ailettes planes. Dans leurs études, ils ont examiné les arrangements en ligne et en quinconce et avec le régime stationnaire et transitoire d'écoulement. La distribution des températures sur les surfaces d'ailettes a été prise expérimentalement par la thermographie infrarouge. Les résultats trouvés dans cette étude montrent que le coefficient de transfert thermique moyen en arrangement en quinconce des tubes est environ 8-13% plus grand que celui de l'arrangement en ligne.



**Figure 2.6:** Les deux configurations d'échangeurs de chaleur étudiés par Huang et al. [14].

D'une manière similaire **Ay et al.** [15], ont utilisé la technique de thermographie pour caractériser la distribution de la température sur les ailettes planes continues dans deux types d'échangeurs (arrangement en ligne et en quinconce). Les auteurs ont utilisé, ensuite, ces températures pour calculer, par la méthode des différences finies, le coefficient local de transfert de chaleur sur les

aillettes. Leurs résultats montrent que le transfert de chaleur réalisé par le faisceau quinconcé est supérieur de 14% à 32% par rapport à celui transféré par le faisceau aligné.

**Mon et al.** [16], ont présenté des simulations numériques tridimensionnelles détaillées, par Fluent 6.2, pour comparer les caractéristiques thermiques et dynamiques dans un échangeur constitué de quatre rangés. Ces tubes sont arrangés en quinconce et en ligne. Les principaux résultats fournis par cet étude sont :

- L'arrangement en quinconce rapporte clairement un coefficient de transfert de chaleur plus élevé, alors que la chute de pression de cet arrangement est généralement plus haute que pour l'arrangement aligné.
- La différence du coefficient de transfert de chaleur, entre l'arrangement en quinconce et en ligne, est diminuée avec l'augmentation du nombre de Reynolds et l'espacement entre les ailettes, aussi la diminution de la hauteur d'ailette et de diamètre des tubes.
- Le paramètre de la performance de l'arrangement aligné est plus élevé une fois comparé, sous les mêmes conditions, avec l'arrangement quinconcé.
- Généralement, la chute de pression des faisceaux en quinconces est plus grande par un facteur de 1.8 que les faisceaux en ligne. Cet incrément de chute de pression est diminué une fois que le nombre de Reynolds augmente.

**Tutar et Akkoca** [17], ont analysé le comportement d'un écoulement laminaire instationnaire à travers un échangeur de chaleur de tubes à ailettes plaque plane avec plusieurs rangées. Les effets de l'espacement entre ailettes ( $S$ ), nombre de Reynolds ( $Re$ ), le nombre de rangées ( $N$ ) et de l'arrangement des tubes sur les caractéristiques thermo-hydraulique de cet échangeur ont été examinés. Les résultats obtenus montrent que le paramètre de performance " $K$ " d'un faisceau de tubes en arrangement alignés est plus élevée qu'un faisceau en arrangement quinconcé.

### 2.1.4 Effet de l'épaisseur et de matériau des ailettes

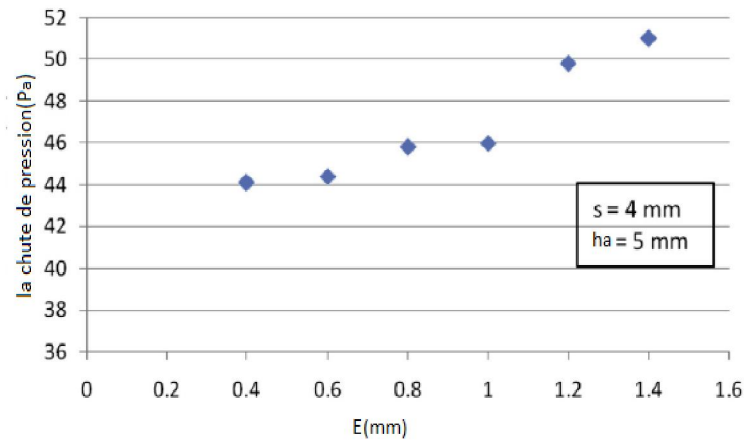
On fabrique les échangeurs de chaleur en matière extrêmement nombreuse. Le choix des matériaux de construction des différentes pièces de l'échangeur dépend notamment des conditions de service (température, pression, degré de corrosivité du milieu).

Dans l'article de **Thirapat Kuvannarat et al.** [18], les auteurs ont examiné l'effet de l'épaisseur de l'ailette sur les performances d'une ailette onduleuse. Un nombre de 10 échantillons ont été examinés avec une variation de l'épaisseur d'ailette entre 0,115 mm et 0,25 mm. L'étude indique que l'effet de l'épaisseur d'ailette sur le coefficient de transfert convectif est important. Les coefficients de transfert de chaleur pour  $E = 0,25$  millimètre est environ 5-50% plus haut que ceux pour 0,115 mm alors que la chute de pression pour le première cas est environ 5-20% plus haut que le deuxième cas.

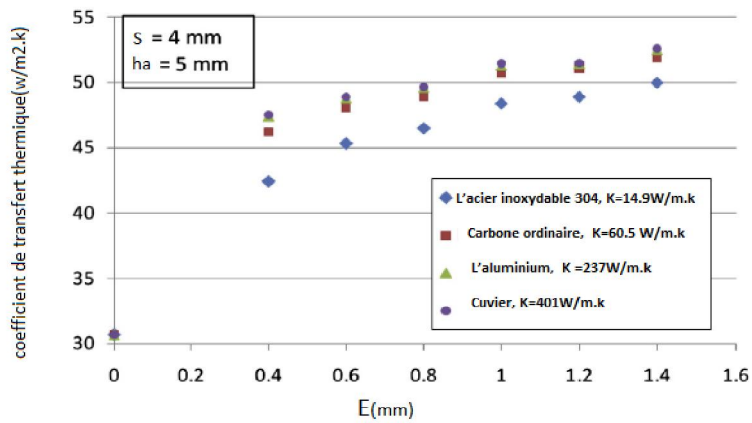
**Bilirgen et al.** [7], montrent que le coefficient de transfert de chaleur augmente avec l'épaisseur de l'ailette. Cependant, cette augmentation est relativement faible, en particulier pour le cas où ( $E \geq 1mm$ ). En parallèle, il y a une augmentation remarquable de la chute de pression avec ce paramètre (voir la figure 2.7).

D'une autre part, les auteurs faire une étude détaillée sur l'effet de quatre matériaux de construction de l'ailette : Acier inoxydable 304, plats en acier au carbone, aluminium et le cuivre. Ces matériaux sont utilisés couramment dans la fabrication des ailettes, leurs conductivités thermiques couvrent une large gamme de 14.9 à 401 (W/m.K). L'espacement entre ailettes et la hauteur de l'ailette sont respectivement 4 mm et 5 mm.

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.



(a)



(b)

**Figure 2.7** : Effet de l'épaisseur d'ailette sur : (a) la chute de pression ; (b) le coefficient de transfert thermique [7].

Trois valeurs de l'épaisseur d'ailette : 0,457 mm ; 1,06 mm ; 2,02 mm d'un faisceau de tubes à ailettes hélicoïdales ont été examinées par **Briggs et al.** [19], Les résultats obtenus dans cette étude prouvant que le coefficient de transfert de chaleur est dépend légèrement avec l'épaisseur de l'ailette. Le coefficient de transfert de chaleur de la plus grande valeur de l'épaisseur d'ailette était approximativement 8% moins que cela de la faible épaisseur.

Expérimentalement **Wongwises et Chokeman.**[20], ont étudié l'influence de l'épaisseur de l'ailette sur les caractéristiques thermo-hydraulique d'un échangeur de

tubes à ailettes ondulées. Pour un nombre de rangés ( $N= 2$ ), les résultats trouvés montrent que le facteur de Colburn augmente avec l'épaisseur de l'ailette. Avec un nombre de rangée ( $N \geq 4$ ) le facteur de Colburn diminue avec l'épaisseur de l'ailette. Dans tous les cas examinés, le facteur de frottement augmente avec l'épaisseur de l'ailette.

### 2.1.5 Effet du nombre de rangées

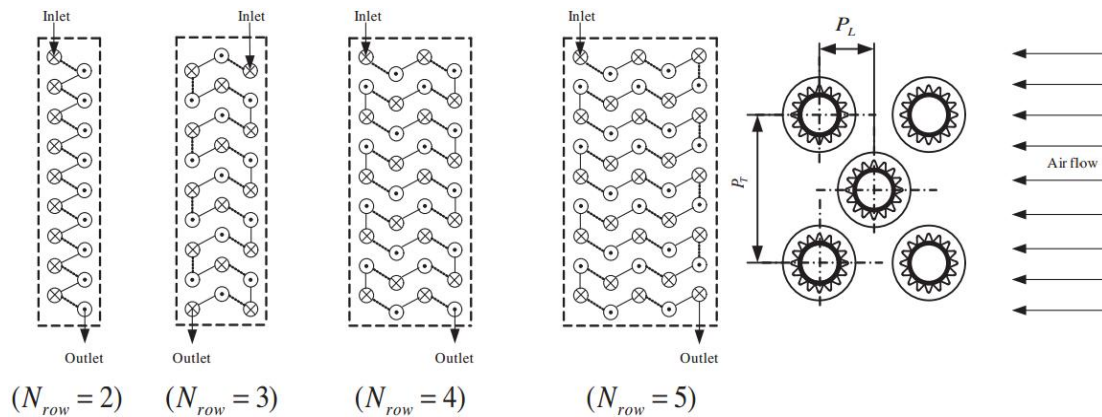
Le degré d'augmentation de transfert de chaleur dépend aussi du nombre de rangés et de leurs arrangements. Les recherches ci-dessous ont traité cet axe d'optimisation des échangeurs thermiques.

Des études expérimentales, dynamiques et thermiques, ont été réalisées par **Sparrow et Samie**. [21], sur un échangeur avec une et deux rangées de tubes à ailettes annulaires. L'étude montre que le nombre de Nusselt pour une seule rangée augmente avec la diminution du pas transversal des tubes. Par exemple pour une diminution du rapporte ( $P_t / d_o$ ) de 1,52 à 1,07, le Nusselt augmente de 35%, tandis que la chute de pression est augmentée par un facteur de trois. Pour deux rangées de tubes (en arrangement en ligne), le nombre de Nusselt de la deuxième rangée est généralement supérieur à celui de la première rangée (jusqu'à 35%), mais cette augmentation est dépendante du pas longitudinal des tubes ainsi que du nombre de Reynolds.

**Pongsoi et al.** [22], prouvent que le nombre de rangées de tube a une influence négligeable sur la performance de transfert de chaleur au nombre de Reynolds élevé (3000-13000). Dans tous les échantillons examinés, la chute de pression et le taux de transfert de chaleur augmentent avec l'augmentation du nombre de rangées de tube.

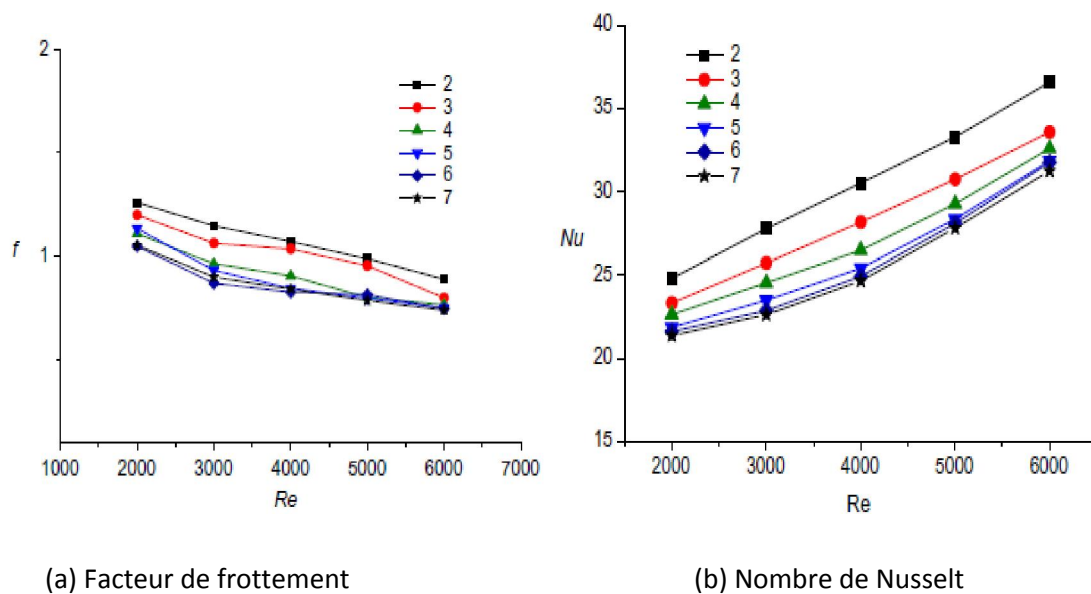
**Jang et al.** [23], (1996) affirment aussi par une étude numérique en 3D, que le transfert thermique est indépendant du nombre de rangées de tubes, mais seulement si ce dernier est supérieur à quatre. Cependant, le coefficient de transfert thermique et le facteur de frottement pour l'arrangement en quinconce

sont respectivement (15-27%) et (20-25%) plus supérieur à celui de l'arrangement en ligne.



**Figure 2.8 :** Les géométries d'échangeurs testés dans la référence [22].

Une simulation numérique en 3D basées sur l'algorithme SIMPLE a été réalisée par Xie et al. [24], (2008) pour voir l'influence du nombre de rangées sur un transfert thermique laminaire. La figure ci-dessous donne la variation du nombre de Nusselt et le facteur de frottement en fonction du nombre de Reynolds et pour un nombre de rangées allant de 2 jusqu'à 7. Les auteurs ont remarqué, que les caractéristiques du transfert de chaleur et de la chute de pression sont indépendants du nombre de rangées quand ( $N \geq 6$ ).

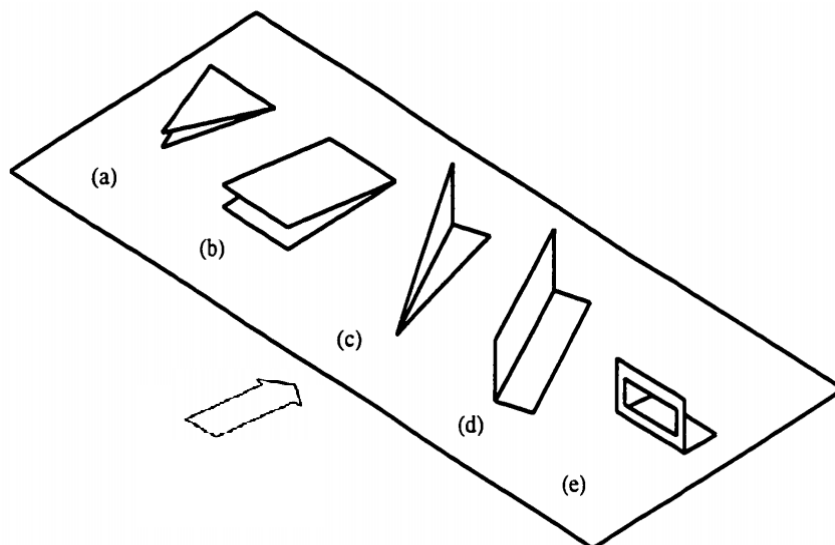


**Figure 2.9:** Effet du nombre de Reynolds ( $Re$ ) et du nombre de rangées sur le nombre de Nusselt ( $Nu$ ) et le facteur de frottement [24].

**Tutar et Akocca** [17] ont mené une simulation numérique tridimensionnelle et transitoire d'un écoulement dans un échangeur tubulaire de cinq rangées. L'étude consacrée à l'analyse de l'influence du nombre de Reynolds, espacement inter-ailettes, du rang des tubes et de la géométrie des faisceaux sur le coefficient de transfert thermique et sur les pertes de pression. Les auteurs affirment que l'effet du nombre de rangée sur le coefficient de transfert de chaleur est faible quand le nombre des rangées dépasse quatre. Cependant, la chute de pression augmente, pour les deux arrangements en ligne et en quinconce, une fois que le nombre de rangée de tube devient plus que quatre.

## 2.2 Intensification du taux de transfert thermique

Les phénomènes de transfert convectif sont fortement améliorés par les tourbillons transversaux et longitudinaux. Les tourbillons longitudinaux sont efficaces dans l'amélioration du transfert de chaleur parce qu'ils combinent les mécanismes principaux d'intensification de transfert de chaleur: développement de couches turbulentes tridimensionnelles, réduction de l'épaisseur de la sous-couche laminaire près de la paroi et intensification de la vorticité, augmentant ainsi les transferts convectifs dans la section de l'écoulement [25].



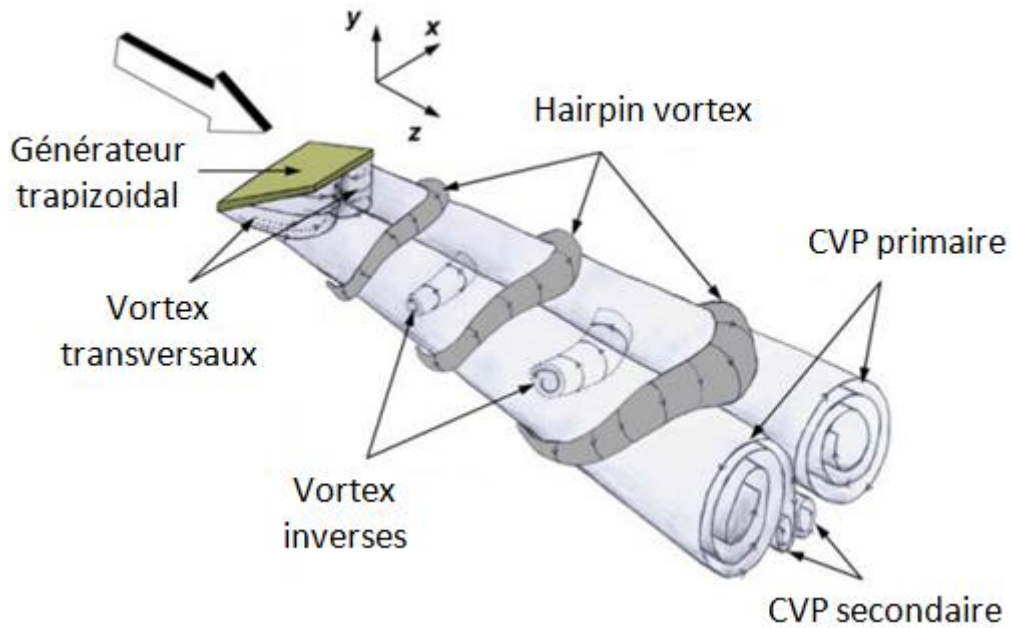
**Figure 2.10 :** Générateurs de vortex les plus communs : (a) Delta Wing, (b) rectangulaire Wing (c), delta winglet, (d) rectangulaire winglet et (e) Côte perforée [26].

\_A cause de cela, plusieurs formes de générateurs de vorticité ont été utilisées dans les échangeurs de chaleur en vue d'accroître leur efficacité et leur performance (voir figure 2.10). Ces structures génèrent des tourbillons périodiques instationnaires de type « fer à cheval » ou « hairpin », comme le représente la Figure 2.11.

Expérimentalement, **Pesteei et al.** [27] ont montré que l'insertion des inserts à la surface supérieure d'ailette intensifie le nombre de Nusselt moyen par 46%. Ils trouvent que l'augmentation maximale du taux de transfert thermique est à la zone de recirculation, au contraire, la chute de pression augmente jusqu'à 18%. On note ici que cette technique à une grande application industrielle, notamment pour les ailettes plaques planes continues.

Plus récemment, **Li et al.** [28] ont utilisé le code de calcul « Fluent » pour montrer que le taux de transfert thermique total de cinq tubes à ailettes avec 12 inserts est égal à celui donné par six tubes à ailettes ondulés. Cependant, la chute de pression de la première structure d'ailettes est inférieure à la structure onduleuse.

**Kaci et al.** [25] ont analysé comment on peut générer des structures d'écoulement tourbillonnaires par l'insertion des inserts sur la parois d'un tube cylindrique. Le but de ce travail est d'étudier les effets globaux de ces vortex sur le transfert de chaleur à partir d'un mur de tube maintenu à une température constante. Les résultats numériques trouvés montrent que l'intensification du taux de transfert thermique est attribuée principalement aux paires de vortex longitudinales contrarotatives, qui transportent la chaleur dans la direction radiale de l'écoulement.



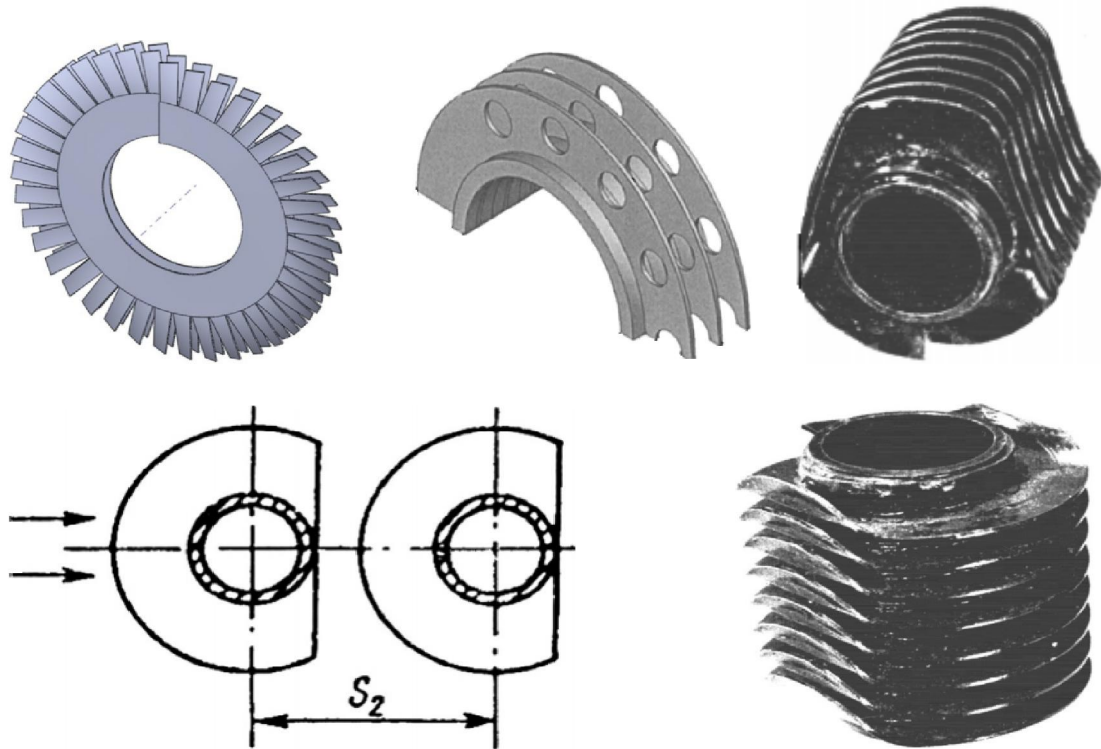
**Figure 2.11** : Structures de l'écoulement générées par un générateur trapézoïdal [25].

Pour le cas des échangeurs à ailettes annulaires, l'intensification du transfert de chaleur pour ce type d'échangeurs est faite seulement par l'augmentation du coefficient d'échange dans la zone de recirculation d'arrière les tubes (où il ya un faible échange thermique).

Parmi ces techniques on peut citer les techniques utilisant l'élimination d'une certaine partie d'ailettes à la région du sillage (travaux de **Runtysh et al.** [29, 30]), le perçage des trous dans cette zone (travaux de **Banergee et Lee.** [31, 32]), découpage d'ailettes en des sections courtes, pliage des extrémités d'ailettes dans différentes directions, décalage de tube vers la zone de recirculation (travaux de **Tahrour et al.** [33])...etc.

Par exemple la technique de pliage d'ailettes a été proposé par **Pis'mennyi** [34] afin d'augmenter la performance thermique des ailettes circulaires. L'analyse expérimentale faite ici montre que le perfectionnement marqué du transfert de chaleur, sans croissance excessive de la traînée aérodynamique, peut être atteint en améliorant le parcours du fluide entrant dans le faisceau. Selon les paramètres de pliage d'ailettes, l'arrangement des tubes et le nombre de Reynolds;

l'augmentation du coefficient de transfert de chaleur convectif s'étend de 15% à 77%. Il trouve qu'il y a une croissance de la trainée près de 40% à 117% en comparaison avec l'utilisation d'ailettes plates.



**Figure 2.12 :** Techniques d'augmentation de la performance thermique d'ailettes annulaires

[31, 32, 34, 35].

## Références bibliographiques

1. S.L.M.Turaga and P.P.Fazio, *Performance of direct expansion plate finned tube coil for air cooling and déhumidification*. Int J Refrig, 1966. **11**: p. 78-86.
2. D.G.Rich, *The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multi-row smooth plate fin-and-tube heat exchangers*. Ashrae Trans(2), 1973. **79**: p. 135–145.
3. N.kayansayan, *Heat transfer characterisation of plat fin-tube heat exchanger*. Rev Int Froid, 1994. **17**: p. 49-57.
4. C.H .Huang, I.C.Y., and.H.Ay, *An experimental study in determining the local heat transfer coefficients for the plate finned- tube heat exchangers*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009. **52**: p. 4883-4893.
5. D.G.Rich, *The effect of the number of tubes rows on heat transfer performance of smooth plate fin-and-tube heat exchangers*. Ashrae Trans(1), 1975. **81**: p. 307–317.
6. Kim, J.-Y. and T.-H. Song, *Effect of tube alignment on the heat/mass transfer from a plate fin and two-tube assembly: naphthalene sublimation results*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2003. **46**: p. 3051–3059.
7. H.Bilirgen, S.Dunbar, and E.K.Levy, *Numerical modeling of finned heat exchangers*. Applied Thermal Engineering, 2013. **61**: p. 278-288.
8. Farouk, T., *Modélisation et optimisation des échangeurs de chaleurs de à ailettes Indépendantes*, in *Physique Energétique*. 2016, El Hadje Lakhdar-Batna. p. 1-159.
9. Mi, s., Mon, *Numerical investigation of air-side heat transfer and pressure drop in circular finned-tube heat exchangers*. 2003, universitat Bergakademie Freiberg , Germany.
10. Gongnan, X., W. Qiuwang, and S. Bengt, *Parametric study and multiple correlations on air-side heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with large number of large-diameter tube rows*. Applied Thermal Engineering, 2009. **29**: p. 1–16.

11. Rocha, L.A.O., F.E.M. Saboya, and J.V.C. Vargas, *A comparative study of elliptical and circular sections in one-and two-row tubes and plate fin heat exchangers*. Heat and Fluid Flow, 1997. **18**: p. 247-252.
12. A.Erak, et al., *Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat Exchangers*. Applied Thermal Engineering, 2005. **25**: p. 2421-2431.
13. Matos, R.S., et al., *Three-dimensional optimization of staggered finned circular and elliptic tubes in forced convection*. International Journal of Thermal Sciences, 2004. **43**: p. 477–487.
14. Huang, C.H., I.C. Yuan, and H. Ay, *An experimental study in determining the local heat transfer coefficients for the plate finned-tube heat exchangers*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009. **52**: p. 4883-4893.
15. Ay, H., J.Y. Jang, and Y. Jer-Nan, *Local heat transfer measurements of plate finned-tube heat exchangers by infrared thermography*. International Journal Heat and Mass Transfer, 2002. **45**: p. 4069-4078.
16. Mon, M.S., *Numerical investigation of air-side heat transfer and pressure drop in circular finned-tube heat exchangers*. 2003, Doctoral Thesis, Technische Universität Bergakademie Freiberg, Germany.
17. M.Tutar and A.Akkoca, *Numerical analysis of fluid flow and heat transfer characteristics in three- dimensional plat fin -and -tube heat exchangers*. Numerical Heat Transfer, 2004. **46**: p. 3001-3321.
18. Kuvannarat, T.a., 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, 2006. **49**: p. 2587–2596.
19. Briggs, D., E and E.H. Young, *Convection heat transfer and pressure drop of air flowing across triangular pitch banks of finned tubes*. Chemical Engineering Progress Symposium, 1963. **59**.: p. 1-10.
20. Wongwises, S. and Y. Chokeman, *Effect of fin thickness on air-side performance of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers*. Heat Mass Transfer, 2004. **41**: p. 147–154.

21. Sparrow, E.M. and F. Samie, *Heat transfer and pressure drop results for one and two-row arrays of finned tubes*. International Journal of Heat Mass Transfer, 1985. **28**: p. 2247-2259.
22. Parinya, P.A., et al., *Effect of number of tube rows on the air-side performance of crimped spiral fin-and-tube heat exchanger with a multipass parallel and counter cross-flow configuration*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012. **55**: p. 1403-1411.
23. Jang, J.Y., 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, 1996. **39**: p. 3057-3066.
24. Xie, G., Q. Wang, and B. Sunden, *Parametric study and multiple correlations on air-side heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with large number of large-diameter tube rows*. Applied Thermal Engineering, 2009. **29**: p. 1-16.
25. Kaci, H.M., et al., *Flow structure and heat transfer induced by embedded vorticity*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010. **53**: p. 3575–3584.
26. Ricardo Romero-Méndez, M.S., *Study of external heat transfer mechanisms in single-row fin and tube heat exchangers, in department of aerospace and mechanical engineering*. 1998. p. 181.
27. Pesteei, S.M., P.M.V. Subbarao, and R.S. Agarwal, *Experimental study of the effect of winglet location on heat transfer enhancement and pressure drop in fin-tube heat exchangers*. Applied Thermal Engineering, 2005. **25**: p. 1684–1696.
28. Li, M.J., et al., *Heat transfer and pressure performance of a plain fin with radiantly arranged winglets around each tube in fin-and-tube heat transfer surface*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014. **70**: p. 734-744.
29. Runtysh, V.B., *Study of heat transfer and its enhancement in tube banks of air cooling heat exchangers, in Technical Sciences*. 1993, Doctoral thesis, Departement of Saint-Petersburg.

30. Runtysh, V.B. and N.M. Ruznetsov. *Thermal and aerodynamic design of air cooling finned heat exchangers*. in *Energoatomizdat*. 1992. Saint-Petersburg.
31. Banerjee, R.K., et al., *Evaluation of enhanced heat transfer within a four row finned tube array of an air cooled steam condenser*. *Numerical Heat Transfer*, 2012. **Part A 61**: p. 735-753.
32. Lee, D.H., et al., *Improvement of heat transfer with perforated circular holes in finned tubes of air-cooled heat exchanger*. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2012. **39**: p. 161-166.
33. Tahrour, F., et al., *3-D numerical study and comparison of eccentric and concentric annular-finned tube heat exchangers*. *Journal of Engineering Science and Technology*, 2015. **10**: p. 1508 - 1524.
34. Pis'mennyi, E.N., *Heat transfer enhancement at tubular transversely finned heating surfaces*. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014. **70**: p. 1050-1063.
35. Hofmann, R., F. Frazs, and K. Ponweiser. *Experimental analysis of enhanced heat transfer and pressure-drop of serrated finned-tube bundles with different fin geometries*. in *5th WSEAS International conference on heat and mass transfer (HMT'08)*. 2008. Acapulco, Mexico.

## Chapitre 3

### Résultats de la simulation numérique

#### 3.1 Introduction

Les outils de la simulation numérique occupent une place prépondérante dans l'étude de la majorité des problèmes physiques. La simulation se définit comme l'utilisation ou la résolution de modèles correspondant à un système donné pour étudier le comportement de ce dernier dans un contexte précis.

En utilise la simulation et la modélisation pour interviennent :

- La compréhension de la structure et des interactions à l'intérieur d'un système (déterminer le rendement, la performance...).
- L'étude du comportement d'un système par rapport à son environnement extérieur (consommation énergétique/cout...).
- La conception de nouveaux dispositifs/ composants, étude de système (composant) avant la création de prototype et mise en œuvre de procédés nouveaux (stratégies et algorithmes de contrôle).

Dans ce chapitre nous avons présenté les résultats de la simulation numérique effectuées pour un faisceau de trois rangées de tube à ailettes circulaires dont les tubes sont arrangés en quinconce et en ligne. Des calculs numériques ont été effectués en utilisant le code Fluent 6.2 qui se base sur la méthode des volumes finis. Nous présenterons brièvement la méthodologie de résolution du problème avec ce code dont l'utilisation nous a pris énormément de temps. Nous avons sélectionné le modèle de turbulence  $k - \epsilon$  (RNG) pour résoudre les équations régissant le problème conducto-convectif de transfert de chaleur.

### 3.2 Équations gouvernées le problème

Pour un écoulement tridimensionnel, incompressible, turbulent et stationnaire les équations de conservation de masse, quantité de mouvement et d'énergie sont écrites comme suite :

$$- \text{Equation de Continuité : } \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.1)$$

- Equation de quantité de mouvement :

$$\rho \frac{du_i}{dt} = \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u_i u_j}) \quad (3.2)$$

Où :

$$- \overline{\rho u_i u_j} = \mu_l \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} (\rho k + \mu_t \frac{\partial u_l}{\partial x_l}) \delta_{ij} \quad (3.3)$$

Le modèle de RNG K- $\epsilon$  de FLUENT adopte les équations de transport suivantes :

$$\rho \frac{dk}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \alpha_p \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + \mu_t S^2 - \rho \epsilon \quad (3.4)$$

$$\rho \frac{d\epsilon}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \alpha_p \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} \mu_t S^2 - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R \quad (3.5)$$

Pour plus de détail sur le modèle de turbulence RNG K- $\epsilon$  voir les références [1, 2].

- Equation d'énergie :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i (\rho E + p)) = \frac{\partial}{\partial x_i} (k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i}) \quad (3.6)$$

E : est l'énergie totale et  $k_{eff} = k_{air} + k_t$  est la conductivité effective implique la conductivité thermique turbulente  $k_t$ .

Dans la région solide des ailettes, l'équation d'énergie s'exprime par :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho c_p T) = \frac{\partial}{\partial x_i} (k_a \frac{\partial T}{\partial x_i}) \quad (3.7)$$

Les effets de flottabilité et le transfert thermique par rayonnement ont été négligés [3].

### 3.3 Méthodes de résolution numériques

Les équations différentielles aux dérivées partielles régissant les phénomènes de transfert de chaleur et de la mécanique des fluides dans un faisceau de tube ailettes peuvent être résolus 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 finies,
- La méthode des volumes finis,
- La méthode des éléments finis,

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 (maillage) 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 vitesses (V), pression (P), température (T) et les autres scalaires conservés.
- La linéarisation des équations discrétisées.
- La résolution du système d'équations linéaires résultantes [3].

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

1. Approche très "physique" : bilan des flux
2. S'adapte pour une géométrie quelconque
3. Fournit plusieurs schémas pour la résolution des termes non-linéaires hyperboliques
4. 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.
5. La méthode des volumes finis est la base de fonctionnement de la majorité des codes de simulation : Fluent, Star-CD, CFX,.....[4].

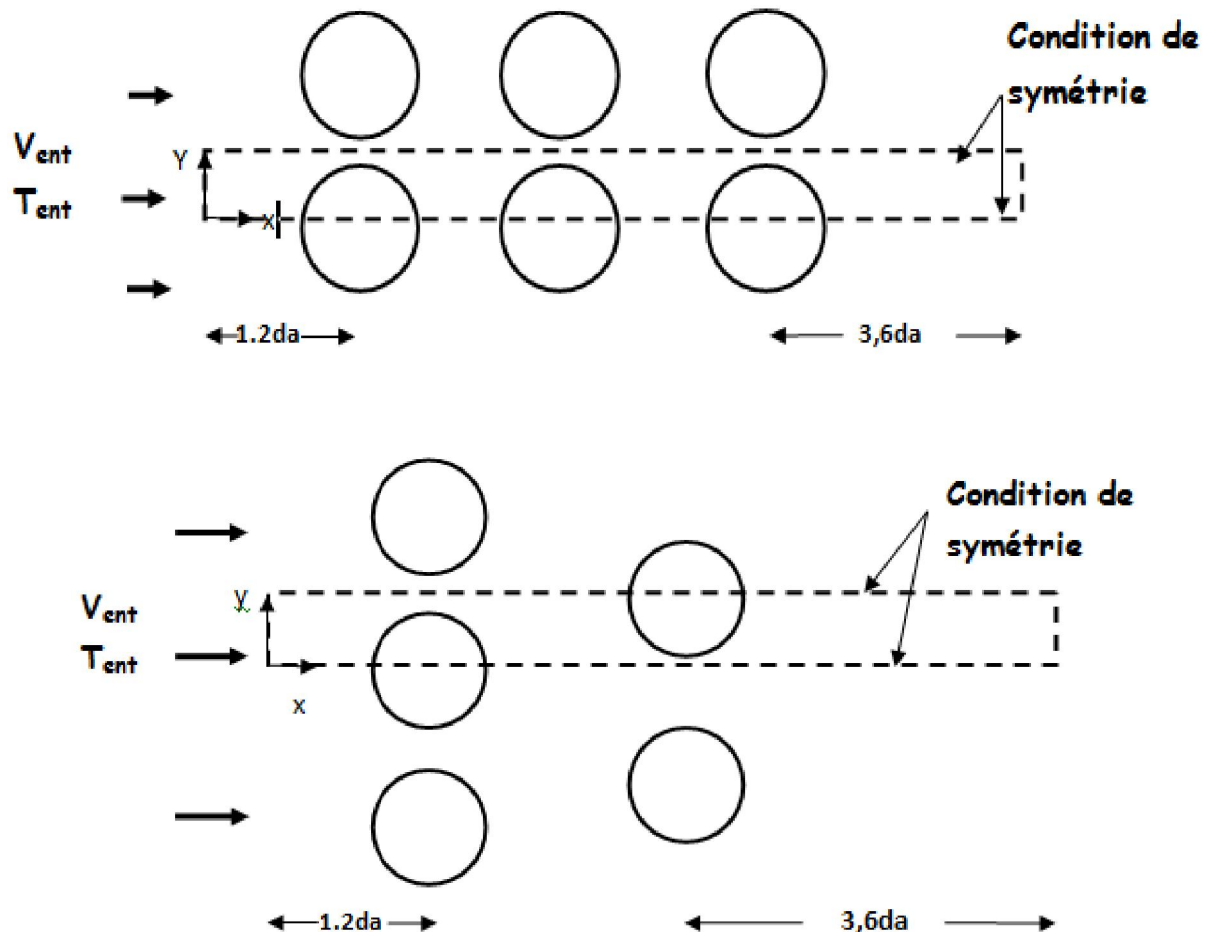
Pour le cas étudié ici, le code de calcul Fluent discrétise les EDP de transport définissant notre problème par la méthode des volumes finis.

### **3.4 Simulation numérique**

#### **3.4.1 Domaine de calcul**

En prévoyant de simuler un problème, le domaine de calcul doit être alors clairement spécifié. Basé sur la condition à la limite de la symétrie, 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 (3.1).



**Figure 3.1** : Domaine de calcul d'un faisceau à trois rangées: (a) arrangement en ligne, (b) arrangement en quinconce.

### 3.4.2 Conditions aux limites

Afin d'évaluer le transfert de chaleur et de la quantité de mouvement, quelques états préliminaires du modèle physique doivent être définis convenablement, les conditions aux limites sont exigées à placer dans toutes les frontières du domaine de calcul. On assume que l'air sec entrant dans le domaine de calcul à une vitesse uniforme  $V_{ent}$  (selon seulement la direction  $x$ ), une température  $T_{ent}$  (308,15 K) constantes et une intensité turbulente  $I$  (1%). Sur les surfaces solides des tubes et d'ailettes, la condition de non-glissement des vitesses

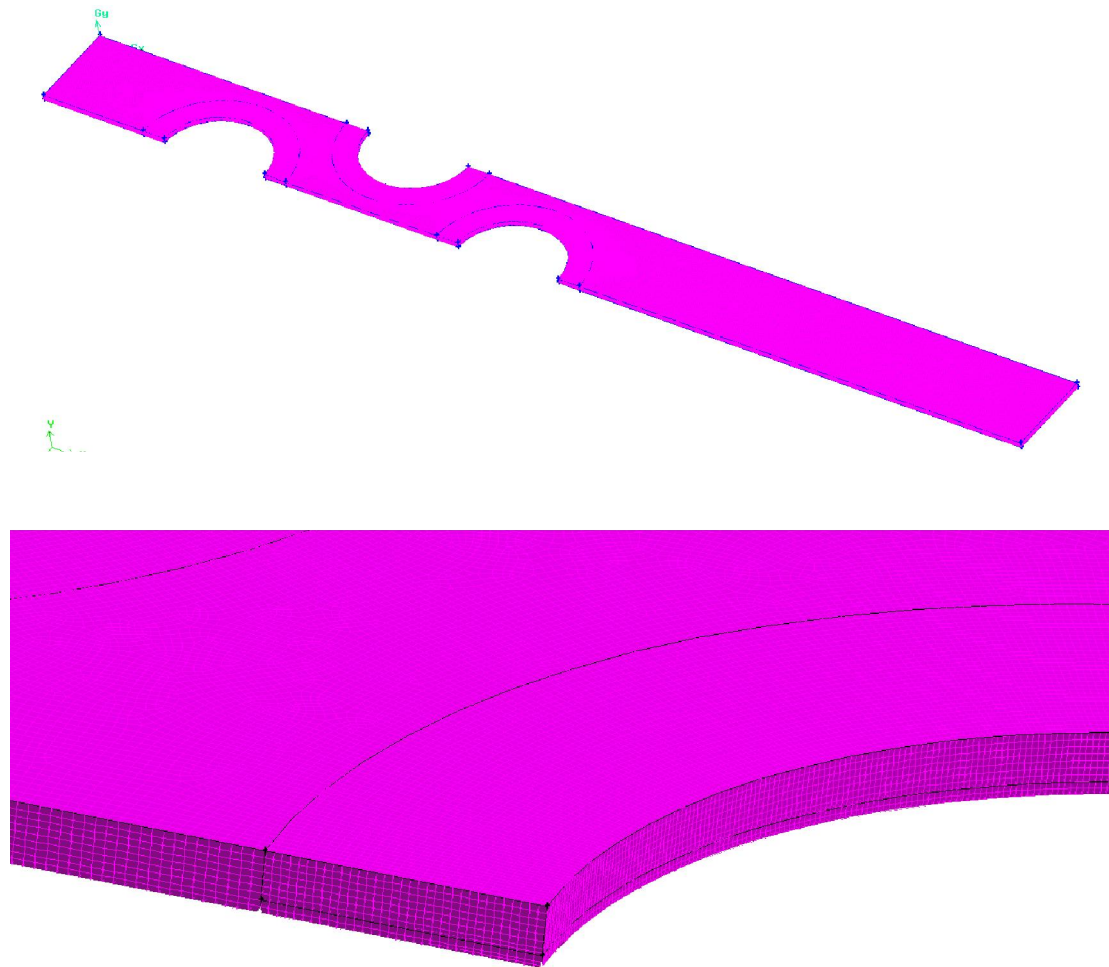
est spécifiée ( $u=v=w=0$ ). Une température constante  $T_p$ , égale 283,15 est assignée sur la surface des tubes. Dans l'acceptation de l'ailette mince, le gradient de température suivant la direction ( $y$ ) peut être négligeable et la température d'ailette varie seulement dans les directions ( $x$ ) et ( $z$ ). En outre, la superficie du bord d'ailette est assez petite devant la superficie totale d'ailette. Ceci implique que le taux de transfert de chaleur réel dissipé par le bout d'ailette est un peu plus petit que le taux de transfert de chaleur totale dégagé de la base d'ailette. La distribution de température sur les parois des tubes est uniforme et leur résistance thermique est négligeable.

Aux plans de symétries on a assumé un flux thermique nul. A ces plans, la composante normale de la vitesse est égale à zéro, c.-à-d. aucun flux convectif à travers ces plans. Ainsi, les gradients de température et les composants tangentiels des gradients de vitesse dans la direction normale sont nulles. La sortie du domaine de calcul est maintient à une pression statique (atmosphérique).

### 3.4.3 Maillage

Une étude du maillage a été réalisée dans le but de s'assurer que les résultats obtenus après les calculs ne soient affectés par la taille du maillage. Pour ce la, nous avons déterminé les valeurs du coefficient d'échange convectif moyen 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 (1.300.000) mailles hexaèdres est nécessaire pour donner des résultats stables et indépendants du maillage, tandis que pour l'arrangement en ligne, un nombre de (1.770.000) mailles hexaèdres est suffisant.



**Figure 3.2 :** Maillage généré pour un faisceau de trois rangées de tubes avec l'arrangement quinconcé.

### 3.4.4 Détermination du taux de transfert thermique et des pertes de charge

Le taux de dissipation thermique a été calculé par la relation suivante :

$$\dot{\varphi} = \dot{H}_{ent} - \dot{H}_{sor} \quad (3.8)$$

Où  $\dot{H}_{ent}$  et  $\dot{H}_{sor}$  (W) sont respectivement les débits massiques d'enthalpie à l'entrée et à la sortie du domaine de calcul, qui sont déterminés à l'aide du code de calcul Fluent :

$$\dot{H} = \int h \rho v \cdot ds \quad (3.9)$$

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 ces dispositifs thermiques. La chute de pression  $\Delta P$  a été déterminée en connaissant la relation suivante :

$$\Delta P = P_{ent} - P_{sor} \quad (3.10)$$

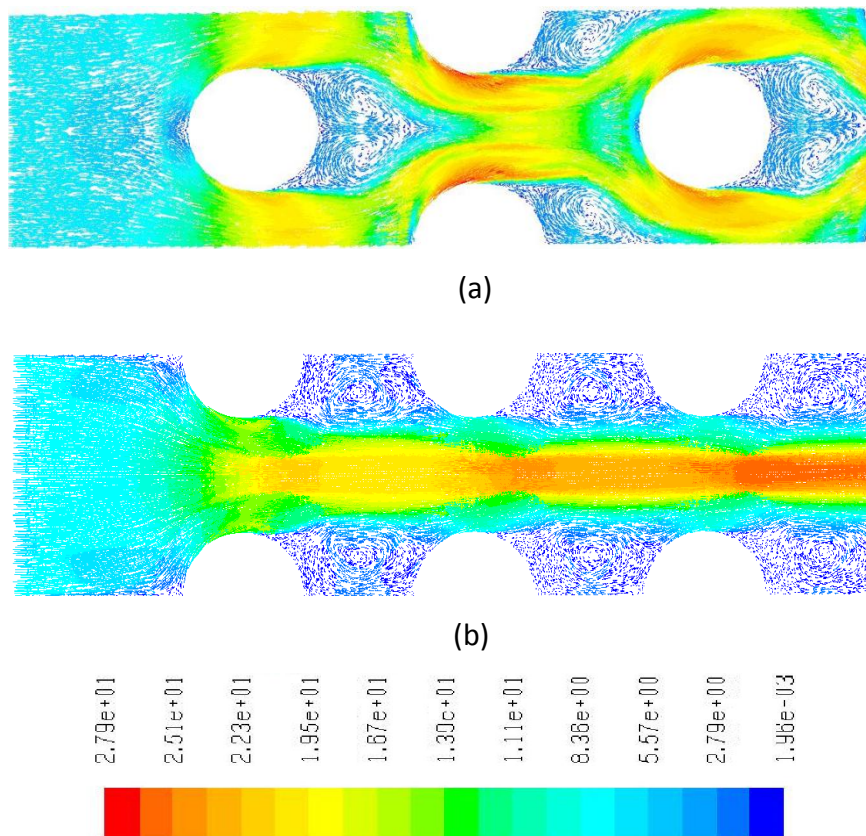
La pression à l'entrée et la sortie du domaine d'étude a été évaluée comme suit:

$$P_{ent,sor} = \frac{\int P ds}{\int ds} = \frac{\sum_{j=1}^n P_j S_j}{\sum_{j=1}^n S_j} \quad (3.11)$$

### 3.5 Résultats

#### 3.5.1 Effet de l'arrangement du faisceau sur le taux de transfert thermique

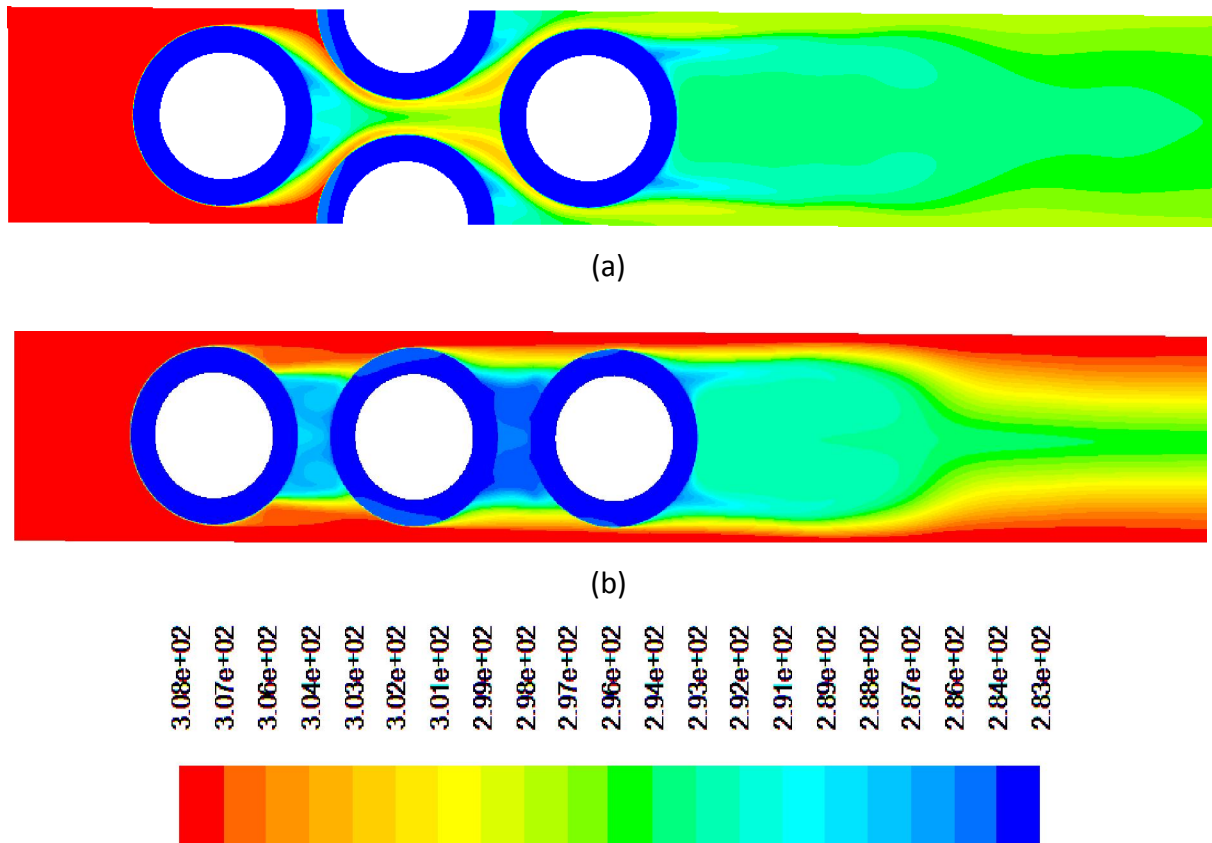
La distribution de la vitesse proche de la surface extérieure des ailettes est très importante pour la compréhension des phénomènes de transfert thermique. La figure (3.3) montre clairement que la configuration d'écoulement autour des premières rangées des deux arrangements (en ligne et en quinconce) est très semblable. Toutefois, l'écoulement de l'air est fortement accéléré dans les profondes rangées, quand il passe entre deux tubes. Pour l'arrangement en quinconce, la vitesse maximale de l'écoulement est se trouve autours des tubes de la deuxième rangée. Cependant, avec l'arrangement alignée, la vitesse augment de la première jusqu'à au profonds rangées.



**Figure 3.3 :** Distribution de la vitesse proche de la surface extérieure des ailettes (a) en arrangement quinconcé ; (b) arrangement en ligne (Re= 8200).

La figure (3.4) montre la distribution de la température à l'intérieur des ailettes d'un faisceau en arrangement quinconcé et aligné. Les résultats de cette figure montrent que le gradient de température suivant la direction de l'écoulement, pour l'arrangement en quinconce est plus élevé que l'arrangement en ligne.

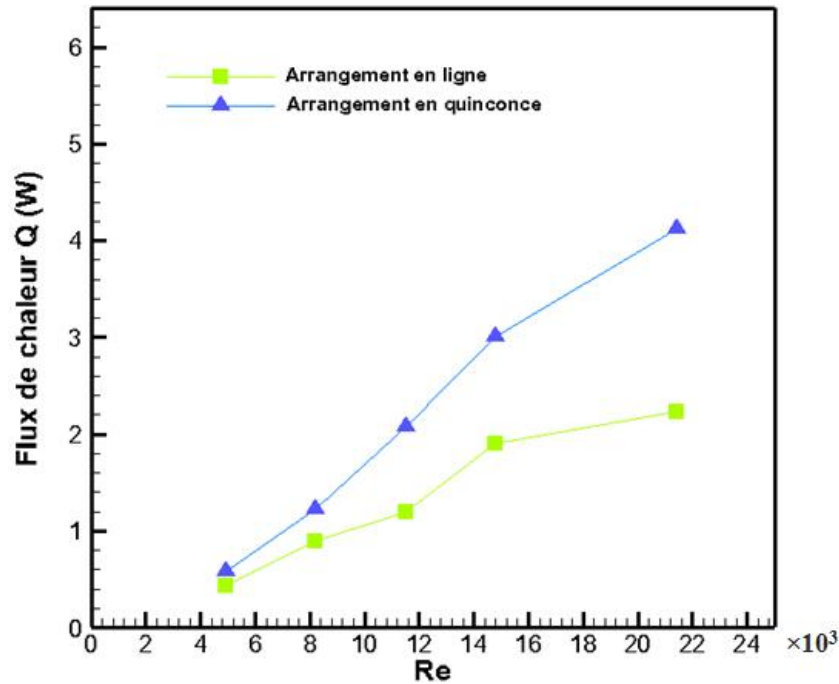
D'une autre part, l'échauffement des ailettes de la deuxième rangé (pour les deux arrangements) est important comparativement avec les autres rangées. Cela peut être expliqué par le profil de vitesse donné dans la figure (3.2).



**Figure 3.4 :** Distribution de la température à l'intérieur des ailettes des faisceaux : (a) à arrangement quinconcé ; (b) à arrangement aligné ( $Re= 8200$ ).

Les résultats de l'effet de l'arrangement des tubes sur le taux de transfert thermique sont montrés sur la figure (3.5). Ces résultats ont été présentés pour un intervalle du nombre de Reynolds ( $5 \times 10^3 < Re < 21,4 \times 10^3$ ). Les courbes de cette figure indiquent que le flux thermique transféré pour l'arrangement en quinconce est supérieur à celui de l'arrangement en ligne. Cette différence augment avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Par exemple, le flux échangé par un faisceau arrangé en quinconce est 34% supérieur a celui de

l'arrangement en ligne ( $Re = 5 \times 10^3$ ), ce pourcentage d'augmentation devient 84% pour ( $Re = 21,4 \times 10^3$ ).

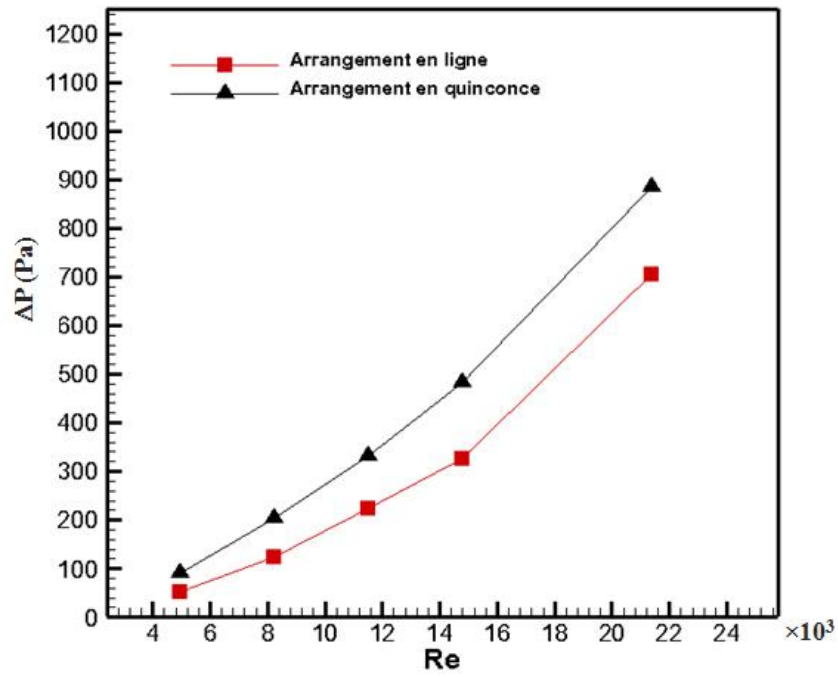


**Figure 3.5 :** Effet de l'arrangement des tubes et du nombre de Re sur le taux de transfert thermique.

### 3.5.2 Effet de l'arrangement du faisceau sur la chute de pression

Du point de vue dynamique, la détermination et l'utilisation des pertes de charge pour la prévision des performances fait actuellement une partie utile dans la construction des échangeurs de chaleur. Ainsi, l'évaluation du transfert de chaleur dans ces systèmes énergétiques est souvent suivie par des études de la chute de pression.

Comme indiqué dans la figure (3.6), la chute de pression  $\Delta P$  (Pa) dans le cas de l'arrangement en quinconce des tubes est grande comparativement avec l'arrangement en ligne. Cette remarque a été trouvée pour toutes les valeurs du nombre de Re. Quantitativement, la valeur de  $\Delta P$  augmente de 78% (avec  $Re = 5 \times 10^3$ ) si nous allons de l'arrangement aligné à l'arrangement en quinconce. Ce pourcentage devient 25% (avec  $Re = 21,4 \times 10^3$ ). Une très bonne concordance a été trouvée entre ces résultats et celles trouvés par Mon et al. [2].



**Figure 3.6 :** Effet de l'arrangement des tubes et du nombre de Re sur la chute de pression.

### Références bibliographiques

1. Tahrouf, F., *Modélisation et optimisation des échangeurs de chaleurs à ailettes indépendantes*, in *Sciences de la matière*. 2016, Thèse de Doctorat, El Hadje Lakhdar-Batna. p. 1-159.
2. Mi, S., Mon and G. Ulrich, *Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers*. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2004. **47**: p. 1953–1964.
3. Dalila, A., *Optimisation du rendement d'un Capteur solaire par minimisation des pertes Convectives*. 2009/2010, HADJ LAKHDAR-BATNA. p. 122.
4. Amine, M.A.M., *Etude numérique d'un capteur solaire plan à air Influence de la forme de la rugosité*, in *Genie Mécanique*. 2011-2012.

## **Conclusion générale**

Ce travail de mémoire explore en détail l'effet de plusieurs paramètres géométriques sur le comportement d'écoulement et de transfert thermique conducto-convectif dans un échangeur de chaleur. Afin de connaître les phénomènes physiques dans ces dispositifs, nous avons cité plusieurs travaux de recherche. La compréhension de ceux-ci nous a permis d'avoir une idée sur les techniques d'amélioration des performances de ces systèmes énergétiques.

La deuxième partie de ce travail d'étude est consacrée à l'analyse de l'effet d'arrangement du faisceau sur les caractéristiques thermiques et dynamiques d'un échangeur de tubes à ailettes circulaires. Cette analyse a été réalisée sur deux faisceaux (l'un arrangé en quinconce et l'autre est arrangé en ligne). Les simulations numériques des phénomènes thermiques et dynamiques ont été effectuées en utilisant le logiciel Fluent 6.2. Ce code de calcul est basé sur la discrétisation des équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie par la méthode des volumes finis.

Les distributions locales de la vitesse et les lignes iso-thermiques à travers les deux types d'arrangement de l'échangeur thermique ont été présentées. L'analyse de la partie bibliographique et des différents résultats obtenus dans la partie de la simulation numérique concernant un échangeur de tube à ailettes circulaires nous a permis d'arriver aux résultats suivantes :

1. Comme la géométrie des échangeurs thermiques est assez complexe, la majorité des travaux concernant la modélisation thermique et dynamique de ces dispositifs sont effectués numériquement. Ces travaux publiés concernent beaucoup plus les ailettes planes continues que les ailettes annulaires.
2. Dans la construction des échangeurs de chaleur, il faut choisir une géométrie qui donne un bon échange thermique et une minimum perte de charge.
3. Le coefficient de transfert de chaleur moyen augmente avec l'augmentation du pas d'ailettes jusqu'à une valeur maximale, puis il reste constant.

Néanmoins, la chute de pression diminuée toujours avec l'augmentation de l'espacement entre ailettes.

4. Dans la majorité des cas, une augmentation du diamètre de tube, a comme conséquence, une augmentation du transfert de chaleur et de la chute de pression.
5. Le taux de transfert thermique et la chute de pression augmentent avec l'augmentation du nombre de Reynolds, mais l'efficacité de l'ailette diminue.
6. Les résultats dérivés de notre simulation numérique affirment que l'arrangement quinconcé 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.

## Résumé

Le travail de cette mémoire a porté sur l'analyse bibliographique de l'effet des différents paramètres géométriques sur les caractéristiques thermiques et dynamiques d'un échangeur constitué de tubes ailetés. Les paramètres géométriques principaux mentionnés dans cette étude sont : le pas d'ailettes, diamètre de tube, arrangement du faisceau, épaisseur et matériau d'ailette. Parmi ces paramètres, nous avons choisi l'étude de l'influence de l'arrangement du faisceau. Donc, des calculs numériques ont été effectués en utilisant le code Fluent 6.2 afin de déterminer l'arrangement des tubes la plus performant. Ces approches numériques ont été réalisées pour un intervalle du nombre de Reynolds ( $5 \times 10^3 < Re < 21,4 \times 10^3$ ).

Les résultats obtenus montrent que le taux de transfert thermique de l'arrangement quinconcé est plus élevé que l'arrangement aligné. Cependant, ce dernier génère des pertes de charge faible par rapport au premier cas.

*Mots clés : Echangeur de chaleur ; ailette annulaire ; Fluent ; Convection forcée ; perte de pression.*

## Abstract

The work of this master thesis has focused on the bibliographic analysis of the effect of different geometric parameters on the heat transfer and fluid flow characteristics in heat exchangers in cross flow. The main geometric parameters mentioned in this study are: fin pitch, tube diameter, tube arrangement, fin thickness and material. Among these parameters, we have chosen to study the influence of the arrangement of the tubes. Therefore, the numerical calculations were performed using the software package Fluent 6.2 to determine the tube arrangement efficiency. These numerical approaches were performed for a wide range of Reynolds numbers ( $5 \times 10^3 < Re < 21.4 \times 10^3$ ). The results obtained show that the heat transfer rate of the staggered arrangement is higher than the aligned arrangement. However, the latter generated low pressure drops compared to the first case.

*Keywords: Heat exchanger; Annular fin; Fluent; Forced convection; Pressure drop.*